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
М. С. Высоцкий
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
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", 2009
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.

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Ходес И. В., Дербенцев А. Н., Егоров П. Г.* Влияние подвески на управляемость АТС

7 *Ходес И. В., Попилин Н. Я. Пименов Д. В.* Оценка управляемости АТС с учетом человеческого фактора

Исследования. Расчет

12 *Марков В. А., Кулешов А. С., Зенин А. А.* Расчетные исследования показателей транспортного дизеля с несимметричным расположением форсунок

22 *Назаров А. Д.* Расчетно-экспериментальное определение влияния дисбалансов двигателей на их уровень шума

Надежность

28 *Козловский В. Н., Малеев Р. А.* Модель надежности легкового автомобиля

Экономика

30 *Фасхиев Х. А.* Трехступенчатая модель оценки автобусов с целью их выбора

Испытания

43 *Егоров А. В.* Метод бездемонтажных бестормозных испытаний двигателей мобильных машин

Информация

45 *Добринский Е. С., Сеин В. А., Суслов Ан. А.* Рубежи российского автопрома в кризисном году

48 *Cotents*

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

9 '2009 (№ 158)

И. В. Ходес,
д-р техн. наук,
проф.,
А. Н. Дербенцев,
П. Г. Егоров,
инженер, ВолгГТУ

Влияние подвески на управляемость АТС

На сегодняшний день влияние деформации подвески на дополнительный поворот колес и автомобиля в целом не изучено, а если и есть информация, то она практически не доступна для масштабного применения. В статье рассмотрено влияние подвески на управляемость АТС.

Ключевые слова: *подвеска, дополнительный поворот, деформация, управляемость, устойчивость, искажение.*

Влияние деформации подвески на дополнительный поворот колес передней, задней осей и в целом всего АТС известно в технической литературе. Однако строгого аналитического описания связей с учетом конструктивной схемы, их нелинейности в диапазоне предельных деформаций подвески не приводится или описания практически недоступны для широкой инженерной практики, как например, программные комплексы ADAMS, ФРУНД, Virtual.lab или требуют адаптации к конкретной схеме подвески.

Вместе с тем знать это влияние необходимо для получения характеристик управляемости и устойчивости. Такими характеристиками в разработках Волгоградского государственного технологического университета (ВолгГТУ) [1] являются:

а) оценка точности воспроизводимой динамической траектории АТС относительно задаваемой, в том числе с учетом всех составляющих динамического искажения периодической тестовой траектории;

б) оценка критической скорости движения по заносу или опрокидыванию [2]. Характеристики учитывают внешние условия (сцепление, дорожный профиль, боковой воздушный поток и другие); управляющие воздействия водителя (повороты управляемых колес с учетом частоты, амплитуды, скважности, задаваемых ускорений разгона, торможения); запаздывание реакции водителя и технической системы на управляющие воздействия; технические параметры АТС (колесная формула, массогеометрические параметры, упруго-демпфирующие свойства, включая подвеску, шины, расположение центра масс и т. д.).

Ниже излагается аналитический метод оценки свойств АТС с учетом зависимости от шинной и креновой поворачиваемости каждой оси отдельно и системы в целом (см. ОСТ 37.001.051—86).

Рассмотрим этот метод на примере независимой рычажной подвески передней оси (ВАЗ-2121) и жесткой задней оси, связанной с остовом продольными реактивными штангами (см. рисунок).

Пусть под действием поперечной тестовой силы $P_т$, приложенной в центре подрессоренной массы АТС на высоте оси крена $h_{кн}$, возникает поперечный момент $M_{кр}$. Считая кузов жестким телом, имеем на внешней и внутренних сторонах подвески (относительно центра кривизны траектории) разнонаправленные деформации $h_п$. Дифференцируя их, найдем приведенную линейную динамическую податливость подвески кузова относительно опорных колес при угловых поперечных перемещениях

$$h_п = \frac{P_т h_{кн} B u_\beta}{2C_\beta} \text{ и } \frac{dh_п}{dP_т} = \frac{h_{кн} B u_\beta}{2C_\beta}, \quad (1)$$

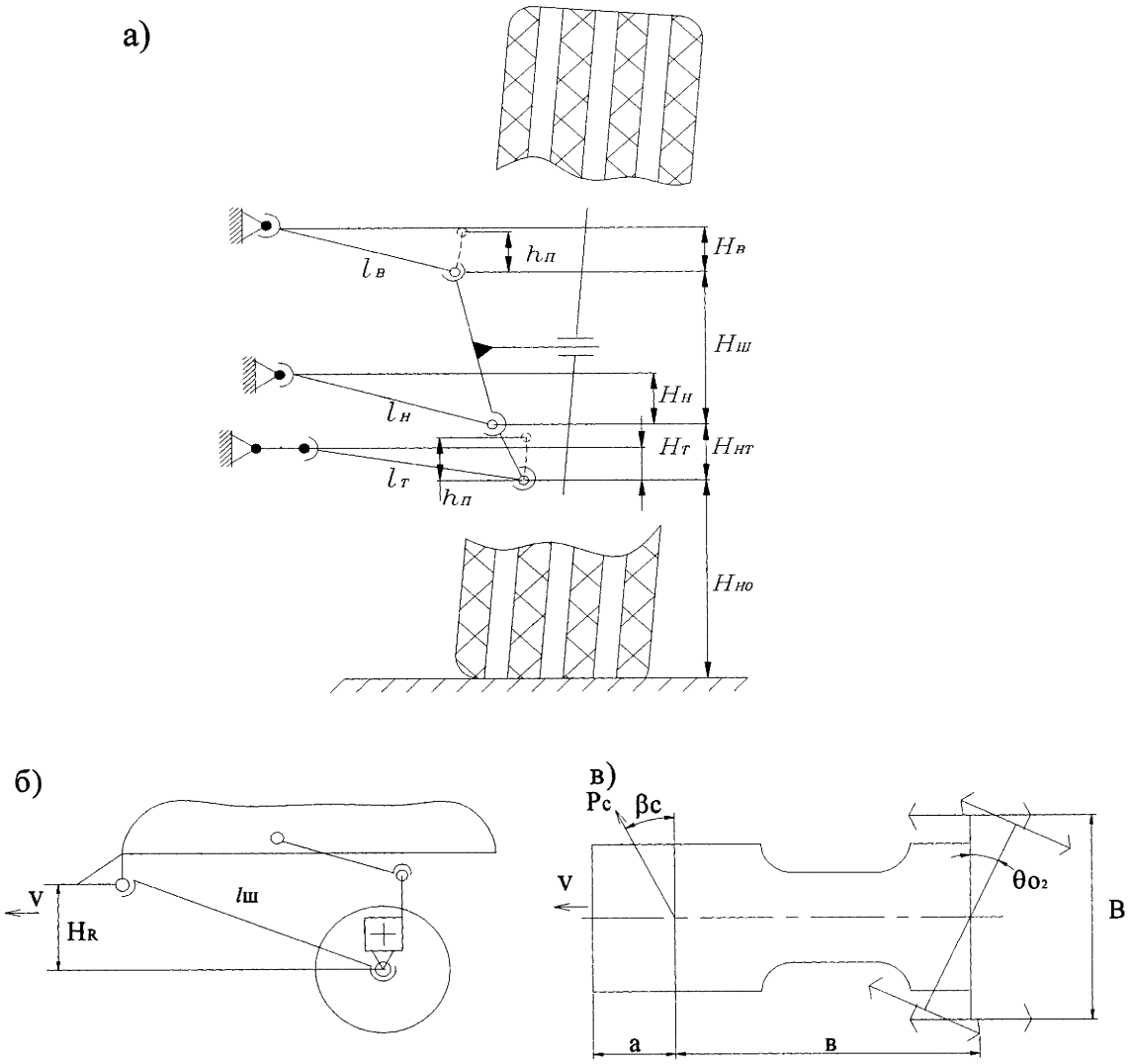
где B — усредненная поперечная база; $u_\beta = (1—1{,}4)$ — коэффициент усиления при наличии поперечных угловых колебаний (зависит от частот собственных и вынужденных колебаний, коэффициента демпфирования); $C_\beta = 0{,}5C_\Sigma B^2 + C_{ст}$ — угловая поперечная жесткость подрессоренной массы кузова, C_Σ — суммарная линейная жесткость подвески обеих осей; $C_{ст}$ — суммарная угловая жесткость поперечных стабилизаторов.

Это, в свою очередь, вызовет следующие поперечные смещения шарниров на передней подвеске (см. рисунок), определение которых представлено ниже.

Находим дополнительные повороты колес передней управляемой оси.

1. От поперечного смещения шарниров рулевых тяг

$$\Delta l_т = \sqrt{l_т^2 - (H_т - h_п)^2} - \sqrt{l_т^2 - H_т^2}$$



Конструктивная схема подвески автомобиля ВАЗ-2121:

а — передняя ось, правая цапфа, вид сзади; б — задняя ось, вид сбоку; в — задняя ось, вид сверху

угол дополнительного поворота $\Delta\theta_т = \Delta l_т / r$, коэффициент изменения угла дополнительного поворота в связи с деформацией подвески $\frac{d\theta_т}{dh_п} = \frac{(H_т - h_п)}{r\sqrt{l_т^2 - (H_т - h_п)^2}}$. С учетом выражения (1) получим коэффициент изменения дополнительного поворота в связи с изменением тестового поперечного усилия (H^{-1})

$$D_т = \frac{d\theta_т}{dP_т} = \frac{(H_т - h_п)}{r\sqrt{l_т^2 - (H_т - h_п)^2}} \frac{h_{кн} B u_\beta}{2C_\beta},$$

2. При изменении поперечного наклона диска колеса, т. е. "развала" имеем

$$\Delta\alpha_р = -\frac{\Delta l_в}{H_ш} + \frac{\Delta l_н}{H_ш},$$

где $\Delta l_в = \sqrt{l_н^2 - (H_в - h_п)^2} - \sqrt{l_в^2 - H_в^2}$; $\Delta l_н = \sqrt{l_н^2 - (H_н - h_п)^2} - \sqrt{l_н^2 - H_н^2}$; $H_ш$ — разность высот шаровых опор; $H_н$ и $H_в$ — разность высот шарниров нижнего и верхнего рычагов; $l_н$ и $l_в$ — длина нижнего и верхнего рычагов.

Это соответствует эквивалентному усредненному дополнительному повороту на угол $\theta_R = 0{,}8\alpha_р$, где $\alpha_р$ — наклон диска колеса (с учетом коэффициента 0,8, соответствующего приводимому в инструкциях по эксплуатации соотношению развала и схожде-

ния). Аналогично п. 1 находим коэффициент изменения угла дополнительного поворота при изменении тестового усилия ($Н^{-1}$)

$$D_R = \frac{d\theta_R}{dP_т} = \frac{0,8}{H_ш} \times$$
$$\times \left(\frac{H_н - h_п}{\sqrt{l_н^2 - (H_н - h_п)^2}} - \frac{H_в - h_п}{\sqrt{l_в^2 - (H_в - h_п)^2}} \right) \times$$
$$\times \frac{h_{кн} B u_\beta}{2C_\beta}.$$

3. Изменение развала колес вызовет дополнительное изменение положения шарнира рулевой тяги на цапфе относительно шарнира, связанного с остовом. Дополнительный поворот с учетом смещения нижнего рычага на угол θ_{Rl}. Коэффициент дополнительного поворота с учетом величины D_R

$$D_{Rl} = \frac{d\theta_{Rl}}{dP_т} = \frac{D_R}{0,8r}(H_в + H_ш + H_{нт}),$$

где r — радиус поворота шарнира тяги на цапфе; $H_{нт}$ — разность высот шарниров нижней шаровой опоры и тяги на цапфе.

4. Из-за упругих деформаций Δl_δ (от действия силы $P_т$) сайлент-блоков верхнего и нижнего рычагов возникнет дополнительное смещение плоскости колеса с изменением его развала $\alpha_\delta = \Delta l_\delta / H_ш$, где $\Delta l_\delta = \Delta l_{\delta н} + \Delta l_{\delta в}$, $\Delta l_{\delta в} = P_т / C_{\delta в}$, $C_{\delta в}$ — жесткость верхних сайлент-блоков.

Если жесткость верхних сайлент-блоков $C_{\delta в}$ относительно нижних во столько же раз меньше, что и сила, действующая на верхний рычаг, то $\Delta l_{\delta н} \approx \Delta l_{\delta в} \approx \Delta l_0$ и $\Delta l_\delta = 2\Delta l_0$ (Δl_0 — деформация в поперечном направлении).

Тогда дополнительный поворот от изменения развала из-за деформации сайлент-блоков $\theta_\delta = -2,8 \cdot 0,8\Delta l_0 = -1,6\dfrac{P_т}{C_{\delta в} H_ш}$, а коэффициент дополнительного поворота (H^{-1})

$$D_\delta = \frac{d\theta_\delta}{dP_т} = \frac{-1,6}{C_{\delta в} H_ш}.$$

5. Деформация упругих элементов в поперечном направлении Δl_0 и измерение угла развала θ_δ вызовут смещение шарниров рулевых тяг на цапфах. Это дополнительно приведет к повороту на угол $\theta_{\delta l} = \dfrac{2\Delta l_0 H_т}{(H_н + H_т) r}$. Учитывая зависимость $\Delta l_0(P_т)$, получим

$$\theta_{\delta l} = \frac{2P_т H_т}{C_{\delta в}(H_н + H_т) r}$$

и коэффициент (H^{-1})

$$D_{\delta l} = \frac{d\theta_\delta}{dP_т} = \frac{2H_т}{C_{\delta в}(H_н + H_т) r}.$$

6. В соответствии со схемой задней подвески из-за вертикальной деформации $h_п$ от момента, образуемого силой $P_т$, оси колес переместятся в горизонтальной плоскости, и это вызовет угловое смещение $\theta_{O2} = 2\Delta l_2 / B$, где $\Delta l_2 = \sqrt{l_ш^2 - (H_R - h_п)^2} - \sqrt{l_ш^2 - H_Н^2}$, H_R — разность высот шарниров реактивной штанги. Учитывая, что коэффициент поворота является производной от оси угла дополнительного поворота по усилию $P_т$, получим

$$D_{O2} = \frac{(H_R - h_п) h_{кн} u_\beta}{2\sqrt{l_ш^2 - (H_R - h_п)^2} C_\beta}.$$

Дополнительный поворот задней оси вызовет изменение кривизны траектории в обратную сторону относительно поворота передней оси. Поэтому данное направление следует учитывать со знаком "+". На основе принципа суперпозиций суммируем коэффициенты дополнительного поворота по всем составляющим с учетом их знака

$$D_{\Sigma к} = D_т + D_R + D_{Rl} + D_\delta + D_{\delta l} + D_{O2}.$$

Помимо креновой имеет место шинная поворачиваемость вследствие увода эластичных шин передней и задней осей. Это свойство учитывается коэффициентом поворота от увода шин при разгоне или торможении

$$D_{\Sigma ш} = \frac{\lambda_2^I}{K_{O2}} - \frac{\lambda_1^I}{K_{O1}}, \; D_{\Sigma ш} = \frac{\lambda_2^{II}}{K_{O2}} - \frac{\lambda_1^{II}}{K_{O1}},$$

где λ_1^I, λ_2^I и λ_1^{II}, λ_2^{II} — коэффициенты распределения нормальной нагрузки учитывают не только координату центра массы, но и влияние продольных сил, угла

подъема $\pm\alpha$, ускорения $\pm\dot{V}$, разгона или торможения, сопротивления воздушного потока P_w, т. е.

$$\lambda_1^I = \lambda_1^{II} = \frac{bmg}{(a+b)} \mp \frac{\Delta R_{\text{пр}} h_{\text{с}}}{a+b};$$

$$\lambda_2^I = \lambda_2^{II} = \frac{amg}{(a+b)} \pm \frac{\Delta R_{\text{пр}} h_{\text{с}}}{a+b},$$

где $\Delta R_{\text{пр}} = m\dot{V} + \alpha mg + P_w - P_{\text{с}}\text{tg}\beta_{\text{с}}$ при разгоне (при торможении и спуске ускорение и угол α имеют знак "–"; a, b — расстояние от центра массы до передней и задней осей; $P_{\text{с}}$ — центробежная сила с учетом направления $\beta_{\text{с}}$ (см. рисунок); $h_{\text{с}}$ — высота центра массы; $K_{\text{O}1}$, $K_{\text{O}2}$ — коэффициенты сопротивления уводу осей.

Коэффициенты $K_{\text{O}1}$ и $K_{\text{O}2}$ определяются с учетом перераспределения нормальных реакций $\Delta R_z = P_{\text{т}} h_{\text{с}}/B$ в поперечной плоскости (H)

$$K_{\text{O}1}, = K_{\text{O}2} = \left(2 - \frac{\Delta R_z}{mg}\right) K_{y01}, K_{y02} q_R, q_\varphi, q_F,$$

где $K_{\text{у}01}$, $K_{\text{у}02}$ — номинальные коэффициенты увода колеса передней 01 и задней 02 осей; q_R, q_φ, q_F — поправочные коэффициенты для дополнительно нагружаемой стороны от действия нормальный реакций, сил сцепления и тангенциальных сил [3].

Учитывая одновременно поворот от креновой и шинной поворачиваемости, получаем суммарный коэффициент

$$D_\Sigma = D_{\Sigma\text{к}} + D_{\Sigma\text{ш}}.$$

Это позволяет находить центробежную силу $P_{\text{с}}$ для задаваемого водителем поворота управляемых колес θ_0 с учетом размещения груза, т. е. координат центра массы a, b, режима движения по скорости V, ускорению $\dot{V}$, уклона α, конкретной схемы подвески и ее характеристики на основе упрощенного выражения [4]

$$P_{\text{с}} = \frac{F\theta}{(1 - FD_\Sigma)},$$

где $F = mV^2/L$ — постоянная; L — продольная база.

Одновременно с рассмотрением креновой и шинной поворачиваемости, проявляющихся в изменении кривизны динамической траектории от разности углов увода передней и задней осей, следует находить коэффициенты смещения АТС от средней величины увода шин и кренового поворота передней и задней осей. То есть, приняв со знаком "+" повороты передней и задней осей в сторону, противоположную действию силы $P_{\text{т}}$, надо найти их среднюю величину для осей с учетом шинной [$\theta_{\text{сш}} = (\theta_{1\text{ш}} + \theta_{2\text{ш}})/2$] и креновой [$\theta_{\text{ск}} = (\theta_{1\text{к}} + \theta_{2\text{к}})/2$] поворачиваемости. Дифференцируя последние величины по силе $P_{\text{т}}$, найдем соответствующие коэффициенты смещения

$$D_{\text{сш}} = \frac{d\theta_{\text{сш}}}{dP_{\text{т}}} \text{ и } D_{\text{ск}} = \frac{d\theta_{\text{ск}}}{dP_{\text{т}}}.$$

При возмущающем периодическом угловом перемещении управляемых колес θ_0 за период T_0 получим поперечную силу, переменную во времени t,

$$P = P_{\text{с}} \sin\frac{2\pi t}{T_0}$$

и соответствующие динамические искажения траектории в боковом направлении [1]:

суммарное смещение—снос

$$\Delta Y_{\text{сш}} = \frac{P_{\text{с}} u_{\text{п}} V T_0}{4\pi} D_{\text{сш}} \sin^2\frac{\pi}{T_0} t_0;$$

$$\Delta Y_{\text{ск}} = \frac{P_{\text{с}} u_{\text{п}} V T_0}{4\pi} D_{\text{ск}} \sin^2\frac{\pi}{T_0} t;$$

смещение от кривизны траектории.

$$\Delta Y_{\Sigma\text{ш}} = \frac{P_{\text{с}} u_{\text{п}} V^2 T_0}{2\pi L} D_{\Sigma\text{ш}} \left(t - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi l}{T_0}\right);$$

$$\Delta Y_{\Sigma\text{к}} = \frac{P_{\text{с}} u_{\text{п}} V^2 T_0}{2\pi L} D_{\Sigma\text{к}} \left(t - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi l}{T_0}\right),$$

где $u_{\text{п}}$ — коэффициент усиления поперечных колебаний.

При кинематически задаваемой траектории для тех же амплитуде и периоде T_0 поперечное смещение

$$Y_s(t) = \frac{V^2 T_0 \theta_0}{2\pi L}\left(t - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi l}{T_0}\right).$$

Учитывая динамические искажения траектории [см. выражение (2)], можно получить выражение

$$Y_\partial = Y_s - (\Delta Y_{\text{сш}} + \Delta Y_{\text{ск}} + \Delta Y_{\Sigma\text{ш}} + \Delta Y_{\Sigma\text{к}})$$

и далее определить относительную неточность воспроизведения задаваемой траектории, например, за полупериод $K_\partial(T_0/2) = \dfrac{\Delta Y_c + \Delta Y_\Sigma}{Y_s T_0/2}$, за весь период T_0 $K_\partial(T_0) = \dfrac{\Delta Y_c + \Delta Y_\Sigma}{Y_s T_0}$ или на любой момент времени внутри периода.

На основе представленного метода выполнены практические расчеты. Их результаты показали, что динамическое воспроизведение траектории в 1,5 раза и более может отличаться от задаваемой.

Метод аналитической оценки динамических искажений траектории убедительно показывает значимость учета дополнительных поворотов АТС в связи с шинной и креновой поворачиваемостью. При этом следует учитывать не только изменение кривизны траектории ($\Delta Y_{\Sigma ш,к}$), но и смещение-снос ($\Delta Y_{сш,к}$) за счет тех же факторов, но имеющих различное проявление в аналитических выражениях.

Вывод

Методический подход при рассмотрении иных схем подвески остается неизменным. При проектировании или модернизации АТС желательно целенаправленно формировать свойства управляемости за счет параметров конструкции подвески, рулевого привода машины для данных условий эксплуатации с учетом ожидаемых управляющих воздействий водителя. Это позволит повысить активную безопасность АТС в экстремальных условиях.

Численная оценка управляемости для обоснованных тестовых условий движения должна быть введена в номенклатуру сертификационных показателей и присутствовать в перечне технических характеристик потребительских свойств АТС наряду с показателями динамичности, топливной экономичности и пр., поскольку она в значительной мере определяет активную безопасность высокоскоростных транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ходес, И. В.** Расчетно-теоретические показатели управляемости автомобиля. [Текст] / И. В. Ходес // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 5. — С. 23—25.
2. **Ходес, И. В.** Компьютерная поддержка активной безопасности АТС [Текст] / И. В. Ходес, М. В. Бондаренко // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 7. — С. 21—23.
3. **Антонов, Д. А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. [Текст] / Д. А. Антонов. — М.: Машиностроение, 1978. — 215 с.
4. **Ходес, И. В.** Определение центробежной силы при движении колесной машины с подруливанием [Текст] / И. В. Ходес, М. В. Бондаренко // Тракторы и сельхозмашины. — 2007. — № 4. — С. 25—26.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2009 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

Оценка управляемости АТС с учетом человеческого фактора

И. В. Ходес,
д-р техн. наук,
проф.,
Н. Я. Попилин,
Д. В. Пименов,
инженеры,
ВолгГТУ

Изложен методический подход к определению расчетной предельной безопасности скорости движения АТС с учетом физиологического и психоэмоционального состояния водителя. Дано обоснование количественной оценки качества водителя.

Ключевые слова: *управляемость, водитель, автомобиль, траектория, искажение.*

По количеству жертв ДТП автомобильный транспорт значительно превосходит воздушный и железнодорожный вместе взятые. Большинство ДТП, к сожалению, возникает не только из-за технических причин, но и по причине человеческого фактора: квалификации водителя, его психоэмоционального состояния, недооценки соответствия дорожной ситуации воспроизводимому режиму движения. В России по вине водителя совершается 75 % всех ДТП, в Германии — 82 %, в США — 85 %, в Италии — 52 %, в Польше — 96 % [1].

К техническим причинам следует отнести неадекватность реакции АТС на управляющие действия водителя: повороты рулевого колеса, ускорение разгона или торможения. Влияют величина и размещение полезного груза, схема и параметры кинематической связи подвески с рулевым приводом. Достаточно подробно это изложено в технической литературе. Вместе с тем, неточность и запаздывание реакции водителя вызывают дополнительно существенно большие искажения траектории. Сочетание параметров "водитель—автомобиль—дорога" (ВАД) проявляется в искажении задаваемой траектории и устойчивости АТС, характеризуемой безопасной скоростью движения.

Качество управления АТС водителем зависит не только от квалификации, которая может быть причиной неверной оценки дорожной ситуации и неадекватных управляющих действий, но и от запаздывания реакции водителя (ЗРВ). Реакция отличается у различных по характеру людей, их возрасту, стажу, усталости, болезненности, времени суток, психоэмоционального состояния. Это приводит к различиям в длительности промежутка времени от зрительно-слухового восприятия дорожной ситуации, последующей сенсомоторной реакции до фактического исполнения управляющих действий (УД).

С учетом приведенного считаем целесообразным дать аналитическую оценку точности воспроизводимой траектории, например тестовой периодической, конкретным водителем для принятого комплекса ВАД, подразумевая под термином дорога весь комплекс внешних условий движения (дорожное сопротивление, коэффициент сцепления, освещенность, плотность потока транспортных средств и др.). Количественную оценку точности воспроизведения траектории [4] следует включать в техническую характеристику АТС введением коэффициентов дополнительного поворота от бокового увода опорных осей с учетом их однонаправленного и разнонаправленного смещений и смещения фазы реакции АТС относительно управляющего воздействия. Предварительно выполненные численные определения позволяют оценивать предельную техническую неточность упрощенно по выражению

$$\theta_{\text{тех}} = D_{\text{ш}} \sqrt{\Phi_1, \Phi_2},$$

где $\sqrt{\Phi_1, \Phi_2} = \sqrt{(\varphi R_{01}, R_{02})^2 - F_{k1}^2, F_{k2}^2(\lambda_1, \lambda_2)}$; R_{01}, R_{02} — нормальные реакции на осях 01 и 02; λ_1, λ_2 — коэффициенты статического распределения массы

по осям 01 и 02; F_{k1}, F_{k2} — тангенциальные силы; φ — коэффициент сцепления;

$$D_{ш} = \frac{d\theta_{ш}}{dP_{т}} = \frac{1{,}06}{\pi} \cdot \frac{2}{3}\left(\frac{\lambda_1}{k_{01}} + \frac{\lambda_2}{k_{02}}\right) +$$

$$+ \frac{1{,}06 \cdot 2}{3}\left(\frac{\lambda_1}{k_{01}} - \frac{\lambda_2}{k_{02}}\right),$$

где 1,06 — коэффициент, учитывающий динамику поворота по М. Келдышу [3]; k_{01}, k_{02} — коэффициенты сопротивления уводу колес на передней (01) и задней (02) осей с учетом поправок по Д. А. Антонову [5].

В технической литературе достаточно часто упоминается влияние водителя на реализацию свойств АТС по управляемости. Однако обоснованных оценок, количественно характеризующих это психомоторное свойство, практически не приводится. Л. Л. Гинцбург [6] вводит понятие безразмерной величины запаса ЗРВ, что в перерасчете на отечественные легковые автомобили составляет 0,2 с. Гистерезисная характеристика водителя определяется запаздыванием его реакции, оцениваемой передаточной функцией. При изложении материала по тормозной динамике А. С. Литвинов [7] приводит диапазон ЗРВ 0,2—1,5 с, при анализе устойчивости АТС Ю. Я. Комаров и Н. К. Клепик указывают предел 0,3—0,5 с. Фактор ЗРВ проявляется в увеличении не только суммарной протяженности пути торможения, но и перемещений рулевого колеса и управляемых колес (УК).

Здесь же уместно привести результаты авторов по экспериментальным определениям параметров корректировки прямолинейного курсового направления современного автомобиля Renault Laguna II [8]. Из результатов эксперимента следует, что при скорости 150 км/ч амплитуда поворота рулевого колеса возросла до 6° по сравнению с 3° при скорости 30 км/ч. Если принять амплитуду при меньшей скорости движения как минимально необходимую для восстановления курсового направления, а ее рост вдвое, от 3 до 6°, объ-

Таблица 1

Категории человеческого фактора

№ по пор.	Пол	Профессиональная деятельность	Вызраст, число лет	$t_р$	$\sigma_р$	σ_θ
1	Мужской	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. д.	18—24	0,6	0,2	0,0015
2			24—35	0,5	0,18	0,0015
3			35—50	0,5	0,18	0,0015
4			50—60	0,8	0,25	0,002
5			60—75	1,0	0,3	0,0025
6			>75	1,2	0,4	0,003
7		Работники социальной сферы, экономисты, медицинские работники, юристы, работники торговли и т. д.	18—24	0,7	0,22	0,0017
8			24—35	0,6	0,2	0,0017
9			35—50	0,6	0,2	0,0017
10			50—60	0,8	0,3	0,0023
11			60—75	1,1	0,35	0,003
12			>75	1,2	0,4	0,0031
13	Женский	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. д.	18—24	0,6	0,2	0,0017
14			24—35	0,6	0,2	0,0017
15			35—50	0,6	0,2	0,0017
16			50—60	0,9	0,25	0,0025
17			60—75	1,0	0,3	0,0032
18			>75	1,3	0,4	0,0035
19		Работники социальной сферы, экономисты, медицинские работники, юристы, работники торговли и т. д.	18—24	0,75	0,22	0,002
20			24—35	0,65	0,22	0,002
21			35—50	0,65	0,22	0,002
22			50—60	0,8	0,35	0,0025
23			60—75	1,2	0,4	0,003
24			>75	1,3	0,4	0,0035

Примечание: $t_р$ — экспертные оценки математического ожидания; $\sigma_р$ — среднего квадратического отклонения времени запаздывания реакции водителя на исполнение маневра управления; σ_θ — точности выполнения маневра по углу поворота.

Таблица 2

Коэффициенты учета психофизиологического состояния водителя и внешней обстановки движения

№ по пор.	Часы непрерывной работы	Факторы, влияющие на продолжительность ЗРВ		$K_э = 1 + \Delta K_{ср}$	
				$\Delta K_{ср}$	$K_э$
0	Без отклонения от нормальных условий			0	1
1 2	0—2	Болезнь, t °С	менее 37,5 более 37,5	0,1 0,2	1,1 1,2
3 4		Алкоголь, промилле	менее 0,5 более 0,5	0,1 0,3	1,1 1,3
5 6 7		Скорость движения 60, 90, более 120 км/ч Движение в темноте Настроение: радость, грусть		0,2—0,4 0,2 0,1—0,2	1,2—1,4 1,2 1,1—1,2
8 9	2—4	Болезнь, t °С	менее 37,5 более 37,5	0,1 0,2	1,1 1,2
10 11		Алкоголь, промилле	менее 0,5 более 0,5	0,1 0,3	1,1 1,3
12 13 14		Скорость движения 60, 90, более 120 км/ч Движение в темноте Настроение: радость, грусть		0,3—0,4 0,2 0,1—0,2	1,3—1,4 1,2 1,1—1,2
15 16	4—8	Болезнь, t °С	менее 37,5 более 37,5	0,2 0,4	1,2 1,4
17 18		Алкоголь, промилле	менее 0,5 более 0,5	0,2 0,4	1,2 1,4
19 20 21		Скорость движения 60, 90, более 120 км/ч Движение в темноте Настроение: радость, грусть		0,3—0,5 0,3 0,1—0,2	1,3—1,5 1,3 1,1—1,2
22 23 24 25 26	4—8	Рабочий стаж	более 50 тыс. км 30—50 тыс. км 15—30 тыс. км 5—15 тыс. км 0—5 тыс. км	0 0,1 0,2 0,3 0,8	1 1,1 1,2 1,3 1,8

яснить неточностью реакции водителя на выполнение корректирующего поворота для восстановления прежнего курсового направления, то среднее квадратическое отклонение амплитуды при доверительной вероятности 0,99 составит на управляемых колесах $\sigma_0 = \Delta\theta_р/(3i_{рп}) = \pm 0{,}000797$ рад, где $\Delta\theta_р = 3°$, $i_{рп}$ — передаточное число рулевого привода, $i_{рп} = 22$.

Анализ источников информации по длительности ЗРВ и его средним квадратическим отклонениям с учетом человеческого фактора позволяет экспертам обосновать их величины (табл. 1), дать экспертные оценки коэффициента изменения этих же величин с учетом психофизиологического состояния водителя (табл. 2). Среднюю величину ЗРВ и диапазон ее рассеяния следует отнести по категориям психомоторных свойств водителя (возраст, пол, профессия и др.) и учесть условия движения (освещенность, погодные факторы, городской или загородный режим, категория дороги).

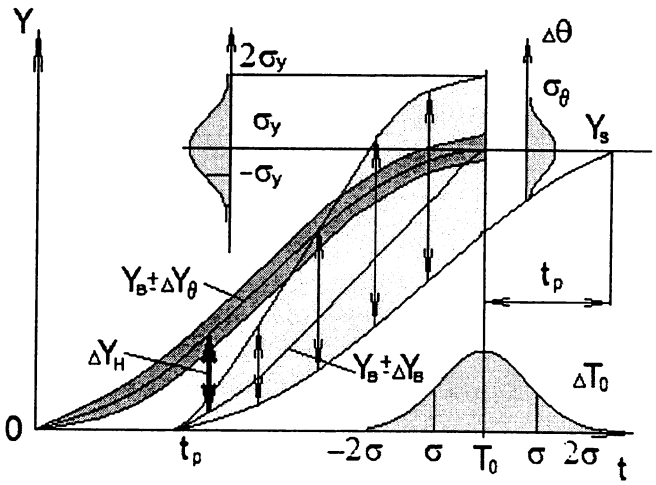
Например, водитель: мужчина, 30 лет, профессионал (см. строку 2 табл. 1). Ему свойственно ЗРВ $t_р = 0{,}5$ с при $\sigma_р = 0{,}18$ с и $\sigma_\theta = 0{,}0015$ рад. Учитываем психофизиологическое состояние и внешние условия (табл. 2), например, строкой "0", т. е. здоров, трезв, выполняется регламентированный скоростной режим, светлое время суток, нормальное эмоциональное состояние, первые 2 ч движения,

стаж работы составляет более 50 тыс. км. Тогда имеем $\Delta K_{ср} = 0$; $K_э = 1$, т. е. оценки ЗРВ остаются без изменений и $t_р = 0{,}5 \cdot 1 = 0{,}5$ с, $\sigma_\theta = 0{,}0015$ рад, $\sigma_{рэ} = 0{,}18$ с. При вероятности диапазона ЗРВ 0,9 запаздывание реакции составит $t_р^{max} = t_р + 1{,}28\sigma_{рэ} = 0{,}73$ с.

Рассмотрим другой пример. Водитель: мужчина, 20 лет, соответствует строке 7 табл. 1 и строкам 10, 12, 13, 14, 26 табл. 2. Тогда ЗРВ составит $t_р = 0{,}7$ с при $\sigma_р = 0{,}22$ с и $\sigma_\theta = 0{,}0017$ рад. Определяем суммарный коэффициент при длительности работы 4 ч $K_э = (1 + 0{,}1 + 0{,}3 + 0{,}2 + 0{,}2 + 0{,}8) \cdot 1{,}1 = 2{,}86$. Время задержки $t_р = 0{,}7 \cdot 2{,}86 = 2{,}02$ с и $\sigma_р = 0{,}55$ с. При уровне значимости диапазона ЗРВ с вероятность 0,9 получим интервал $t_р^{min} = 2{,}02 - 0{,}73\sigma_р = 1{,}29$ с и $t_р^{max} = 2{,}02 + 0{,}73\sigma_р = 2{,}75$ с.

Сопоставим с первым примером. По максимальным значениям они отличаются в 2,75/0,73 = 3,76 раза. Сопоставление показывает, что наличие достаточного стажа, нормальное физическое состояние, выполнение ПДД отличает водителей практически на порядок по качеству, надежности и уровню вероятности ДТП.

Рассмотрим методику оценки влияния человеческого фактора на точность воспроизведения траектории. Если задержка реакции (ЗР), например при торможении всегда увеличивает тормозной путь, то ЗР на курсовое отклонение провоцирует водителя на увеличение амплитуды поворота управляемых колес θ_0 или периода управляющего воздействия T_0 для достижения того же интуитивно востребованного бокового смещения. Поэтому средняя квадратическая величина ЗРВ $\sigma_р$ может быть отнесена как к увеличению вероятностного диапазона ЗР, так и к нестабильности реализуемого периода управляющего воздействия.



Соотношение траекторий:

Y_s — востребованная по дорожной обстановке; $Y_в$ — реализуемая водителем; $\Delta\theta_0$, ΔT_0 — неточности реализации амплитуды поворота управляемых колес и периода поворота; $\Delta Y_в$, ΔY_θ, $\Delta Y_н$ — боковое искажение траектории водителем из-за недостаточности воспроизведения $\Delta T_р$, ΔT_0, $\Delta\theta$

Прогнозирование траектории иллюстрирует рисунок [3].

Рассмотрим последовательность формирования боковых смещений воспроизводимых траекторий. В процессе движения водитель периодически выполняет маневры "переставка", обгон, объезд препятствия, поворот. Это связано с отклонением управляемых колес на угол θ_0 за некоторый период времени T_0. Для сопоставления множества водителей и выявления их способности воспроизвести задаваемую траекторию задаемся тестовым управляющим воздействием с периодическим отклонением управляемых колес: $\theta = \theta_0 \sin\frac{2\pi}{T_0}t$, где θ_0, T_0 — амплитуда и период тестового воздействия. При этом интуитивно востребованной траектории с учетом скорости V движения АТС с продольной базой L боковое смещение

$$Y_s = \frac{V^2 T_0 \theta_0}{2\pi L}\left(t - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{T_0}t\right).$$

В конце периода при $t = T_0$ имеем

$$Y_{sa} = S_0 = \frac{V^2 T_0^2 \theta_0}{2\pi L}.$$

С учетом времени ЗР $t_р$

$$Y_в = \frac{V^2 T_0 \theta_0}{2\pi L}\left(t + t_р - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi}{T_0}(t + t_р)\right).$$

Поперечное искажение траектории

$$\Delta Y_в(t) = Y_s(t) \pm Y_в(t).$$

Однако, как было отмечено, водитель интуитивно в процессе выполнения маневра корректирует курсовое направление, компенсируя искажение увеличением амплитуды θ_0 и периода T_0. В результате водителем реализуется траектория $Y_в(t + t_р) \pm \Delta Y_в(\Delta\theta, \Delta T_0, t)$ с неопределенностью ее диапазона по оси Y в пределах $\pm\Delta Y_в(\Delta\theta, \Delta T_0, t)$.

Задаваясь предельным отклонением амплитуды $\Delta\theta_0$ и периода ΔT_0 (например с использованием данных табл. 1 и 2) $\Delta\theta_0 = \pm 2\sigma_\theta$ и $\Delta T_0 = \pm 2\sigma_р$, что соответствует вероятности 0,95 охвата отклонений указанных величин, можно получить соответствующий диапазон поперечных смещений реализуемой водителем траектории. Для этого дифференцируем $Y_s(t)$ в частных про-

изводных с учетом дифференциалов $\Delta\theta_0$ и ΔT_0, т. е.

$$\Delta Y_в = \frac{V^2 T_0 \theta_0 \Delta\theta_0}{2\pi L} t - \frac{V^2 T_0^2 \Delta\theta_0}{4\pi^2 L} \sin\frac{2\pi}{T_0} t +$$

$$+ \frac{V^2 \theta_0 \Delta T_0}{2\pi L} t - \frac{2V^2 T_0 \Delta T_0 \theta_0}{4\pi^2 L} \sin\frac{2\pi}{T_0} t +$$

$$+ \frac{V^2 \theta_0 \Delta T_0}{2\pi L} t \cos\frac{2\pi}{T_0} t.$$

Эквивалентное искажение можно получить по разности боковых смещений востребованных и реализуемых водителем с учетом диапазона $\pm\Delta Y_и$ их рассеяния

$$\Delta Y_и = Y_s(t) - Y_в(t) \pm \Delta Y_в.$$

Как следует из анализа, наибольшее искажение может возникать в начальной стадии маневра "переставка" на протяжении 2/3 периода. Однако целесообразно оценивать вероятную величину искажения по максимуму и минимуму в течение периода $\Delta Y_и^{max}$. При этом появляется возможность получить интегральную квалификационную оценку водителя с учетом его психоэмоционального и физиологического состояния в виде безразмерного коэффициента $K_в = 1 + \Delta Y_и/S_0$. При $K_в \to 1$ профессионализм водителя и его состояние имеют более высокий уровень. Соответственно водитель может иметь допуск к управлению АТС с более высокими скоростями, предусмотренными типажом АТС и трассой маршрута.

Конечно, предлагаемые рекомендации должны базироваться на более обширном статистическом материале, положенном в основу табл. 1 и 2. Но методический подход считаем достаточно обоснованным, а учет рекомендаций по оценке или самооценке качества управления водителем будет способствовать снижению количества ДТП, благотворно влиять на безопасность движения, уменьшая количество потерь человеческих жизней.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мишурин, В. М.** Надежность водителя и безопасность движения [Текст] / В. М. Мишурин, А. Н. Романов. — М.: Транспорт, 1990. — 167 с.
2. **Ходес, И. В.** Метод потребительской оценки управляемости АТС [Текст] / И. В. Ходес и др. // Автомобильная промышленность, 2008. — № 4. — С. 30—32.
3. **Ходес, И. В.** Оценка управляемости тяговотранспортного средства [Текст] / И. В. Ходес и др. // ТСМ, 2008. — № 8. — С. 22—24.
4. **Ходес, И. В.** Влияние подвески на управляемость АТС [Текст] // И. В. Ходес и др. // Грузовик &, 2008. — № 11. — С. 11—14.
5. **Ходес, И. В.** Обоснование методики компьютерной поддержки активной безопасности АТС. [Текст] / И. В. Ходес и др. // Грузовик &, 2008. — № 10. — С. 36—39.
6. **Гинцбург, Л. Л.** Устойчивость управляемого движения относительно траектории. [Текст] / Л. Л. Гинцбург // Автомобильная промышленность, 1997. — № 9. — С. 27—31.
7. **Литвинов, А. С.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. [Текст] / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
8. **Ходес, И. В.** Корректирующие повороты рулевого колеса при прямолинейном движении [Текст] / И. В. Ходес и др. // Автомобильная промышленность, 2006. — № 3. — С. 20—22.

Приоритеты "КАМАЗа": качество и экология

На "КАМАЗе" успешно завершен ресертификационный аудит системы менеджмента качества (СМК) компании на соответствие требованиям ГОСТ РВ 15.002—2003.

Аудитор — Ассоциация по сертификации "Русский Регистр" — одновременно провел и два инспекционных аудита, оценивающие систему менеджмента качества на соответствие требованиям международного стандарта ISO 9001:2000 и его российского аналога ГОСТ Р ИСО 9001—2001, а также систему экологического менеджмента на соответствие требованиям стандарта ISO 14001:2007.

Эксперты "Русского Регистра" установили, что СМК и система экологического менеджмента (СЭМ) "КАМАЗа" поддерживаются в действии и развиваются в соответствии с принципом постоянного улучшения. Качество основной продукции и экология ее производства по-прежнему остаются одним из главных приоритетов деятельности "КАМАЗа". Стремление к экологической безопасности производства рассматривается сегодня как неотъемлемый элемент стратегии развития предприятия в связи с предстоящим вступлением страны во Всемирную торговую организацию. Наличие экологического сертификата характеризует "КАМАЗ" как надежного партнера, повышает престиж и конкурентоспособность его автомобилей на рынке стран Евросоюза.

В связи с тем, что ОАО "КАМАЗ" входит в перечень компаний-производителей автомобильной техники, закупаемой федеральными органами власти в рамках государственного заказа, одной из главных целей аудита было продление срока действия сертификата в системе "Военный регистр" до 2012 г.

По плану аудита проверкой было охвачено 21 структурное подразделение, в том числе автомобильный завод. Было подтверждено полное соответствие системы менеджмента качества ОАО "КАМАЗ" требованиям названных выше стандартов.

При подведении итогов аудиторами органа по сертификации АС "Русский Регистр" была дана высокая оценка действующему производству и проводимым на "КАМАЗе" работам, направленным на улучшение качества продукции. Главный аудитор Василий Крикун особо отметил положительную тенденцию развития СМК на автомобильном заводе и в Научно-техническом центре.

Между тем, в связи с введением в действие международного стандарта ISO 9001:2008, "КАМАЗ" будет готовиться к сертификации своей СМК на соответствие требованиям этого стандарта уже в декабре 2009 г.

(Департамент по связям с общественностью, ОАО "КАМАЗ")

УДК 621.436
В. А. Марков,
д-р техн. наук
проф.,
А. С. Кулешов,
канд. техн. наук
доц.,
А. А. Зенин,
асп.

Расчетные исследования показателей транспортного дизеля с несимметричным расположением форсунок

Приведены расчетные исследования показателей дизеля с несимметричным расположением форсунок. Предложена методика оптимизации расположения форсунки в камере сгорания с учетом показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

Ключевые слова: *дизель, форсунка, дизельное топливо, рапсовое масло*

В быстроходных транспортных дизелях достаточно широкое распространение получили камеры сгорания (КС) в поршне с несимметричным (относительно оси КС) расположением форсунки. Такое конструктивное решение реализуется в дизелях ряда зарубежных фирм (рис. 1, а, б) и отечественных (рис. 1, ж, з, и) [1—4]. В некоторых случаях (например в дизелях фирм MAN, Deutz, Continental, см. рис. 1, а) значительное смещение форсунки относительно оси КС связано с особенностями организации процесса сгорания. В двигателях с КС, показанной на рис. 1, а, организованы пленочное смесеобразование и рабочий процесс, названный М-процессом, предложенный В. Мейрером). В таких двигателях топливо впрыскивается на стенку КС, а смесеобразование осуществляется в результате медленного испарения топливной пленки с относительно холодной стенки. Важную роль при таком типе смесеобразования играет интенсивное вращательное движение воздушного заряда, создаваемое в цилиндре. Из-за медленного испарения к началу воспламенения количество топливовоздушной смеси оказывается небольшим. Воспламенение происходит от незначительной дозы (5—10 %) топлива, попадающего в распыленном состоянии в центр КС в поршне. Остальная часть топлива воспламеняется от этой "запальной" дозы. В результате сгорание происходит с меньшими скоростями нарастания давления, чем при объемном смесеобразовании.

В дизелях с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием и двумя (впускным и выпускным) клапанами смещение форсунки относительно оси КС в поршне обычно продиктовано необходимостью размещения в головке цилиндров форсунки и указанных клапанов. Такая конструктивная схема реализована, в частности, в известных дизелях Д-240, Д-245, ЯМЗ-238 и других.

Характерной является организация процесса смесеобразования в дизеле типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) производства Минского моторного завода, имеющем полуразделенную КС типа ЦНИДИ и несимметричное расположение форсунок. В этом двигателе организовано объемно-пленочное (пристеночное) смесеобразование с частичным попаданием топливного факела на боковые стенки КС, прилегающие к горловине [3]. КС типа ЦНИДИ имеет диаметр горловины $d_г = 38$ мм, наибольший диаметр $d_{к\,max} = 62$ мм и глубину $h_к = 29$ мм, а форсунки установлены в головке цилиндров со смещением $\Delta l_ф = 10$ мм (рис. 2). Топливо подается на горячие кромки горловины и внутренние стенки КС вблизи горловины, что обеспечивает его стабильное воспламенение. Характерная особенность этой КС состоит в том, что диаметр горловины составляет примерно 30 % диаметра поршня. В результате при такте сжатия в КС наблюдается выраженное тороообразное вихревое движение воздуха, что и помогает улучшить качество смесеобразования.

Следует отметить, что оптимальный процесс смесеобразования реализуется в том случае, если использование кислорода во всех зонах смешения его с топливом одинаковое [5, 6]. Это

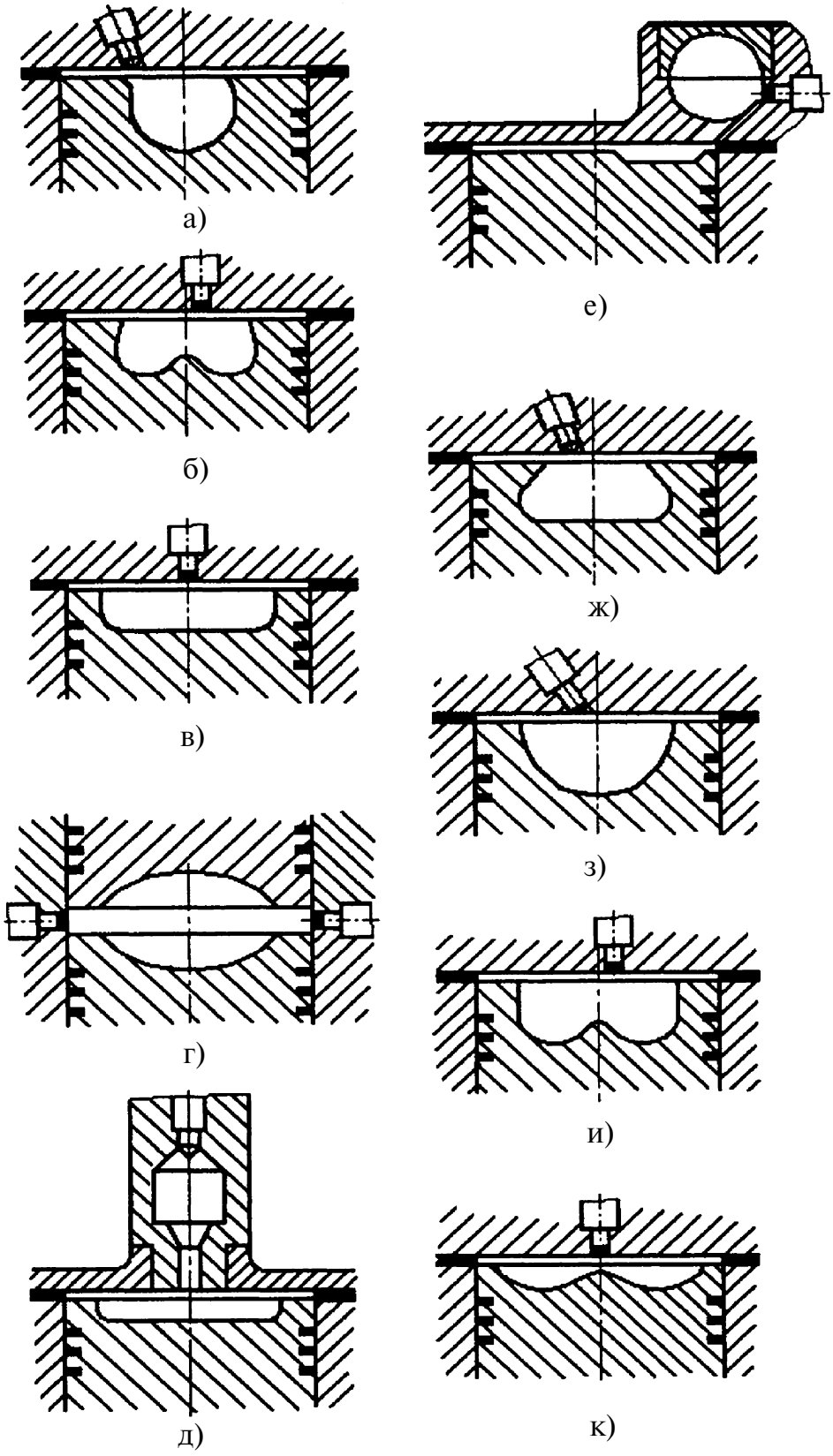


Рис. 1. Камеры сгорания дизелей:

а — фирмы Continental (США); б — фирмы Saurer (Швейцария); в — фирмы Daimler-Benz (Германия); г — фирмы Leyland (Великобритания); д — фирмы Caterpillar (США); е — 4 Ч 8,5/11 (с вихревой камерой); ж — 4 Ч 8,5/11 (с камерой ЦНИДИ); з — Д-21; и — ЯМЗ-238; к – ЧН 15/16

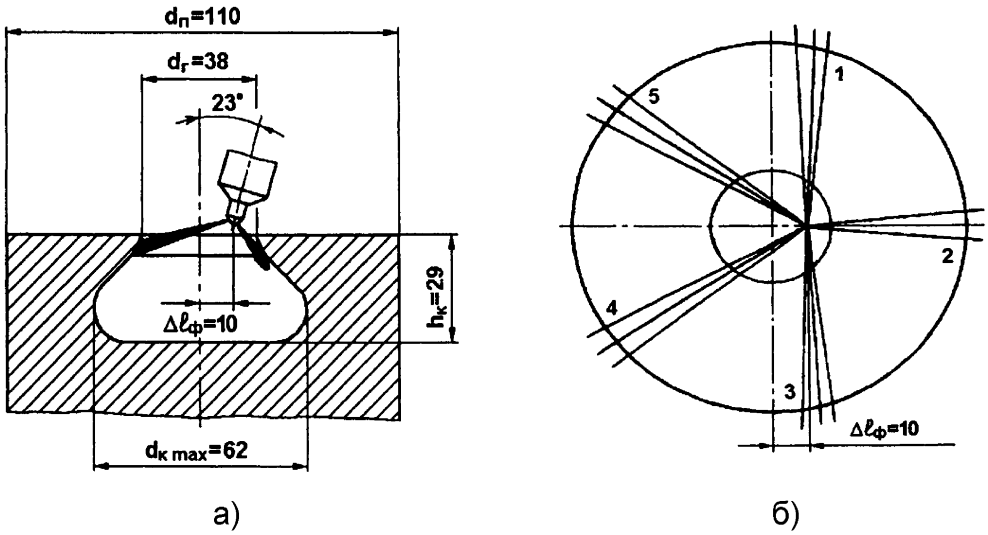


Рис. 2. Камера сгорания дизеля Д-245.12С со схемой расположения форсунки (а) и ориентация струй распыливаемого топлива в камере (б):

1—5 — номера струй распыливаемого топлива

условие обеспечивается, когда все топливные струи достигают стенок КС одновременно либо с небольшим смещением по времени. Несимметричное же расположение форсунки такой процесс смесеобразования обеспечить обычно не может. Поэтому обычно в выполненных конструкциях углы в плане между осями топливных струй, создаваемых форсунками, оказываются разными. Однако и это не всегда позволяет эффективно осуществить процесс смесеобразования, в частности, обеспечить необходимые коэффициенты избытка воздуха во всех зонах КС в широком диапазоне режимов работы двигателя.

Оценка влияния расположения форсунок на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ, а также выбор мероприятий, обеспечивающих улучшение названных показателей дизеля с симметричным расположением форсунок путем проведения экспериментальных исследований, является достаточно трудоемкой. Для решения указанных задач целесообразно применять расчетные методы, позволяющие исследовать большое число различных конструктивных вариантов системы топливоподачи и соответствующих вариантов организации процесса смесеобразования.

Для моделирования рабочего процесса дизеля с несимметричным расположением форсунок использован программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, разработанный в МГТУ им. Н. Э. Баумана и предназначенный для расчетных исследований рабочих процессов двух- и четырехтактных ДВС без наддува и с турбонаддувом [7—10]. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК позволяет проводить расчетные исследования рабочего процесса практически любых ДВС. Использование математических моделей, отражающих сущность физических процессов, происходящих в двигателе, обеспечивает высокую точность результатов численного эксперимента.

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используется РК-модель, в основе которой лежит расчетный метод, предложенный в начале 90-х годов XX века профессором Н. Ф. Разлейцевым и в дальнейшем доработанный доцентом А. С. Кулешовым. РК-модель учитывает особенности характеристики впрыска, включая многофазный впрыск, мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме КС, динамику развития топливных струй, взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками. Учитываются условия развития каждой топливной струи и образованных струями пристеночных потоков, а также их взаимодействие между собой.

В расчетной модели тепловыделения выделены четыре периода, отличающиеся физико-химическими особенностями и факторами, лимитирующими скорость процесса — периодами задержки воспламенения, начальной вспышки, управляемого сгорания на участке топливоподачи после вспышки, диффузионного горения после окончания топливоподачи.

Математическая модель газообмена учитывает нестационарное течение газа в каналах, влияние соседних цилиндров и устройство преобразователя импульсов. Весь газовоздушный тракт комбинированного ДВС, состоящий из впускного коллектора, впускных клапанных каналов, цилиндра, выпускных клапанных каналов, выпускного коллектора и преобразователя импульсов, условно разбит на фрагменты, между которыми происходит обмен массой и энергией. Для каждого

из фрагментов решается система уравнений сохранения массы, энергии, количества движения и уравнение состояния с характерными для фрагмента допущениями. В каждом фрагменте, кроме преобразователя импульсов, учитывается теплообмен со стенками. В протяженных фрагментах с высокими градиентами давления течение рассматривается как одномерное нестационарное. При этом используется методика расчета параметров в протяженном фрагменте, впервые предложенная профессором А. С. Орлиным.

При расчете параметров газа в выпускном коллекторе граничные условия со стороны турбины задаются уравнением, аппроксимирующим ее расходную характеристику. Для расчета смешения потоков из двух коллекторов в преобразователе импульсов, расположенном перед турбиной или непосредственно в ее улитке, используется система уравнений эжектора.

Полное давление ОГ и их температура в зоне смешения определяются по различным методикам в зависимости от конструкции преобразователя импульсов. Далее по расходной характеристике турбины определяется расход газа при полученных параметрах торможения. Во время продувки цилиндра четырехтактного ДВС используется допущение о "полном перемешивании" и мгновенном распространении возмущений. Весь объем цилиндра представляет собой единую термодинамическую систему, в которой и определяются параметры газа.

Параметры турбин и компрессоров учитываются разными способами: задаются в явном виде, вычисляются из условия баланса турбины и компрессора, определяются путем согласования характеристик турбины и компрессора. Методика совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува на различных режимах позволяет прогнозировать скоростные, нагрузочные, высотные и другие характеристики комбинированных двигателей. Возможен подбор агрегатов наддува для обеспечения требуемых характеристик комбинированного двигателя.

Теплообмен моделируется раздельно для разных поверхностей, температуры которых определяются путем решения задачи теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке цилиндра определяется по формуле Вошни.

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК включает подпрограмму расчета образования оксидов азота в цилиндре ДВС, основанную на термическом механизме на основе схемы Я. Б. Зельдовича. Определение состава продуктов сгорания осуществляется по 18 компонентам. Для определения температур используется зонная модель (методика профессора В. А. Звонова).

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК включает подпрограмму расчета эмиссии сажи, основанную на методике профессора Н. Ф. Разлейцева, в которой сделана попытка учета влияния особенности процесса горения распыленного топлива на образование и выгорание частиц сажи. Принято, что частицы сажи образуются преимущественно двумя путями: в результате цепного деструктивного превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени, и вследствие высокотемпературной термической полимеризации и дегидрогенизации парожидкостного ядра испаряющихся капель топлива. Параллельно этим двум процессам происходит процесс выгорания частиц сажи и уменьшения их объемной концентрации вследствие расширения.

Представленное описание программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК и проведенные расчеты показателей быстроходных дизелей подтверждают возможность его использования для моделирования рабочего процесса дизеля с несимметричным расположением форсунок.

В качестве объекта расчетных исследований выбран дизель типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) с КС типа ЦНИДИ и несимметричным расположением форсунок. Отдельные данные дизеля представлены в табл. 1.

При расчетах исследовалось два типа распылителей: штатные распылители типа DOP 119 S 534 фирмы Motorpal (Чехия) и распылители типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). Некоторые характеристики этих распылителей приведены в табл. 2 и 3. При этом распылители НЗТА выполнены с выходом распыливающих отверстий в объем полости под иглой форсунки, а распылители Motorpal — на конус седла иглы форсунки.

При расчетных исследованиях задавалась характеристика впрыска, представленная в табл. 4, формируемая кулачками ТНВД модели PP4M10U1f на номинальном режиме ра-

1. Отдельные данные дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5)

Наименование	Характеристика, значение
Тип двигателя	Четырехтактный рядный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D, мм	110
Ход поршня S, мм	125
Рабочий объем цилиндра V_h, л	1,08
Общий рабочий объем iV_h, л	4,32
Степень сжатия ε	16,0
Тип КС, способ смесеобразования	КС типа ЦНИДИ, объемно-пленочное смесеобразование
Система питания	ТНВД типа PP4M10U1f фирмы Motorpal
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$, мм	10
Ход плунжеров ТНВД $h_{пл}$, мм	10
Длина нагнетательных топливопроводов $L_т$, мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства ОАО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс)
Распылители форсунок	Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 с пятью соплами с $d_р = 0{,}34$ мм и $m_р f_р = 0{,}250$ мм^2
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фо}$, МПа	21,5

боты дизеля Д-245.12С с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин$^{-1}$ и цикловой подачей топлива $q_ц = 80$ мм^3. При этом для обеспечения возможности сопоставления полученных расчетных результатов было принято, что при замене распылителей Motorpal распылителями НЗТА характеристика подачи топлива, приведенная в табл. 4, не изменялась.

Следует отметить, что программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК позволяет проводить расчетные исследования дизелей, работающих не только на традиционном дизельном топливе (ДТ), но и на альтернативных топливах — на растительных маслах, их эфирах, смесях указанных биотоплив с ДТ и др. Математическое моделирование рабочего процесса проведено при работе на ДТ для быстроходных дизелей по ГОСТ 305—82, а также на смесевом биотопливе, содержащем 80 % ДТ и 20 % рапсового масла (РМ). Физико-химические свойства указанных топлив, необходимые для проведения расчетных исследований с использованием программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, приведены в табл. 5 [11].

При расчетах показателей дизеля Д-245.12С с применением программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК исследовался режим максимальной мощности при частоте вращения $n = 2400$ мин$^{-1}$ с объемной цикловой подачей топлива $q_ц = 80$ мм^3 (массовой подачей $g_ц = 67$ мг). Выбор этого режима обусловлен тем, что он отличается наибольшими интенсивностью топливоподачи (наибольшими давлениями впрыскивания),

2. Характеристика исследуемых распылителей

№ распылителя	Изготовитель, маркировка	Диаметр распыливающих отверстий $d_р$, мм	Число распыливающих отверстий $i_р$	Максимальный ход иглы $h_и$, мм
1	Motorpal DOP 119S534	0,34	5	0,30
2	НЗТА 145.1112110	0,42	5	0,26

Примечание. Указаны средние значения $h_и$ для комплекта распылителей.

3. Расположение распыливающих отверстий распылителей

№ отверстия	Распылитель № 1 (Motorpal, DOP 119S534)		Распылитель № 2 (НЗТА 145.1112110)	
	Расположение отверстия относительно шрифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °	Расположение отверстия относительно шрифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °
1	8	63,5	8	62
2	90	72	90	71,5
3	172	63	172	62
4	237	52,5	237	52
5	303	53,5	303	52

4. Характеристика впрыска топлива дизеля Д-245.12С при его работе с частотой вращения n = 2400 мин$^{-1}$ и цикловой подачей $q_ц$ = 80 мм^3

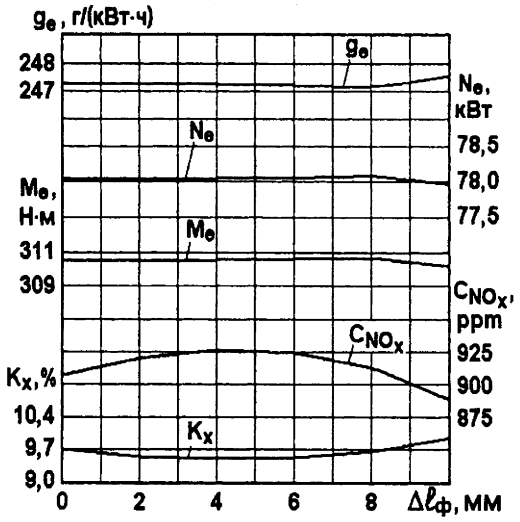
Угол поворота вала φ, °*	Скорость впрыскивания, м^3/с, • 10^{-5}	Угол поворота вала φ, °*	Скорость впрыскивания, м^3/с, • 10^{-5}	Угол поворота вала φ, °*	Скорость впрыскивания, м^3/с, • 10^{-5}
0	0	6,0	8,6	12,0	8,8
1,0	2,2	7,0	8,5	13,0	8,2
2,0	5,6	8,0	8,4	14,0	6,4
3,0	7,6	9,0	9,5	15,0	4,4
4,0	8,0	10,0	9,4	16,0	0
5,0	8,4	11,0	9,2		

* По углу поворота коленчатого вала.

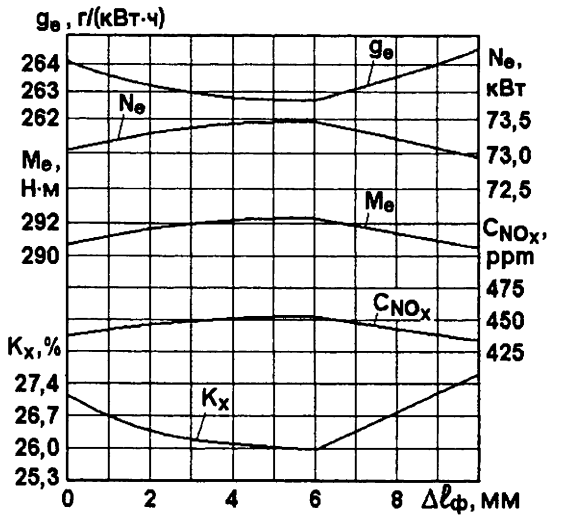
дальнобойностью струй (их наибольшей длиной), количеством топлива, попадающего на стенки КС, долей пленочного смесеобразования. Поэтому именно на данном режиме следует ожидать наибольшего влияния смещения форсунки относительно оси КС. Расчеты проведены при различных смещениях форсунки относительно оси КС $\Delta l_ф$ в диапазоне 0—10 мм.

Результаты расчетных исследований дизеля Д-245.12С с распылителями Motorpal и НЗТА, представленные в табл. 6 и на рис. 3, хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований этого дизеля [3]. В частности, при оснащении дизеля распылителями Motorpal и смещении форсунок $\Delta l_ф$ = 10 мм относительно оси КС экспериментально полученный и расчетный удельные эффективные расходы топлива g_e на номинальном режиме оказались равными соответственно 247,5 и 247,53 г/(кВт • ч). При установке распылителей НЗТА указанные экспериментально полученный и расчетный удельные эффективные расходы топлива g_e были равны соответственно 267,6 и 264,47 г/(кВт • ч).

Результаты расчетных исследований дизеля Д-245.12С, работающего на номинальном режиме на ДТ с различным смещением фор-



а)



б)

Рис. 3. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, удельного эффективного расхода топлива g_e, концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} и дымности ОГ K_x от смещения форсунки $\Delta l_ф$ дизеля Д-245.12С, работающего на номинальном режиме на ДТ:

а — с распылителями Motorpal; б — с распылителями НЗТА

сунок относительно оси КС $\Delta l_ф$, представленные в табл. 6 и на рис. 3, свидетельствуют о заметном влиянии расположения форсунок на показатели работы дизеля. При этом менее выраженная зависимость указанных показателей от расположения форсунки отмечена при установке распылителей Motorpal, выполненных с выходом распыливающих отверстий на конус седла иглы форсунки и обеспечивающих лучшее качество распыливания топлива и смесеобразования. Таким образом, оптимизация расположения форсунок относительно оси КС более актуальна при использовании распылителей, обеспечивающих худшее качество процессов распыливания топлива и смесеобразования (в данном случае распылителей НЗТА).

5. Физико-химические свойства исследуемых топлив

Физико-химические свойства	Топливо		
	ДТ	РМ	80 % ДТ + + 20 % РМ
Молекулярная масса	190	298	212
Содержание, % по массе:			
C	87,0	78,0	85,2
H	12,6	10,0	12,1
O	0,4	12,0	2,7
Плотность, кг/м^3, при температуре:			
20 °C	830	916	848
50 °C	808	897	826
Вязкость кинематическая, мм^2/с, при температуре:			
20 °C	3,8	75,0	9,0
50 °C	2,1	29,5	4,5
Вязкость динамическая, Па • с, при температуре:			
20 °C	0,00315	0,06870	0,007632
50 °C	0,00170	0,02646	0,003717
Коэффициент поверхностного натяжения, Н/м, при температуре:			
20 °C	0,0271	0,0332	0,0283
50 °C	0,0253	0,0318	0,0266
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	37 300	41 500
Условная энергия активации предпламенных реакций, кДж/моль	22,0	30,0	23,6
Цетановое число	45	36	43
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	250	200	240
Давление насыщенных паров при T = 480 K, МПа	0,00477	0	0,00382
Давление насыщенных паров при T = 710 K, МПа	0,1616	0,12	0,1533
Теплоемкость топлива при температуре форсунки 50 °C, Дж/(кг • K)	1853	2000	1882

Примечание: РМ — рапсовое масло; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов.

Следует отметить, что при применении обоих типов исследуемых распылителей наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ соответствует не центральному расположению форсунок в КС ($\Delta l_ф = 0$), а их смещению относительно оси КС на величину $\Delta l_ф$ = 4—6 мм. По-видимому, это объясняется наиболее благоприятным сочетанием формы КС, геометрий струй распыливаемого топлива и вихревого движения воздуха в КС при таком расположении форсунок. Наихудшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ соответствует штатному расположению форсунок в исследуемом дизеле ($\Delta l_ф$ = 10 мм).

Оценка влияния расположения форсунок на показатели исследуемого дизеля проведена не только при его работе на дизельном топливе, но и при использовании смеси 80 % ДТ и 20 % РМ. Для этого рассчитаны показатели дизеля Д-245.12С с распылителями Motorpal, работающего на указанных топливах при различных смещениях форсунки относительно оси КС $\Delta l_ф$ в диапазоне от 0 до 10 мм. Результаты расчетных исследований представлены на рис. 4. Они свидетельствуют о том, что при работе на ДТ наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ исследуемого дизеля соответствует смещению форсунок относительно оси КС $\Delta l_ф$ на 4—6 мм, а при работе на смеси 80 % ДТ и 20 % РМ — на 2—3 мм. Это объясняется тем, что при работе на более тяжелом топливе (на смеси 80 % ДТ и 20 % РМ) длина топливных струй возрастает, что приводит к увеличению количества топлива, попадающего на стенки КС, и доли пленочного смесеобразования. Поэтому при работе на биотопливах на основе растительных масел для увеличения доли объемного смесеобразования, улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ желательно сместить форсунки ближе к оси КС, т. е. уменьшить величину $\Delta l_ф$.

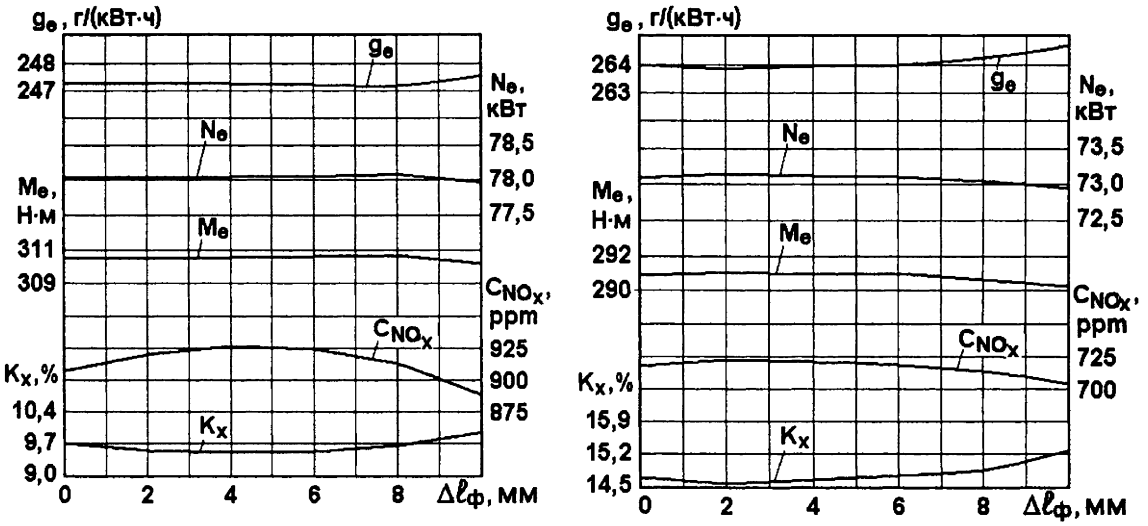
Представленные результаты расчетных исследований свидетельствуют о целесообразности оптимизации смещения форсунок относительно оси КС при использовании различных распылителей и работе дизеля на разных топливах, включая смесевые биотоплива на основе рапсового масла. Но полученные расчетные данные не позволяют дать однозначных рекомендаций по расположению форсунок, поскольку рассматриваемые показатели топливной экономичности и токсич-

6. Показатели дизеля Д-245.12 с распылителями Motorpal и НЗТА, работающего на номинальном режиме на ДТ при различном смещении форсунок $\Delta l_ф$

Распылитель	Смещение форсунки $\Delta l_ф$, мм	Показатели					
		N_e, кВт	M_e, Н • м	g_e, г/(кВт • ч)	K_x, % Hartridge	C_{NO_x}, ppm	e_{CO_2}, г/(кВт • ч)
Motorpal, DOP 119S534	0	78,040	310,53	247,26	9,698	907,53	796,72
	2	78,028	310,49	247,30	9,555	920,17	796,84
	4	78,044	310,55	247,25	9,508	926,73	796,68
	6	78,055	310,59	247,21	9,527	924,13	796,57
	8	78,077	310,68	247,14	9,660	912,47	796,34
	10	77,954	310,19	247,53	9,955	887,95	797,60
НЗТА, 145.1112110	0	73,064	290,73	264,10	27,12	436,61	850,98
	2	73,229	291,67	263,25	26,44	445,93	848,26
	4	73,435	292,21	262,76	26,14	450,79	846,68
	6	73,459	292,30	262,68	26,01	451,16	846,41
	8	73,196	291,26	263,62	26,82	441,61	849,45
	10	72,962	290,33	264,47	27,58	434,45	852,17

ности ОГ находятся в сложной противоречивой зависимости от параметра $\Delta l_ф$. Поэтому для определения целесообразного расположения форсунок необходимо использовать методы многопараметрической оптимизации.

Для решения задачи оптимизации расположения форсунок в КС дизеля типа Д-245.12С предложен метод свертки, при котором частные критерии оптимальности сводятся к обобщенному мильтипликативному критерию. В качестве частных критериев оптимальности выбраны удельный эффективный расход топлива g_e и показатели токсичности ОГ. Основными токсичными компонентами ОГ дизелей являются сажа С и оксиды азота NO_x [2, 12, 13]. Их доля в суммарных токсич-



а) б)

Рис. 4. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, удельного эффективного расхода топлива g_e, концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} и дымности ОГ K_x от смещения форсунки относительно оси КС $\Delta l_ф$ дизеля Д-245.12С с распылителями Motorpal, работающего на номинальном режиме на различных топливах:

а — на ДТ; б — на смеси 80 % ДТ + 20 % РМ

7. Результаты оптимизации параметра $\Delta l_ф$ дизеля Д-245.12 с распылителями НЗТА, работающего на номинальном режиме на дизельном топливе

Смещение форсунки $\Delta l_ф$, мм	Показатели дизеля						
	g_e, г/(кВт • ч)	$g_{e\,пр}$	K_x, % Hartridge	$K_{x\,пр}$	C_{NO_x}, ppm	e_{CO_2}, г/(кВт • ч)	$Ф_о$
0	264,10	1,0000	27,120	1,0000	436,61	1,0000	1,0000
2	263,25	0,9968	26,443	0,9750	445,93	1,0213	0,9926
4	262,76	0,9949	26,135	0,9637	450,79	1,0325	0,9899
6	262,68	0,9946	26,006	0,9589	451,16	1,0333	0,9855
8	263,62	0,9982	26,817	0,9888	441,61	1,0115	0,9984
10	264,47	1,0014	27,579	1,0169	434,45	0,9951	1,0133

ных выбросах дизелей составляет более 30—80 % по массе и более 60—95 % по эквивалентной токсичности. В предлагаемой методике оптимизации они и приняты в качестве частных критериев оптимальности, характеризующих токсичность ОГ. Поскольку удельный эффективный расход топлива g_e, дымность ОГ K_x и содержание в ОГ оксидов азота C_{NO_x} имеют различные единицы изменения, то при оптимизации расположения форсунок в КС использованы приведенные (относительные безразмерные) значения этих параметров, определяемые в виде:

$$g_{e\text{пр}} = g_{ei}/g_{e0}; \quad (1)$$

$$K_{x\text{пр}} = K_{xi}/K_{x0}; \quad (2)$$

$$C_{NO_{x\text{пр}}} = C_{NO_{xi}}/C_{NO_{x0}}, \quad (3)$$

где g_{ei}, K_{xi}, $C_{NO_{xi}}$ — удельный эффективный расход топлива, дымность ОГ и содержание в ОГ оксидов азота при рассматриваемом смещении форсунки $\Delta l_ф$; g_{e0}, K_{x0}, $C_{NO_{x0}}$ — соответствующие параметры дизеля при нулевом смещении форсунки ($\Delta l_ф = 0$).

В предлагаемой методике оптимизации значимость частных критериев оптимальности принята одинаковой, поэтому с учетом выражений (1)—(3) задача оптимизации расположения форсунок в КС дизеля сводится к нахождению обобщенного мультипликативного критерия оптимальности (обобщенной целевой функции) в виде:

$$Ф_0 = g_{e\text{пр}} K_{x\text{пр}} C_{NO_{x\text{пр}}}. \quad (4)$$

Оптимизация расположения форсунок в КС дизеля типа Д-245.12С с использованием выражений (1)—(4) проведена путем изменения величины смещения форсунок $\Delta l_ф$ от 0 до 10 мм и вычисления в каждой узловой точке (при $\Delta l_ф$, равном 0, 2, 4, 6, 8, 10 мм) значений обобщенной целевой функции $Ф_0$. Минимальное значение целевой функции $Ф_0$ соответствует оптимальному смещению форсунки относительно оси КС $\Delta l_ф$.

С использованием описанной методики и расчетных данных по дизелю типа Д-245.12С, представленных на рис. 3, 4 и в табл. 6, проведена оптимизация параметра $\Delta l_ф$, некоторые результаты которой приведены в табл. 7.

Полученные результаты оптимизации свидетельствуют о том, что в дизеле типа Д-245.12С, оснащенном распылителями НЗТА и работающем на номинальном режиме на ДТ, оптимальное в соответствии с выражением (4) смещение форсунки относительно оси КС $\Delta l_ф$ равно 6 мм.

При таком смещении форсунки достигается минимум обобщенной целевой функции $Ф_0 = 0{,}9855$ (см. табл. 7). Такое же оптимальное смещение форсунки ($\Delta l_ф = 6$ мм) получено и для случая оснащения дизеля типа Д-245.12С распылителями Motorpal и работы на ДТ (при этом использованы данные рис. 4, а). При переводе такого дизеля на смесь 80 % ДТ и 20 % РМ оптимальное смещение форсунки уменьшается до 2 мм (при оптимизации использованы данные рис. 4, б). Такое уменьшение значения $\Delta l_ф$ при работе на более тяжелом топливе (на смеси 80 % ДТ и 20 % РМ) объясняется увеличением длины топливных струй и доли пленочного смесеобразования. Поэтому при работе дизеля на утяжеленных биотопливах для увеличения доли объемного смесеобразования, улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ желательно сместить форсунки ближе к оси КС, т. е. уменьшить величину $\Delta l_ф$. На основе полученных результатов оптимизации расположения форсунок в дизеле Д-245.12С, работающем на ДТ и на смеси 80 % ДТ и 20 % РМ, можно предположить, что при переводе этого дизеля на чистое РМ оптимальным будет цен-

тральное расположение форсунок, т. е. оптимальное смещение форсунок относительно оси КС $\Delta l_ф$ будет равно 0.

Представленные результаты расчетных исследований подтверждают необходимость оптимизации расположения форсунок в КС и возможность улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ при такой оптимизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов [Текст] Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
2. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей. [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
3. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. [Текст] / В. Н. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
4. **Файнлейб, Б. Н.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. [Текст] / Б. Н. Файнлейб. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
5. **Луканин, В. Н.** Коррекция подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля. [Текст] / В. Н. Луканин, В. И. Мальчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2000. — № 3. — С. 27—30.
6. **Организация** подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля с несимметричным расположением форсунки. [Текст] / В. И. Мальчук, В. И. Трусов, Н. С. Алехин и др. // Автомобильная промышленность. — 1984. — № 11. — С. 5—7.
7. **Кулешов, А. С.** Расчетное формирование оптимальных законов управления дизеля на традиционных и альтернативных топливах. [Текст] / А. С. Кулешов, Л. В. Грехов // Безопасность в техносфере. — 2007. — № 5. — С. 30—32.
8. **Кулешов, А. С.** Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет распределения топлива в струе. [Текст] / А. С. Кулешов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. — 2007. — Специальный выпуск "Двигатели внутреннего сгорания". — С. 18—31.
9. **Kuleshov, A. S.** Model for Predictiong Air-Fuel Mixing, Combustion and Emissions in DI Diesel Engines over Whole Operating Range // SAE Technical Paper Series. — 2005. — № 2005-01-2119. — P. 1—10.
10. **Kuleshov, A. S.** Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its Application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Technical Paper Series. — 2007. — № 2007-01-1908. — P. 1—10.
11. **Девянин, С. Н.** Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. — Харьков: Изд-во "Новое слово", 2007. — 452 с.
12. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
13. **Горбунов, В. В.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. [Текст] / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев. — М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. — 216 с.

На базе грузовых автомобилей УРАЛ "Группы ГАЗ" созданы новые образцы коммунально-дорожных машин

"Группа ГАЗ" продолжает расширять гамму специальной техники на базе дорожных автомобилей "УРАЛ". Разработаны образцы двух коммунально-дорожных машин на шасси автомобиля "УРАЛ-63685" (колесная формула 6 × 4).

Одна из новинок — универсальная комбинированная дорожная машина с комплектом быстросъемного навесного оборудования для круглогодичного содержания автомобильных дорог с твердым покрытием, а также для перевозки сыпучих грузов. Выполнена на неполноприводном шасси "УРАЛ-63685" (колесная формула 6 × 4). Автомобиль с двухместной кабиной укомплектован дизелем ЯМЗ-7601 с турбонаддувом и предпусковым нагревателем "Eberspacher" (мощностью 300 л. с.) производства ярославского моторного завода "Автодизель" "Группы ГАЗ". Коробка передач ЯМЗ-239 девятиступенчатая, с межосевым и межколесным блокируемыми дифференциалами.

Автомобиль предназначен для очистки дорожного полотна и обочин от снега и мусора, для посыпки дорожной поверхности противогололедными материалами, мойки и поливки дорог и прилотковых полос, поливки зеленых насаждений, а также транспортировки сыпучих материалов.

Для выполнения данных операций автомобиль оснащен специальным навесным оборудованием производства Кемеровского опытного ремонтно-механического завода (КОРМЗ): передним скоростным отвалом шириной 2,7 м и максимальной высотой крыла 1,6 м, уборочной щеткой шириной 2,4 м с частотой вращения 300 мин$^{-1}$, пескораспределителем с емкостью бункера 6,5 м^3 с шириной захвата дороги от 4 до 8 м. Автомобиль укомплектован поливомоечным оборудованием, емкость цистерны 10 м^3, ширина мойки дорожных покрытий — до 2,5 м, производительность 700 л/мин, длина рукава моечного пистолета 10 м. Кроме того, у комбинированной дорожной машины имеется щетка для мойки барьерных ограждений с высотой обрабатываемой зоны до 1,3 м и амплитудой движения щетки — до 1,5—2 м в каждую сторону. Боковой отвал шириной 1,85 м, максимальная высота крыла отвала 2,75 м, длина крыла 1,15 м.

(Окончание на с. 27)

А. Д. Назаров,
д-р техн. наук

Расчетно-экспериментальное определение влияния дисбалансов двигателей на их уровень шума

Предложенные формулы и методика позволяют расчетно-экспериментальным путем определить влияние дисбалансов на уровень шума двигателей и в 3,5—4,5 раза сократить затраты на проведение исследований.

Ключевые слова: *дисбалансы, шум двигателей, расчетно-экспериментальный метод, экспериментальный способ.*

Внутренний и внешний шум автомобилей, сельскохозяйственных и других мобильных машин в основном определяется акустическими характеристиками и параметрами используемых на них двигателей [1—3]. Поэтому разработка конструктивных, технологических, производственных, эксплуатационных и ремонтных способов снижения уровня шума двигателей в конечном счете приводит к улучшению акустических показателей мобильных машин. Одним из основных источников механического шума новых и отремонтированных автотракторных двигателей является их дисбаланс. Выявлено, что теоретические и экспериментальные исследования влияния дисбалансов на шум двигателей наиболее целесообразно проводить при одинаковых значениях дисбалансов в плоскостях маховика $Д_м$ и шкива коленчатого вала $Д_ш$ и угле между их векторами 180° [1]. В этом случае звуковое давление двигателей с частотой $n/60$ (n — частота вращения коленчатого вала) определяется только суммарным неуравновешенным моментом, появляющимся из-за наличия указанных дисбалансов, и вычисляется по выражению

$$p = к_р в n^2 Д, \qquad (1)$$

где $к_р$ — коэффициент, имеющий постоянное значение; $в = 0{,}011l$ — постоянный конструктивный коэффициент (l — расстояние между плоскостями коррекции двигателей); $Д = Д_м = Д_ш$.

Коэффициент

$$к_р = p_п (в n_0^2 Д_m)^{-1}, \qquad (2)$$

где $p_п$ — звуковое давление, определяемое экспериментальным путем при $n = n_0 = \text{const}$ и $Д = Д_m$ ($Д_m$ — наибольшее значение Д, до которого изменяется дисбаланс при исследованиях его влияния на шум двигателей).

Зависимости (1) и (2) справедливы для случая, когда дисбалансы в плоскостях коррекции одинаковы, а угол между их векторами составляет 180°. При данном угле звуковое давление двигателей с частотой $n/60$, вызываемое указанными дисбалансами, имеет максимальное значение. В общем случае дисбалансы в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала при производстве и ремонте автотракторных двигателей имеют разные значения, изменяются в широких пределах. При этом встречаются различные сочетания дисбалансов двигателей в упомянутых плоскостях. Поэтому необходимо исследовать также влияние на уровень шума двигателей их дисбалансов в каждой из плоскостей коррекции и в обеих плоскостях. В случае изменения дисбаланса в одной плоскости и его отсутствии в другой уровень шума двигателей определяется неуравновешенной силой инерции, действующей в соответствующей плоскости. Тогда звуковое давление двигателей с частотой $n/60$, вызываемое рассматриваемой силой, рассчитываются по уравнениям

$$p_м = к_{рм} c n^2 Д_м; \; p_ш = к_{рш} c n^2 Д_ш, \qquad (3)$$

где $к_{рм}$ и $к_{рш}$ — коэффициенты, имеющие постоянное значение; $c = 0{,}011$ — постоянный коэффициент.

Указанные коэффициенты вычисляют по выражениям

$$к_{рм} = p_{пм}(cn_0^2 Д_{мm})^{-1};\ к_{рш} = p_{пш}(cn_0^2 Д_{шm})^{-1}, \quad (4)$$

где $p_{пм}$ и $p_{пш}$ — уровни звукового давления двигателей при $n = n_0$; $Д_{мm}$ и $Д_{шm}$ — наибольшее значение дисбалансов в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала при исследованиях их влияния на шум двигателей.

Основываясь на зависимостях (1)—(4), вычисляют значения звукового давления двигателей, вызываемые неуравновешенными силой инерции и моментом, действующими на двигатели и появляющимися из-за наличия дисбалансов в каждой из плоскостей коррекции и в обеих плоскостях.

Установлено, что экспериментальные зависимости влияния дисбалансов на уровень шума двигателей имеют два характерных участка [1]. На первом участке дисбалансы практически не влияют на уровни звукового давления двигателей с частотой $n/60$, а на втором — зависимости с увеличением дисбалансов возрастают по прямой линии, чаще всего проходящей через начало координат. С использованием специально разработанных теоретических положений и методики построена экспериментально-расчетная зависимость влияния дисбалансов на звуковое давление двигателей (рис. 1). График на рис. 1 состоит из двух прямых линий: одна на первом участке проходит через точку с координатами $Д_{iт}$ и $p_{iт}$ параллельно оси абсцисс, а другая на втором участке — через начало координат и точку с координатами $Д_{im}$ и $p_{пi}$. При этом $Д_{im} = Д_{мm}$, $Д_{шm}$ или $Д_m$, а $Д_{iт}$ равен математическому ожиданию дисбаланса в плоскости маховика $Д_{мт}$, шкива коленчатого вала $Д_{шт}$ двигателей или их среднему значению $Д_{тс}$, соответствующему допустимым по ТУ отклонениям параметров деталей, вызывающих дисбалансы двигателей. Уровни звукового давления $p_{iт}$ и $p_{пi}$ соответствуют дисбалансам $Д_{iт}$ и $Д_{im}$. Интенсивность увеличения звукового давления двигателей с частотой $n/60$

$$dp = \mathrm{tg}\,\alpha_р, \quad (5)$$

где $\alpha_р$ — угол наклона прямой изменения звукового давления двигателей в зависимости от их дисбалансов на втором участке (см. рис. 1).

Для расчета рассматриваемого параметра можно использовать и соотношения (см. рис. 1)

$$dp = (p_{пi} - p_{iт})(Д_{im} - Д_{iнр})^{-1};\ dp = p_{пi} Д_{im}^{-1}, \quad (6)$$

где $Д_{iнр}$ — дисбаланс, соответствующий точке пересечения прямых на анализируемых участках (см. рис. 1).

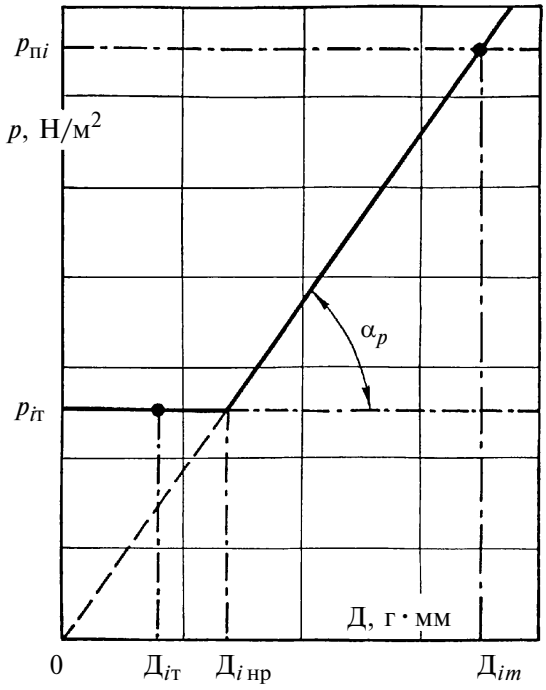


Рис. 1. Экспериментально-расчетная зависимость влияния дисбалансов на звуковое давление двигателей

С учетом изложенного определено влияние дисбалансов на уровень шума двигателей рабочим объемом 2,445 и 4,25 л. Полученные результаты приведены ниже.

Во время исследований изменяли дисбаланс отдельно в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала, а также одновременно в двух плоскостях. При наличии дисбалансов в обеих плоскостях коррекции угол между их векторами составлял 180°. Уровни звукового давления измеряли при установке микрофона в плоскости коренных опор с левой стороны двигателей на расстоянии 0,25 м от их поверхности, используя виброакустическую аппаратуру фирмы Брюль и Къер, а также разработанную для этих целей методику.

Для проведения экспериментов использовали двигатели, прошедшие обкатку по ТУ предприятия-изготовителя и балансировку на балансировочном станке фирмы Шенк.

1. Некоторые параметры двигателей

Параметр	Двигатели рабочим объемом, л		Параметр	Двигатели рабочим объемом, л	
	2,445	4,25		2,445	4,25
$Д_{мт}$, г • мм	39,2	47,2	l, мм	638	719
$Д_{шт}$, г • мм	29,1	33,9	в, мм	7,02	7,91
$Д_{тс}$, г • мм	34,2	40,6	$n_н$, мин$^{-1}$	4500	3200
$Д_{мm}$, г • мм	300	300	$f_н$, Гц	75	53,3
$Д_{шm}$, г • мм	300	300	$n_м$, мин$^{-1}$	4500	3000
$Д_m$, г • мм	300	300	$f_м$, Гц	75	50

Наиболее вероятные и максимальные значения дисбалансов в плоскостях коррекции двигателей создавали с помощью специальных грузиков, устанавливаемых на маховик и шкив коленчатого вала. Звуковое давление двигателей с частотой $n/60$ для математических ожиданий их дисбалансов, соответствующих допустимым по ТУ отклонениям параметров деталей, определяли по трем вариантам: при наличии дисбаланса $Д_{мт}$ в плоскости маховика и отсутствии дисбаланса $Д_{шт}$ в плоскости шкива и, наоборот, а также когда дисбалансы в обеих плоскостях равны $Д_{тс}$ и угол между их векторами составляет 180°. Дисбаланс $Д_{тс}$ (табл. 1) определяется как среднее значение величин $Д_{мт}$ и $Д_{шт}$. Для максимальных дисбалансов звуковое давление двигателей тоже определяли по трем вариантам: при $Д_м = Д_{мm}$ и $Д_ш = 0$, $Д_м = 0$ и $Д_ш = Д_{шm}$, а также $Д_{мm} = Д_{шm} = Д_m$ (см. табл. 1) и угле между их векторами 180°. Влияние дисбалансов на уровень шума двигателей необходимо исследовать при различных частотах вращения коленчатого вала, включая номинальную $n_н$. При этом нужно исключить значения n, соответствующие резонансным колебаниям двигателя на испытательном стенде и определяемые расчетным и экспериментальным путем. Акустическая аппаратура измеряла и записывала уровни звукового давления в третьоктавном спектре. Поэтому значение n следует выбирать так, чтобы частота $n/60$ равнялась средней геометрической частоте определенной третьоктавной полосы. Для двигателей рабочим объемом 2,445 и 4,25 л частота $f_н$, соответствующая значению $n_н$, равна 75 и 53,3 Гц (см. табл. 1). Первая является средней геометрической частотой упомянутой полосы, а вторая — нет. В связи с этим максимальная частота вращения коленчатого вала $n_м$ во время исследований двигателей с V_{st}, равном 2,445 и 4,25 л, составляла 4500 и 3000 мин$^{-1}$. Тогда частота $f_м$ (см. табл. 1) при указанных $n_м$ составляет 75 (V_{st} = 2,445 л) и 50 Гц (4,25 л), т. е. равна средней геометрической частоте соответствующей третьоктавной полосы спектров звукового давления.

Принимая по внимание изложенное и данные табл. 1, экспериментальным путем определили значения звукового давления исследуемых двигателей с частотой $n/60$ при рассматриваемых дисбалансах (табл. 2 и 3). После этого по формулам (2) и (4)—(6) с учетом данных

2. Параметры, используемые при расчете звукового давления двигателей рабочим объемом 2,445 л в зависимости от их дисбалансов

n_0, мин$^{-1}$	$Д^*_{iт}$, г • мм	$Д^*_{im}$, г • мм	$p_{iт}$, 10^{-1} Н/м^2	$p_{пi}$, 10^{-1} Н/м^2	$к^{**}_{pi}$, 10^{-5}	dp_i, 10^{-3} $\frac{Н/м^2}{г • мм}$
1900	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	0,63	1,26	3,808	0,420
2400	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	1,41	2,51	4,754	0,837
3000	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	1,68	3,16	3,830	1,053
3700	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	2,37	4,47	3,562	1,490
4500	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	4,22	6,31	3,399	2,103
1900	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	0,67	1,58	4,775	0,527
2400	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	1,41	2,82	5,341	0,940
3000	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	1,68	3,98	4,824	1,327
3700	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	2,24	5,62	4,478	1,873
4500	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	4,22	7,94	4,277	2,647
1900	$Д_{тс}$	$Д_m$	0,71	2,24	5,305	0,747
2400	$Д_{тс}$	$Д_m$	1,41	3,16	4,690	1,053
3000	$Д_{тс}$	$Д_m$	1,68	5,01	4,759	1,670
3700	$Д_{тс}$	$Д_m$	2,51	7,94	4,959	2,647
4500	$Д_{тс}$	$Д_m$	4,47	11,20	4,729	3,733

* Если $Д_{iт} = Д_{тс}$ и $Д_{im} = Д_m$, то дисбалансы в обеих плоскостях коррекции двигателя одинаковы, а угол между их векторами составляет 180°.

** Для дисбалансов $Д_{мm}$ и $Д_{шm}$ значения коэффициента $к_{pi}$ в мм$^{-2}$, а $Д_m$ — $к_p$ в 10^{-3} мм$^{-3}$.

3. Параметры, используемые при расчете звукового давления двигателей рабочим объемом 4,25 л в зависимости от их дисбалансов

n_0, мин$^{-1}$	$Д^*_{iт}$, г • мм	$Д^*_{im}$, г • мм	$p_{iт}$, 10^{-1} Н/м^2	$p_{пi}$, 10^{-1} Н/м^2	$к^{**}_{pi}$, 10^{-5}	dp_i, 10^{-3} Н • м$^{-2}$/(г • мм)
2400	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	1,13	2,82	5,341	0,940
3000	$Д_{мт}$	$Д_{мm}$	4,47	7,94	9,624	2,647
2400	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	1,06	2,00	3,788	0,667
3000	$Д_{шт}$	$Д_{шm}$	5,31	10,00	1,212	3,330
2400	$Д_{тс}$	$Д_m$	1,13	3,16	4,162	1,053
3000	$Д_{тс}$	$Д_m$	5,31	12,60	1,063	4,200

Сноски те же, что и к табл. 2.

табл. 1—3 вычислены значения постоянных коэффициентов $к_{pi}$ и $к_p$, а также интенсивности увеличения уровня шума двигателей (см. табл. 2 и 3). Значения звукового давления, интенсивности его увеличения и упомянутых коэффициентов для двигателей рабочим объемом 4,25 определяли при n, равном 2400 и 3000 мин$^{-1}$ (см. табл. 3). Это вызвано тем, что во время работы указанного двигателя на испытательном стенде наблюдаются две резонансные частоты

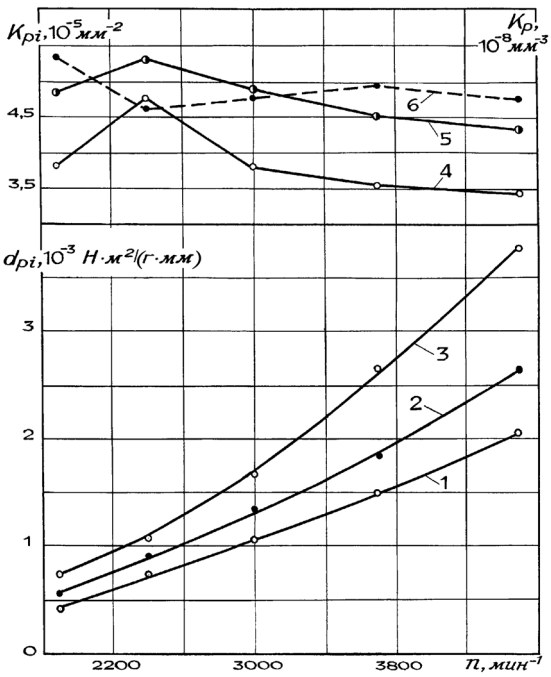


Рис. 2. Изменение значений постоянных коэффициентов и интенсивности увеличения звукового давления двигателей рабочим объемом 2,445 л в зависимости от их дисбалансов в плоскостях коррекции и частоты вращения коленчатого вала:

1 и 4, 2 и 5, 3 и 6 — кривые при максимальных дисбалансах в плоскостях маховика шкива коленчатого вала, в обеих плоскостях коррекции и угле между их векторами 180°; 4, 5 и 6 — кривые $к_{pм}$, $к_{pш}$ и $к_p$

при частоте вращения коленчатого вала, равной 1000 и 1600 мин$^{-1}$. При выбранных скоростных режимах резонансных колебаний двигателя с V_{st} = 4,25 л не наблюдается, а частота $n/60$, равная 40 и 50 Гц, является средней геометрической частотой соответствующей третьоктавной полосы спектров звукового давления.

Из табл. 2 и 3 следует, что анализируемые параметры зависят от дисбалансов в плоскостях коррекции двигателей и значения n. Коэффициенты $к_{pi}$ и $к_p$ в зависимости от максимального дисбаланса в плоскостях маховика, шкива коленчатого вала и в обеих плоскостях коррекции изменяются незначительно и находятся соответственно в пределах (3,399—4,757)10^{-5}; (4,277—5,341)10^{-5} мм$^{-2}$ и (4,690—5,305)10^{-8} мм$^{-3}$ при среднем значении $3{,}871 \cdot 10^{-5}$; $4{,}739 \cdot 10^{-5}$ мм$^{-2}$ и $4{,}888 \cdot 10^{-8}$ мм$^{-3}$. С ростом частоты вращения коленчатого вала коэффициенты $к_{pм}$ и $к_{pш}$ вначале несколько увеличиваются, а затем постепенно снижаются (рис. 2). При этом коэффициент $к_p$ мало зависит от скоростного режима (см. рис. 2). Интенсивность увеличения звукового давления с возрастанием частоты n резко повышается (см. рис. 2), что объясняется так. Уровень шума двигателей при росте значений n увеличивается (см. табл. 2 и 3), что, как видно из равенств (6), при постоянных максимальных дисбалансах сопровождается повышением анализируемого параметра. Полученные данные соответствуют результатам теоретических исследований. По формулам (1) и (3) с учетом значений упомянутых постоянных коэффициентов (см. табл. 2 и 3) вычисляются уровни звукового давления рассматриваемых двигателей с частотой $n/60$ при любых дисбалансах в плоскостях маховика, шкива и в обеих плоскостях коррекции, превышающих

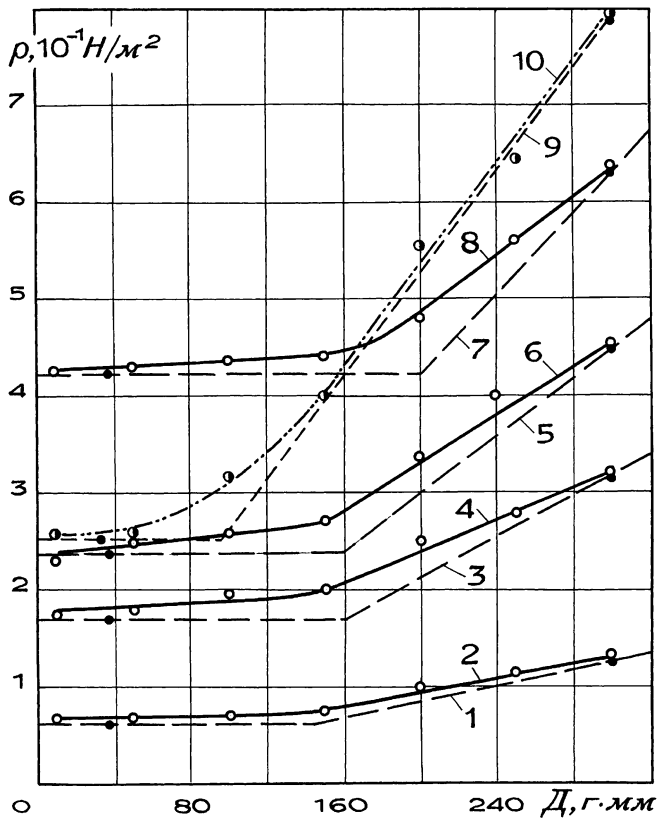


Рис. 3. Влияние дисбалансов на звуковое давление двигателей рабочим объемом 2,445 л при холостом ходе:

1—8 и 9, 10 — кривые для плоскости маховика и обеих плоскостей, кривые 1 и 2; 3 и 4; 5, 6, 9 и 10; 7 и 8 — при n = 1900, 3000, 3700, 4500 мин$^{-1}$, установке микрофона в плоскости коренных опор с левой стороны двигателя на расстоянии 0,25 м от его поверхности; 1, 3, 5, 7, 9 и 2, 4, 6, 8, 10 — кривые, построенные соответственно по экспериментально-расчетным и опытным данным

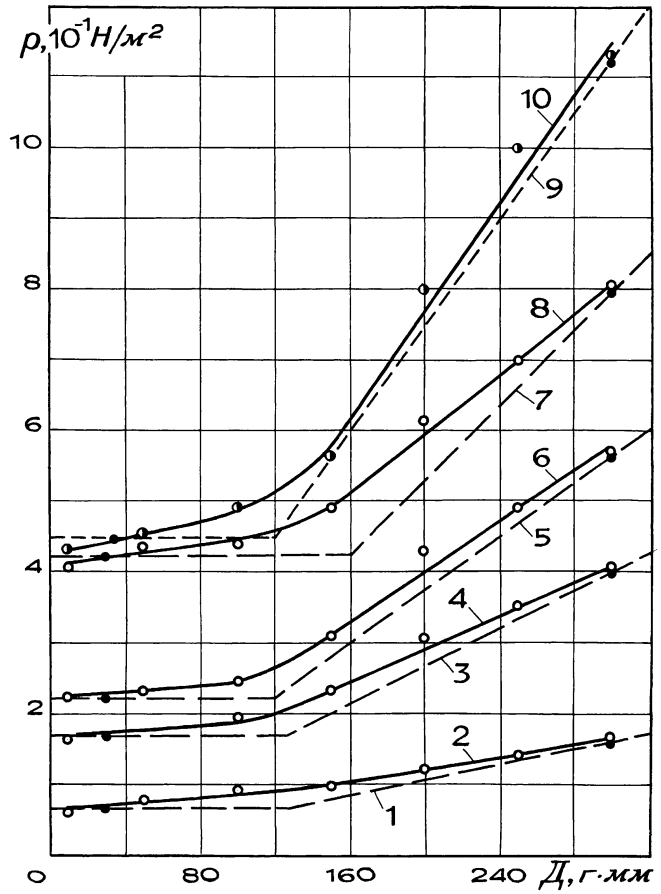


Рис. 4. Влияние дисбалансов на звуковое давление двигателей рабочим объемом 2,445 л при холостом ходе:

1—8 и 9, 10 — кривые для плоскости шкива и обеих плоскостей; кривые 1 и 2; 3 и 4; 5 и 6; 7—10 — при n = 1900, 3000, 3700, 4500 мин$^{-1}$, установке микрофона в плоскости коренных опор с левой стороны двигателя на расстоянии 0,25 м от его поверхности; 1, 3, 5, 7, 9 — кривые построены по экспериментально-расчетным данным; 2, 4, 6, 8, 10 — кривые построены по опытным данным

значения $Д_{i\text{нр}}$. При наличии дисбалансов одновременно в обеих плоскостях они должны быть одинаковыми, а их векторы — направлены в противоположные стороны.

Расчетно-экспериментальные зависимости влияния дисбалансов на уровень шума исследуемых двигателей, построенные аналогично графику, данному на рис. 1 с использованием изложенных выше теоретических положений и методики, приведены на рис. 3 и 4. На указанных рисунках представлены также опытные (экспериментальные) кривые изменения звукового давления двигателей от их дисбалансов в плоскостях коррекции. Анализируемые расчетно-экспериментальные и опытные зависимости хорошо согласуются между собой, а соответствующие им значения звукового давления отличаются незначительно (см. рис. 3 и 4). Поэтому для установления закономерностей влияния дисбалансов на уровень шума двигателей достаточно выявить расчетно-экспериментальную зависимость их звукового давления с частотой $n/60$ от этих дисбалансов, основываясь на предложенных формулах и методике. С этой целью достаточно экспериментальным путем определить звуковое давление двигателей в двух точках, соответствующих средним дисбалансам при допустимых по ТУ отклонениях параметров деталей и значениям максимальных дисбалансов, до которых они увеличиваются во время исследований уровня шума двигателей в зависимости от их дисбалансов. По существующей методике для установления упомянутой закономерности необходимо экспериментально определить звуковое давление двигателей в 7—9 точках при каждом скоростном режиме и всех возможных вариантах изменения дисбалансов в их плоскостях коррекции (рис. 5).

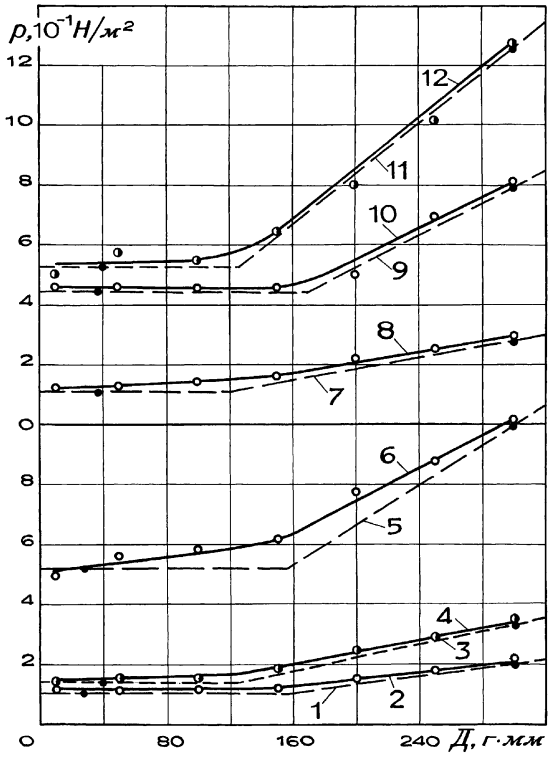


Рис. 5. Влияние дисбалансов на звуковое давление двигателей рабочим объемом 4,25 л при холостом ходе:

1, 2, 5 и 6; 7—10; 3, 4, 11 и 12 — кривые для плоскости шкива, маховика обеих плоскостей;кривые 1—4, 7, 8 и 5, 6, 9—12 — при n = 2400 и 3000 мин$^{-1}$, установке микрофона в плоскости коренных опор с левой стороны двигателя на расстоянии 0,25 м от его поверхности; 1, 3, 5, 7, 9, 11 — кривые построены по экспериментально-расчетным данным; 2, 4, 6, 8, 10, 12 — кривые построены по опытным данным

Вывод. Таким образом, исследования влияния дисбалансов на уровень шума двигателей наиболее целесообразно проводить при одинаковых дисбалансах и в их плоскостях коррекции и угле между векторами этих дисбалансов, равном 180°. Полученные формулы и разработанная методика позволяют расчетно-экспериментальным путем установить влияние дисбалансов на уровень шума двигателей. Расчетно-экспериментальные и опытные значения звукового давления двигателей рабочим объемом 2,445 и 4,25 л отличаются незначительно.

Для установления закономерностей влияния дисбалансов на уровень шума двигателей достаточно экспериментальным путем определить их звуковое давление в двух точках, соответствующих математическому ожиданию дисбалансов при допустимых по ТУ отклонениях параметров деталей и максимальным дисбалансам в процессе исследований.

Предложенные формулы и методика позволяют в 3,5—4,5 раза сократить затраты на проведение исследований с целью установления закономерностей влияния дисбалансов на звуковое давление двигателей. Они применимы при аналогичных исследованиях различных конструкций и моделей новых и отремонтированных автотракторных двигателей. Выявленные закономерности и полученные расчетно-экспериментальные данные могут быть использованы для определения допустимых и предельно допустимых дисбалансов упомянутых двигателей, если критерием является влияние дисбалансов на уровень шума двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
2. **Тракторные** дизели: Справочник [Текст] / Б. А. Взоров, А. В. Адамович, А. Г. Арабян и др. Под общей редакцией Б. А. Взорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с.
3. **Шасси** автомобиля ЗИЛ-130 / Под редакцией А. М. Кригера [Текст]. — М.: Машиностроение, 1973. — 400 с.

(Начало на с. 21)

Еще одна комбинированная дорожная машина КДМ на шасси "УРАЛ-63685" (6 × 4, грузоподъемность 14 т) выполнена компанией "УралДорМаш". Автомобиль используется в зимнее время для очистки дорожного полотна от снега при помощи переднего скоростного отвала, удаления наледи средним отвалом (грейдерным ножом) или навесной щеткой, формирования обочин посредством бокового отвала, распределения антигололедного материала из бункера с пескоразбрасывающим оборудованием. Максимальная ширина очищаемой от снега полосы передним скоростным отвалом 2,6 м. Для летнего содержания дорог предусмотрена установка цистерны емкостью 8 м^3, насоса, поливомоечной рейки, щетки переднего или среднего расположения.

(Отдел массовых коммуникаций ОАО "АЗ "УРАЛ")

В. Н. Козловский,
Р. А. Малеев,
кандидаты техн. наук

Модель надежности легкового автомобиля

Дана разработка трехмерной модели надежности легкового автомобиля, которая отражает взаимосвязь между затратами на устранение отказов в эксплуатации, фактической надежностью и эксплутационным пробегом.

Ключевые слова: *надежность; ремонтопригодность, отказ.*

Одним из ключевых показателей надежности технических устройств является ремонтопригодность. Ремонтопригодность — это свойство изделия, заключающееся в его способности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов, неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонта.

Количественно ремонтопригодность оценивается трудоемкостью восстановления работоспособности технического устройства. Это определяется затратами труда и средств на предупреждение и устранение отказов в работе с учетом квалификации обслуживающего персонала.

При рассмотрении вопросов надежности автомобилей как массового продукта вопросы ремонтопригодности приобретают особую актуальность, поскольку в данном случае любой автопроизводитель вынужден не только организовать процесс продажи своего продукта, но и обеспечить надлежащие техническое обслуживание и ремонт, что требует разработки и внедрения комплекса мероприятий по развитию сервисной сети. В общем виде такая деятельность заключается в планировании, организации, контроле и управлении сервисной сетью по территориям.

Автопроизводитель должен обучать специалистов сети, обеспечивать запасными частями, специальным инструментом и оснасткой, нормативной и технологической документацией предприятия сервиса. Такой процесс носит постоянный характер.

Автомобиль — сложный продукт, ремонт которого проводится в несколько стадий: первичный осмотр, диагностика, собственно ремонт (замена отказавших изделий), выходной контроль. В том случае, если отказ изделия носит гарантийный характер (причиной отказа является ненадлежащее качество автомобиля), то все издержки по стадиям ремонта несет автопроизводитель. В итоге в случае недостаточного качества автомобилей, высокой трудоемкости устранения отказов и стоимости запасных частей бюджет на гарантийное обслуживание продукции получается внушительным. Причем это только видимая часть "айсберга". Сложно определить потери имиджа производителя, следствием которых является отказ потребителя от данного продукта. Все это ключевые причины ухода с мировых рынков, в том числе и с российского ряда автомобильных производителей.

Изложенное выше позволяет сделать вывод о необходимости эффективного управления качеством и надежностью автомобильной техники на всех стадиях ее жизненного цикла. Основой управления качеством и надежностью автомобилей может быть модель, которая, отражая основные взаимосвязи между затратами на устранение отказов, надежностью и эксплуатационным пробегом, способна оказать помощь в определении как текущего положения продукции с точки зрения затрат и надежности, так и в прогнозировании перечисленных параметров в случае внедрения новой техники.

Для установления взаимосвязи между затратами на устранение отказов и показателями надежности нужно определить изменение затрат на обеспечение надежности автомобилей в исследуемый период по статистическим данным эксплуатации в функции гарантийного пробега, связать показатели надежности с затратами и построить соответствующие модели.

Разработку аналитических форм уравнений, определяющих зависимость затрат (Z) на устранение отказов в функции надежности (P) проведем с помощью полиномов, которые соответствуют требованиям поставленной задачи по анализу надежности автомобилей, так как с их помощью

можно быстро и точно перейти к выходным индексам исследуемых объектов, а также провести математический анализ выражений показателей надежности, представленных в символьном виде.

Исходя из изложенного выше, распределение накопленных затрат (Z), в общем виде можно представить:

по j-му элементу i-й системы

$$Z_{ij}(P_{ij}) = z1_{ij}P_{ij}^{15} + z2_{ij}P_{ij}^{14} + z3_{ij}P_{ij}^{13} + z4_{ij}P_{ij}^{12} + z5_{ij}P_{ij}^{11} + z6_{ij}P_{ij}^{10} + z7P_{ij}^{9} + z8_{ij}P_{ij}^{8} + z9_{ij}P_{ij}^{7} + z10_{ij}P_{ij}^{6} + z11_{ij}P_{ij}^{5} + z12_{ij}P_{ij}^{4} + z13_{ij}P_{ij}^{3} + z14_{ij}P_{ij}^{2} + z15_{ij}P_{ij} + z16_{ij}; \quad (1)$$

по i-й степени

$$Z_i(P_i) = z1_iP_i^{15} + z2_iP_i^{14} + z3_iP_i^{13} + z4_iP_i^{12} + z5_iP_i^{11} + z6_iP_i^{10} + z7_iP_i^{9} + z8_iP_i^{8} + z9_iP_i^{7} + z10_iP_i^{6} + z11_iP_i^{5} + z12_iP_i^{4} + z13_iP_i^{3} + z14P_i^{2} + z15_iP_i + z16_i; \quad (2)$$

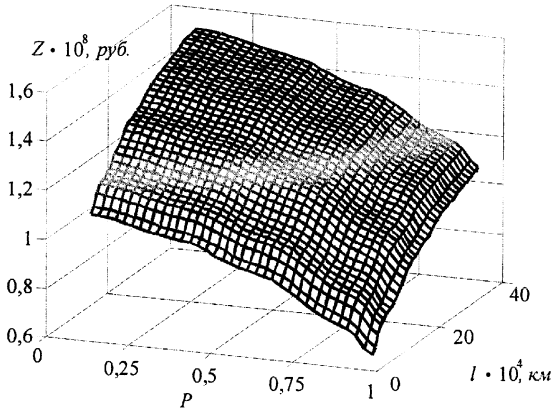
по автомобилю

$$Z(P) = z1P^{15} + z2P^{14} + z2P^{12} + z4P^{12} + z5P^{11} + z6P^{10} + z7P^{9} + z8P^{8} + z9P^{7} + z10P^{6} + z11P^{5} + z12P^{4} + z13P^{3} + z14P^{2} + z15P + z16, \quad (3)$$

где $z1, ..., z16$ — коэффициенты полиномиальных уравнений.

Полиномиальное уравнение выбрано 15-й степени для обеспечения точности расчетов.

После определения взаимосвязи между надежностью и накопленными затратами на устранение отказов элементов, основных систем и автомобилей в целом можно построить модели, отражающие зависимость затрат по обеспечению надежности от фактической надежности и эксплуатационного пробега. Построение таких моделей проведем на основе уравнений, отражающих зависимость надежности (P) по j-му элементу, i-й системе и автомобилю от пробега (l), и уравнений (1)—(3). При этом получим систему нелинейных уравнений, решение которой позволяет прогнозировать поведение затрат на устранение отказов в период эксплуатации в случае изменения надежности технических устройств.



Трехмерная модель надежности автомобилей

Надежность по j-му элементу i-й системы

$$P_{ij}(l) = p1_{ij}l^{15} + p2_{ij}l^{14} + p3_{ij}l^{13} + p4_{ij}l^{12} + p5_{ij}l^{11} + p6_{ij}l^{10} + p7_{ij}l^{9} + p8_{ij}l^{8} + p9_{ij}l^{7} + p10_{ij}l^{6} + p11_{ij}l^{5} + p12_{ij}l^{4} + p13_{ij}l^{3} + p14_{ij}l^{2} + p15_{ij}l + p16_{ij}; \quad (4)$$

по i-й системе

$$P_i(l) = p1_il^{15} + p2_il^{14} + p3_il^{13} + p4_il^{12} + p5_il^{11} + p6_il^{10} + p7_il^{9} + p8_il^{8} + p9_il^{7} + p10_il^{6} + p11_il^{5} + p12_il^{4} + p13_il^{3} + p14_il^{2} + p15_il + p16_i; \quad (5)$$

по автомобилю

$$P(l) = p1l^{15} + p2l^{14} + p3l^{13} + p4l^{12} + p5l^{11} + p6l^{10} + p7l^{9} + p8l^{8} + p9l^{7} + p10l^{6} + p11l^{5} + p12l^{4} + p13l^{3} + p14l^{2} + p15l + p16, \quad (6)$$

$p1...p16$ — коэффициенты полиномиальных уравнений.

Пример графического изображения трехмерной модели, отражающей зависимость затрат на устранение отказов (Z) в функции надежности (P) и пробега (l) автомобиля, представлен на рисунке.

Анализ распределения поверхности затрат, представленный на рисунке, показывает, что улучшение показателей надежности технических устройств, входящих в состав автомобиля, может в значительной степени сократить издержки производителя на устранение отказов автомобилей в гарантийный период эксплуатации.

Таким образом, трехмерная модель надежности позволяет прогнозировать изменение затрат при внедрении в процессы проектирования и производства новых методов повышения качества и надежности.

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
проф.

Трехступенчатая модель оценки автобусов с целью их выбора

Разработана модель оценки автобусов по критериям экономической эффективности, качества и конкурентоспособности. Модель предназначена для выбора автобуса для заданных условий эксплуатации. Она может быть успешно применена на этапе разработки автобусной техники. Приведен пример выбора автобусов для городских перевозок.

Ключевые слова: *автобус, пассажирские перевозки, оценка, экономическая эффективность, качество, конкурентоспособность.*

На эффективность деятельности автотранспортных предприятий (АТП) оказывают влияние такие факторы, как уровень менеджмента; организационно-правовая форма хозяйствующего субъекта; состав и состояние парка подвижного состава; развитость системы технического обслуживания и ремонта; квалификационный уровень водителей и ремонтного персонала; дисциплина труда; местонахождение предприятия; применение передовых методов организации перевозок и т. д. Среди этих факторов наиболее весомым являются состав и состояние подвижного состава АТП. Это на сегодняшний день является проблемным для всего транспортного комплекса страны. 46 % российского парка автобусов эксплуатируется более 10 лет. В данной возрастной группе преобладают автобусы марок ЛиАЗ, ПАЗ, КАВЗ, УАЗ. К возрастной группе 7—10 лет относится около 15 % автобусов, костяк которой составляют автобусы российских марок. Довольно внушительная часть российского парка автобусов относится к возрастной группе 3—7 лет: на начало 2009 г. ее доля составляла 22 % парка. Именно к ней относится значительное число автобусов наиболее массовой российской марки — ГАЗ. Новым автобусам, находящимся в возрасте до 3 лет, принадлежит пока всего 17 % парка. Практика показывает, что обновление парка подвижного состава позволяет существенно повысить эффективность работы, улучшить финансовое положение АТП.

Изношенность парка приводит к чрезмерным простоям в техническом обслуживании и ремонте. По данным Минтранса России за последние 12 лет коэффициент технической готовности подвижного состава в стране уменьшился с 0,80 до 0,75, коэффициент выпуска на линию — с 0,60 до 0,36, а коэффициент использования пробега — с 0,64 до 0,54. Физический износ транспортных средств влечет за собой снижение уровня безопасности транспортного процесса, рост транспортных издержек и может стать причиной возникновения определенного дефицита провозных возможностей в отдельных частях транспортной системы, а также приводит к увеличению интервала движения в пассажирских перевозках.

Эффективность работы пассажирского АТП можно повышать, влияя на каждый из перечисленных выше факторов: внедрением оптимальных маршрутов перевозок, созданием новым маршрутов, подбором для каждого маршрута определенного типа автобусов, регулированием интервала движения в течение суток, улучшением состояния производственно-технической базы, повышением производительности труда, привлечением квалифицированного ремонтного персонала и т. д. В данной статье рассматривается один из ключевых факторов повышения эффективности пассажирского АТП — выбор для заданных условий эксплуатации автобусов по критериям экономической эффективности, качества и конкурентоспособности.

Эффективность работы парка непосредственно связана с провозной возможностью имеющихся в парке автобусов и существенно зависит от технико-эксплуатационных параметров автобусов: пассажировместимости, технической скорости, коэффициента технической готовности, трудоемкости технического обслуживания и ремонта и др. Необходимо отметить, что производительность ав-

тобуса может меняться под действием факторов, не зависящих от его модели, таких как условия эксплуатации, методы организации перевозок, квалификация водителя и ремонтного персонала, снабжение запасными частями и материалами и т. д. При выборе автобуса его оценку необходимо провести с учетом влияния данных факторов. В зависимости от них эксплуатация автобуса в одних условиях может оказаться эффективной, а в других — нет. Поэтому при сравнительной оценке нужно выбирать те условия, в которых предполагается эксплуатация выбранного автобуса, и их влияние следует принять одинаковым для всех сравниваемых объектов.

Ниже предлагается трехступенчатая модель выбора автобуса для определенного сегмента рынка перевозки пассажиров по критериям экономической эффективности, качества и конкурентоспособности (см. рисунок), который состоит из описанных ниже этапов.

1. Маркетинговые исследования рынка пассажирских перевозок. В рыночных условиях знание потребностей потребителей товаров и услуг является основой организации эффективного бизнеса. Маркетинговые исследования осуществляются маркетинговой службой АТП с целью освещения следующих аспектов рынка транспортных услуг: виды перевозок и их свойства; особые требования к транспортному процессу; условия эксплуатации подвижного состава; емкость рынка и объем перевозок на различных сегментах рынка; свободные сегменты рынка, где имеется большой спрос на отдельные виды перевозок; конкуренция по различным видам перевозок; требования к подвижному составу по видам перевозок; динамика спроса на транспортные услуги; перспективы развития различных видов перевозок; факторы, способствующие и/или препятствующие развитию рынка перевозок пассажиров. Также прогнозируется состояние рынка в перспективе, выявляется и анализируется деятельность конкурентов на выбранных сегментах рынка.

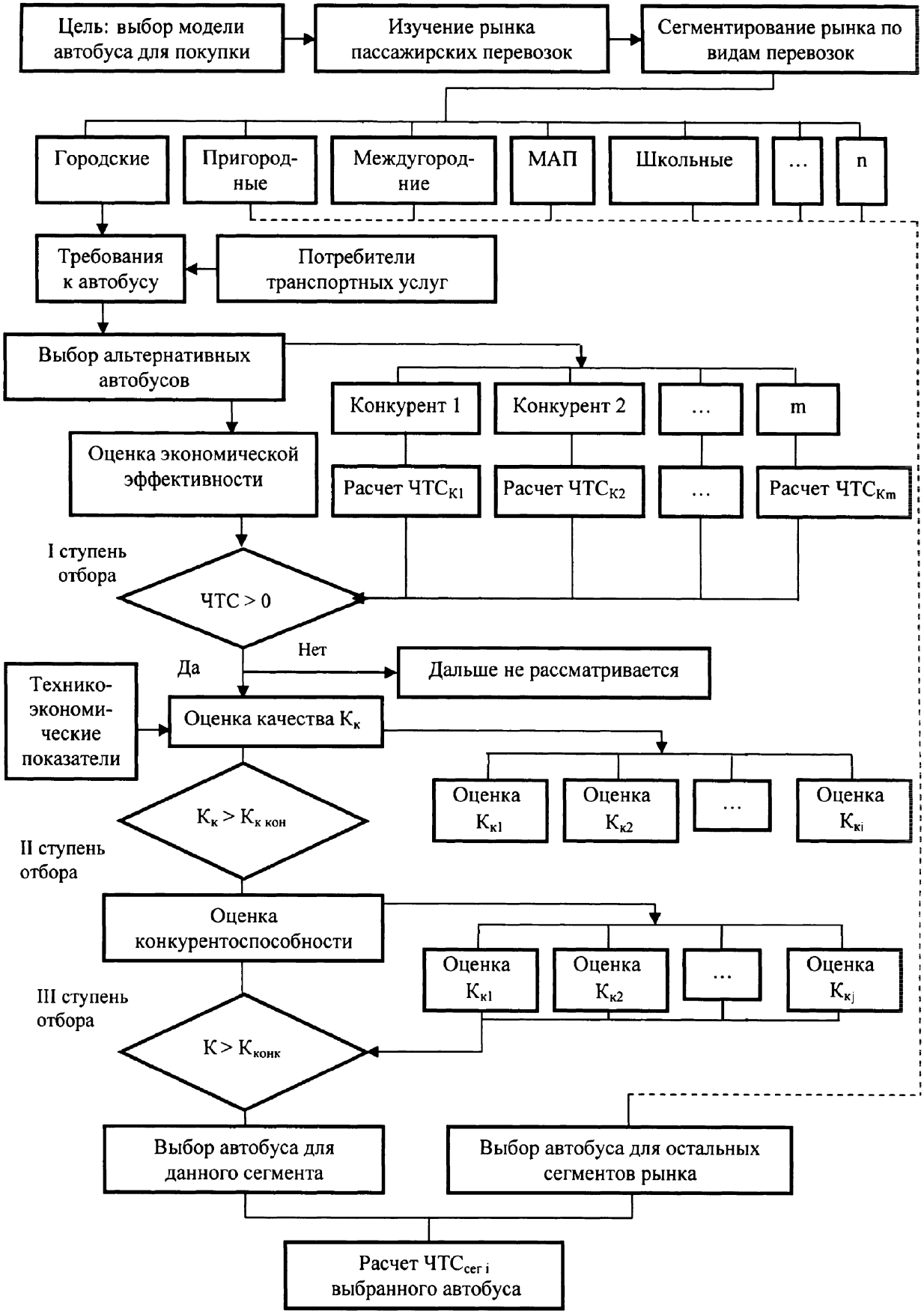
2. По результатам маркетинговых исследований с учетом вида перевозок пассажиров, условий и маршрутов перевозок проводится сегментирование рынка. Сегментами рынка могут быть городские, пригородные, междугородние, международные (МАП), вахтовые, туристские перевозки, перевозки школьников и др. В дальнейшем в связи с их особенностями каждый из сегментов рынка рассматривается отдельно.

3. Формируются требования к автобусам в зависимости от вида перевозок и требований потребителей транспортных услуг. Несоответствие выбранных автобусов требованиям рынка транспортных услуг приводит к неэффективному их использованию. В одних случаях теряется доход из-за отсутствия или нехватки нужных для обслуживания определенного сегмента перевозок автобусов, в другом — автобусы простаивают по причине отсутствия заказа. Для каждого вида перевозок необходим соответствующий тип автобуса. Например, для осуществления международных пассажирских перевозок автобус, во-первых, должен отвечать международным требованиям по экологичности и безопасности, нормируемым в Правилах ЕЭК ООН, во-вторых, должен быть приспособлен для дальних перевозок пассажиров в максимально комфортных условиях.

Кроме требований, связанных с видом перевозок, к автобусам со стороны потребителей транспортных услуг предъявляются следующие требования. Автобус должен: а) соответствовать характеру, структуре перевозок, условиям эксплуатации; учитывать интенсивность пассажиропотока в различные интервалы времени; б) обеспечивать максимальные скорость и безопасность движения; в) обеспечивать возможность соблюдения интервала движения; в) создавать максимально возможные комфортные условия перевозок; г) обеспечивать удобство посадки и высадки; д) обеспечивать информацией пассажиров и др.

4. По справочникам, каталогам, прайс-листам производителей, дилеров выбираются альтернативные модели автобусов с соответствующими техническими данными, удовлетворяющими требованиям выбранного сегмента рынка перевозок пассажиров. Для дальнейшего анализа выбираются те модели автобусов, которые могут быть приобретены без затруднений, приспособлены для эксплуатации в данном регионе, производитель которых имеет развитую сервисную сеть.

5. По методу денежных потоков производится оценка экономической эффективности автобусов-аналогов за срок службы в одних и тех же условиях эксплуатации. Для товаров производственного назначения наиболее показательным оценочным критерием является



Трехступенчатая модель выбора автобуса для определенного сегмента рынка пассажирских перевозок

экономическая эффективность за срок службы. Выбранная модель автобуса, во-первых, должна быть выгодной потребителю, т. е. приносить прибыль, во-вторых, конкурентоспособной, т. е. прибыль, получаемая от эксплуатации данного автобуса, должна быть не меньше, чем от эксплуатации аналогов. При оценке экономической эффективности коммерческих транспортных средств необходимо соблюдать следующие требования: оценка должна производиться за жизненный цикл машины; должны учитываться все доходы и расходы, связанные с оцениваемой машиной; должна быть обеспечена сопоставимость сравниваемых машин; необходимо ориентироваться на максимальный эффект, или минимальные затраты; должен учитываться фактор времени; следует учитывать интересы всех участников инвестиций индивидуально; необходимо учитывать ухудшение параметров машины по мере старения; денежные потоки должны формироваться с учетом инфляции, неопределенностей и рисков, остаточной стоимости машины в момент списания, изменения оборотных средств в ходе эксплуатации.

Экономическую эффективность коммерческого автобуса наиболее точно характеризует показатель эффективности инвестиций — чистая текущая стоимость (ЧТС), которая рассчитывается по формуле:

$$\text{ЧТС} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \text{ДЧДП}_t - \sum_{t=0}^{T_I} \text{Д}I_t, \qquad (1)$$

где ДЧДП_t — дисконтированный чистый денежный поток; $\text{Д}I_t$ — дисконтированные инвестиции; $T_{\text{сл}}$ — срок службы автобуса; T_I — период инвестирования; t — текущий год эксплуатации.

По формуле (1) находятся значения ЧТС всех сравниваемых автобусов-аналогов: ЧТС_1, ЧТС_2, ..., ЧТС_m в одних и тех же условиях эксплуатации.

ЧТС представляет собой разницу суммы дисконтированного денежного потока и дисконтированной суммы инвестиций, если они проведены в разные периоды, т. е. сопоставляются чистые денежные поступления, приведенные к нулевому периоду, с величиной инвестиций. При проведении сравнительного анализа технико-экономической эффективности альтернативных моделей наиболее эффективной является та модель, у которой значение ЧТС наибольшее и наоборот. ЧТС отражает прогнозную оценку роста экономического потенциала АТП в случае покупки данного автобуса. ЧТС разных автобусов может быть суммирована, что позволяет использовать показатель при анализе экономической эффективности парка подвижного состава.

На практике иногда невозможно определить выручку от эксплуатации транспортных средств. Например, как оценить экономическую эффективность автобусов, применяемых для вахтовых перевозок работников, затраты по которым относят на себестоимость продукции предприятия? Выручка от перевозок в данном случае отсутствует. При затруднениях расчета явной выгоды от использования транспортных средств их экономическая эффективность может быть оценена по критерию дисконтированные чистые расходы (ДЧР), определяемые по формуле

$$\text{ДЧР} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \text{ДТР}_t + \sum_{t=0}^{Ti} \text{Д}I_t, \qquad (2)$$

где ДТР_t — дисконтированные текучие расходы t-го периода.

В составе ДТР_t учитываются эксплуатационные текущие затраты, которые напрямую определяются технико-эксплуатационными показателями транспортного средства. ДЧР по сути есть сумма единовременных и текущих затрат за срок службы транспортного средства, приведенный к начальному периоду инвестиций, т. е. выражает совокупную стоимость владения автобусом за жизненный цикл. При помощи данного критерия можно оценить экономичность как инвестиционных, так и потребительских товаров. ДЧР конкурентных моделей должны быть рассчитаны на один и тот же объем работ. Как правило, производительность разных транспортных средств одного и того же назначения различна, поэтому для приведения ДЧР разных моделей к сопоставимому виду определяются удельные дисконтированные чистые расходы (УДЧР). Для этого суммарное

значение ДЧР надо делить на суммарную производительность $W_п$:

$$УДЧР = \left(\sum_{t=0}^{T_{сл}} ДТР_t + \sum_{t=0}^{Ti} ДI_t \right) / \sum_{n=0}^{T_{сл}} W_п. \qquad (3)$$

ДЧР как оценочный показатель сравниваемых моделей транспортных средств предпочтительнее ЧТС, так как прогнозировать будущие доходы сложнее, чем расходы.

Необходимо отметить, что оценка экономической эффективности автобуса не сводится к определению лишь ЧТС, ДЧР. Кроме них рассчитываются рентабельность инвестиций (Р*I*), внутренний коэффициент окупаемости (ВКО), окупаемость (Р), текущая окупаемость (ТО), бюджетный эффект (БЭ). Однако эти показатели зависят от ЧТС, поэтому в роли основного оценочного показателя экономической эффективности автомобилей в работе принята именно ЧТС.

Проблему оценки экономической эффективности можно считать принципиально решенной, если определить, как показано в табл. 1, чистый денежный поток (ЧДП) по годам за период эксплуатации автобуса до списания. Показатели для расчета ЧДП можно разбить на 3 группы: 1) инвестиции (покупка автобуса и сопутствующие капитальные вложения); 2) доходы и расходы при эксплуатации автобуса с учетом налогов; 3) коррекция денежных потоков.

6. Первая ступень сравнения автобусов-аналогов проводится по критерию ЧТС (см. рисунок). Для дальнейшего рассмотрения принимаются только те автобусы, у которых ЧТС > 0, поэтому количество автобусов *j* может быть меньше первоначального.

7. Производится выбор технико-экономических показателей, определяющих качество автобуса, и рассчитываются интегральные коэффициенты качества $K_{к1}$, $K_{к2}$, ..., $K_{кj}$ тех автобусов, которые успешно прошли этап сравнения по критерию ЧТС. Их рекомендуется определять методом "радара качества" или "профиля качества" [1].

Номенклатуру показателей качества для целей измерения необходимо выбирать с учетом следующего: анализа требований потребителей; требований обязательных и добровольных к применению нормативно-правовых актов (стандартов, ТУ, правил, инструкций, регламентов и пр.); назначения и условий эксплуатации; задач управления качеством продукции; состава и структуры характеризуемых свойств; возможности определения величин показателей качества.

8. На второй степени отбора сравниваются автобусы-аналоги по критерию коэффициент качества. По расчетам экономической эффективности эксплуатация определенной модели автобуса может оказаться

Таблица 1

Расчет ЧДП от эксплуатации автобуса

Показатель	0	1	...	$T_{сл}$
1. ИНВЕСТИЦИИ Цена автобуса Оборотные средства Сопутствующие вложения	 I_1 I_2 I_3			
Итого инвестиций	$I_1 + I_2 + I_3$			
2. ДОХОДЫ И РАСХОДЫ Выручка Эксплуатационные затраты Амортизация Балансовая прибыль Налоги и выплаты с прибыли		 $T_ф W$ $S_{экс}$ A $T_ф W - S_{экс} - A$ $H_{пр}$		 $T_ф W$ $S_{экс}$ A $T_ф W - S_{экс} - A$ $H_{пр}$
Чистая прибыль		$T_ф W - S_{экс} - A - H_{пр}$		$T_ф W - S_{экс} - A - H_{пр}$
3. КОРРЕКЦИЯ ДЕНЕЖНОГО ПОТОКА Амортизация Изменение оборотных средств Остаточная стоимость автобуса		 A ±ОС		 A ±ОС $Ц_{ос}$
Чистый денежный поток, ЧДП	$I_1 + I_2 + I_3$	$T_ф W - S_{экс} - A$ $H_{пр}$ ±ОС		$T_ф W - S_{экс} - A$ $H_{пр}$ ±ОС + $Ц_{ос}$
КД = $1/(1 + r)^n$	$КД_0$	$КД_1$		$КД_n$
Дисконтированный ЧДП (ДЧДП)	$ДI_0$	$ДЧДП_1$		$ДЧДП_n$

Примечание: $T_{сл}$ — срок службы автобуса; $T_ф$ — тариф на перевозку; W — годовая производительность; $S_{экс}$ — годовые эксплуатационные затраты; A — амортизация; Нпр — налоги и выплаты с прибыли; ОС — оборотные средства; $Ц_{ос}$ — остаточная стоимость автобуса; КД — коэффициент дисконтирования.

выгодной, но на практике спрос на автобусы формируется с учетом их качества и цены. При оценке экономической эффективности не учитывается ряд показателей качества автобуса, например, безопасность, экологичность, комфортность, приспособленность к эксплуатации в соответствующих условиях и др. Следовательно, оценивать транспортные средсва при их выборе только по критериям экономической эффективности недостаточно. Критерии экономической эффективности и качества дополняют друг друга и достаточно полно раскрывают сущность автобуса. После сравнения коэффициентов качества предпочтение дается тому автобусу, у которого коэффициент качества больше, чем у остальных моделей.

9. По прайс-листам дилеров или другим источникам устанавливается цена автобусов-аналогов и рассчитывается коэффициент конкурентоспособности. Коэффициент конкурентоспособности интегрирует качество и цену автобуса. Расчет коэффициента конкурентоспособности автобусов осуществляется одним из трех способов: 1) отношением потребительской цены автобуса, определяемой по регрессионной модели зависимости цены от коэффициента качества для аналогов к фактической цене; 2) по формуле, интегрирующей цену с качеством, посредством коэффициента предпочтений потребителей; 3) отношением коэффициента качества автобуса к его цене [2].

10. На третьей ступени выбора автобусы-аналоги сравниваются по критерию коэффициент конкурентоспособности. Наилучшим считается тот автобус, у которого коэффициент конкурентоспособности больше, чем у аналогов.

11. Проводится окончательный выбор автобуса. Для выбранного сегмента рынка предлагается тот автобус, у которого ЧТС, коэффициенты качества и конкурентоспособности имеют наилучшие значения. Показатель ЧТС обладает свойством аддитивности, поэтому суммированием значений ЧТС отдельных автобусов можно определить ЧТС парка. На практике редко один из сравниваемых объектов по всем трем показателям превосходит конкурентов. В этом случае рекомендуется отдать предпочтение автобусу по показателю "коэффициент конкурентоспособности", который интегрирует все наиболее важные для потребителя аспекты объекта: экономическую эффективность, качество и цену.

В результате трехступенчатого сравнения автобусов-аналогов для обслуживания выбранного сегмента перевозок предлагается наиболее экономичный, качественный и конкурентоспособный автобус. Для других сегментов рынка перевозок выбор подвижного состава осуществляется аналогично. В итоге формируется парк АТП из экономически эффективных, качественных и конкурентоспособных автобусов. Сформированный парк по структуре соответствует требованиям конкретных сегментов рынка и имеет потенциал, обеспечивающий достижение АТП максимальных результатов при принятых условиях хозяйствования.

Таблица 2

Исходные данные для расчета экономической эффективности автобусов

Показатель	Модель автобуса	
	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
1. Пассажировместимость, чел	112	110
2. Масса снаряженного автобуса, т	10,24	10,368
3. Полная масса, т	18,00	17,93
4. Номинальная мощность двигателя, кВт	176	167
5. Максимальная скорость, км/ч	70	70
6. Максимальный крутящий момент двигателя, Н • м	700	889
7. Контрольный расход топлива, л/100 км	30	32
8. Коэффициент сопротивления качению	0,014	0,014
9. Коэффициент сопротивления дороги	0,25	0,25
10. Коэффициент учета рельефа местности	0,89	0,89
11. Коэффициент наполнения салона	0,6	0,6
12. Коэффициент повышения расхода топлива в зимний период	1,05	1,05
13. Коэффициент использования пробега	0,9	0,9
14. Длина маршрута, км	25	25

Продолжение табл. 2

Показатель	Модель автобуса	
	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
15. Время в наряде, ч	14	14
16. Число рабочих дней в году, дни	365	365
17. Коэффициент использования мощности двигателя	0,6	0,6
18. Число дней в капитальном ремонте, дни	22	22
19. Ресурс до капитального ремонта, тыс. км	500	500
20. Коэффициент технического обслуживания и ремонта, К, чел. · ч/100 км	10	10
21. Простои по организационным причинам в год, число дней	1	1
22. Срок службы автомобиля до списания, число лет	8	8
23. Годовой темп роста эксплуатационных затрат на техническое обслуживание и ремонт	0,02	0,02
24. Стоимость топлива, руб./л	19	19
25. Плотность топлива, кг/л	0,86	0,86
26. Теплота сгорания топлива, Дж/кг	42 700 000	42 700 000
27. КПД двигателя	0,33	0,33
28. Тарифная ставка ремонтников, руб./ч	200	200
29. Коэффициент накладных расходов	1,9	1,9
30. Коэффициент затрат на запасные части	2,2	2,2
31. Стоимость шины, руб.	4413,66	4413,66
32. Удельный износ шин, мм/1000 км	0,20	0,20
33. Цена автобуса без НДС, руб.	2 272 906	2 311 017
34. Базовая ставка ОСАГО	2025	2025
35. Годовой фонд рабочего времени, ч/год	1967	1967
36. Отчисления во внебюджетные фонды, %	26,7	26,7
37. Ставка транспортного налога, руб./л. с.	60	60
38. Ставка страховой премии по автокаско, %	1,8	1,8
39. Цена билета на одну поездку, руб.	9	9
40. Число ведущих осей автомобиля	1	1
41. Передаточное число на первой передаче	7,82	5,85
42. Передаточное число главной передачи	5,117	5,44
43. Статический радиус колеса, м	0,447	0,447
44. Количество ремонтных рабочих в гараже, чел.	20	20
45. Количество механиков в гараже, чел.	10	10
46. Продолжительность смены ремонтников, ч	8	8
47. Коэффициент учета устройств, уменьшающих расход топлива	1	1
48. Коэффициент учета условий эксплуатации шин	1	1
49. Коэффициент повышения нормы амортизации	1	1
50. Коэффициент учета дополнительной заработной платы	1,2	1,2
51. Число автобусов в гараже, шт.	100	100
52. Число рабочих дней в неделю, дни	6	6
53. Тариф ремонтных рабочих, руб./ч	60	60
54. Темп роста затрат на топливо в год	0,04	0,04
55. Число шин запасного колеса, шт.	6	6
56. Глубина протектора новой шины, мм	16	16
57. Минимально допустимая глубина протектора по ПДД, мм	2	2
58. Коэффициент простоя по организационным причинам, $K_{орг}$	1	1
59. Ставка процента $r = 2$ (для определения ВКО)	70	70
60. Минимальный размер оплаты труда для штрафов, руб./мес.	100	100
61. Ставка рефинансирования Центрального Банка, %	12	12
62. Объем заливаемого смазочного материала, л		
62.1. Двигатель	32,5	25
62.2. КП	8,5	9
62.3. Мосты, колесная передача	14	14,5
63. Стоимость смазочного материала, руб./л		
63.1. Масло моторное	26,7	26,7
63. 2.Трансмиссионное масло	18,3	18,3
64. Периодичность смены смазочного материала, км		

Показатель	Модель автобуса	
	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
64.1. Двигатель	20 000	20 000
64.2. Коробка передач	45 000	45 000
64.3. Мосты, колесная передача	60 000	60 000
65. Расход масла на угар, %	0,2	0,2
66. Ресурс основных агрегатов, км		
66.1. Двигатель	500 000	500 000
66.2. Ведущие мосты	800 000	800 000
66.3. Коробка передач	500 000	500 000
66.4. Другие агрегаты	500 000	500 000
67. Средняя стоимость капитального ремонта (замены) агрегатов, руб.		
67.1. Двигатель	100 000	100 000
67.2. Ведущие мосты	35 000	35 000
67.3.Коробка передач	46 000	46 000
67.4. Другие агрегаты	40 000	40 000
68. Годовой темп инфляции, %	12	12
69. Доля остаточной стоимости от первоначальной (после 8 лет эксплуатации)	0,25	0,25
70. Коэффициент сменяемости пассажиров за один рейс	1,5	1,5

Пример применения модели выбора автобуса. Описанная модель была использована при выборе автобуса для перевозки пассажиров по регулярным городским маршрутам. В расчетной модели выбора автобусов принимались следующие исходные данные (табл. 2): 1) вид перевозок — городские; 2) длина маршрута 25 км; 3) среднее значение коэффициента наполнения салона 0,6; 4) природно-климатические условия — умеренные; 5) количество дней работы автобусов в году 365; 6) время в наряде 14 ч; 7) автобусы приобретаются за счет собственных средств.

Для данных перевозок были выбраны две альтернативные модели автобусов: НефАЗ-5299-10-33 и его ближайший конкурент, которые по всем своим техническим параметрам очень схожи (табл. 2). После выбора альтернативных автобусов на следующем этапе оценивалась их экономическая эффективность. Расчеты денежных потоков осуществлялись за 8 лет эксплуатации, после этого срока оба автобуса реализуются по остаточной стоимости, что учитывается в денежных потоках последнего периода.

Для оценки экономической эффективности в первую очередь с помощью исходных данных определялась годовая производительность автобусов по годам в течение срока службы [1], а затем рассчитывались денежные потоки, полученные от эксплуатации автобусов. Для расчета денежных потоков и оценки экономической эффективности, качества и конкурентоспособности автотранспортных средств используется разработанная автором прикладная программа "Авто-инвест". Программа реализована в виде таблиц "Excel 2003" и позволяет решать следующие задачи:

1) определить экономическую эффективность эксплуатации автобусов за жизненный цикл, т. е. с момента покупки до списания или продажи с учетом 3 схем их приобретения: за счет собственных средств, по лизингу, по кредиту;

2) оценить уровень качества автобусов и их агрегатов;

3) оценить конкурентоспособность автобусов и их агрегатов;

4) моделировать уровень экономической эффективности, качества и конкурентоспособности автобусов.

В целях обеспечения объективности оценки сравниваемых автобусов в программе "Авто-инвест" реализованы следующие принципы:

— оценка ведется с позиции потребителя;

— для всех сравниваемых автобусов принимаются одинаковые условия эксплуатации;

— в качестве конкурентов выбираются автобусы одного класса;

Таблица 3

Прогноз денежных потоков от эксплуатации НефАЗ-5299 за 8 лет, руб.

	0 год	1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год	6-й год	7-й год	8-й год
I. Инвестиции									
1. Стоимость автобуса	2 272 906								
НДС уплаченный	409 123								
II. Доходы, расходы, налоги									
1. Выручка от перевозок		3 511 179	3 442 332	3 374 836	3 308 662	3 243 787	3 180 183	3 117 826	3 056 693
НДС полученный		632 012	619 620	607 470	595 559	583 882	572 433	561 209	550 205
2. Затраты всего									
на топливо		452 842	470 955	489 793	509 385	529 761	550 951	572 989	595 909
НДС уплаченный		81 511	84 772	88 163	91 689	95 357	99 171	103 138	107 264
на смазочный материал		7483	7250	7187	7128	7073	7023	6978	6937
НДС уплаченный		1347	1305	1294	1283	1273	1264	1256	1249
на техническое обслуживание и ремонт		333 296	379 957	433 140	493 813	562 962	641 767	731 567	833 979
НДС уплаченный		59 993	68 392	77 965	88 886	101 333	115 518	131 682	150 116
на шины		33 464	32 807	32 164	31 534	30 915	30 309	29 715	29 132
НДС уплаченный		6023	5905	5790	5676	5565	5456	5349	5244
на заработную плату водителя		710 948	697 058	683 441	670 091	657 002	644 169	631 589	619 255
единый социальный налог		189 823	186 114	182 479	178 914	175 419	171 993	168 634	165 341
накладные расходы		11 152	12 602	14 240	16 091	18 183	20 547	23 218	26 236
НДС уплаченный		2007	2268	2563	2896	3273	3698	4179	4723
Транспортный налог + автокаско		55 274	50 160	45 046	39 932	34 818	29 704	24 590	19 476
транспортный налог		14 362	14 362	14 362	14 362	14 362	14 362	14 362	14 362
Затраты на капитальный ремонт		0	0	0	10 000	186 000	0	35 000	0
амортизация автобуса		284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113
ОСАГО		3949	3949	3949	3949	3949	3949	3949	3949
Итого себестоимость		2 082 344	2 124 965	2 175 552	2 334 949	2 490 196	2 384 526	2 512 342	2 584 327
Балансовая прибыль		1 428 835	1 317 367	1 199 283	973 713	753 591	795 657	605 485	472 366
3. Налог на имущество		50 004	43 753	37 503	31 252	25 002	18 751	12 501	6250
4. Налогооблагаемая прибыль		1 378 831	1 273 614	1 161 780	942 461	728 589	776 906	592 984	466 115
5. Налог на прибыль		330 919	305 667	278 827	226 191	174 861	186 457	142 316	111 868
6. Чистая прибыль		1 047 912	967 946	882 953	716 270	553 728	590 448	450 667	354 248
III. Коррекция денежных потоков									
1. Амортизация		284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113	284 113
2. Остаточная стоимость									
3. Чистый денежный поток (ЧДП)	–2 272 906	1 332 025	1 252 060	1 167 066	1 000 383	837 841	874 562	734 781	120 658
4. Коэффициент дисконта (КД)	1,000	0,8658	0,7496	0,649	0,5619	0,4865	0,4212	0,3647	0,3158
ДДП при ставке дисконтирования, равной 14 %	– 2 272 906	1 153 267	938 544	757 426	562 115	407 610	368 365	267 975	381 040

Таблица 4

Показатели экономической эффективности сравниваемых автобусов

Показатели	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
ЧТС, руб.	2 563 436	2 341 508
ДЧР, руб.	15 129 526	15 058 526
УДЧР, руб/(т • км)	4,33	4,45
Рентабельность инвестиций	2,13	2,01
Внутренний коэффициент окупаемости, %	60,11	58,05
Срок текущей окупаемости, число лет	2,24	2,34
Бюджетный эффект, руб.	4 260 962	4 072 244
Затраты на 1 км пробега, руб./км	27,87	28,02

— доходы и расходы рассчитываются с учетом инфляции;

— денежные потоки дисконтируются;

— учитывается снижение технико-экономических параметров автобусов по мере их старения;

— оценка экономической эффективности ведется с учетом схемы приобретения автобусов;

— затраты на капитальный ремонт учитываются в тот период, в котором они осуществляются;

— эксплуатационные затраты автобусов рассчитываются по формулам, учитывающим физический процесс транспортной деятельности и рыночные реалии в сфере транспортных услуг;

— денежные потоки формируются по правилам бухгалтерского учета транспортной деятельности;

— в денежный поток входят все налоги, предусмотренные Налоговым кодексом РФ;

— оценка экономической эффективности для предприятий и предпринимателей без образования юридического лица ведется по разным программам.

Для расчета производительности и эксплуатационных затрат автотранспортных средств с учетом их старения в программе использованы формулы, приведенные в работе [1].

Денежные потоки автобусов рассчитывались за 8 лет эксплуатации, затем на основе полученных результатов по формуле (1) определялись ЧТС сравниваемых автобусов. Для примера в табл. 3 приведен расчет денежных потоков от эксплуатации автобуса НефАЗ-5299. Расчеты для конкурента проводятся аналогично. Показатели экономической эффективности сравниваемых автобусов приведены в табл. 4.

Оба автобуса при принятых условиях эксплуатации в течение срока службы окупаются, имеют положительное значение ЧТС. По показателям экономической эффективности преимущество имеет автобус НефАЗ-5299, так как у него ЧТС, рентабельность инвестиций, ВКО больше, а срок окупаемости, УДЧР, затраты на 1 км пробега меньше, чем у конкурента. Часто автобусы приобретаются за счет бюджетных средств, поэтому при оценке автобусов необходимо обратить внимание на показатель "бюджетный эффект", который определяется как сумма налогов в консолидированный бюджет за срок службы автобуса. И по данному критерию автобус НефАЗ-5299-10-33 превосходит конкурента.

Согласно алгоритму (см. рисунок) на второй ступени отбора производится оценка качества сравниваемых автобусов. Для этого выбирается номенклатура технико-экономических показателей. Как было ранее отмечено, показатели, характеризующие качество автобуса, подбираются с учетом особенностей условий эксплуатации. Городские условия перевозок требуют от автобуса маневренности, хороших динамических и тормозных качеств, меньше отрицательного влияния на население — экологичности и меньше уровня шума. Учитывая эти особенности, для автобусов, эксплуатируемых в городских условиях, выбрана номенклатура из 118 технико-экономических показателей, которые представлены в табл. 5.

Коэффициенты качества и конкурентоспособности сравниваемых автобусов определялись по методу, описанному в работе [3], исходные данные и результаты расчета приведены в табл. 5.

Оценка по критерию коэффициент качества показывает, что качество автобуса НефАЗ-5299 выше, чем конкурента. При этом у данного автобуса и цена меньше, чем у конкурента, следовательно, у него коэффициент конкурентоспособности выше. В данном случае коэффициент конкурентоспособности рассчитывался как отношение коэффициента качества к цене. Для эксплуатации в городских условиях рекомендуется выбирать автобус модели НефАЗ-5299-10-33, так как он по экономической эффективности, качеству и конкурентоспособности опережает сравниваемого аналога.

Таблица 5

Показатели качества сравниваемых автобусов

Признаки группы	Показатели качества	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
1. Размерные	1.1. Дорожный просвет, мм	178	180
	1.2. Передний угол свеса, град.	9	9
	1.3. Задний угол свеса, град.	8	9
	1.4. Угол открытия дверей, град.	90	90
	1.5. Ширина дверного проема, мм	1250	1282
	1.6. Ширина салона внутри, мм	2360	2350
	1.7. Высота до потолка в салоне, мм	2190	2100
	1.8. Ширина центрального прохода, мм	550	895
	1.9. Количество дверей	3	3
	1.10. Площадь лобового остекления, $м^2$	3,45	2,84
	1.11. Площадь бокового остекления, $м^2$	12,1	9,9
	1.12. Высота дверного проема, мм	2080	2197
	1.13. Объем топливного бака, л	250	230
	1.14. Высота пола, мм	730	700
	1.15. Высота автобуса, мм	3036	3007
	1.16. Высота первой ступени от земли, мм	360	320
	1.17. Расстояние между ступенями, мм		
	1.18. Колесная база, мм	5840	5840
	1.19. Количество ступеней	2	2
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости 0,044**	**0,6897**	**0,7044**
2. Силовые	2.1. Пассажировместимость, число человек	112	110
	2.2. Номинальная мощность двигателя, кВт	176	167
	2.3. Максимальный крутящий момент двигателя, Н · м	700	889
	2.4. Число мест для сидения	25,0	23,0
	2.5. Мощность генератора, кВт	3,2	2
	2.6. Передаточное число главной передачи	5,117	5,44
	2.7. КПД двигателя	0,33	0,33
	2.8. КПД трансмиссии	0,832	0,832
	2.9. Тип топлива (газовое — 3, дизельное — 2, бензин — 1)	2	2
	2.10. Максимальный подъем, преодолеваемый автобусом, %	29	30
	2.11. Масса снаряженного автобуса, т	10,25	10,4
	2.12. Полная масса, т	18	17,93
	2.13. Потери в трансмиссии	0,168	0,168
ИТОГО по группе	**Коэффициент вместимости 0,132**	**0,6682**	**0,6523**
3. Динамические	3.1. Максимальная скорость, км/ч	75,5	70
	3.2. Средняя техническая скорость, км/ч	53,2	51,26
	3.3. Средняя эксплуатационная скорость, км/ч	24,24	23,95
	3.4. Максимальное замедление, $м/с^2$	4	4
	3.5. Выбег со скорости 50 км/ч, м	1117	1331
	3.6. Число колес с дисковыми тормозными механизмами	0	0
	3.7. Тип подвески (пневматическая — 2, рессорная — 1)	2	2
	3.8. Тип подвески (независимая — 2, зависимая — 1)	1	1
	3.9. Управляемость, баллы	4	4
	3.10. Разгон до 60 км/ч, с	24,2	26,3
	3.11. Время изменения скорости от одной величины до другой — эластичность (30—50 км/ч), с	8,8	10,5
	3.12. Тормозной путь с 80 км/ч, м	32	32
	3.13. Коэффициент сопротивления воздуху	0,904	0,816
	3.14. Разгон на пути 1000 м, с	59	71
ИТОГО по группе	Коэффициент вместимости 0,121	0,5893	0,5697

Признаки группы	Показатели качества	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
4. Экономические	4.1. Чистая текущая прибыль, руб.	2 563 436	2 341 508
	4.2. Рентабельность инвестиций	2,13	2,01
	4.3. Годовая производительность, пасс. · км	5 461 836	5 280 600
	4.4. Бюджетный эффект, руб.	4 260 962	4 072 244
	4.5. Периодичность смены смазочного материала двигателя, км	20 000	20 000
	4.6. Внутренний коэффициент окупаемости, %	60,11	58,05
	4.7. Удельная трудоемкость технического обслуживания и ремонта (ТОР), чел. · ч/1000 км	8,438	8,726
	4.8. Контрольный расход топлива, л/100 км	300	320
	4.9. Срок текущей окупаемости, число лет	2,2	2,3
	4.10. УДЧР, руб./(т · км)	4,33	4,453
	4.11. Затраты на 1 км пробега, руб.	27,87	28,02
	4.12. Расход масла на угар, %	0,2	0,2
	4.13. Удельные затраты на ТОР, руб./км	5,89	5,96
	4.14. Стоимость топлива на 100 км пути, руб.	519	521
	4.15. Стоимость 1 нормо • ч, руб/ч	200	200
	4.16. Годовая себестоимость, тыс. руб.	2 082 344	2 074 600
	4.17. Число точек обслуживания при ТО	19	22
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости 0,284**	**0,3513**	**0,3195**
5. Надежности	5.1. Пробег до капитального ремонта, тыс. км	500	500
	5.2. Наработка на отказ, тыс. км	15	15
	5.3. Периодичность ТО-2, тыс. км	20	20
	5.4. Число сервисных центров в регионе	1	0
	5.5. Наличие оцинковки листов кузова (есть — 1)	1	1
	5.6. Ресурс кузова, число лет	12	12
	5.7. Минимальное время ожидания запасных частей, ч	24	24
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости 0,232**	**0,8571**	**0,7143**
6. Нормативные	6.1. Экологичность (Евро 3 — 3, Евро 2 — 2, Евро 1 — 1)	3	3
	6.2. АБС (есть — 1, нет — 0)	1	1
	6.3. Аварийный выключатель дверей (есть — 1, нет — 0)	1	1
	6.4. Поручни с ременными петлями (есть — 1, нет — 0)	1	1
	6.5. Внешний уровень шума, дБА	80	80
	6.6. Внутренний уровень шума, дБА	82	82
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости 0,086**	**0,6667**	**0,6667**
7. Эргономики и дизайна	7.1. Удобство рабочего места водителя, баллы	4	4
	7.2. Обзорность, баллы	4	3
	7.3. Информативность приборов, баллы	4	4
	7.4. Число регулировок сиденья	4	2
	7.5. Число регулировок рулевого колеса	0	0
	7.6. Число передач стеклоочистителя	3	3
	7.7. Внешний вид, баллы	5	4
	7.8. Интерьер, баллы	4	3
	7.9. Удобство входа-выхода, баллы	4	3
	7.10. Тип управления коробкой (автоматическая — 3, пневматическая — 2, тросовая — 1, рычажная — 0)	1	1
	7.11. Усилие на рычаге КП, кгс	13	13
	7.12. Усилие на рулевом колесе, кгс	12	12
	7.13. Усилие на педали сцепления, кгс	14	14
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости 0,063**	**0,6923**	**0,5808**

Окончание табл. 5

Признаки группы	Показатели качества	НефАЗ-5299-10-33	Конкурент
8. Комплектации	8.1. Наличие предпускового подогревателя (есть — 1, нет — 0)	1	1
	8.2. Усилитель рулевого управления	1	1
	8.3. Центральный замок	0	0
	8.4. Противопожарная защита	0	0
	8.5. Переговорное устройство	1	1
	8.6. Электрообогрев лобового стекла	0	0
	8.7. Электрообогрев зеркал	1	1
	8.8. Электропривод зеркал	1	1
	8.9. Омыватель лобового стекла	1	1
	8.10. Пол из противоскользящего материала	1	1
	8.11. Наличие камер в шинах (бескамерная — 1, камерная — 0)	1	1
	8.12. Зеркало заднего обзора с затемнением	1	1
	8.13. Климат-контроль	0	0
	8.14. Люк в крышке	1	1
	8.15. Наличие огнетушителя, аптечки	1	1
	8.16. Искусственное внутреннее освещение	1	1
	8.17. Противотуманные фары	1	1
	8.18. Омыватель фар	0	0
	8.19. Наличие запасного колеса	1	1
	8.20. Защита моторного отсека	1	1
	8.21. Окраска "металлик"	0	0
	8.22. Ограждение водителя	1	1
	8.23. Магнитола	1	1
	8.24. Автоматическая коробка передач	0	0
	8.25. Мультифункциональный руль	0	0
	8.26. Наличие автономного отопителя	1	1
	8.27. Наличие ретардера	0	0
	8.28. Наличие моторного тормоза	1	1
	8.29. Наличие кондиционера	1	1
ИТОГО по группе	**Коэффициент весомости**	**0,038**	**0,8696**
Коэффициент качества		**0,6225**	**0,5695**
Коэффициент конкурентоспособности		**0,2739**	**0,2464**

Таким образом, предложенная трехступенчатая модель позволяет объективно выбирать наиболее конкурентоспособный автобус для выбранных условий перевозок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Костин, И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке [Текст] / И. М. Костин, Х. А. Фасхиев. — Набережные Челны: Изд-во Камского политехнического института, 2002. — 479 с.
2. **Фасхиев, Х. А.** Конкурентоспособность автомобилей и их агрегатов [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. В. Крахмалева, М. А. Сафарова. — Набережные Челны: Изд-во ИНЭКА, 2005. — 187 с.
3. **Фасхиев, Х. А.** Универсальный метод оценки технических и социально-экономических объектов [Текст] / Х. А. Фасхиев // Техника машиностроения. — 2008. № 2. — С. 49—62.

УДК 681.2

А. В. Егоров,
канд. техн. наук,
доц., ГОУ ВПО
Марийский государственный
технический
университет

Метод бездемонтажных бестормозных испытаний двигателей мобильных машин

Приведено научно-техническое обоснование решения проблемы бездемонтажных бестормозных испытаний ДВС автотранспортных средств, предложен аппаратно-программный комплекс для проведения испытаний.

Ключевые слова: *испытания ДВС, бестормозные испытания, бездемонтажные бестормозные испытания, момент инерции вращающихся масс ДВС, угловые ускорения коленчатого вала*

Совершенствование методов эксплуатационных испытаний двигателей внутреннего сгорания (ДВС) связано с широким внедрением бестормозных методов испытаний, которые отличаются меньшими трудо- и энергоемкостью, не требуют демонтажа ДВС с транспортного средства. При бестормозном методе испытаний отпадает необходимость наличия тормозного стенда, что значительно сокращает материальные затраты на организацию испытательного рабочего места.

Основная проблема развития методов бестормозных испытаний ДВС, установленных на транспортных средствах, на сегодняшний день — это необходимость определения момента инерции вращающихся масс ДВС. Современный уровень развития позволяет определять его только через проведение тормозных испытаний ДВС, а для этого ДВС необходимо демонтировать с транспортного средства.

Таким образом, одной из основных задач совершенствования методов бестормозных испытаний ДВС является задача определения момента инерции вращающихся масс ДВС без демонтажа его с транспортного средства.

Такая проблема для транспортных средств, оснащенных механической коробкой передач (КП), может быть решена описанным ниже способом.

На рис. 1 показана схема установленного на домкрат транспортного средства таким образом, что со ступицей одного из демонтированных ведущих колес соединяется входной вал внешнего редуктора 5, передаточное отношение которого равно произведению передаточного отношения главной передачи и включенной передачи КП (в том случае, если в кинематической цепи передачи крутящего момента от ДВС на ведущие колеса имеется бортовой редуктор или раздаточная коробка, передаточное отношение внешнего редуктора увеличивается в соответствующее количество передаточных отношений раз). На выходной вал внешнего редуктора устанавливается диск с эталонным моментом инерции $J_{эт}$.

Наличие в схеме внешнего редуктора 5 продиктовано необходимостью обеспечения равенства частот вращения выходного вала внешнего редуктора 5 и коленчатого вала ДВС. Если рассмотреть эквивалентную схему (рис. 2, б), то выходной вал внешнего редуктора 5 (см. рис. 1) связан с коленчатым валом ДВС, а КП, агрегаты трансмиссии, главная передача с дифференциалом, внешний редуктор, а в случае наличия и раздаточная коробка, и бортовой редуктор выступают в виде приведенных нагрузочных тел вращения (рис. 2).

Измерения начинают после того, как рабочая температура трансмиссионного масла КП, раздаточной коробки, бортового редуктора, моторного масла и охлаждающей жидкости ДВС, масла во внешнем редукторе доведена до номинальных значений, а ДВС выключен.

Затем пускается ДВС, и при включенной выбранной передаче КП с помощью органов регулирования устанавливается определенная угловая скорость ω коленчатого вала ДВС. Далее после резкого нажатия на педаль подачи топлива фиксируется угловое ускорение ко-

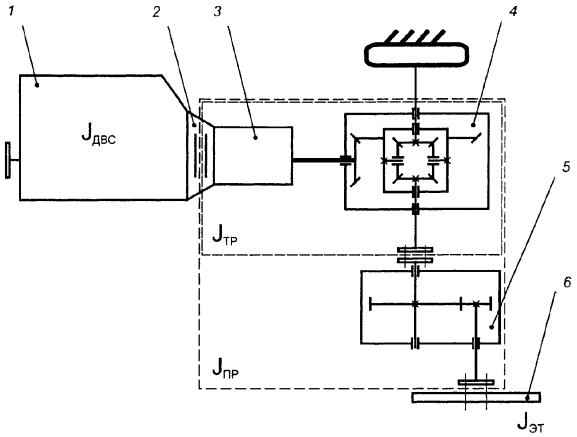


Рис. 1. Схема установки для бездемонтажного определения момента инерции вращающихся масс ДВС:

1 — ДВС; 2 — сцепление; 3 — КП; 4 — главная передача и дифференциал; 5 — внешний редуктор; 6 — диск с эталонным моментом инерции

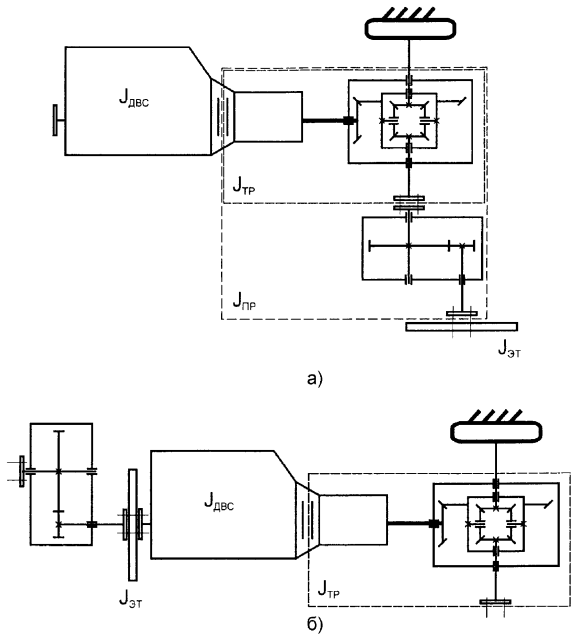


Рис. 2. Действительная (а) эквивалентная (б) схемы реализации бестормозного способа определения момента инерции вращающихся масс ДВС:

$J_{пр}$ — приведенный момент генератора; $J_{тр}$ — момент инерции трансмиссии

ленчатого вала ε_1 системы вращающихся масс "диск с эталонным моментом инерции, внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КП, ДВС", имеющей момент инерции $J_1 + J_{эт}$ при изменении угловой скорости коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$. Средний крутящий момент M для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$:

$$M = \varepsilon_1(J_1 + J_{эт}). \quad (1)$$

Затем при выключенном сцеплении 2 (см. рис. 1) диск 6 с эталонным моментом инерции демонтируется, а после включения сцепления 2 определяется угловое ускорение ε_2 системы вращающихся масс "внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КП, ДВС" с моментом инерции J_1 при изменении угловой скорости коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$ (рис. 3), т. е. при том же начальном значении крутящего момента М. Средний крутящий момент M для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$

$$M = \varepsilon_2 J_1. \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) определяется момент инерции системы вращающихся масс "внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КП, ДВС":

$$J_1 = \frac{\varepsilon_1 J_{эт}}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}. \quad (3)$$

Далее отключается сцепление и определяется угловое ускорение ε_3 системы вращающихся масс "ДВС" с моментом инерции $J_{ДВС}$ при изменении угловой скорости коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$. Средний крутящий момент М для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$

$$M = \varepsilon_3 J_{ДВС}. \quad (4)$$

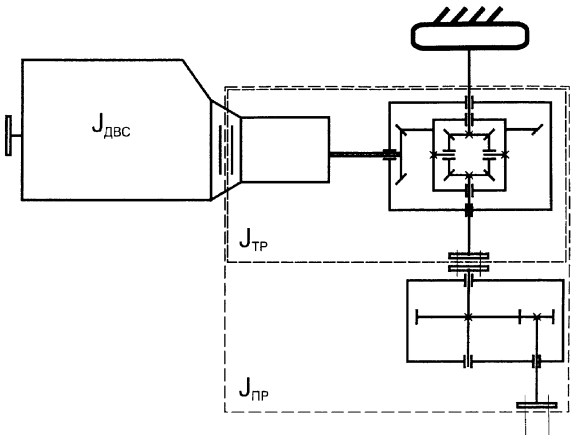


Рис. 3. Схема реализации бездемонтажного способа определения момента инерции вращающихся масс ДВС мобильных машин

Из выражений (2) и (4) определяется момент инерции системы вращающихся масс "ДВС"

$$J_{ДВС} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3} J_1. \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) в выражение (3), получаем выражение для определения момента инерции системы вращающихся масс "ДВС" через значение момента инерции диска с эталонным моментом инерции и значения угловых ускорений

$$J_{ДВС} = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3} \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} J_{эт}. \quad (6)$$

На предложенный бестормозной способ определения момента инерции ДВС, установленного на транспортное средство, подана заявка на изобретение (№ 200811456).

Для практической реализации разработанного способа в Марийском государственном техническом университете создан аппаратно-программный комплекс, выполненный в виде USB-модуля регистрации угловых ускорений коленчатого вала ДВС путем преобразования сигналов датчика положения коленчатого вала.

Для того чтобы иметь возможность агрегатировать разработанный аппаратно-программный комплекс с максимальной номенклатурой мобильных машин, целесообразно в качестве внешнего редуктора использовать вариатор, подключаемый в режиме мультипликатора.

Ориентировочная стоимость аппаратно-программного комплекса, включая USB-модуль, компьютер, внешний редуктор, диск с эталонным моментом инерции, составляет 50 тыс. руб. Минимальная стоимость стенда для тормозных испытаний ДВС превышает 200 тыс. руб.

Вывод. Использование предлагаемого способа определения момента инерции системы вращающихся масс ДВС позволяет значительно сократить затраты на оборудование (сокращение расходов свыше 4 раз), уменьшить материальные и энергетические затраты на определение с достаточно высокой точностью мощности ДВС, установленных на мобильных машинах, оснащенных механическими коробками передач, без демонтажа с транспортного средства.

Рубежи российского автопрома в кризисном году[1]

Каковы итоги работы предприятий и российского автопрома в целом в 1-м полугодии 2009 г.? Каков прогноз развития российской автомобильной промышленности в 2009 г.? Как трансформируется автомобильный парк в России в секторах легковых, грузовых автомобилей и автобусов?

На эти и другие вопросы, определяющие современное состояние и перспективы сохранения и развития отечественного автопрома в условиях финансово-экономического кризиса, должны были получить ответы автопроизводители и журналисты, специализирующиеся на автомобильной тематике, в рамках круглого стола, проходившего в ОАО "АСМ-холдинг" в середине 2009 г.

Свой взгляд на сложившуюся ситуацию представили ведущие аналитики ОАО "АСМ-холдинг", руководители и ТОР-менеджеры Департамента автомобильной промышленности и сельхозмашиностроения Минпромторга России и Объединения автопроизводителей России (НП "ОАР").

Оценка работы Российского автопрома за 1-е полугодие 2009 г.

Производство автомобильной техники на отечественных предприятиях в 1-м полугодии 2009 г. из-за неблагоприятной экономической ситуации в мире и России также продолжало снижаться (табл. 1). За январь-июнь 2009 г. выпущено легковых, грузовых автомобилей (включая шасси) и автобусов 341,5 тыс. ед. (в январе-июне 2008 г. — 903,3 тыс. ед.) или всего 37,8 % к сопоставимому периоду прошлого года. Таким образом, в 1-й половине 2009 г. производство автомобилей в России снизилось на 62,2 %.

Легковые автомобили

Объем производства легковых автомобилей традиционных отечественных марок за 6 мес. 2009 г. составил 34,9 % к аналогичному уровню 2008 г.

Подавляющее большинство предприятий, производящих легковые автомобили, существенно снизили их выпуск в 1-м полугодии 2009 г.

Темпы выпуска в России легковых автомобилей зарубежных брендов оказались более высокими, чем у традиционных отечественных автопроизводителей. Тем не менее, они составили только 47,3 % к сопоставимому периоду прошлого года. В целом производство иномарок в России сократилось более чем в 2 раза.

Производство легковых автомобилей зарубежных брендов предприятиями, работающими в режиме промышленной сборки, составило 100 666 ед. (в 2008 г. за сопоставимый период — 181 389 ед.). Объемы выпуска снизились на 55,5 %.

Несмотря на общее снижение производства автомобилей из-за кризиса в России, два предприятия с зарубежным капиталом показали хорошие результаты. Это ООО "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия" — рост производства составил 160,8 % и ООО "Фольксваген Рус" — рост производства 123,2 %.

Рассматривая динамику российского рынка легковых автомобилей, можно констатировать, что его объем в 1-м полугодии сократился примерно на 54 % к соответствующему периоду 2008 г. и составил 742,4 тыс. ед. проданных автомобилей. При этом падение рынка коснулось всех источников его наполнения — традиционных отечественных марок, иномарок российской сборки, импортных новых и подержанных автомобилей. Анализ структуры рынка свидетельствует о том, что доля отечественных машин на российском рынке легковых автомобилей сократилась с 21,7 до 21,0 %.

Наблюдается устойчивая тенденция к прекращению импорта подержанных легковых машин вследствие введения с января 2009 г. запретительных пошлин, что, по всей вероятности, приобретет необратимый характер.

[1] По итогам круглого стола в ОАО "АСМ-холдинг" (22 июля 2009 г.).

Грузовые автомобили

Грузовых автомобилей за 6 мес. 2009 г. собрано 39,3 тыс. ед. (за январь-июнь 2008 г. — 144,4 тыс. ед.) или 27,7 % к сопоставимому периоду прошлого года. Снижение производства составило 72,8 % (табл. 1).

Следует также отметить, что по итогам 2008 г. на российском автомобильном рынке был отмечен умеренный рост продаж грузовых автомобилей (+11,4 %), в течение же 1-го полугодия 2009 г. этот сектор рынка наиболее пострадал от экономического кризиса. Падение продаж распространилось на все сегменты рынка грузовых автомобилей (отечественные автомобили, "российские иномарки", новый и подержанный импорт), при некотором перераспределении рыночных долей в пользу отечественных автомобилей (62,3 %) и иномарок российской сборки (3,8 %).

Таблица 1

Уровень падения российского производства автотранспортных средств (АТС) за 1-е полугодие кризисного 2009 г. (по сравнению с 1-м полугодием 2008 г.)*

Сектор автостроения	Всего, %	В том числе	
		отечественные, %	иностранные, %
Легковые автомобили	–60,0	–65,1	–52,7
Грузовые автомобили	–72,8	–73,7	–50,7
Автобусы	–63,7	–66,8	–8,8

* Источник: по данным ОАО "АСМ-холдинг".

Автобусы

Производство автобусов за январь-июнь 2009 г. составило 13,3 тыс. ед. (за 6 мес. 2008 г. — 36,5 тыс. ед.) или 36,3 % к сопоставимому периоду прошлого года. Снижение производства за этот период составило 63,7 % (см. табл. 1).

Рынок автобусов — единственный сектор российского автомобильного рынка, падение которого началось еще в 2008 г. На рынке автобусов уже тогда годовые продажи снизились на 29 %. На протяжении 1-го полугодия 2009 г. этот тренд продолжился, хотя и не такими быстрыми темпами, как на рынке грузовых автомобилей. Продажи автобусов сократились по сравнению с первой половиной 2008 г. на 68,4 % и составили 11,0 тыс. ед. против 34,9 тыс. в 2007 г.

Показательно, что доля отечественной продукции на автобусном рынке России удерживается на уровне выше 75 %, хотя и подвержена постепенному сокращению. Следует также отметить, что иномарки российской сборки представляют собой сегмент рынка автобусов с минимальным сокращением продаж в абсолютных объемах (1560 ед. против 1740 ед. в 1-м полугодии 2008 г.).

Доля совокупного сегмента продаж импортных автобусов (новых и подержанных) сократилась с 12,0 до 9,2 %. Как и прежде, закупки по импорту в значительной мере компенсируются поставками автобусов на экспорт.

Прогноз развития автомобильного рынка в 2009 г.

Рынок автомобилей в 2009 г. будет продолжать падать в секторах легковых, грузовых автомобилей и автобусов. Если не будут приняты дополнительные меры по лизингу в секторах грузовых автомобилей и автобусов, там продолжится резкое снижение объемов выпуска.

По оценке аналитиков ОАО "АСМ-холдинг" при условии тех мер, которые были приняты по поддержке российского автопрома, умеренно пессимистический прогноз на 2009 г. будет следующим (табл. 2).

Легковых автомобилей выпустят 630—700 тыс. шт. (в 2008 г. — 1468,5 тыс. шт.). Снижение производства будет более чем в 2 раза.

Выпуск грузовых автомобилей составит около 100—120 тыс. шт. (в 2008 г. — 258 761 шт., в 2007 г. — 290 460 ед.). Снижение объемов выпуска будет примерно 2,4 раза. Автобусов будет произведено в 2009 г. около 35—38 тыс. шт. (в 2008 г. — 67 153 шт., в 2007 г. — 88 560 шт.). Выпуск автобусов также снизится — до 30 тыс. шт. Это может произойти, если не принять дополнительных мер.

Анализируя сложившуюся структуру парка АТС по срокам эксплуатации (табл. 3), следует отметить, что, к сожалению, кардинальных изменений в омоложении парка (доля машин возраста до 5 лет) не происходит. Эта доля находится лишь на уровне 17,6—

Таблица 2

Производство АТС предприятиями России в 2007—2009 гг.*

Автомобильный сектор	2007 г.	2008 г.	2009 г. (прогноз)	2009 г./2008 г.	
Легковые автомобили	1 293 694	1 468 579	630 000	–57 %	Более чем в 2 раза
Грузовые автомобили	290 460	258 761	120 000	–53,6 %	В 2,4 раза
Автобусы	88 560	67 153	30 000	–55,4 %	В 2,2 раза

* Источник: по данным ОАО "АСМ-холдинг".

Таблица 3

Стурктура парка АТС по срокам эксплуатации (по состоянию на 01.01.2009 г.)*

Возрастной состав парка АТС	Легковые автомобили		Грузовые автомобили		Автобусы	
	кол-во шт.	доля, %	кол-во шт.	доля, %	кол-во шт.	доля, %
Всего	32 020 998	100	5 348 712	100	894 133	100
В том числе:						
до 5 лет	8 918 424	27,8	939 256	17,6	246 690	27,6
от 5 до 10 лет	8 386313	26,2	1 096822	20,5	245 621	27,5
свыше 10 лет	14 716 261	46,0	3 312 634	61,9	401 822	44,9

* Источник: по данным ОАО "АСМ-холдинг".

27,6 %. В то же время доля автомобильной техники старше 10 лет составляет: по легковым автомобилям 46 %, автобусам 45 %, а в секторе грузовых автомобилей она достигла критического значения — около 61,9 %.

Вместо заключения

Отечественные автозаводы (в первую очередь производители легковых автомобилей), особенно в кризисном 2009 г., все в большей степени уступают свои позиции зарубежным фирмам.

Необходимо избежать падения рынка АТС (в первую очередь легковых автомобилей) ниже критической точки, которую в Минпромторге России оценивают как 1,5 млн машин в год.

Несмотря на общее падение рынка, есть все основания надеяться на повышение доли автомобилей, произведенных в России.

Е. С. Добринский, В. А. Сеин, Ан. А. Суслов

(Академия проблем качества РФ, ОАО "АСМ-холдинг")

"Группа ГАЗ" расширяет линейку внедорожных самосвалов

Автомобильный завод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" расширяет линейку внедорожных самосвалов, предлагаемых на российском и зарубежном рынках. В Миасе состоялась презентация полноприводного автомобиля "УРАЛ", оснащенного новой самосвальной платформой производства системного партнера предприятия в области специальной техники — ООО "Уралпромтехника".

"Новые внедорожные самосвалы "УРАЛ" имеют хорошие рыночные перспективы, — считает генеральный директор АЗ "УРАЛ". — У них не только улучшенные технические характеристики. За счет применяемых технических решений эти автомобили могут использоваться в новых отраслях народного хозяйства. В частности, считаю, что эта машина придется кстати предприятиям аграрно-перерабатывающего комплекса для осуществления сельскохозяйственных работ".

Новый самосвал обладает улучшенными характеристиками. Объем самосвальной платформы с двусторонней разгрузкой увеличен с 8 до 12 м^3, с надставными бортами — с 16 до 23 м^3. Усиленные за счет применения балок швеллерного сечения платформы сохраняют геометрию кузова и внешний вид в течение всего срока эксплуатации. Грузоподъемность внедорожных самосвалов с новыми платформами увеличена до 10 т. Угол подъема кузова составляет 50°.

Внедорожные самосвалы "УРАЛ" с новой самосвальной платформой будут выпускаться на базовом шасси "УРАЛ-55571-1151-40" (колесная формула 6 × 6) и удлиненном "УРАЛ-4320-1912-40" (колесная формула 6 × 6). В обоих вариантах автомобили имеют держатель запасного колеса, который размещен за кабиной на заднем борту. В качестве опции на автомобили может устанавливатсья шестеренчатая коробка отбора мощности с фланцем или насосом.

Автомобили комплектуются двигателями ЯМЗ-236НЕ2-3 и пятиступенчатыми коробками передач ЯМЗ-236У производства ярославского моторного завода "Автодизель" ("Группа ГАЗ").

(Отдел массовых коммуникаций ОАО "АЗ "УРАЛ")

Contents

2 *Hodes I. V., d. t. s. professor, Derbentsev A. N., Egorov P. G., engineers Influence of a suspender on roadability of a vehicle.* Influence of a suspender on roadability of a vehicle

For today influence of deformation of a suspender on an additional turn of wheels and the car as a whole practically it is not studied, and if and there is an information it practically is not accessible to scale application. Therefore in our articles we will try to show influence of suspender on roadability of automatic telephone exchange.

Keywords: a suspender, an additional turn, deformation, roadability, stability, distortion.

7 *Hodes I. V., doctor of technical science, professor, Popilin N. Y., Pimenov D. V., an engineer. Volgograd State Technical University.* Estimate of operating of automobile with calculation of human factor of drive

Exposition of procedure for determination of rate maximum automobile speed moving with calculation of physiological and emotional driver condition. Quantitative estimating of driver quality is settle down.

Keywords: operating, driver, automobile, trajectory, distortion

12 *Markov V. A., D. Sc. (Eng.), professor of "Heat Physics" department of the Bauman Moscow State Technical University; Kuleshov A. S., Ph. D. (Eng.), assoc. professor of "Piston Engines" department of the Bauman Moscow State Technical University; Zenin A. A., Post-graduate of Piston Engines department of the Bauman Moscow State Technical University.* Calculation Analysis of Characteristics of Vehicle Diesel Engine with Asymmetrical Fuel Injectors Arrangement

Calculation analysis of characteristics of Diesel Engine with asymmetrical fuel injectors arrangement has been carried out. Methods of optimization of fuel injector arrangement in the combustion chamber taking into consideration characteristics of fuel efficiency and exhaust gases toxicity have been suggested.

Keywords: diesel engine, fuel injector, diesel fuel, rapeseed oil

22 *Nazarov A. D., professor, Ph. D.* Research method to determine the influence of engines' unbalances on noise of the engines.

Suggested formulas and methods allow to determine the level of unbalances influence on noise levels of the engines and to reduce expenses for research by 3.5 to 4.5 times.

Keywords: unbalances, engine noise, research method, experimental method

28 *Kozlowski V., Maleev R., candidates of technical sciences.* Car reliability model

In work is produce development three-dimensional models of passenger car reliability, which reflects intercoupling between expenseses on eliminating the refusals of usages, actual rekiability and field-performance run.

Keywords: reliability, mainstainability, refusal

30 *Faskhiev Kh. A., doctor of technical sciences.* Three-stage model of the estimation of buses for the purpose of the choice

The model of an estimation of buses by criteria of economic efficiency, quality and competitiveness is developed. The model is intended for a choice of the bus for the set service conditions. It can be successfully applied at a development cycle of bus technics. The example of a choice of the bus for city transportations is resulted.

Keywords: the bus, passenger transportations, an estimation, economic efficiency, quality, competitiveness

43 *Egorov A. V., candidates of technical sciences.* Method test of internal combustion engines of mobile cars

The scientific and technical substantiation of the decision pf problems brakeless tests ICE of vehicles is resulted, the hardware-software complex for carrying out of tests is offered and its short description is resulted.

Keywords: tests ICE, brakeless tests, the moment of inertia of rotating weights, angular accelerations of cranked shaft ICE

45 *Dobrinski E. S., Sein V. A., Suslov An. A.* Boundaries of the Russian car industry in crisis year

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Г. Д. Назарьева*

Сдано в набор 15.07.2009. Подписано в печать 20.08.2009. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,15. Заказ 732.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15