Грузовик с приложением

10
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет:
Д.Х. Валеев
В.М. Вовк
В.А. Волчков
С.М. Гайдар
Л.В. Грехов
С.М. Захарик
В.А. Зорин
А.М. Иванов
Н.А. Иващенко
П.П. Капуста
В.В. Корсаков
Л.Г. Красневский
А.С. Кузнецов
В. А. Марков
А.П. Марченко
Г.Н. Рейзина
А.Н. Ременцов
О.Н. Румянцева
Е.Л. Рыбин
А.Ф. Синельников
В.С. Устименко
Х.А. Фасхиев
Н.Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 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

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2013

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

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Солнцев А. А., Сотсков А. В., Гулый В. В., Александров А. А.* Пневматические двигатели. Устройство, виды и перспективы развития пневматических двигателей

6 *Поляков Ю. А.* Особенности компоновочных вариантов подвесок кабин грузовых автомобилей

Практика

9 *Картуков А. Г., Гумелёв В. Ю.* Способ принудительного возбуждения генераторов бронетранспортера БТР-80

Эксплуатация. ремонт

10 *Байдуков А. А.* Определение оптимального соотношения углов развала и схождения управляемых колес автомобиля

17 *Сарбаев В. И., Морозов В. А.* Эксплуатация автомобилей в условиях низких температур

Исследования. Расчет

21 *Фасхиев Х. А.* Методика проектирования деталей автомобилей с учетом усталости

35 *Маланичев В. В.* Расчетно-аналитический способ оценки буксировочного сопротивления плавающих однозвенных транспортно-тяговых гусеничных машин

42 *Акчурин Х. И.* Определение качества распыливания воды во впускном воздухе при реализации цикла комбинированного бензинового двигателя

Информация

47 *Форум* Россия-2013

48 *Abstracts of articles*

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

УДК.629.1.04

А. А. Солнцев, канд. техн. наук, **А. В. Сотсков**, ассистент каф. ЭАТиС, **В. В. Гулый**, студент, **А. А. Александров**, студент, МАДИ
E-mail: GulyV. V@yandex.ru

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ. УСТРОЙСТВО, ВИДЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены виды пневматических двигателей, принцип работы пневматических моторов и их основные характеристики. Рассмотрена актуальность, возможность и перспективы применения пневматических двигателей на автомобильном транспорте в наше время.

Ключевые слова: *транспорт, экологически чистый автомобиль, пневматические двигатели, сжатый воздух, глушители шума.*

Введение

Идея об использовании пневматических двигателей, экологического транспорта и пневматических машин появилась в 1687 году, а применена в конце XIX века на локомотиве, он же и был предшественником используемой сегодня технологии для разработки экологически чистых автомобилей с пневматическими двигателями.

На сегодняшний день вызывает сомнение то, что пневмомобили смогут стать полноценной заменой бензиновому и дизельному транспорту, однако у двигателей, работающих на сжатом воздухе, есть свой потенциал и дальнейшая перспектива.

Рис. 1. Виды пневматических двигателей

Пневматические двигатели, прежде всего, это основа для многих инструментов, но уже сейчас они широко применяются в автомобилестроении, например в, качестве привода тормозной системы. Существуют также и примеры применения пневматических двигателей в конструкции автомобилей, работающих на сжатом воздухе — еще на заре автомобилестроения в XIX веке, и позднее, в ходе нового интереса к бензиновым и дизельным автомобильным двигателям начиная с 80-х годов XX века. Классификация пневматических двигателей показана на рис. 1.

Пневматические двигатели (пневмодвигатели)

Пневматический двигатель — это устройство, которое преобразует энергию сжатого воздуха в механическую работу. Механическую работу пневматического двигателя понимают как линейное или ротационное движение — однако пневмодвигатели, создающие линейное возвратно-поступательное движение, чаще называют пневмоцилиндрами, а понятие "пневматического двигателя" обычно ассоциируется с ротацией вала. В свою очередь, ротационные пневмодвигатели подразделяются по принципу работы: лопаточные (они же пластинчатые) и поршневые.

На данном этапе развития альтернативных источников энергии в качестве движущей силы применяются электрические двигатели, однако у пневматических двигателей имеется ряд преимуществ, таких как:

— пневмодвигатель занимает меньше места, чем соответствующий ему по основным параметрам электродвигатель;

— пневмодвигатель легче соответствующего электродвигателя;

— пневмодвигатели выдерживают высокую температуру, сильную вибрацию, удары и другие внешние воздействия;

— пневмодвигатели имеют возможность обратного хода;

— защищен от перегрузок;

— возможность работы в агрессивной среде;

— надежность пневмодвигателей выше, чем у электродвигателей, благодаря простоте конструкции и малому количеству движущихся частей.

При эксплуатации пневматических двигателей существенное значение имеет режим, при котором достигается максимальная производительность механизма. Этому режиму соответствуют статические характеристики крутящего момента *M*, мощности *N* и общего КПД, определяемые теоретически или экспериментально при постоянной частоте вращения *n*.

Мощность пневматического мотора достигает максимального значения Nmax при частоте вращения $n = 0 \sim 0{,}5n_{xx}$ (где n_{xx} — частота вращения на холостом ходу), крутящий момент имеет наибольшее значение Mmax при частоте вращения, близкой к нулю.

Номинальной частотой вращения пневматического двигателя является значение, при котором имеет место максимум КПД мотора. Для объемных двигателей общего назначения $n = (0{,}30...0{,}35)\ n_{xx}$ наибольшая экономичность работы пневматического двигателя достигается именно при номинальной частоте вращения, а наибольшая техническая эффективность — при максимальной мощности (рис. 2).

В технических характеристиках пневматических моторов обычно указывают максимальную мощность и соответствующую ей частоту вращения при рабочем давлении сжатого воздуха, а также номинальную частоту вращения.

Рабочий процесс любого пневматического двигателя является обратным по отношению к рабочему процессу компрессора соответствующего типа. Если в компрессоре осуществляется процесс преобразования механической энергии вращательного движения приводного вала в потенциальную энергию сжатого воздуха на выходе, то в пневматическом двигателе, наоборот, энергия сжатого воздуха,

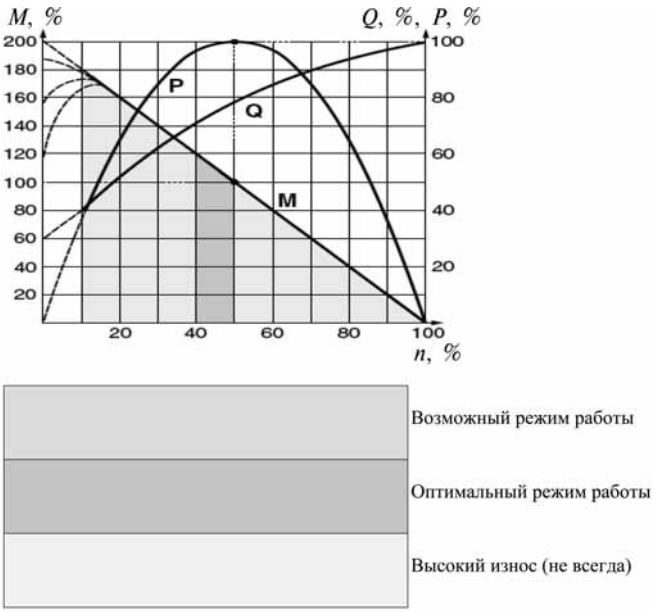


Рис. 2. Основные характеристики пневматического двигателя и режимы работы:

n — скорость; *M* — крутящий момент; *P* — мощность; *Q* — потребление сжатого воздуха

поступающего на вход, преобразуется в механическую энергию вращения вала.

Лопастные, турбинные и шестеренные пневматические двигатели широко используются практически во всех видах промышленности: медицинской; бумажной; пищевой промышленности; судостроении; на металлургических заводах и электростанциях; в машиностроении; использование под водой и т. д.

Типы пневматических двигателей

Существует множество вариантов конструктивного исполнения пневматических двигателей (см. рис. 1). Наибольшее распространение получили пневматические двигатели двух типов: поршневые и пластинчатые (лопаточные). Последние являются более простыми, надежными, совершенными и, как следствие, распространенными.

Принцип работы и устройство лопаточного пневматического двигателя

Лопаточный пневматический двигатель состоит из цилиндра-корпуса, в котором на подшипниках находится ротор, размещенный не прямо по центру полости, а со смещением относительно последнего. По всей длине ротора прорезаны пазы, в которые вставлены изготовленные из графита или иного ма-

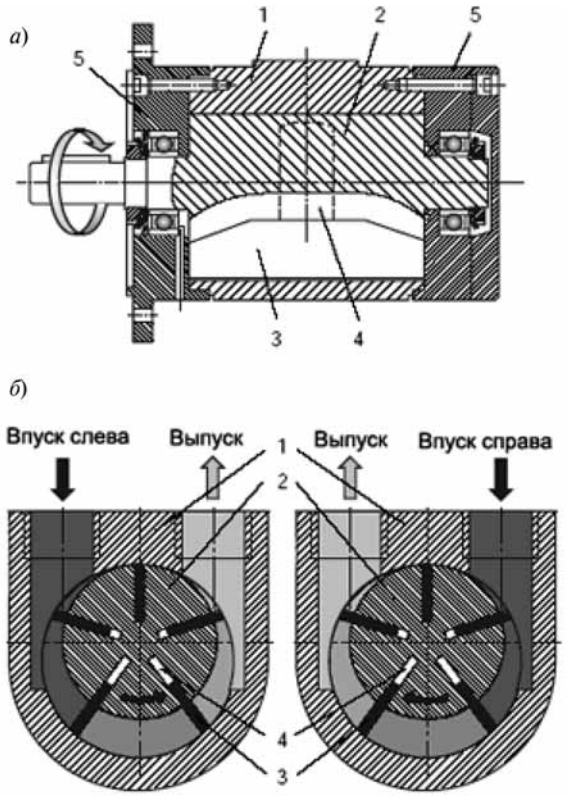


Рис. 3. Лопаточный пневматический двигатель:

а — устройство, *б* — принцип работы

териала лопатки. Лопатки выталкиваются из пазов ротора под воздействием пружин, прижимаясь к стенкам корпуса и образуя между поверхностями корпуса и ротора полость — рабочую камеру (рис. 3). Устройство этого двигателя таково: *1* — корпус ротора (цилиндр); *2* — ротор; *3* — лопатки; *4* — пружина (толкает лопатки); *5* — торцевой фланец с подшипниками.

Принцип работы пластинчатого пневмодвигателя обратен принципу работы пластинчатого компрессора: в компрессоре крутящий момент от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания вращает ротор с выдвигающимися из его пазов лопатками. В пневматическом двигателе сжатый воздух подается на лопатки, что вызывает вращение ротора, т. е. энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую работу.

Сжатый воздух попадает на вход рабочей камеры и толкает лопатки ротора, что вызывает вращение. Сжатый воздух проходит в полости между пластинами и поверхностями корпуса и ротора до выходного отверстия, через которое и выбрасывается в атмосферу. В пластинчатых пневмодвигателях вращающий момент определяется площадью поверхности лопаток, подвергающейся давлению воздуха, и уровнем этого давления.

Принцип работы и устройство радиально-поршневого пневматического двигателя

Радиально-поршневые пневмодвигатели довольно сложны по конструктивному исполнению, тихоходны (20—700 об/мин), имеют большие габариты и массу по сравнению с другими типами двигателей, при этом они обеспечивают значительную величину крутящего момента, а следовательно, как нельзя лучше подходят в тех случаях, когда требуется преодолевать большие нагрузки. Низкая скорость вращения также способствует и снижению уровня шума, что делает возможным применение этих двигателей в местах, где шум нежелателен. Радиально-поршневые пневматические двигатели обычно имеют от трех до шести цилиндров (рис. 4).

В поршневых пневмодвигателях поршню за счет энергии давления сжатого воздуха сообщается поступательное движение, которое затем преобразуется механическим путем во вращательное движение выходного вала.

Сжатый воздух одновременно подается в две рабочие камеры пневматического мотора через распределительный клапан, установленный на выходном валу. При этом соответствующие поршни, перемещаясь к нижней "мертвой точке", передают усилие на коленчатый вал через шатуны. После поворота вала, а вместе с ним и распределителя на некоторый угол сжатый воздух подается в рабочие ка-

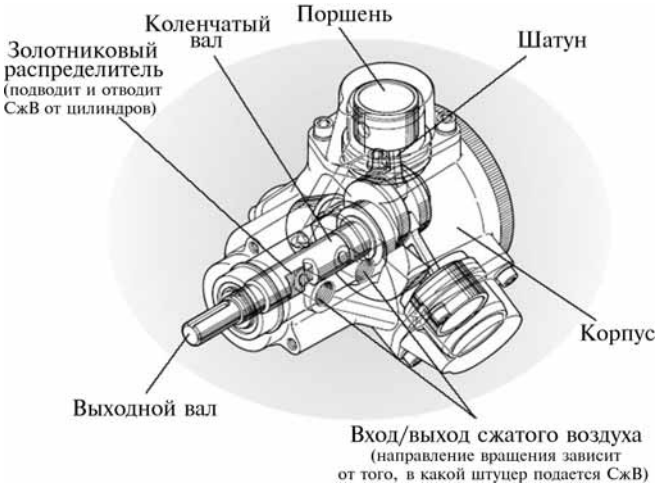


Рис. 4. Устройство поршневого пневматического двигателя

меры, а отработавший воздух из камер сбрасывается в атмосферу также через распределительный клапан. Далее этот цикл повторяется.

Радиально-поршневые пневмодвигатели применяют в больших подъемниках, в приводах различных транспортных средств.

Глушение шума

Шум, создаваемый пневматическим двигателем при работе, складывается из механического шума от движущихся частей, и из шума, создаваемого пульсацией сжатого воздуха, выходящего из двигателя. Влияние шума от пневмодвигателя может довольно заметно сказываться на общем шумовом фоне в месте установки, но если сжатый воздух будет свободно выходить из пневматического двигателя в атмосферу, то уровень звукового давления может доходить до 100—110 дБ (А) и даже больше.

Для устранения шума следует использовать фильтры-глушители — устройства, специально предназначенные для этой цели и рассеивающие в своем корпусе и фильтрующем материале поток сжатого воздуха (рис. 5).

По материалу конструкции, глушители подразделяются на изготовленные из синтезированной бронзы, меди или нержавеющей стали, пластиков и из сплетенной проволоки, заключенной в сетчатый стальной или алюминиевый корпус.

Первые — небольшие как по пропускной способности, так и по размеру. Такие глушители обычно ставят на пневматический двигатель или около него. Глушители из проволочной сетки могут иметь очень большую пропускную способность, большой диаметр присоединения. Проволочные глушители, как правило, загрязняются значительно медленнее, могут быть эффективно и многократно регенерированы, стоимость их значительно выше синтезированных бронзовых или пластиковых.

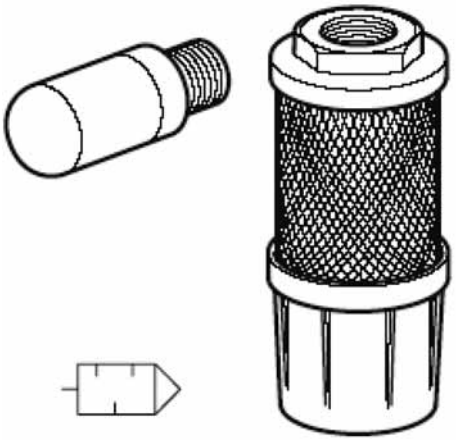


Рис. 5. Глушитель шума

Что касается размещения глушителей, то существует два основных варианта. Первый способ установки — глушитель монтируется непосредственно на пневматический мотор. Однако сжатый воздух на выходе пневматического двигателя обычно подвержен довольно сильным пульсациям, которые уменьшают эффективность глушителя и снижают его срок службы. Поэтому для максимального снижения уровня звукового давления следует предпринять следующие меры:

1) установить между пневматическим двигателем и глушителем некую расширительную камеру, снижающую пульсацию сжатого воздуха;

2) присоединить глушитель через мягкий гибкий шланг, служащий для той же цели;

3) вывести глушитель, где шум не будет никому мешать.

Недостаточная пропускная способность глушителя или возникшая в ходе эксплуатации частичная блокировка от загрязнения могут привести к значительному сопротивлению, оказываемому глушителем потоку выходящего сжатого воздуха, что, в свою очередь, приводит к снижению мощности пневмодвигателя.

Заключение

На сегодняшний день пневматические автомобили еще достаточно неэффективны в сравнении с традиционным транспортом. Однако технология двигателей на сжатом воздухе является перспективной. Они могут успешно применяться в качестве движущей силы для муниципального и промышленного транспорта. Кроме того, пневмодвигатели могут выступать в качестве вспомогательной силовой установки в гибридных системах — PHEV (pneumatic-hybrid electric vehicle), в котором пневматический привод сочетается с современным электродвигателем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Туренко А. Н.** Пневмодвигатель для автомобильной гибридной силовой установки / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук и др. // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. — 2009. — № 24.
2. **Воронков А. И., Никитченко И. Н., Подоляка А. В., Богданов А. И., Збарский О. Б.** Транспортное средство с пневматической силовой установкой на базе автомобиля ВАЗ-2104 // Автомобильный транспорт (Харьков, ХНАДУ). 2011. № 28.
3. **Журнал** Ecoconceptcars.ru
4. **www.yandex.ru**

УДК 629.113

Ю. А. Поляков, канд. техн. наук, доц., НИТУ "МИСиС", г. Москва
E-mail: polyakovua@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВОЧНЫХ ВАРИАНТОВ ПОДВЕСОК КАБИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Проблема снижения вибронагруженности рабочего места водителя грузового автомобиля весьма актуальна и в настоящее время решается комплексно путем улучшения амортизационных качеств сиденья, подрессоривания кабины и совершенствования подвески колес. При этом большое значение имеет выбор компоновочной схемы подвески кабины.

Ключевые слова: *подвеска кабины, компоновочная схема.*

(Рисунки на 4-й полосе обложки)

Подвеска кабины грузового автомобиля является одним из звеньев в системе поглощения вибраций на пути от колес до подушки сиденья. На большинстве грузовиков, в том числе магистральных тягачей, применяется подрессоренная кабина, позволяющая снизить вибронагруженность рабочего места водителя в основном за счет поглощения высокочастотной составляющей вибрации [1]. В качестве упругих элементов системы подвески кабины могут служить листовые рессоры, пружины, торсионы, а также резиновые подушки. Демпфирование колебаний кабины обычно осуществляется гидравлическими амортизаторами.

При рациональной компоновке наиболее распространенных вариантов четырех- и трехопорной кабин со всеми упругими опорами (рис. 1, *в*, *д*, ж) должно выполняться равенство [2]:

$$\rho^2 = ab,$$

где ρ — радиус инерции кабины; a, b — расстояния от центра масс кабины до ее опор.

Определение характеристик амортизаторов подвесок кабин выполняется в процессе проектного расчета на основании имеющихся данных о нагрузках, приходящихся на соответствующие опорно-монтажные узлы, и о жесткостях упругих элементов этих узлов.

Принимая в первом приближении нагрузку на опору кабины в качестве массы, колебания которой требуется гасить, можно определить по жесткости упругого элемента опоры необходимый коэффициент неупругого сопротивления амортизатора [2]:

$$k = 2\psi\sqrt{mc},$$

где ψ — относительный коэффициент затухания колебаний (коэффициент апериодичности); m — масса, приходящаяся на опору; c — жесткость упругого элемента опоры.

На основании полученного по этой формуле значения коэффициента неупругого сопротивления, условно обеспечивающего коэффициент апериодичности, равный 0,5 (тогда $2\psi = 1$), строится соответствующая характеристика амортизатора подвески кабины с квадратичным сопротивлением на дроссельном режиме работы и эффективной разгрузкой при заданном диапазоне скорости колебаний. Характеристики амортизаторов рекомендуется выбирать симметричными, учитывая существенную нелинейность характеристик упругости опор.

Для более обоснованного решения задачи виброзащиты, в частности определения размерности амортизаторов, следует учитывать, что кабины с разной схемой установки опорно-монтажных узлов существенно отличаются по характеристикам упругости, приведенным к опорам.

В наибольшей мере это положение относится к цельнометаллическим сварным кабинам, расположенным за двигателем и соединенным тем или иным способом с капотом и оперением (см. рис. 1, *а*, *б*). В таких случаях рекомендуется поочередно определять не только жесткости собственно упругих опор, но и

приведенную жесткость кабины в каждой точке крепления при отсутствии опоры, т. е. при демонтированном упругом элементе опоры. Общую жесткость опоры и кабины в проектном расчете можно принимать на основе имеющихся данных о прототипе или по результатам ее экспериментального определения на опытных образцах, схема выполнения которого показана на рис. 2.

Этим способом наиболее точно определяется нагрузка, приходящаяся на данную опору, что позволяет скорректировать выбранную на стадии проектирования характеристику амортизатора. Учитывая значительные вариации нагрузки (один водитель — минимум, и все места, включая спальное, заняты — максимум), целесообразно применять автоматически настраивающиеся амортизаторы для задних опор кабин, хотя это может быть связано с потерей унификации амортизаторов.

Кабина компоновочно связана со многими агрегатами и системами автомобиля. Поэтому при разработке конструкции стремятся уменьшить ее перемещения относительно рамы, двигателя и других агрегатов, чтобы создать минимально необходимые зазоры в местах возможных контактов. Это достигается выбором существенно нелинейных характеристик упругих элементов опор, изготовляемых преимущественно из резины. Однако в отдельных случаях такие опоры не позволяют реализовать требуемые низкие собственные частоты колебаний, а также не обеспечивают требуемого затухания колебаний, что приводит к значительному усилению вибрационной нагруженности кабины и рабочего места водителя [2].

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации автомобилей с кабиной над двигателем (см. рис. 1, *г—ж*) показывают, что подрессоривание кабины в сочетании с демпфированием ее колебаний является одним из наиболее эффективных способов повышения надежности кабины и уменьшения ее металлоемкости. Кроме того, снижаются пространственные вибровоздействия на рабочем месте водителя в условиях эксплуатации по неровным и изношенным дорогам. Однако при движении по усовершенствованным дорогам колебания подрессоренной кабины с собственными частотами происходят с амплитудами, несколько превышающими соответствующие перемещения рамы. Аналогичная ситуация наблюдается и на машинах с капотной компоновкой (см. рис. 1, *а—в*).

Целесообразно размещать более жесткие опоры кабины в тех местах на раме, где наблюдаются наименьшие вибрации, а более мягкие — в сильно вибрирующих местах (обычно это передние концы лонжеронов рамы). С этой точки зрения схема, показанная на рис. 1, *е*, может оказаться предпочтительней, чем схемы, приведенные на рис. 1, *г*, *д*, *ж*. Для уменьшения продольных и поперечных колебаний кабины (особенно при значительных крутильных колебаниях рамы), наряду со стабилизаторами боковой устойчивости (рис. 1, *ж*), рекомендуется устанавливать амортизаторы с соответствующими наклонами в проекциях на продольную и поперечную плоскости.

В процессе совершенствования систем вторичного подрессоривания большегрузных автомобилей актуальной задачей является снижение уровня вибраций на рабочем месте водителя.

В качестве примера приведем пространственную модель грузового автомобиля КамАЗ-5360 (рис. 3), в состав которой была включена подвеска кабины [3], а также подсистема "водитель—подрессоренное сиденье" [5]. Процесс моделирования конструкции и все расчеты выполнялись с помощью программного комплекса ФРУНД [4].

Кабина крепится с помощью упруго-демпфирующих связей к раме. Специальное внимание уделялось представлению передних опор подвески. Задние концы качающихся продольных рычагов передних опор кабины шарнирно крепятся к ней, а их средняя часть упруго соединена с рамой, что позволяет учитывать податливость направляющего механизма подвески. Стабилизатор поперечного крена подвески представлен отдельным телом, соединенным с передними осями качающихся рычагов с помощью упругих элементов для учета угловой и изгибной жесткостей стабилизатора. Задние опоры кабины моделируются пружинами с соосно установленными демпферами, каждый из которых имеет кусочно-линейную характеристику, состоящую из четырех участков.

Все расчеты выполнялись при движении автомобиля по спецдороге автополигона с ровным булыжником со скоростью 60 км/ч, что соответствует дорогам третьей категории.

Стабилизатор поперечной устойчивости кабины характеризуется угловой и изгибной жесткостями. На рис. 4 показаны спектры вертикальных ускорений на сиденье водителя для различных значений угловой жесткости стабилизатора. Здесь рассматривается только угловая жесткость, поскольку, как показали расчеты, изгибная жесткость стабилизатора существенного влияния на вибрации кабины не

оказывает. Данные рис. 4 соответствуют варианту жесткости каждого шарнира рычагов передней подвески кабины, равной 30 000 кН/м.

Угловая жесткость стабилизатора оказывает существенное влияние на спектр вертикальных колебаний на сиденье водителя на частотах свыше 2 Гц. При этом для варианта угловой жесткости 30 (кН · м)/рад, который соответствует стабилизатору диаметром 45 мм с активной длиной 1400 мм, в диапазоне 5—15 Гц уровень спектра колебаний выше, чем для двух других вариантов — с большей жесткостью и без стабилизатора. Однако в районе межрезонансного максимума (2,5—5 Гц) и в высокочастотной области (18—30 Гц) обнаруживаются преимущества установки указанного стабилизатора.

Следует заметить, что варианты с большой угловой жесткостью 400 (кН · м)/рад и без стабилизатора обеспечивают близкие уровни спектров вертикальных ускорений при указанной ранее жесткости шарниров рычагов передней подвески кабины. При этом преимущества варианта без стабилизатора по вертикальным ускорениям наблюдаются в диапазоне 10—30 Гц.

Выводы

1. Задачу снижения вибронагруженности рабочего места водителя следует решать комплексно. На первом этапе необходимо осуществить подбор рациональных параметров вертикальной жесткости и амортизаторов подвески колес. Затем обеспечивается требуемый уровень вибронагруженности за счет систем вторичного подрессоривания: сначала подвески кабины, а затем и подвески сиденья водителя.

2. Оптимизацию параметров подвески кабины целесообразно выполнять с учетом особенностей кинематики направляющего аппарата подвески кабины, податливости соответствующих рычагов и шарниров их крепления.

3. Кабины с разной схемой установки опорно-монтажных узлов существенно отличаются по характеристикам упругости, приведенным к опорам.

4. Целесообразно размещать более жесткие опоры кабины в тех местах на раме, где наблюдаются наименьшие вибрации, а более мягкие — в сильно вибрирующих местах (обычно это передние концы лонжеронов рамы).

5. Следует принимать во внимание влияние угловой жесткости стабилизатора поперечной устойчивости подвески кабины на вертикальные колебания на сиденье водителя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Высоцкий М. С.** Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования [Текст] / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. — М: Машиностроение, 1995.
2. **Дербаремдикер А. Д.** Амортизаторы транспортных машин [Текст] / А. Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1985.
3. **Горобцов А. С.** Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография [Текст] / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв, Ю. А. Поляков. — М.: Машиностроение, 2011.
4. **Горобцов А. С.** Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел [Текст] / А. С. Горобцов // Справочник. Инженерный журнал. — 2004, № 9. — С. 40—43.
5. **Карцов С. К.** Включение подсистемы "человек—сиденье" в динамическую модель грузового автомобиля [Текст] / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. — 2012, № 8. — С. 38—41.

"КАМАЗ" помогает в борьбе со стихией

Стихийное бедствие, постигшее Дальний Восток, не оставили равнодушными камазовцев. Лидер отечественного грузового автомобилестроения оказывает помощь жителям, пострадавшим от наводнения.

Дочерняя компания "КАМАЗа" в Хабаровске, ООО "Хабаровский Восточно-региональный автоцентр КАМАЗ" заключило соглашение с Дальневосточным отделением МЧС России по Хабаровскому краю о поставках автотехники, которая будет принимать участие в ликвидации последствий широкомасштабного наводнения, обрушившегося на регион. И уже сегодня состоялась передача первой партии из 14 грузовиков, большинство из которых отлично зарекомендовало себя среди водителей — это КАМАЗы-43118, а также самосвалы 6520 и 6522.

Поставленные автомобили принял представитель Дальневосточного отделения МЧС РФ по Хабаровскому краю, полковник Александр Щетинин, который тепло поблагодарил "КАМАЗ" за высококачественную автотехнику и отметил, что колонна сразу же будет направлена в наиболее пострадавшие районы. Всего договором предусмотрена поставка 34 автомобилей.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 629.113

А. Г. Картуков, канд. техн. наук, **В. Ю. Гумелёв**, канд. техн. наук,
Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт)
E-mail: kartalg@yandex.ru

СПОСОБ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ ГЕНЕРАТОРОВ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-80

Описывается способ принудительного возбуждения генераторов бронетранспортера БТР-80 с использованием устройства, разработанного авторами.

Ключевые слова: *бронетранспортер, аккумуляторные батареи, пуск двигателя, особые условия.*

(Рисунки на обложке — 3-я полоса)

Согласно техническому описанию [1] при неисправности аккумуляторных батарей допускается временная работа двигателя бронетранспортера БТР-80 при снятых батареях. В этом случае пуск двигателя необходимо производить от внешнего источника питания, предварительно приняв меры по исключению замыкания наконечника плюсовой шины на корпус машины.

Однако в особых условиях при неисправных батареях приходится осуществлять пуск дизеля бронетранспортера путем его буксирования другой машиной. При таком способе пуска двигатель бронетранспортера легко выходит на рабочий режим, но генераторы в силу их конструкции не возбуждаются. Поэтому не работает все электрооборудование боевой машины.

Чтобы возбудить генераторы необходимо действовать в следующей последовательности:

— выключить все потребители электрической энергии на машине;

— осуществить пуск дизеля с буксира;

— после пуска дизеля на слух установить обороты коленчатого вала порядка 3000 мин$^{-1}$;

— открыть люк ниши аккумуляторных батарей, включить вручную выключатель батарей, при этом следить, чтобы положительная шина не касалась корпуса бронетранспортера (рис. 1);

— включить выключателем правый генератор (рис. 2);

— подсоединить к шинам батарей зажимы устройства для принудительного возбуждения генераторов бронетранспортера БТР-80 (следует следить за правильной полярностью устройства при его подключении) (рис. 3);

— если генератор возбудился, то указатели термометра сдублировать "ОХЛ. ЖИДК." и манометра "МАСЛО" на щитке приборов должны включиться;

— если генератор не возбудился, следует выключить на щитке приборов правый генератор, включить левый генератор;

— если генератор возбудился, то должны выключиться указатели термометрам "ОХЛ. ЖИДК." и датчика "ТОПЛИВО" на щитке приборов;

— после того, как генератор возбудился, следует отсоединить источник постоянного тока, использованный для его принудительного возбуждения;

— выключить вручную выключатель батарей (см. рис. 1, *б*) и закрыть люк ниши аккумуляторных батарей;

— включить выключателем на щитке приборов второй генератор;

— проверить работу генераторных установок по вольтметру (напряжение бортовой сети должно быть от 26 до 28 В);

— после этого можно подключать потребители электроэнергии, при этом поддерживая обороты коленчатого вала дизеля в пределах 1500—2000 об/мин$^{-1}$ для устойчивой работы генераторов под нагрузкой.

Устройство для принудительного возбуждения генераторов бронетранспортера БТР-80 (см. рис. 3) состоит из полевого телефонного аппарата 1 образца 1957 года ТА-57, к корпусу которого прикреплен понижающий трансформатор 3 с выпрямителем 4. При вращении ручки ТА-57 в цепь обмотки возбуждения генератора Г 290 бронетранспортера подается ток величиной 1,5 А, достаточный для принудительного (независимого) возбуждения генератора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Техническое описание** и инструкция по эксплуатации объекта 5903 [Текст]: — Рязань: Министерство обороны Российской Федерации. Главное автобронетанковое управление. 2006.

УДК 629.113.012.3 + 629.113.012.5

А. А. Байдуков, канд. техн. наук
E-mail: sergeiklimov@list.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СООТНОШЕНИЯ УГЛОВ РАЗВАЛА И СХОЖДЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Предложены аналитические зависимости между углами развала и схождения управляемых колес в виде соотношения, содержащего кинематические коэффициенты, которые выражены через параметры шины и силовые факторы. Оптимальный угол развала для ведомого режима качения колес должен быть отрицательный, а для ведущего — положительный. Угол схождения при оптимальном угле развала должен иметь нулевое значение и задаваться только при отклонении угла развала от оптимального значения.

Ключевые слова: *развал и схождение колес; увод колеса; оптимальные углы развала и схождения управляемых колес.*

При качении наклоненного к плоскости дороги автомобильного колеса, вследствие эластичности шины, центр давления контакта под действием боковой силы от наклона колеса смещается в сторону его наклона. В площади контакта со стороны наклона и с противоположной его стороны действуют силы F_1 и F_2 (рис. 1), создающие поворачивающий момент $M_р$ [2]. Шина в зоне контакта деформируется в горизонтальной плоскости и ее беговая дорожка поворачивается относительно обода колеса в направлении наклона. В итоге наклоненное колесо вынужденно катится под некоторым углом, называемым углом увода δ, к своей продольной плоскости.

Изучению бокового увода эластичного колеса посвящены теоретические и экспериментальные работы многих отечественных и зарубежных ученых.

Наиболее полной теорией качения колеса с эластичной шиной является теория академика М. В. Келдыша [1], которая выражается уравнениями кинематических (неголономных) связей. В ней деформация шины характеризуется тремя параметрами: боковой деформацией s, углом увода δ и углом наклона α колеса к дороге.

В указанной работе рассматривается пневматик неподвижного колеса, поэтому использовалась прямоугольная система координат и были получены два уравнения кинематических связей.

Применение указанной теории для решения прикладных задач сдерживалось двумя обстоятельствами:

во-первых, учет всех видов деформаций приводит к сложной системе дифференциальных уравнений, при решении которой возникают математические трудности;

во-вторых, отсутствие данных по величинам кинематических коэффициентов C_1, C_2 и C_3 автомобильных шин.

До настоящего времени система дифференциальных уравнений, описывающая движение автомобиля с эластичными шинами, использовалась только при рассмотрении устойчивости движения управляемых колес или автомобиля в целом.

При решении частного вопроса об определении оптимального соотношения между углами развала и схождения управляемых колес сложную систему дифференциальных уравнений естественно разбить на две подсистемы: дифференциальные уравнения для основных обобщенных координат (для автомобиля в целом), возникающих из общих принципов механики (уравнения Лагранжа), и дополнительные дифференциальные уравнения (уравнения кинематических связей) через параметры деформации шины (подсистемы для каждого колеса). В этом случае дополнительные обобщенные координаты принимают малые значения по сравнению с основными

параметрами движения автомобиля. Поэтому в случае устойчивого движения, когда малые изменения дополнительных обобщенных координат незначительно влияют на основные обобщенные координаты, последние можно считать известными (как функции времени) и рассматривать только подсистему, состоящую из кинематических уравнений связи.

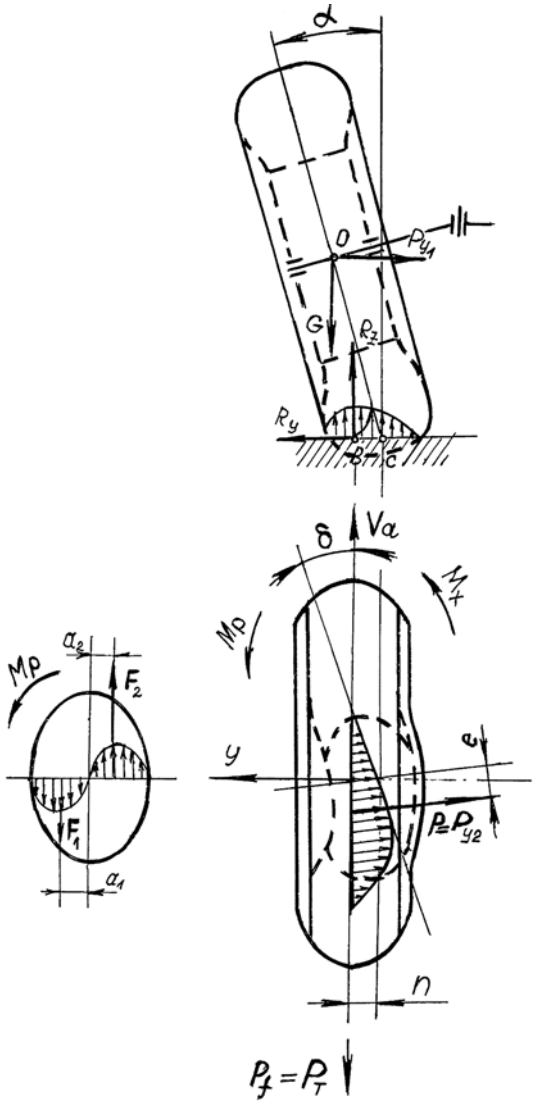


Рис. 1. Схема деформации шины в плоскости контакта катящегося наклоненного автомобильного колеса: V_a — направление движения автомобиля; α — угол наклона (развала) колеса; δ — угол бокового увода колеса; F_1 и F_2 — продольные касательные силы; a_1 и a_2 — плечи приложения сил F_1 и F_2; M_p — поворачивающий момент, обусловленный силами F_1 и F_2; $P(P_{y2})$ — поперечная касательная реакция дороги, обусловленная моментом M_p; e — плечо приложения силы P; $P_f(P_T)$ — сила сопротивления качению колеса; n — плечо приложения силы $P_f(P_T)$; M_x — поворачивающий момент, обусловленный силой $P_f(P_T)$

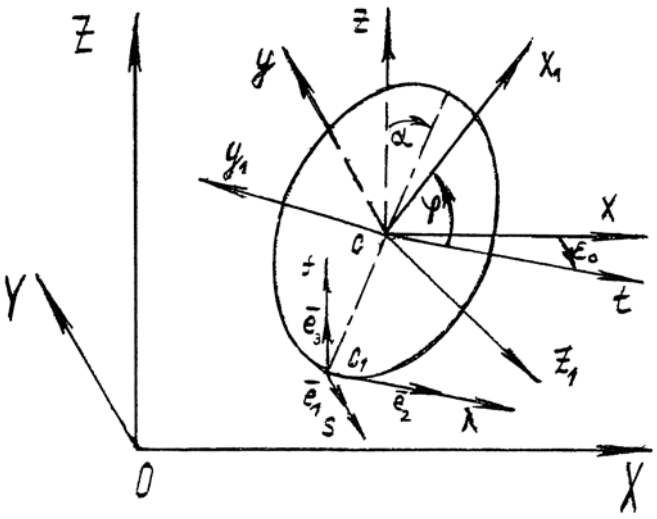


Рис. 2. Схема качения колеса, установленного с наклоном и схождением при отсутствии деформации шины

На рис. 2 изображена средняя плоскость диска колеса, проходящая через плоскость симметрии шины. Положение диска колеса относительно основной системы OXYZ определяется координатами его центра x_c, y_c, z_c и тремя углами Эйлера α, ε_o φ, где: α — угол между продольной плоскостью колеса и вертикалью (угол развала колеса); ε_o — угол поворота продольной плоскости колеса вокруг вертикальной оси — угол схождении колеса ($\varepsilon = 2\varepsilon_o$ — угол схождения управляемых колес); φ — угол поворота диска колеса вокруг собственной оси.

Углы φ и α будем считать положительными при отложении их против направления движения часовой стрелки, если смотреть со стороны положительного направления соответствующей оси. Угол ε_o считается положительным при повороте продольной плоскости левого колеса по часовой стрелке, правого — против, если смотреть со стороны положительного направления оси C_z.

Поступательно движущаяся система координат C_{xyz} связана с центром колеса, а ее оси являются параллельными осями основной системы *OXYZ*. Вторая система $C_{x'y'z'}$ связана жестко с диском колеса и ее плоскость $C_{x'y'}$ совпадает со средней продольной плоскостью колеса.

Ось $C_{1\lambda}$ подвижной системы координат $C_{1s\lambda f}$ расположена параллельно прямой C_t, лежащей в плоскости C_{xy} и составляющей с осью C_x угол ε_o; ось C_{1s} — перпендикулярно оси $C_{1\lambda}$, а ось C_{1f} — вертикально вверх. Точка C_1 — положение центра контакта при отсутствии деформации шины (точка касания неде-

формируемой шины поверхности дороги). При таком выборе системы координата S характеризует боковые деформации шины; λ — тангенциальные, а δ — угловые (угол увода шины).

Из условия качения колеса без скольжения шины в контактном отпечатке при принятых выше обозначениях получена система трех уравнений кинематических связей [9], два из которых совпадают с уравнениями Келдыша [1]

$$\begin{cases} V_{cs} + \dot{s} + \dot{\varphi} r_д \delta - \dot{\alpha} r_д = 0, \\ V_{c\lambda} + \dot{\lambda} + \dot{\varphi} r_д + \dot{\varepsilon}_o r_o \alpha = 0, \\ \varepsilon_o + \dot{\delta} - \dfrac{\dot{\varphi} r_д}{\rho} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где V_{cs} и $V_{c\lambda}$ — компоненты вектора скорости центра площадки контакта колеса с дорогой относительно центра колеса в системе координат; s и λ — соответственно боковая и тангенциальная деформации шины; ρ — радиус кривизны траектории центральной точки контакта шины в плоскости дороги; r_o, $r_д$ — свободный и динамический радиусы колеса; δ — угол бокового увода колеса (угол между вектором поступательной скорости колеса и его средней продольной плоскостью).

Кривизна траектории центра контакта шины связана с параметрами деформации s, δ и α линейной зависимостью:

$$\frac{1}{\rho} = C_1 s - C_2 \delta - C_3 \alpha. \quad (2)$$

Кинематические постоянные коэффициенты C_1, C_2 и C_3, зависящие от рабочих характеристик шины, определялись по следующей методике:

C_1 — рассматривая качение шины без проскальзывания по окружности большого радиуса. Углы развала α и схождения ε_o при этом равны нулю, продольная плоскость колеса перпендикулярна штанге, связывающей колесо с центром круга, а упругая линия шины в пятне контакта совпадает с траекторией центра контакта;

C_2 — рассматривая прокатывание колеса на барабанном стенде с постоянной скоростью и с закрепленными углами развала $\alpha = 0$ и схождения $\varepsilon_o = \text{const}$ колеса;

C_3 — рассматривая прокатывание наклоненного колеса ($\alpha = \text{const} \neq 0$; $\varepsilon_o = 0$) по окружности большого радиуса с помощью жесткой штанги.

В соответствии с выбором направлений координатных осей и отсчета углов постоянные коэффициенты C_1, C_2 и C_3 являются положительными, так как увеличение боковой деформации S вызывает уменьшение радиуса кривизны ρ, а увеличение углов увода σ и развала α, наоборот, приводит к увеличению ρ.

Определенные [9] на основе вышеуказанной методики коэффициенты C_1, C_2 и C_3 имеют вид:

$$C_1 = \frac{2C_\delta}{\alpha(2K_у - \alpha C_\delta)},$$

$$C_2 = \frac{2K_у}{\alpha(2K_у - \alpha C_\delta)}, \quad (3)$$

$$C_3 = \frac{2K_\alpha}{\alpha(2K_у - \alpha C_\delta)}.$$

где C_δ — коэффициент боковой жесткости шины, кг/мм; $K_у$ — коэффициент сопротивления шины боковому уводу, кг/град; K_α — коэффициент боковой силы от развала колеса, кг/град; α — половина длины площади контакта, мм.

Коэффициенты C_1 и C_2 совпадают с аналитическими зависимостями, предложенными В. Н. Ребедайло [10].

Боковая сила от наклона (развала) колеса равна [2]:

$$P_{у\alpha} = K_\alpha \alpha = G_к \alpha - F_\alpha,$$

где $G_к$ — нормальная нагрузка на колесо; F_α — сила обратной реакции шины, обусловленная упругими ее свойствами.

При малых углах наклона $F_\alpha = \eta_\alpha G_к \alpha$, где η_α — удельный коэффициент сопротивления шины боковой силе от развала колеса, 1/град.

Тогда

$$P_{у\alpha} = K_\alpha \alpha = (1 - \eta_\alpha) G_к \alpha,$$

где $(1 - \eta_\alpha) = \xi_\alpha$ — удельный коэффициент, характеризующий зависимость между развалом колеса и боковой силой. Он не зависит от размеров шин и для большинства шин грузовых автомобилей равен 0,4—0,6, а для легковых автомобилей 0,8—1,0 [3], 1/град.

Следовательно

$$C_3 = \frac{2(1 - \eta_\alpha) G_к}{a(2K_у - \alpha C_\delta)}. \quad (4)$$

Экспериментальными исследованиями сотрудников НИИШПа, лаборатории шин НАМИ и дру-

гими [5—7, 9] установлено, что при движении автомобиля положение управляемых колес относительно дороги значительно отличается от статического и соотношения углов их установки не сохраняются. Экваториальная линия шины не совпадает со средней продольной плоскостью колеса (см. рис. 1). В зоне угла беговой дорожки диагональных шин со стороны наклона колеса имеет место большая концентрация нормальных контактных напряжений, обуславливающая большое поперечное смещение нормальной реакции дороги в сторону наклона, а само колесо катится с уводом δ к своей продольной плоскости. Величина деформации протектора на выходе из контакта больше, чем при входе в контакт. Тангенциальная сила $P_т$ наклоненного колеса (см. рис. 1) смещается от продольной оси контакта в сторону наклона на расстояние n, создавая поворачивающий момент M_x, который оказывает воздействие на радиус кривизны ρ линии качения колеса. При качении управляемых колес в ведущем режиме, когда $P_т$ направлена в сторону движения автомобиля, тангенциальная сила может достигать больших значений, приводящим к значительным продольным деформациям λ шины, а, следовательно, и к воздействию на радиус кривизны ρ линии качения колеса.

Учитывая изложенное выше, в зависимость (2) вводится четвертое слагаемое $C_4\lambda$, связанное с продольной деформацией шины λ:

$$\frac{1}{\rho} = C_1S - C_2\delta - C_3\alpha - C_4\lambda. \qquad (5)$$

При наличии продольной деформации λ увод колеса δ, вызванный развалом α, компенсируется схождением $\varepsilon_о$. При полной компенсации боковая деформация $S = 0$, поэтому в случае прямолинейного движения $\left(\frac{1}{\rho} = 0\right)$ из соотношения (5) получим:

$$-C_2\delta - C_3\alpha - C_4\lambda = 0,$$

то есть

$$-\delta = \frac{C_3}{C_2}\alpha + \frac{C_4}{C_2}\lambda.$$

Учитывая, что $-\delta = \varepsilon_о$ имеем:

$$\varepsilon_о = \frac{C_3}{C_2}\alpha + \frac{C_4}{C_2}\lambda. \qquad (6)$$

Заметим, что кинематические коэффициенты C_2 и C_3 положительные. Величина продольной деформации λ считается положительной в случае, когда центр контакта смещен в направлении, противоположном движению колеса. Последнее имеет место в ведомом режиме качения колеса. С другой стороны, в реальных условиях движения автомобиля при качении управляемых колес в ведомом режиме наблюдается расхождение колес, что требует соответствующего увеличения угла схождения. Следовательно, коэффициент C_4 должен быть положительным. В то же время, в ведущем режиме качения колеса центр контакта смещается по направлению движения, продольная деформация λ — отрицательная, колеса стремятся сойтись, что требует, естественно, уменьшения величины схождения $\varepsilon_о$.

Выражая λ в уравнении (6) через тангенциальную силу $P_т$, получим:

$$\varepsilon_о = \frac{C_3}{C_2}\alpha + \frac{C_4}{C_2}\frac{P_т}{C_т}. \qquad (7)$$

или

$$\varepsilon_о = \frac{C_3}{C_2}\alpha + K_тP_т, \qquad (8)$$

где $K_т = \frac{C_4}{C_2}\frac{1}{C_т}$ — удельный коэффициент дополнительного угла увода, вызванного тангенциальной силой, направленной против движения ведомого колеса, по направлению движения — ведущего колеса, мин/кг (град/кг); $C_т$ — коэффициент тангенциальной жесткости шины, кг/мм; $P_т$ — тангенциальная сила. Для ведомого режима качения колеса $P_т = fG_к$, а для ведущего $P_т = -\left(\frac{M_к\omega_к}{Y_к} - fG_к\right)$ кг, где $M_к$ — крутящий момент, подведенный к колесу; $\omega_к$ — угловая скорость колеса; $V_к$ — скорость движения колеса; f — коэффициент сопротивления качению.

Подставляя значения кинематических коэффициентов C_3 и C_2 в соотношение (8), получим зависимость между развалом и схождением управляемых колес:

$$\varepsilon = 2(1 - \eta_\alpha)\frac{G_к}{K_у}\frac{\pi\alpha}{3} \pm 2K_тP_т \text{ мин}, \qquad (9)$$

где знак плюс для второго члена правой части следует принимать при определении соотношений между α и ε в ведомом режиме качения колес, а знак минус — в ведущем.

Таблица 1

$G_к$, кг	$P_у$, кг	δ, град	$K_у$, кг/град	$\frac{G_к}{K_у}$, $\frac{кг}{кг/град}$
1600	205	1,00	205	7,80
	340	2,00	170	9,40
	435	3,00	145	11,00
	535	4,00	134	11,90
1200	154	1,00	153	7,80
	256	2,00	128	9,40
	327	3,00	109	11,00
	404	4,00	101	11,90
800	102	1,00	102	7,80
	170	2,00	85	9,40
	219	3,00	73	11,00
	268	4,00	67	11,90

Коэффициент сопротивления уводу $K_у$ значительно понижается как с увеличением угла увода δ шины, так и с уменьшением радиальной нагрузки на колесо (табл. 1). Однако обратная величина удельного коэффициента сопротивления уводу $\frac{G_к}{K_у}$, входящая в выражение (9), для данной шины и одних и тех же углов увода является величиной постоянной.

Согласно усталостной теории износа [4] интенсивность износа протектора прямо пропорциональна углу увода δ (схождению ε) колес:

$$J_к = (\delta l_к)^{2+\beta t},$$

где $l_к$ — длина контактного отпечатка колеса, мм; β — константа, зависящая от шероховатости опорной поверхности; t — коэффициент усталости протекторной резины.

Наименьший износ шин будет иметь место при ε = 0, когда угол увода от тангенциальной силы компенсируется углом увода от развала колеса и кривизна траектории центра контакта отсутствует, то есть:

$$(1-\eta_\alpha)\frac{G_к}{K_у}\frac{\pi\alpha}{3} = \pm K_т P_т. \qquad (10)$$

Из выражения (10) следует, что оптимальный угол развала, обеспечивающий наименьший износ шин (ε = 0) будет равен:

$$\alpha = \pm\frac{3K_т P_т}{\pi(1-\eta_\alpha)}\frac{K_у}{G_к}\ \text{град.}, \qquad (11)$$

где знак: "+" — ведущий режим качения управляемых колес; "–" — ведомый режим.

Экспериментальными исследованиями установлено, что боковая сила при нулевых углах развала и схождения, в отличие от результатов стендовых испытаний, не равна нулю. В ведомом режиме качения она равна нулю при схождении колеса ($\varepsilon_о$) равном 2 мин, а в ведущем при ε = 0 и положительном развале колеса α = 0,6 градуса (36 мин). Угол схождения $\varepsilon_о$ = 2 мин, имеющий место при α = 0, следует рассматривать как результат действия тангенциальной силы, вызывающей дополнительный угол увода за счет второго члена правой части выражения (9), так как первый член данного выражения в этом случае равен нулю, то есть: $\varepsilon_о = K_т P_т$. При f = 0,02; $G_к$ = 1600 кг и $\varepsilon_о$ = 2 мин удельный коэффициент $K_т$ для шин 12.00-20 мод. М-93 соответствует 0,062 мин/кг.

Коэффициент сопротивления боковому уводу $K_у$ для данной шины, определенный на основании эксперимента, равен 195 кг/град. [9].

Экспериментальные зависимости соотношений углов развала и схождения колене (рис. 3) $\varepsilon = f(\alpha)$ позволяют определить значения удельного коэффициента сопротивления шины боковой силе от развала η_α, входящего в выражение (9).

Так как $\varepsilon_о = \frac{C_3}{C_2}\alpha + \frac{C_4}{C_2}\lambda$, то $\frac{C_3}{C_2} = (1-\eta_\alpha)\frac{G_к}{K_у}\frac{\pi}{3}$.

Следовательно, $\frac{C_3}{C_2}$ представляет собой тангенс угла наклона прямой линии: $\varepsilon = f(\alpha)$, т. е. $\frac{C_3}{C_2} = \frac{\alpha}{\varepsilon} = 3{,}2$. Приравняв первый член правой части выражения (9) данному значению, после подстановки параметров автомобиля ЗИЛ-131, получим: ηα = 0,62.

Оптимальный угол α для ведомого режима качения управляемых колес при: ε = 0; $K_у$ = 195 кг/град; η_α = 0,62; $K_т$ = 0,06 мин/кг; $G_к$ = 1600 кг; f = 0,02 является отрицательным и составляет 0,61 град. (36 мин), а для ведущего — положительным той же величины.

Таким образом, теоретические исследования о существовании единственного варианта оптимальных углов развала и схождения для каждого режима качения колес хорошо согласуются с экспериментальными [8].

Из рис. 3 следует, что рациональная величина угла схождения при отрицательном развале имеет меньшее значение, чем при положительном равной величины, например, для ведомого режима качения управляемых колес при α = –1 град., ε = –0,5 мм (–2,0

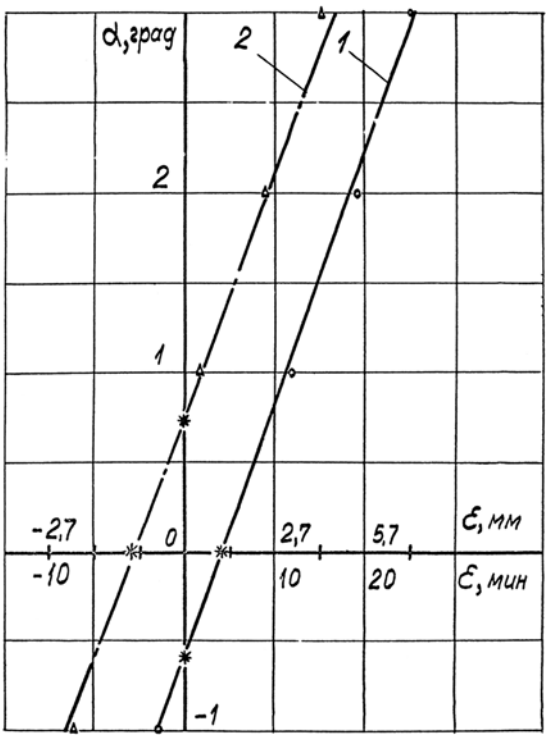


Рис. 3. Экспериментальные зависимости рациональных соотношений углов развала α и схождения ε для ведомого (*1*) и ведущего (*2*) режимов качения управляемых колес автомобиля ЗИЛ-131

мин), а при α = +1 град. ε = +3 мм (+12,0 мин). На преимущества отрицательных углов развала и схождения указывалось во многих работах, базируясь на результатах экспериментальных исследований. Однако теоретические обоснования по данному вопросу в литературных источниках отсутствуют.

На основании расчетных данных (табл. 2) построены сравнительные зависимости предельных значений углов схождения при изменении вертикальной нагрузки автомобиля ЗИЛ-131 для положительных и отрицательных углов развала в ведомом режиме качения колес (рис. 4). Для лучшей наглядности графики прямых, лежащих в нижней полуплоскости, отражены относительно оси абсцисс. В этом случае точки прямых, соответствующие отрицательным развалам, также будут лежать в верхней полуплоскости.

Угол схождения для ведомого режима качения и положительных углов развала является суммой углов $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\lambda$, а для отрицательных — разностью $\varepsilon = -\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\lambda$. Поэтому прямые линии зависимостей углов $\varepsilon = f(\alpha)$ для отрицательных углов α при изменении вертикальной нагрузки пересекаются (точка "*a*"). Угол увода от тангенциальной силы при α = –0°35′ скомпенсирован уводом от развала, и схождение ε = 0. Следовательно, углы α = –0°35′ и ε = 0 являются единственным оптимальным вариантом соотношений углов развала и схождения, при котором нет увода и изменение вертикальной реакции не оказывает на него никакого воздействия. Кривизна траектории центра контакта при таких соотношениях α и ε отсутствует.

Отклонение вертикальной нагрузки $\frac{G_к}{K_у}$ от статической $\left(\frac{G_к}{K_у} = 8{,}4\ \frac{кг}{кг/град.}\right)$ при других соотношениях углов α и ε вызывает изменение угла схождения. Однако пределы изменения при отрицательных углах

Таблица 2

$G_к$, кг	$\frac{G_к}{K_у}$, $\frac{кг}{кг/град}$	$P_т = (fG_к)$, кг	ε_λ, мин	Схождение, мин*					
				λ = 0,5°	λ = 1°	λ = 1,5°	λ = –0,5°	λ = –1°	λ = –1,5°
1200	6,30	24,0	+2,9	+2,8/+5,7	+5,2/+8,1	+8,0/+11,0	–2,8/+0,13	–5,2/–2,2	–8,0/–7,8
1400	7,35	28,0	+3,4	+3,2/+6,6	+6,1/+9,5	+9,2/+12,6	–3,2/+0,15	–6,1/–2,7	–9,2/–9,0
1600	8,40	32,0	+3,8	+3,7/+7,5	+7,0/+10,8	+10,5/+14,3	–3,7/+0,16	–7,0/–3,1	–10,5/–10,3
1800	9,55	36,0	+4,3	+4,2/+8,5	+7,9/+12,2	–12,0/–17,3	–4,2/+0,15	–7,9/–3,6	–12,0/–11,8
2000	10,60	40,0	+4,8	+4,7/+9,5	+8,8/+13,6	+13,5/+18,3	–4,7/+0,13	–8,8/–4,0	–13,5/–13,3

* Числитель ε_α; знаменатель ε; $\varepsilon_\alpha = 2(1 - \eta_\alpha)\frac{G_к}{K_у}\frac{\pi\alpha}{3}$; $\varepsilon_\lambda = 2K_т P_т$; $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\lambda$.

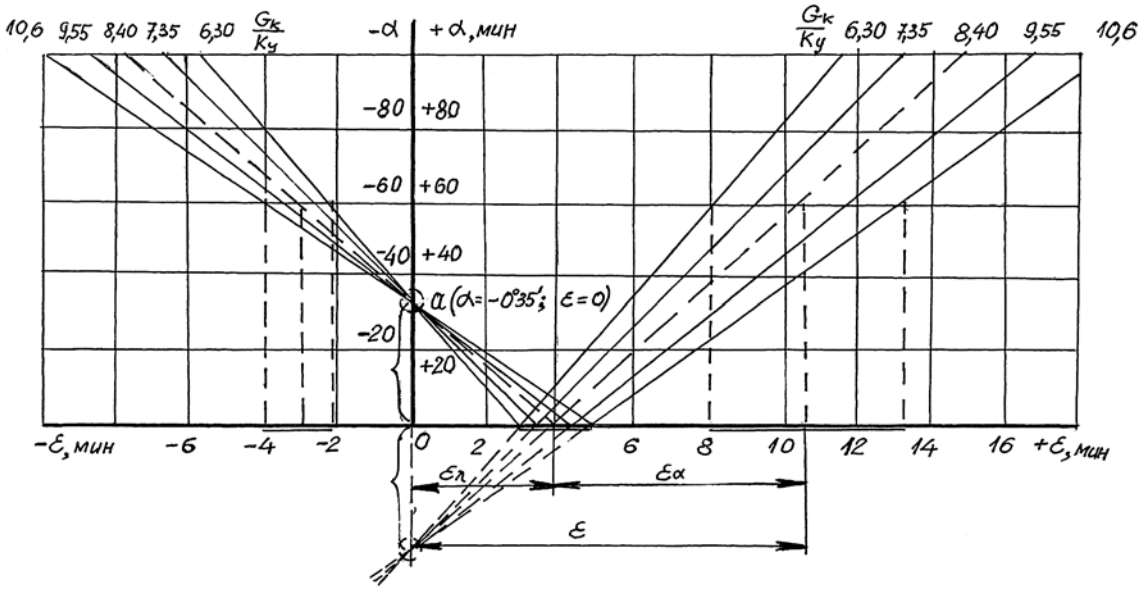


Рис. 4. Сравнительные зависимости предельных значений углов схождения при изменении вертикальной нагрузки автомобиля ЗИЛ-131 для положительных и отрицательных углов развала в ведомом режиме качения управляемых колес

η_α = 0,6; $K_у$ = 195 кг/град; $K_т$ = 0,06 мин/кг

развала меньше, чем при положительных. Так, например, изменение вертикальной нагрузки от 1200 до 2000 кг вызывает изменение угла схождения для α = (+1 град) на 10,9 ± 2,5 мин, а для α = (−1 град) всего лишь (−3,1) ± 0,9 мин. Рациональный угол схождения при отрицательных углах развала более чем в 3 раза находится ближе к зоне нулевых значений, что соответственно будет способствовать повышению ходимости шин. Это обстоятельство является особенно ценным, если учесть, что в процессе эксплуатации углы развала могут уменьшаться вследствие износа подшипников (втулок) шкворней и ступиц колес.

Графическая зависимость $\varepsilon = f(\alpha)$ наглядно показывает преимущество отрицательных соотношений углов α и ε перед положительными для ведомого режима качения колес, убедительно подтверждает наличие оптимального варианта углов α и ε и хорошо согласуется с данными экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК:

1. **Келдыш М. В.** Шимми переднего колеса трехколесного шасси. Труды ЦАГИ, № 564, 1945.
2. **Новопольский В. И., Байдуков А. А.** О природе боковой силы, возникающей при качении наклоненного автомобильного колеса. — Каучук и резина, 1984, № 9, с. 24—26.
3. **Литвинов А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля. — М.: "Машиностроение", 1971, с. 76.
4. Непомнящий Е. Ф. Износ эластичного колеса при качении с проскальзыванием, роль спектра нагрузок. Сб. "Резина — конструкционный материал современного машиностроения". — М.: "Химия", 1967.
5. **Иванов И. В.** Исследование боковой деформации эластичной шины. Научные труды МАМИ, вып. 1. — "Автотрансиздат", 1954.
6. **Голубков В. С., Кнороз В. И., Стрюков И. Л.** Влияние углов установки передних колес на износ шин. — Автомобильная промышленность, 1961, № 8.
7. **Литовченко Н. Н., Цукерберг С. М**. Изменение схождения управляемых колес при движении автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1971, № 4.
8. **Байдуков А. А., Климов С. Н.** Экспериментальное исследование оптимального соотношения углов развала и схождения управляемых колес автомобиля. — Грузовик, ООО "Машиностроение", 2013, № 3.
9. **Байдуков А. А.** Исследование причин ускоренного износа шин управляемых колес полноприводных автомобилей. — Л., Воен. академ. тыла и транспорта; канд. диссертац., 1974.
10. **Ребедайло В. Н.** Исследование влияния развала и схождения управляемых колес на устойчивость их движения. Автореферат канд. диссертаций. — Харьков, ХАДИ, 1972.

УДК 629.113.004

В. И. Сарбаев, В. А. Морозов
E-mail:sarbaev@mail.msiu.ru

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Представлен ряд особенностей эксплуатации автомобилей в условиях низких температур, а также требований к их конструкции, обеспечивающих надежность и безопасность эксплуатации, надлежащие условия работы водителя, комфорт пассажиров в условиях низких температур.

Ключевые слова: *эксплуатация автомобилей, низкая температура, надежность, система отопления, техническое обслуживание.*

Специфика природно-климатических условий зоны холодного климата (низкие температуры окружающего воздуха, большая продолжительность зимнего периода с заснеженными дорогами) обусловливает целый ряд особенностей эксплуатации автомобилей.

К ним, прежде всего, следует отнести затрудненный пуск двигателей, особенно дизелей при низких температурах окружающего воздуха. При пуске холодного двигателя в таких условиях, с одной стороны, имеет место значительное увеличение сопротивления вращению коленчатого вала вследствие повышения вязкости масла, с другой, уменьшение мощности, отдаваемой аккумуляторной батареей, вследствие падения напряжения на выводах и уменьшения ее емкости из-за увеличения внутреннего сопротивления батареи и вязкости электролита. Это приводит к значительному уменьшению частоты вращения коленчатого вала при пуске, к ограничению возможности пуска двигателя стартером. При низких температурах и малой пусковой частоте вращения у карбюраторных двигателей из-за повышения вязкости бензина и уменьшения скорости движения воздушного потока во впускном трубопроводе значительно ухудшается распыливание и испарение топлива, что ведет к ухудшению смесеобразования. Низкие температуры окружающего воздуха и малая пусковая частота вращения приводят также к ухудшению искрообразования в свечах зажигания вследствие резкого снижения напряжения во вторичной обмотке катушки зажигания. У дизеля при низких температурах (в цилиндры поступает холодный воздух) и малой пусковой частоте вращения ухудшаются условия для достижения в конце такта сжатия необходимой для воспламенения топлива температуры. Кроме того, повышение вязкости топлива и уменьшение скорости его впрыска вызывают ухудшение распыливания топлива.

Пуск холодного двигателя сопровождается повышенным изнашиванием его деталей. Это происходит по ряду причин: из-за поступления масла к трущимся поверхностям с некоторым запаздыванием после начала работы двигателя. По данным исследований, время задержки появления масла из коренного подшипника после начала работы насоса может составлять до 2 мин и более; из-за смывания масла со стенок цилиндра топливом, попадающим в цилиндр в жидком виде, что приводит к разжижению смазки; из-за быстрого загрязнения масла, вызываемого неудовлетворительной его фильтрацией вследствие резкого снижения пропускной способности фильтров тонкой очистки. При отрицательной температуре фильтр тонкой очистки пропускает масла в 20...30 раз меньше по сравнению с его максимальной пропускной способностью при положительной температуре. Кроме того, возрастание при низких температурах вязкости масла приводит к повышению давления в системе и срабатыванию перепускного клапана фильтра, в результате чего фильтрации не происходит. Прогрев же масла в поддоне картера двигателя при низких температурах окружающего воздуха происходит очень медленно. При низких температурах значительно активизируется и коррозия деталей цилиндропоршневой группы двигателя. Поэтому в условиях низких температур при пуске двигателя происходит интенсивное (во много раз больше, чем при нормальном тепловом режиме) коррозионно-механическое изнашивание его деталей.

Возможное при низких температурах замерзание жидкости в системах охлаждения двигателя, отопления кабины, кузова, электролита в аккумулятор-

ной батарее может приводить к размораживанию блока цилиндров, разрыву бачков и трубок радиатора, секций батареи. В условиях низких температур намного выше вероятность отказов топливной системы дизелей. Их причиной могут быть ледяные и воздушные пробки в трубопроводах, которые образуются вследствие скопления мелких кристалликов льда при замерзании воды, находящейся в дизельном топливе. Парафины, содержащиеся в топливе, при этом превращаются в студенистую массу, которая может забивать топливные фильтры, топливопроводы, что также является причиной отказов. В условиях низких температур снижается также надежность гидравлического тормозного привода из-за возможного застывания некоторых тормозных жидкостей. При температурах ниже –45 °С теряют свою эластичность, становятся хрупкими и разрушаются шины, сальники, резиновые шланги гидропривода тормозов, пластмассовые детали трескаются, твердеют, теряют свои качества пластичные смазки. При особо низких температурах (–60...–70 °С) изменяются физические и механические свойства металлов, что вызывает частые поломки деталей. По подсчетам специалистов, количество поломок и аварий, изнашивание деталей стандартной техники на Севере в 3...5, а иногда в 8...10 раз больше, чем в условиях умеренного климата.

Начиная с марта в районах Крайнего Севера рекомендуется каждому водителю иметь солнцезащитные очки — чистота и белизна снега в сочетании с ярким солнцем оказывают ослепляющее воздействие. Вождение автомобилей по зимним дорогам, а особенно на Крайнем Севере, связано с серьезными трудностями, требующими от водителя знаний особенностей трассы, специальных навыков, высокой личной дисциплины и выносливости. При безгаражном хранении автомобиля начинать движение можно только после прогрева двигателя до температуры охлаждающей жидкости не ниже 50 °С и на первой передаче. При температуре окружающего воздуха ниже –50 °С целесообразно предварительно тронуть с места автомобиль назад, затем вперед. Это необходимо для того, чтобы "сорвать" автомобиль с места, несколько укатав грунт под колесами. После трогания с места первые 15...20 мин необходимо двигаться со скоростью 5 км/ч на первой—третьей передаче в коробке передач, избегая ударов шин о неровности дороги. При движении на заснеженном участке дороги надо избегать остановок, так как последующее трогание с места может вызвать пробуксовку вследствие ухудшения сцепления ведущих колес с дорогой. Следует избегать частого переключения передач, так как при этом неизбежна потеря скорости и пробуксовка колес. Если автомобиль застрял на заснеженном участке дороги, не следует давать большие обороты колесам, так как снег из-под колес будет выброшен и автомобиль "сядет" еще глубже. В таких случаях помогает движение задним ходом с целью съезда на уплотненную колею, после чего следует преодолеть трудный участок с разгона. Отдельные заметенные снегом участки дороги небольшой длины (8...10 м) и короткие подъемы следует преодолевать с разгона. На скользких дорогах изменение частоты вращения коленчатого вала, повороты, торможения, пользование сцеплением надо делать с максимальной осторожностью во избежание заносов. Двигаться по скользкой дороге надо со скоростью не более 15...25 км/ч, а уменьшать скорость движения следует торможением двигателем, не прибегая к тормозам и не выключая сцепления. Для преодоления длительных участков, занесенных снегом, применяются цепи противоскольжения или другие подручные предметы. При установке автомобиля на стоянку целесообразно под колеса подложить деревянные доски — это не даст возможности теплым шинам отогреть грунт и образовать под собой лунку, которая затрудняет трогание автомобиля с места. Давление в шинах при установке автомобиля на стоянку должно быть в пределах требований руководства по эксплуатации.

Низкие температуры значительно ухудшают условия работы водителя и комфорт пассажиров. Затрудняется работа водителя также вследствие снижения видимости дороги из-за запотевания и обмерзания стекол кабины, частых при температуре ниже –40 °С туманов, при движении по заснеженным и обледенелым дорогам. Чрезвычайно усложняются возможности обнаружения и устранения отказов в пути, особенно в системах питания и зажигания.

Особенности эксплуатации автомобилей в условиях холодного климата определяют ряд требований к их конструкции. Для эффективной и безопасной эксплуатации автомобилей в районах Севера технически и экономически целесообразны модификации этих автомобилей в северном исполнении. Автомобили должны надежно работать при безгаражном хранении в диапазоне температур окружающего воздуха от +40 °С до –60 °С и относительной его влажности до 98 %. Надежность пуска двигателей автомобилей, предназначенных для эксплуатации в условиях низких температур, может обеспечиваться применением системы предпускового подогрева, использованием соответствующих топлив и масел, специальных устройств для обеспечения пуска холодного двигателя, теплоизоляции и подогрева аккумуляторных батарей.

Для предпускового индивидуального подогрева двигателей используются встроенные предпусковые подогреватели типа ПЖБ, работающие на бензине, или типа ПЖД — на дизельном топливе. Они

обеспечивают одновременный разогрев охлаждающей жидкости в системе охлаждения и масла в картере. Применение индивидуальных подогревателей особенно эффективно при температурах наружного воздуха ниже –30 °С. При –12 °С...–30 °С для облегчения пуска холодных двигателей эффективно использовать приспособления для впрыска легковоспламеняющейся пусковой жидкости.

Для снижения сопротивления проворачиванию коленчатого вала при пуске необходимо применять специальные зимние масла с пологой вязкостно-температурной характеристикой, с температурой застывания до –(60...70) °С. Для сокращения времени прогрева двигателя при пуске должна быть предусмотрена возможность временного отключения вентилятора. Аккумуляторные батареи для сохранения необходимой емкости должны иметь теплоизоляцию и регулируемый обогрев от работающего двигателя или других источников тепловой энергии. Имея степень заряженности 75 %, они должны обеспечивать надежный пуск двигателя без предварительного подогрева с применением средств облегчения его после 24-часовой стоянки автомобиля на открытом воздухе.

Система охлаждения двигателей должна иметь теплорегулирующий комплекс, обеспечивающий поддержание нормального теплового состояния двигателя на всех режимах работы при температурах наружного воздуха с учетом того, что в зимнее время часть теплоты должна отводиться в систему отопления кабины, а также пассажирского салона (у автобусов). Этот комплекс включает автоматически регулируемое утепление радиатора (жалюзи или сплошные шторки), термостат, устройство для автоматического отключения вентилятора при понижении температуры охлаждающей жидкости, утеплительные чехлы капота или передней стенки кабины (при бескапотной компоновке). Применение последних, позволяет сохранять тепло при неработающем двигателе, что очень важно для сокращения времени его пуска и прогрева после непродолжительной стоянки. Для обеспечения безотказной работы агрегатов, механизмов и систем автомобиля при эксплуатации в условиях низких температур необходимо применение зимних видов топлив, смазочных материалов, технических жидкостей, обладающих необходимыми вязкостно-температурными свойствами и не теряющих их при температурах до –70 °С.

С целью повышения безотказности работы системы питания дизелей целесообразно использовать систему подогрева топлива, что может быть осуществлено за счет теплоты отработавших газов или в специальном теплообменнике за счет теплоты охлаждающей жидкости.

Резинотехнические изделия, в том числе шины, тормозные шланги, изделия из пластмасс и других неметаллических материалов, должны быть морозостойкими и сохранять заданные рабочие свойства при температуре –70 °С. Металлические детали автомобилей должны изготавливаться из хладостойкого металла.

Особую важность представляют требования к конструкции, направленные на обеспечение удобства использования автомобиля и, в первую очередь, на создание необходимых условий работы водителя и комфортабельности поездки пассажиров. Размеры и расположение сидений должны быть такими, чтобы водителю было удобно работать, а пассажирам комфортно в зимней или полярной одежде. Кабины и пассажирские салоны таких автомобилей должны иметь улучшенную теплоизоляцию и надежное уплотнение дверных и оконных проемов. Эффективность теплоизоляции и уплотнения оценивается средней скоростью остывания воздуха в кабине и пассажирском салоне при закрытых дверях и окнах, выключенном двигателе и неработающей системе отопления. Этот параметр должен быть не более 0,5 °С в минуту для кабин и пассажирских салонов особо малых автобусов и не более 0,35 °С в минуту для пассажирских салонов остальных автобусов.

Система отопления кабины и пассажирского салона в комплексе с их теплоизоляцией должны обеспечивать как при движении автомобиля, так и на остановках установившийся тепловой режим: не ниже +10 °С на уровне поясницы водителя и сидящих пассажиров, а также в зоне ног водителя на уровне 100 мм от пола и не ниже +5 °С в зоне ног пассажиров. Для городских автобусов в пассажирском салоне температура должна быть не менее +8 °С на уровне поясницы сидящих пассажиров и не ниже –2 °С на уровне 100 мм от пола. Система отопления должна обеспечивать прогрев кабины и пассажирского салона до температуры не ниже 0 °С на уровне поясницы сидящих пассажиров за время не более 30 мин. В целях исключения запотевания и обледенения стекол кабины при работающей системе отопления как на стоянке, так и при движении автомобиля должны предусматриваться двойное остекление или электрообогрев стекол. При этом конструкция двойного остекления должна обеспечивать возможность опускания стекол дверей, а также пользования поворотными стеклами для вентиляции. Конструкция системы отопления кабины и пассажирского салона во избежание скопления токсичных веществ в них должна предусматривать забор воздуха снаружи. Только на период прогрева пассажирского салона автобуса без пассажиров допускается забор воздуха из салона.

При эксплуатации автомобилей в условиях Сибири и Крайнего Севера отказ двигателя или зависимой от него системы отопления автомобиля в случае значительного удаления его от населенных пунктов может представлять серьезную опасность для жизни людей. Поэтому автомобили, за исключением предназначенных для работы в городах или использования в технологическом цикле при малой длине маршрута, должны быть оборудованы резервной системой отопления. Эта система должна надежно работать как при движении, так и на стоянке и поддерживать температуру воздуха на уровне поясницы сидящих пассажиров и в зоне ног водителя не ниже 0 °С в течение 10 ч при стоянке автомобиля с неработающим двигателем.

В целях обеспечения хорошей видимости автомобилей их окрашивают в яркие цвета: оранжевый, красный, желтый. Повышенные требования предъявляются к такому свойству, как безотказность агрегатов, механизмов, систем автомобиля, особенно системы зажигания, питания, контрольно-измерительных приборов и освещения. Желательно наличие приборов-дублеров, вводимых в работу в случае отказа основного. Для обеспечения сохранности грузов, которые при низких температурах могут изменять свои свойства, должны быть предусмотрены утепление, и обогрев кузовов. Систему обогрева должны иметь также кузова самосвалов, чтобы не допускать примерзания к ним перевозимых сыпучих грузов, что затрудняет их разгрузку. Именно низкая температура воздуха оказывает наиболее существенное влияние на работоспособность и безотказность машин с гидроприводом. При низких температурах резиновые уплотнения теряют упругие свойства, и давление на контактной поверхности снижается. Для многих марок резин контактное давление сохраняет первоначальное значение лишь до –15...–25 °С. Дальнейшее понижение температуры приводит к резкому падению контактного давления, которое при –40...–45 °С полностью исчезает, и тогда появляются наружные утечки масла.

Опыт эксплуатации машин с гидроприводом в условиях Крайнего Севера, в Якутии и на Дальнем Востоке показал, что 60 % отказов связано с уплотнениями — часто разрываются гибкие резинометаллические и резинотканевые рукава, особенно в местах соединения с металлическими наконечниками. Дополнительно расходуется не только РЖ, но и дизельное топливо, так как для поддержания в работоспособном состоянии машины с гидроприводом в суровых климатических условиях эксплуатационники не глушат двигатели с ноября по март.

На центральном научно-исследовательском полигоне (ЦНИП) были разработаны технические требования к гидростатическому приводу для изделий в северном исполнении и рекомендации по их эксплуатации.

Поэтому решающим является правильный выбор материалов, из которых изготавливается гидрооборудование, высокая точность сопряжения деталей, марка гидравлических масел, качество уплотнений и рукавов высокого давления.

При техническом обслуживании эксплуатируемой техники нужно периодически и освобождать бак от накопившейся влаги и механических примесей, а также следует предусмотреть теплоизоляцию трубопроводов и баков для гидравлического масла.

Для обеспечения высокого уровня технического состояния автомобилей, эффективности их эксплуатации в зимнее время необходимо заблаговременно, до наступления холодов, выполнить ряд мероприятий по подготовке водителей, ремонтно-обслуживающего персонала, а также подвижного состава к зиме.

К основным организационным мероприятиям по подготовке к зиме подвижного состава относят: составление плана работы; инструктаж водителей и ремонтно-обслуживающих рабочих по эксплуатации автомобилей зимой; проведение сезонного обслуживания автомобилей; оборудование автомобилей дополнительными средствами утепления и обогрева; укомплектование их дорожным инструментом и буксирными устройствами, а также средствами повышения проходимости.

Комплекс работ, совмещенных с ТО, обычно проводят в сентябре—октябре. СО проводится 2 раза в год (весной и осенью) и предназначено для подготовки автомобиля к эксплуатации в холодный или теплый периоды. При СО выполняются работы по ТО-2 с соответствующим увеличением объема работ в зависимости от конкретных климатических условий. Особое внимание требует выполнение СО осенью, куда входит проверка средств облегчения пуска двигателя.

При расчете производственных программ по ТО необходимо учитывать при корректировке нормативной периодичности ТО не только средние показатели факторов условий эксплуатации, но и сезонные условия. Сезонность эксплуатации оказывает влияние на трудоемкость текущего ремонта и неравномерность поступления автомобилей на посты ТР.

Для обеспечения технической безопасности и безопасности жизнедеятельности необходимым является применение **системы мониторинга подвижных объектов транспорта, построенной на использовании ресурсов сетей сотовой связи (GSM) и спутниковой связи (GPS)**, которая позволяет получить в реальном времени исчерпывающую информацию о скорости и направлении движения автомобиля. Сообщения о возникновении чрезвычайной ситуации доставляются в информационный центр за считанные секунды.

УДК 629.113

Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф., Уфимский государственный авиационный технический университет
E-mail: faskhiev@mail.ru

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ С УЧЕТОМ УСТАЛОСТИ

Проведен краткий анализ методов разработки деталей и агрегатов транспортных средств, обеспечения их эксплуатационной надежности при проектировании. Приведены теоретические основы проектирования деталей и узлов автомобиля с использованием усталостных характеристик материалов деталей и нормативной стендовой долговечности, соответствующей заданному эксплуатационному ресурсу автомобиля. Применение предложенной методики показано на примере проектирования картера переднего моста полноприводного автомобиля.

Ключевые слова: *проектирование, автомобиль, нормативная долговечность, ресурс, стендовые испытания, эксплуатация, кривая усталости.*

В жизненном цикле обеспечения конкурентоспособности сложнотехнических изделий, таких, как автомобиль, особое место занимает этап разработки. Именно на этом этапе закладываются основы экономичности, качества и конкурентоспособности изделия, при обеспечении которых производитель может рассчитывать на коммерческий успех товара на рынке. Основные усилия производителя в жизненном цикле товара должны быть направлены на этап создания, тогда товар будет продаваться без усилий. К сожалению, технология проведения проектных работ в настоящее время несовершенна: в недостаточном объеме проводятся стратегические маркетинговые исследования, на предпроектном этапе не производится детальный анализ требований потребителей, а в техническом задании принимаются такие параметры, которые не всегда рациональны с точки зрения потребителя, недостаточно используются результаты научно-технического прогресса, не всегда проводится оптимизация параметров изделия [1]. Все это негативно отражается на уровне конкурентоспособности новой техники.

В настоящее время в мире накоплен огромный опыт разработки автомобилей, проведены обширные исследования в области автомобилестроения. Однако применяемые технологии разработки и постановки на производство новой продукции несовершенны, они не обеспечивают реализацию на практике принципа "делать правильно с первого раза". Доказательство тому — огромные эксплуатационные затраты потребителей автомобильной техники на ремонт. Выбор неоптимальных параметров при разработке, пренебрежение качеством на производстве приводят к значительным экономическим потерям в эксплуатации, низкой конкурентоспособности новой модели. Например, трудоемкость содержания в технически исправном состоянии автомобилей до первого капитального ремонта в 5—8 раз больше трудоемкости их изготовления, а за весь амортизационный период — расходы возрастают в 60—70 раз. В автомобилестроении расходы на производство автомобилей составляют лишь 1,5 % от общих расходов, затрачиваемых в течение всего жизненного цикла изделия.

Меры по обеспечению конкурентоспособности проектируемой модели должны приниматься с "первых шагов" по ее созданию. Неверные решения, принятые на начальных этапах проекта, многократно возрастают по мере прохождения этапов жизненного цикла товара и могут свести к нулю труд огромного коллектива, поэтому на разработчиков возлагается большая ответственность. По оценкам американских специалистов, если все меры обеспечения качества принять за 100 %, то 75 % приходится на проектирование и доводку макетного образца, отладку технологии изготовления; 20 % — на контроль производ-

ственных процессов; 5 % — на окончательную приемку изделия. Европейская организация по качеству отмечает, что в мире действует правило "70—20—10", согласно которому 70 % отказов происходит из-за упущений при проектировании, 20 % — из-за некачественного изготовления и 10 % — из-за несоблюдения правил эксплуатации [3].

Прогресс в автомобилестроении сопровождается форсированием рабочих процессов, увеличением напряженности элементов конструкции при одновременном повышении надежности и ресурса создаваемых машин. Выполнение растущих требований к надежности и ресурсу может быть достигнуто за счет разработки оптимальных конструкций, устранения избыточных запасов прочности, максимального использования возможностей материала и технологии. Обеспечение высокой и стабильной конструкционной прочности — одно из направлений решения проблемы. Одним из определяющих параметров конструкционной прочности является применяемый материал и его свойства. Часто при выборе материалов для конструкций ориентируются на стандартные характеристики без учета всего комплекса свойств и особенностей работы реконструкции, что приводит к неоправданным затратам средств и времени на доводку узлов, ухудшению параметров изделий и их надежности.

Однако чем больше ресурс конструкции, тем сложнее прогнозировать ее надежность. Используемые методы установления и повышения ресурса, основанные на сборе и обработке информации о работоспособности конструкций в период их доводки на полигоне и в эксплуатации на автомобиле, требуют длительного времени. Отставание поступающей информации о работоспособности и надежности конструкций сдерживает темпы увеличения ресурса. В значительной мере это связано с тем, что до последнего времени доводка конструкций несущей системы и ходовой части автомобилей на ресурс заключалась в проведении длительных испытаний по эксплуатационной программе на заданный ресурс. Естественно, что для проверки эффективности мероприятий, внедряемых для устранения дефектов и накопления статистических данных, подтверждающих стабильность результатов, доводка и проверка конструкций на большой ресурс (500 тыс. км пробега и более) растягивается на долгие годы. В результате автомобили морально устаревают раньше, чем достигается требуемый ресурс их конструкций.

Конкурентоспособность изделия может быть достигнута за счет нормирования процедур проектирования в стандартах предприятия. Процесс проектирования — это трансформация требований потребителей в техническую документацию для производства. Большинство процессов проектирования, кроме творческих, могут быть стандартизированы. При наличии таких стандартов можно поставить барьер "дефектам" разработки. Ошибки, допущенные на стадии проектирования, трудно исправить, а само исправление требует существенных затрат. Необходимость стандартизации процессов на этапах создания новой продукции очевидна. Технология создания нового продукта поэтапно должна вести к освоению производства продукта, полностью соответствующего требованиям потребителей.

С целью упорядочения процесса разработки, формирования и обеспечения желаемых потребителями технико-экономических показателей проектируемых изделий у нас в стране был разработан ГОСТ 15.001—88 "Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения". Согласно данному стандарту разработчик, на основе исходных требований заказчика, изучения спроса, условий применения, тенденций развития и имеющегося научно-технического задела, должен проводить необходимые научно-исследовательские, опытно-конструкторские технологические работы, включая патентные исследования, функционально-стоимостный анализ, моделирование, художественное конструирование и другие прогрессивные методы создания продукции. В стандарте не предписывались конкретные подходы, методы обеспечения качества проектируемых изделий. При создании автомобильной техники проектными организациями или конструкторскими службами автозаводов за основу организации работ был принят ОСТ 37.001.503—72 "Единая система конструкторской документации. Стадии разработки", в соответствии с которым процесс проектирования автотранспортных средств разделялся на стадии и этапы (рис. 1).

Разработчики в ходе создания автомобилей придерживались требований отмеченных стандартов, однако у каждого из них были свои методы достижения принятых в техническом задании технико-экономических показателей. Наиболее трудной проблемой при создании сложных технических изделий, к которым относятся и транспортные средства, является обеспечение требуемых показателей надежности. Для решения данной проблемы в мировом автомобилестроении на этапе проектирования и доводки широко используются алгоритмы, изображенные на рис. 2 и 3 [2]. Особенность алго-

Стадии	Техническое задание	Эскизный проект	Технический проект	Разработка рабочей документации
Подготовительные работы	Составление технического задания			
Разработка общей компоновки	Разработка эскизной компоновки	Уточнение общей компоновки		
Макетирование	Создание поисковых макетов	Макетирование внешних форм		
		Макетирование внутреннего пространства		
		Макетирование шасси		
Разработка технической документации		Разработка конструкции агрегатов		Выпуск рабочих чертежей агрегатов; Корректирование технической документации
Изготовление документации опытного образца				Изготовление образцов агрегатов; Изготовление образцов автомобиля
Испытания опытных образцов				Испытания образцов агрегатов; Испытания образцов автомобиля

Рис. 1. Стадии и этапы проектирования автомобиля

ритма, изображенного на рис. 2, в том, что долговечность деталей и агрегатов оцениваются дважды: при проектировании — по приближенным значениям эксплуатационных нагрузок, а при доводке — уже по уточненным. Такой метод трудоемок и не определяет порядок проведения и режимы испытаний. Кроме того, часто на ранних стадиях проектирования невозможно изготовить прототипы деталей, узлов. Многократные испытания таких узлов, как рама, платформа, кабина, мосты, коробка передач и др., требуют больших материальных затрат. В данной схеме недостаточное внимание уделяется вопросам компьютерного моделирования как изделия в целом, так и его узлов, деталей, испытания и доводки изделия, предусматривается лишь испытание опытного образца перед освоением серийного производства модели. Дорожные испытания, программные испытания на долговечность в этой схеме вообще не упоминаются.

На схеме процесса проектирования, изображенного на рис. 3, уделяется самое пристальное внимание выбору технических параметров изделия при разработке новой модели. Проектирование автомобиля проводится методом последовательного приближения. В ходе проектирования постоянно возвращаются к проделанной работе, чтобы уточнить или согласовать ранее выбранные параметры, поэтому разделение процесса проектирования на стадии и этапы является условным [4]. В данной методике предусматривается проверка в ходе разработки технико-экономических параметров проектируемого изделия на соответствие требованиям потребителей, что позволяет своевременно корректировать ошибочные решения, повысить конкурентные позиции новой модели.

При разработке автомобилей также используется модульный принцип проектирования [4], базирующийся на общетехническом принципе агрегатирования, который заключается в следующем. Системы и другие сложные технические устройства представляют собой агрегат, состоящий из нескольких независимых устройств (модулей). Членение на модули проводится так, чтобы каждый из них выполнял определенную функцию и имел конструктивно-техническую законченность. Виды устройств выбираются так, чтобы их можно было собрать в агрегат с

заданными техническими свойствами. При данном подходе необходимо учесть взаимовлияние отдельных модулей на характеристики изделия в целом. Иначе машина, собранная из совершенных по отдельности агрегатов, может оказаться неэффективной, с низкими технико-эксплуатационными показателями.

На рис. 4 приведен цикл разработки грузового автомобиля, включающий комплекс лабораторно-дорожных исследований на этапах проектирования [7].

Рис. 2. Схема разработки и доводки конструкции

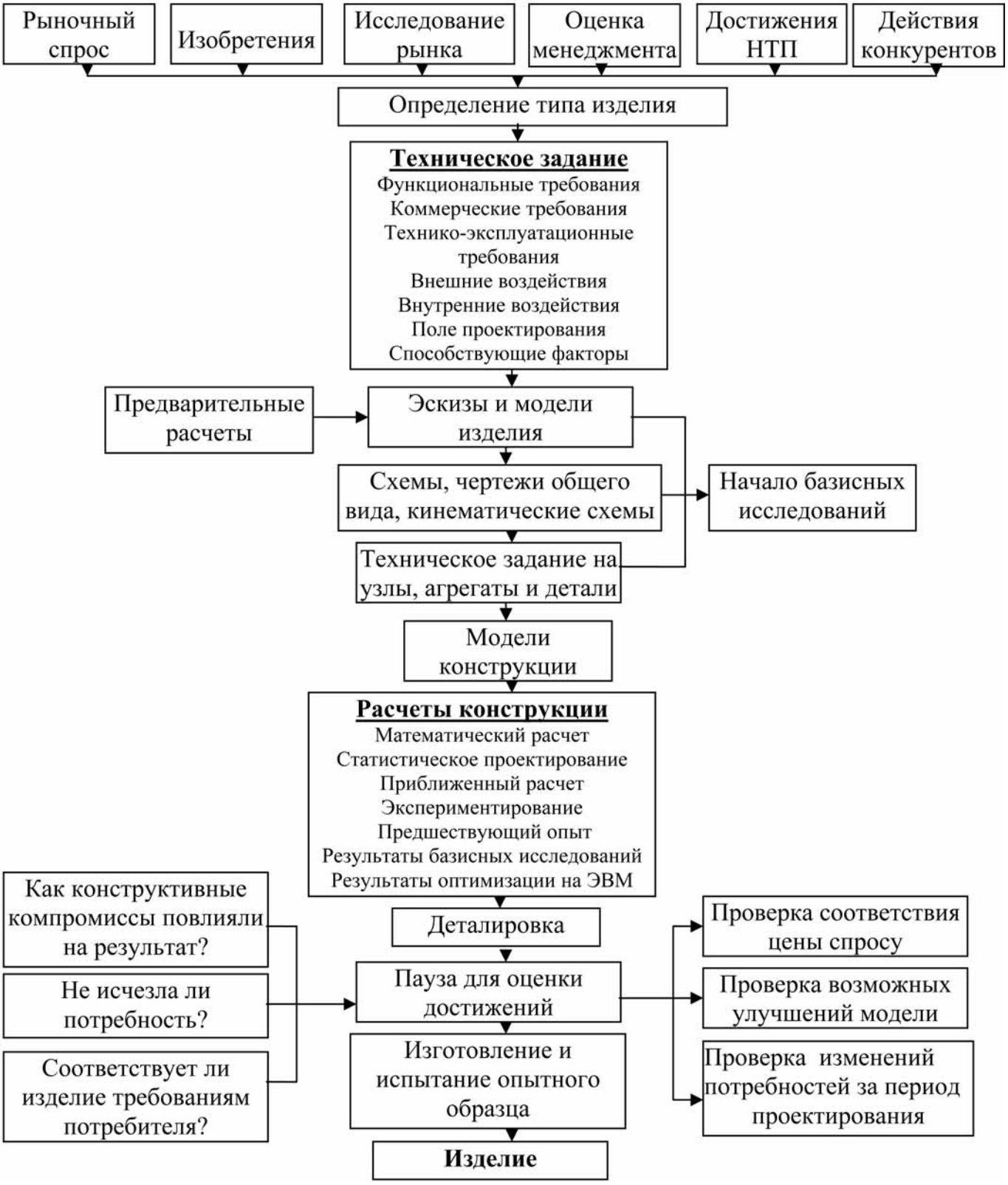


Рис. 3. Схема процесса проектирования

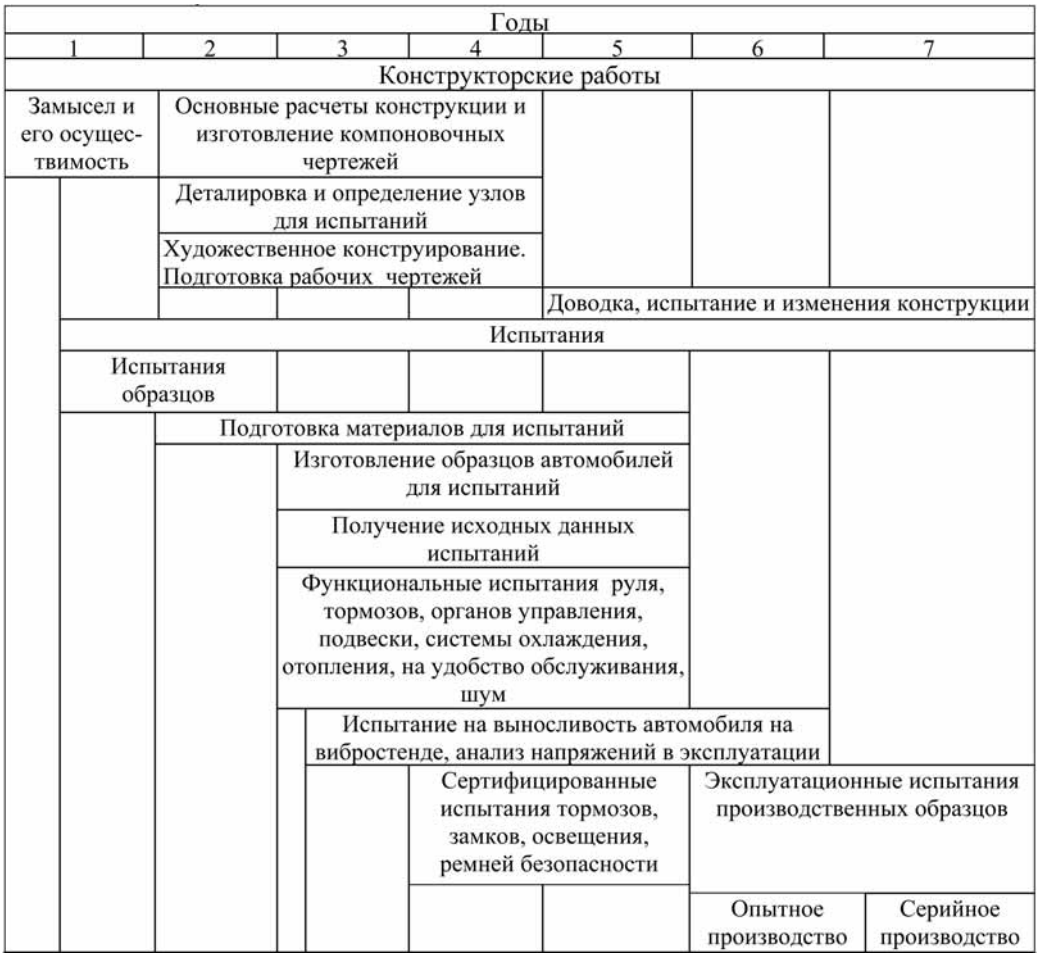


Рис. 4. Цикл разработки грузового автомобиля

Согласно данной методике уже в ходе начального этапа проектирования ведетсяэкспериментальная проверка применяемых материалов, спроектированных деталей и оценивается экспериментально-расчетная долговечность. Окончательная оценка долговечности производится на этапе доводки путем программных ресурсных испытаний на основе данных режимометрирования детали в условиях эксплуатации и только после этого, в случае положительного результата, прототип ставится на серийное производство.

Экспериментальная оценка нагруженности, усталостной прочности и долговечности несущих узлов и деталей автомобиля — процесс, как известно, длительный и дорогостоящий. Поэтому разработчики стараются заменить эксперимент расчетом. Тем более что нынешнее состояние вычислительной техники и технологий позволяет это. Однако практика доказала: расчет дает точные и достоверные результаты лишь при условии, что исходные данные для него реальны, т. е. соответствуют поведению автомобильной техники в условиях эксплуатации, а методика расчета, положенная в его основу, достаточно полно и точно учитывает это поведение.

Расчетных методик доводки конструкций в настоящее время существует множество. Они различаются между собой сложностью реализации, полнотой учета физических закономерностей работы несущих деталей и, следовательно, степенью отклонения результатов расчета от результатов экспериментов.На данный момент есть надобность в создании методики, которая не требовала бы ресурсных натурных испытаний как автомобиля, так и его несущих элементов конструкции. А в качестве исходных данных для расчетов достаточно было бы иметь экспериментальную информацию о характеристиках материалов, из которых эти элементы предполагается изготовить, и статистические данные долговечности ана-

логичных конструкций. Это могут быть результаты стендовых испытаний, полигонная статистика по автомобилям и их элементам — аналогам, справочные данные, экспертная оценка, результаты эксплуатации прототипов проектируемого автомобиля. При этом наиболее важны сведения о распределении напряжений в конструкции, поскольку усталостные трещины и разрушения появляются, как правило, именно в наиболее нагруженных локальных зонах.

В данной работе предлагается методика проектирования несущих деталей, агрегатов автомобиля, критерием работоспособности которых является усталостная долговечность (рис. 5). В данной методике в отличие от известных, предусмотрены следующие процедуры: *а* — расчет ресурса проектируемых агрегатов и деталей, с учетом заданного в техническом задании ресурса автомобиля, полученных на аналогах квантиля и коэффициента вариации, а затем определение нормативного ресурса агрегата и детали лимитирующего надежность; *б* — установление эквивалентной нормативной стендовой долговечности проектируемой детали при помощи кривых соответствия эксплуатационного ресурса детали их стендовой долговечности, полученных на аналогах при определенных режимах испытания; *в* — расчет геометрических размеров деталей с учетом параметров кривой усталости детали из выбранного материала, нормативной стендовой долговечности и силовой схемы нагружения при стендовых испытаниях, при которых были установлены кривые соответствия ресурса стендовой долговечности.

Ресурс автомобиля при заданной категории условий эксплуатации устанавливается в техническом задании. На практике, как правило, его определяют исходя из ресурса таких основных агрегатов автомобиля, как рама, кабина, мосты, предельное состояние которых определяется усталостным разрушением их элементов. При разработке новой модели необходимо определить ресурс агрегатов, деталей автомобиля, который должен определяться заданным ресурсом автомобиля. Надежность автомобиля, как сложной технической системы, определяется надежностью его систем и подсистем. Вероятность его безотказности в предположении, что выход из строя одной подсистемы приводит к выходу из строя автомобиля в целом, равна произведению вероятностей безотказности его агрегатов. При предположении равенства среднеквадратических отклонений ресурсов агрегатов она равна:

$$P = p_{b1} \cdot p_{b2} \cdot \ldots \cdot p_{bn} = \prod_{i=1}^{n} p_{bi}. \qquad (1)$$

Безотказность агрегатов, при условии их одинаковой надежности, для обеспечения заданной вероятности безотказной работы автомобиля должна соответствовать условию:

$$p_{b1} = p_{b2} = \ldots = p_{bi} = (P)^{\frac{1}{n}}. \qquad (2)$$

При типовых режимах эксплуатации ресурс деталей транспортных средств оцениваемых по критерию усталостное разрушение имеет распределение Вейбулла, частным случаем которого является нормальное распределение. При допущении о нормальности распределения ресурса агрегатов автомобиля вероятность безотказности г-го агрегата определяется по соотношению:

$$P = \frac{1}{2{,}5\sigma_{bi}} \int_{L}^{\infty} \left[e^{\frac{-(L - L_{bi})^2}{2}} \sigma_{bi}^2 \right] dL = \Phi(t_{bi}), \qquad (3)$$

где L — заданный в техническом задании ресурс автомобиля; L_{bi}, σ_{bi} — соответственно, средний ресурс i-го агрегата и среднеквадратичное отклонение ресурса; $\Phi(t_{bi})$ и t_{bi} — функция и квантиль нормального распределения соответственно.

С учетом того, что квантиль и среднеквадратическое отклонение рассчитываются по формулам:

$$t_{bi} = \frac{(L - L_{bi})}{\sigma_{bi}}; \; \sigma_{bi} = V_{bi} L_{bi}, \qquad (4)$$

можно определить средний ресурс i-го агрегата:

$$L_{bi} = \frac{L}{(1 + V_{bi} t_{bi})}. \qquad (5)$$

Здесь V_{bi} — коэффициент вариации среднего ресурса i-го агрегата. При отсутствии экспериментальных данных аналогичных конструкций V_{bi} можно принять в пределах 0,2—0,5.

Надежность агрегата, в свою очередь, определяется надежностью деталей, входящих в него. Число деталей, лимитирующих надежность (ДЛН) агрегата, обычно ограничено ($j = 1, 2, \ldots, m$). Тогда для ДЛН

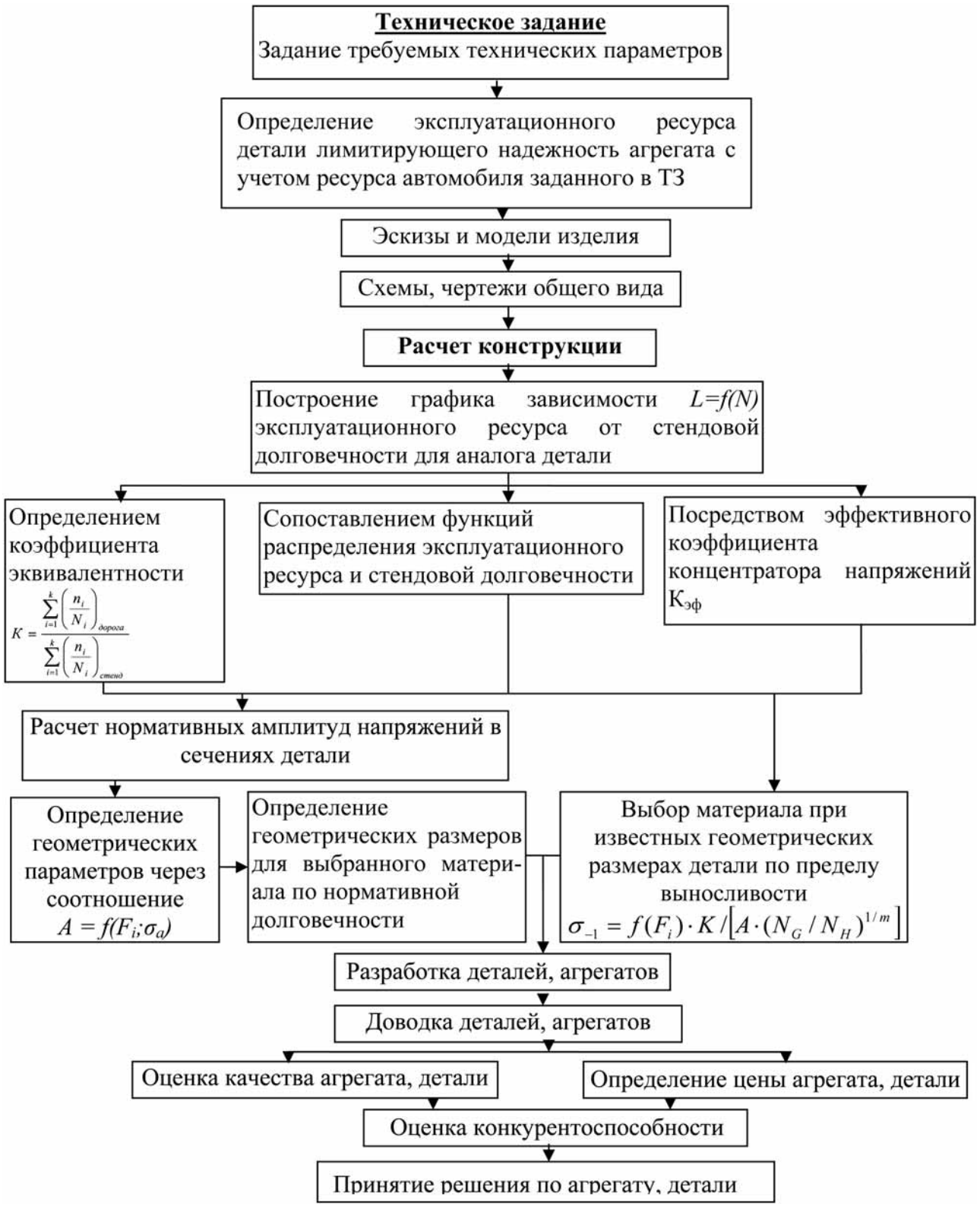


Рис. 5. Блок-схема проектирования несущих деталей автомобиля

средний ресурс при его нормальном распределении будет определяться из соотношения:

$$L_{bij} = \frac{L_{bi}}{(1 + V_{bij} t_{bij})}; \quad (6)$$

или с учетом формулы (5):

$$L_{bij} = \frac{L}{[(1 + V_{bi} t_{bi})(1 + V_{bij} t_{bij})]}; \quad (7)$$

где V_{bij} — коэффициент вариации среднего ресурса j-ой детали i-го агрегата; t_{bij} — квантиль нормального распределения ресурса L_{bij}, который определяется из функции $p_{bij} = f(t_{bij})$.

Безотказность j-ой детали исходя из безотказности агрегата или автомобиля вычисляется по соотношению $p_{bij} = (p_{bij})^{\frac{1}{m}} = (P)^{\frac{1}{nm}}$. Средний ресурс и безотказность детали, не входящей в число ДЛН агрегата, принимается равным ресурсу и вероятности безотказности самого агрегата.

Несущие детали автомобиля в эксплуатации подвергаются переменным во времени нагрузкам, и их оценочным показателем является усталостная долговечность, поэтому при разработке основные размеры деталей должны определяться именно по данному критерию.

Усталость металлов, это явление со сложной физической природой, обусловленной многими факторами: свойствами структуры металлов; условиями нагружения; масштабным фактором и геометрией изделий; асимметрией; частотой и формой циклов нагружения и многими другими параметрами, влияющими на долговечность конструкции. Считается, что усталостные разрушения связаны с зарождением и распространением трещин, которые могут быть хрупкими, вязкими и комбинированными.

Наиболее соответствующая эксплуатационным требованиям конструкция должна проектироваться с учетом усталости, для чего необходимо иметь спектр эксплуатационных нагрузок детали и ее характеристики сопротивления усталости, которые на этапе проектирования отсутствуют, что усложняет задачу проектирования автомобилей требуемой надежности. Для многих несущих деталей в настоящее время разработаны методики стендовых испытаний на усталость при гармоническом режиме нагружения и нормы долговечности, при соответствии которым деталь не разрушается в эксплуатации [5]. В условиях испытаний оговариваются методы расчета режима нагружения и условия закрепления детали на стенде. Если известны эти данные для аналога, то можно проектировать новые детали по условию соответствия конструкции нормативной долговечности на стенде, которая эквивалентна определенному эксплуатационному ресурсу.

Усталостное разрушение происходит в результате постепенного накопления единичных повреждений. По сути, механизмы разрушения детали в эксплуатации L и в стендовых испытаниях N одинаковы и соответственно они могут быть выражены функциями:

$$N = f(\sigma_{ic}; n_{ic}; k_{эф}; m);$$
$$L = f(\sigma_{id}; n_{id}; k_{эф}; m), \quad (8)$$

где σ_{is}, σ_{id} — амплитуды напряжений детали в стендовых и дорожных условиях нагружения; n_{is}, n_{id} — число циклов нагружения детали в стендовых и дорожных условиях; $k_{эф}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; m — характеристика кривой усталости материала детали.

Накопление повреждений детали в стендовых и дорожных условиях при одних и тех же $k_{эф}$ и m определяются спектром действующих нагрузок, и существует функция:

$$L = f(N), \quad (9)$$

т. е. каждому значению долговечности, полученному в стендовых условиях, соответствует определенный пробег в эксплуатации. Для автомобилей, эксплуатировавшихся в одинаковых условиях, для деталей одного назначения соотношение (9) отличается незначительно, т. к. для этих деталей условия нагружения в стендовых и дорожных условиях идентичны. Пользуясь соотношением (9), полученным для аналога при заданном в техническом задании ресурсе $L_н$, определяем нормативную стендовую долговечность $N_н$. При этом режим нагружения аналога и вновь проектируемой детали в стендовых условиях назначается по одной и той же методике.

Наиболее достоверные соотношения (9) могут быть установлены статистической обработкой результатов наблюдений контрольных партий, аналогичных опытному образцу, автомобилей в эксплуатации и при испытаний деталей в стендовых условиях. Это связано с тем, что одну и ту же деталь невозможно испытать в стендовых условиях и устанавливать на автомобиль для дорожных испытаний. Поэтому только статистической обработкой

можно установить функцию соответствия стендовой долговечности эксплуатационному ресурсу.

Интегральная функция распределения ресурса детали в эксплуатации определяется для контрольной партии автомобилей, которая принимается за расчетную выборку и обычно бывает многократно усеченной, т. к. из-за больших различий условий эксплуатации происходит интенсивное "перемешивание" величин пробегов деталей до разрушения с пробегом неразрушенных деталей. Значение эмпирической функции распределения F_i в этом случае для i-го интервала определяют из соотношений:

$$F_i(L) = m_i/(N+1), \qquad (10)$$

где N — число испытываемых объектов; m_i — накопленная частость разрушенных деталей в i-ом интервале, величина которой определяется по формуле:

$$m_i = m_{i-1} + n_i \frac{N+1-m_{i-1}}{N+1-\sum\limits_{i=1}^{N}(q_i+n_i)}. \qquad (11)$$

Усталостные разрушения деталей в эксплуатации обычно описываются законом распределения Вейбулла:

$$F(L) = 1 - \exp[-(L-L_0)/(L_a-L_0)^{\text{в}}], \qquad (12)$$

где L_0 — параметр минимальной долговечности; L_a — параметр характеристического ресурса, соответствующий вероятности разрушения, равной 63,2 %; *в* — параметр закона распределения.

Параметры функции распределения определяются по известным методам [6]: аналитическим, или по графическому изображению функции распределения ресурса детали на вероятностной бумаге (рис. 6).

Обработка результатов стендовых испытаний и получение закона распределения долговечности деталей, испытанных на постоянном уровне нагрузок, проводится аналогично, но при этом учитывается тот факт, что на стенде все детали при испытаниях доводят до разрушения и функция распределения долговечности детали определяется по формуле для полной выборки [6]:

$$F = i/(N+1), \qquad (13)$$

где i — порядковый номер разрушенной детали, определенной по величине долговечности.

Из условия равенства интегральных функций ресурса и долговечности определяется функция соответствия $L = f(N)$. При испытании детали на постоянном уровне нагрузок долговечность деталей описывается логарифмически-нормальным законом:

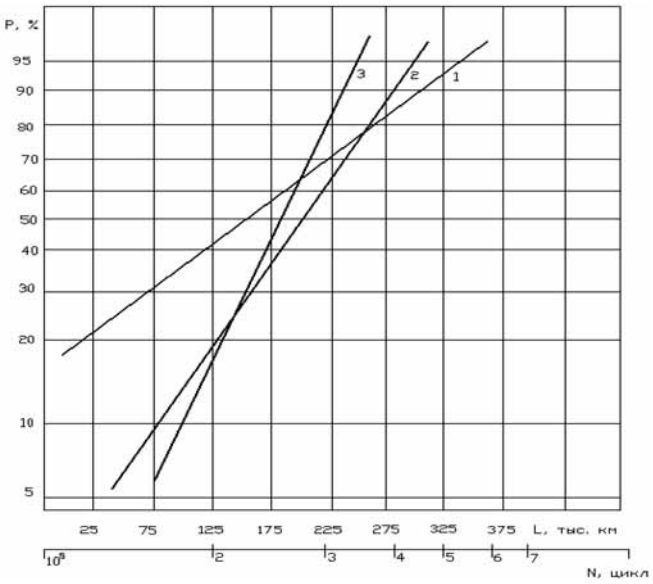


Рис. 6. Функции распределения долговечности картера ведущего моста автомобиля КамАЗ-4310:

1 — в стендовых условиях; *2* — в эксплуатации по экспериментальным данным; *3* — расчетный по результатам режимометрирования на дорогах автополигона

$$F(\lg N) = \frac{1}{S_{\lg N}\sqrt{2H}} \int\limits_0^{\lg N} \exp\left[-\frac{\left(\lg N - \lg \overline{N}\right)^2}{2S_{\lg N}^2}\right] d\lg N, \qquad (14)$$

где $S_{\lg N}$ — среднее квадратическое отклонение логарифма долговечности детали. Наиболее часто функция соответствия (9) описывается уравнением:

$$(L-L_0) = \frac{(L_0-L_a)^{\text{в}}}{0{,}433} \times$$

$$\times \lg\left\{\int\limits_0^{\lg N} \exp\left[-\frac{(\lg N - \lg \overline{N})^2}{2S_{\lg N}^2}\right] d(\lg N - 1)\right\}. \qquad (15)$$

Аналогичные уравнения могут быть получены и при других законах распределения ресурса и долговечности детали.

Соотношения (9) при наличии данных эксплуатационной нагруженности и стендовых испытаний могут быть определены из соотношений:

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{Rd}}{K_{\text{эф}i}\sigma_a}\right)^m N_\sigma; \qquad (16)$$

$$L_i = \frac{l_б \sigma_{Rd}^m N_\sigma}{\sum\limits_{j=1}^{k} \alpha_j \sum\limits_{\xi=1}^{\tau} n_\xi (\sigma_{a\xi} K_{эф i})^m}, \qquad (17)$$

где σ_{Rd}, m, N_σ — параметры кривой усталости детали; $k_{эф i}$ — текущее значение эффективного коэффициента концентрации напряжений; σ_a — амплитуда напряжений в номинальной зоне детали при стендовых испытаниях в гармоническом режиме нагружения; $l_б$ — длительность записи нагруженности детали при режимометрировании в дорожных условиях; α_j — относительный пробег автомобиля по дороге; $\sigma_{a\xi}$ — амплитуда напряжений ξ-го уровня на дороге; n_ξ — число повторения амплитуд напряжений $\sigma_{a\xi}$ на дороге.

Для выбранных режимов нагружения при изменении эффективного коэффициента концентрации напряжений в пределах:

$$k_{эф\,min} \leqslant k_{эф i} \leqslant k_{эф\,max}$$

долговечность детали и ресурс меняются в пределах от максимального до минимального значения, т. е., каждому значению $k_{эф}$ соответствует одно значение N и L. Исключая из зависимостей

$$\left.\begin{aligned} N &= f(k_{эф}) \\ L &= f(k_{эф}) \end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

значение $k_{эф}$, можно определить функцию $L = f(N)$, которая обычно выражается графически (рис. 7).

Для высоконагруженных деталей с концентраторами напряжений наиболее целесообразным при расчете долговечности является локально-деформационный подход, что, прежде всего, обусловлено тем, что зависимость напряжений от деформаций при установившихся циклических воздействиях существенно отличается от зависимости напряжений от деформаций в условиях статического воздействия, и распространенный метод перевода измеренных деформаций в напряжения умножением на модуль упругости материала вносит существенные ошибки на результаты расчета долговечности. С учетом правила Нойбера [8] размах деформаций в зоне концентрации напряжений определяется по величине номинальных напряжений из соотношения:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{k_{эф}^2 \Delta e^2}{2\Delta\varepsilon} + \left(\frac{k_{эф}^2 \Delta e^2 E}{\Delta\varepsilon 2k'}\right)^{\frac{1}{n'}}, \qquad (19)$$

где Δe — размах деформаций в номинальной зоне; k' — циклический коэффициент упрочнения; n' — показатель циклического деформационного упрочнения.

Функция зависимости долговечности от нагруженности при "жестком" режиме нагружения определяется по уравнению:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^в + \varepsilon'_f (2N_f)^с, \qquad (20)$$

где σ'_f, ε'_f — коэффициент усталостной прочности и пластичности соответственно; $2N_f = N$ — число циклов нагружения до разрушения при постоянном режиме нагружения; $в$, $с$ — показатели усталостной прочности и пластичности.

Функция $N = f(k_{эф})$ определяется по соотношениям (19)—(20) по значениям номинальных деформаций Δe в стендовых условиях. В дорожных условиях зависимость $L = f(k_{эф})$ определяется по формуле:

$$L = \frac{l_б}{\sum\limits_{j=1}^{k} \alpha_j \sum\limits_{\xi=1}^{\tau} \left(\frac{n_\xi}{N_\xi}\right) k_{эф}}, \qquad (21)$$

где n_ξ — число повторений за пробег $l_б$ деформаций $\Delta\varepsilon_\xi$; N_ξ — число циклов до разрушения детали при деформации $\Delta\varepsilon_\xi$ в стендовых условиях при жестком режиме нагружения.

Исключая $k_{эф}$ из зависимости (18) находим функцию соответствия (9), которую обычно изображают графически. Истинное значение ресурса соответствует значению $k_{эф.ист}$, определенному в стендовых условиях, и соответствует значению долговечности $N_{ист}$.

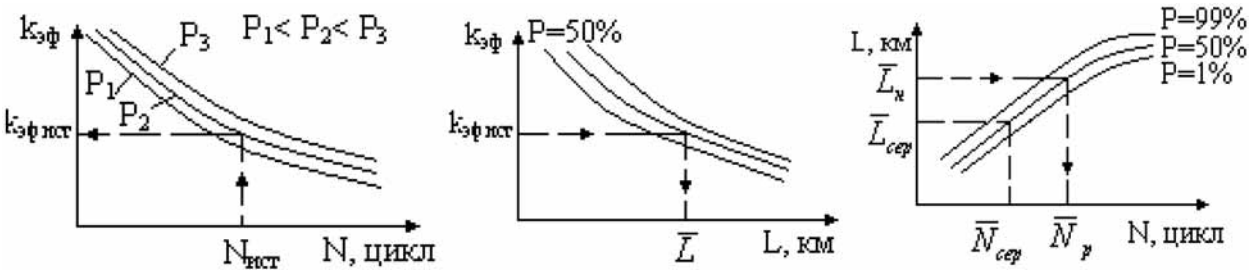


Рис. 7. Схема определения функции $L = f(N)$ по коэффициенту эффективности для заданной вероятности разрушения детали

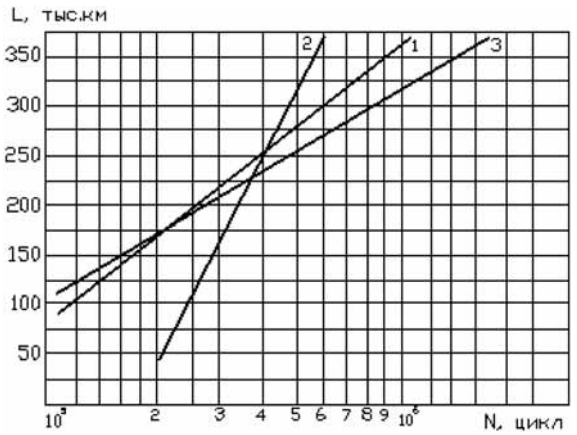


Рис. 8. Функции соответствия ресурса на дороге к долговечности в стендовых условиях картера ведущего управляемого моста автомобиля КамАЗ-4310:

1 — экспериментальная; *2* — расчетно-экспериментальная по $K_{эф}$; *3* — расчетно-экспериментальная по методу Когаева В. П.

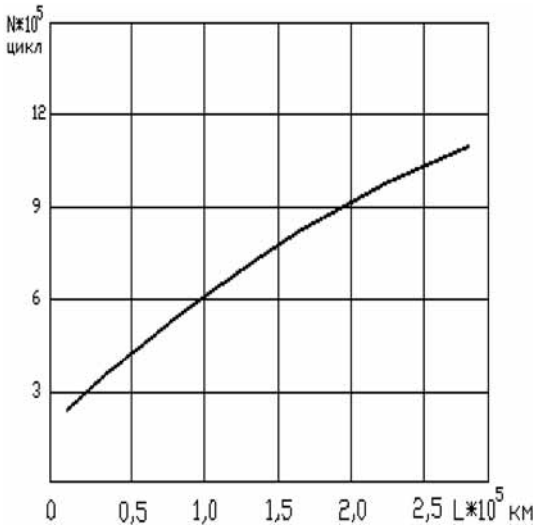
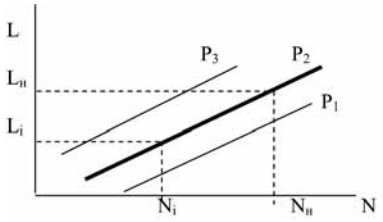


Рис. 9. Функции соответствия ресурса на дороге к долговечности в стендовых условиях картера моста самосвала КамАЗ-55111

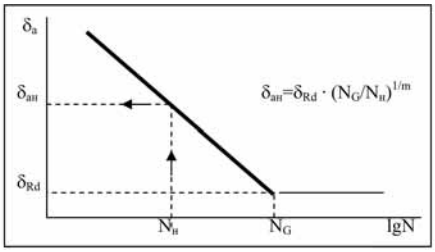
Таким образом, одним из предложенных методов можно сопоставить эксплуатационный ресурс аналога со стендовой долговечностью. Выбор метода зависит от имеющейся информации по результатам стендовых и эксплуатационных исследований аналога.

Для примера на рис. 8 и 9 приведены функции соответствия ресурса на дороге к долговечности в стендовых условиях картера ведущего управляемого моста полноприводного автомобиля и картера моста самосвала КамАЗ-55111, полученные на основе результатов стендовых и дорожных испытаний. Аналогичные зависимости могут быть получены и по другим агрегатам, деталям автомобилей. Авторами работы [5] получены функции соответствия стендовой долговечности эксплуатационному ресурсу для картеров, шаровых опор мостов, ведущих цилиндрических шестерен, подшипников главных передач, рам автомобилей семейства КамАЗ, разработаны методы расчета геометрических размеров деталей грузового автомобиля: несущих деталей (картеров, шаровых опор), валов, подшипников, зубчатых колес переднего ведущего моста полноприводного автомобиля. В частности, установлено, что при циклическом закручивании на угол $\pm 3^\circ$ в режиме резонанса рамы в сборе с платформой, загруженной с номинальной нагрузкой, стендовая долговечность должна быть не менее 135 тыс. циклов, что эквивалентно пробегу 350 тыс. км в условиях эксплуатации первой категории. Балки мостов в сборе должны иметь при номинальной нагрузке прогиб не менее 1,5 мм на 1 метр колеи; статический запас по кручению в пределах 1,6...1,8; по вертикальному изгибу — 6,5; циклическую долговечность не менее $1 \cdot 10^6$ циклов при нагружении с нулевой нагрузкой, в 2,5 раза превышающей номинальную. Для картеров ведущих управляемых мостов полноприводных автомобилей испытанных в этих условиях, долговечность $0{,}75 \cdot 10^6$ циклов эквивалентна пробегу в эксплуатации 350 тыс. км, а для шаровых опор мостов для обеспечения этого пробега долговечность должна быть не менее $0{,}27 \cdot 10^6$ циклов. При испытании на изгибную усталость зубчатых колес главной передачи в сборе под максимальным крутящим моментом двигателя на первой передаче коробки передач долговечность зубчатых колес, равная $3{,}5 \cdot 10^5$ циклов, эквивалентна пробегу в эксплуатации 350 тыс. км. Испытания на контактную усталость должны вестись при максимальном крутящем моменте двигателя на второй передаче КП. Долговечность на стенде $2{,}8 \cdot 10^6$ циклов эквивалентна ресурсу в эксплуатации 350 тыс. км [5].

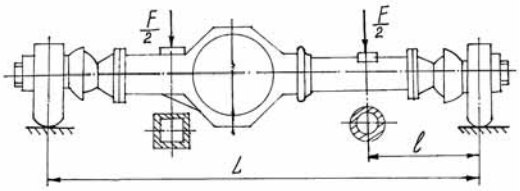
При наличии функций соответствия (9) ресурса на дороге к долговечности в стендовых условиях долговечности деталей-аналогов для проектируемой детали по значению требуемого эксплуатационного ресурса, определенного по формуле (7), можно установить нормативную стендовую долговечность при оговоренных режимах испытания и спроектировать ее на соответствие нормативной долговечности. Для этого по справочным данным определяем параметры кривой усталости детали σ_{Rd}, N_G, m и рассчитываем сначала амплитуду на-



1. Определение нормативной стендовой долговечности исходя из нормативного ресурса по соотношению $L = f(N)$



2. Расчет нормативных амплитуд напряжений в сечениях детали при стендовых испытаниях



3. Определение геометрических параметров детали, подвергаемого изгибу

$$W_{вр} = K_д F_{ном} \cdot 1/(2\delta_{Rdp}(N_{GR}/N_н)^{1/m});$$

$$W_{гр} = (0{,}5 - 1)W_{вр};\ D = (10W_{вр} - d^3_{вн})^{1/3}$$

Рис. 10. Определения геометрических параметров деталей картера переднего моста автомобиля по стендовой нормативной долговечности

1. Маркетинговые исследования рынка.
1.1. Разработка технического задания с учетом тенденций развития в автостроении.
1.2. Установление параметров автомобиля, в том числе ресурса и надежности.
1.3. Предварительный анализ, оптимизация параметров.
1.4. Оценка конкурентоспособности проектируемого автомобиля.

↓

2. По заданному в ТЗ ресурсу L и надежности P автомобиля с учетом законов распределения эксплуатационного ресурса по формулам: $L_{ai}=L/(1+V_{ai}t_{ai})$; $L_{aji}=L/(1+V_{ai}t_{ai})(1+V_{aji}t_{aji})$ рассчитываем ресурсы агрегата, детали автомобиля, удовлетворяющие заданному γ-процентному ресурсу

↓

3. На основе эксплуатационных исследований и стендовых испытаний аналогов проектируемой детали определяем функцию соответствия эксплуатационного ресурса стендовой долговечности $L=f(N)$

↓

4. По соотношению $L=f(N)$ для предварительно выбранного режима нагружения при стендовых испытаниях находим эквивалентную расчетным ресурсам агрегата L_{ai} и детали L_{aji} стендовую долговечность $N_{ст}$

↓

5. По характеристикам сопротивления усталости, принятым по справочным данным, находим нормативное значение амплитуд напряжений в сечениях детали при стендовых испытаниях $\delta_{ан} = \delta_{Rd} \cdot (N_G/N_H)^{1/m}$

↓

6. С учетом режима и схемы нагружения детали при стендовых испытаниях определяем ее геометрические размеры, решая уравнение $A=f(F_i, \delta_a)$ или при принятых размерах подбираем материал по характеристикам сопротивления усталости, рассчитанных по формуле $\delta_{-1}=f(F_i)\cdot K/[A\cdot(N_G/N_H)^{1/m}]$

↓

7. При доводке испытаниями на стенде при предварительно принятом режиме нагружения проверяем соответствие детали рассчитанной эквивалентной стендовой долговечности $N_{ст}$

↓

8. При неудовлетворительной долговечности производим корректировку конструкции по размерам, материалу, технологии

Рис. 11. Схема проектирования агрегатов и деталей автомобиля по заданному ресурсу

пряжений в опасном сечении детали при стендовых испытаниях по формуле:

$$\sigma_a = \sigma_{Rd}(N_G/N_H)^{1/m}, \quad (22)$$

а затем, исходя из условий нагружения при испытании, определяем геометрические параметры детали в опасном сечении:

$$A = f(F_i, \sigma_a), \quad (23)$$

где A — величина, характеризующая геометрию детали, например при сжатии-растяжении — это площадь сечения детали, при изгибе — момент сопротивления изгибу, при кручении — полярный момент сопротивления; F_i — амплитуда переменных нагрузок, приложенных к детали при стендовых испытаниях. Схематично этот процесс для картера переднего моста изображен на рис. 10.

Размеры детали рассчитываются по всем сечениям. В дальнейшем полученная конструкция проверяется на соответствие требованиям статической прочности и жесткости, а при вхождении детали в упругую систему осуществляется проверка на резонанс. В случаях, когда геометрические размеры детали определяются по компоновочным или иным соображениям, материал детали может быть выбран по значению предела выносливости, рассчитанному из соотношения:

$$\sigma_{-1} = f(F_i)K/[A(N_G/N_{\text{Н}})^{1/m}], \quad (24)$$

где K — суммарный коэффициент снижения предела выносливости.

Описанный подход к проектированию деталей автомобиля, подвергаемых переменным по времени нагрузкам, по заданному ресурсу и надежности схематично приведено на рис. 11.

Описанный алгоритм проектирования (см. рис. 5) применим для всех деталей, критерием работоспособности которых является усталостная долговечность. Кроме того, при применении данной методики проектирования существенно упрощается доводка детали, поскольку, во-первых, уже на этапах проектирования устанавливаются режимы ее испытания, во-вторых, испытания проводятся ускоренно в регулярном гармоническом режиме нагружения с целью проверки выполнения функции соответствия (8).

Таким образом, разработаны теоретические основы проектирования деталей и узлов автомобиля с использованием усталостных характеристик материалов деталей и нормативной долговечности их в стендовых условиях испытания.

Предложенный метод расчета необходимого эксплуатационного ресурса детали, лимитирующего надежность изделия, позволяет объективно устанавливать ресурс детали по заданному в техническом задании ресурсу автомобиля. Приведенный метод определения соответствия ресурса детали в эксплуатации и долговечности в стендовых условиях позволяет проектировать детали на соответствие нормативной стендовой долговечности. При наличии функции соответствия стендовой долговечности эксплуатационному ресурсу и характеристик сопротивления усталости применяемых материалов деталь проектируется на соответствие заданному ресурсу автомобиля. Каких-либо существенных препятствий к применению предложенной методики проектирования деталей на соответствие нормативной долговечности нет, она может применяться при проектировании не только транспортных средств, но и другой продукции машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Костин И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке [Текст] / И. М. Костин, Х. А. Фасхиев. — Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2002. — 480 с.
2. **Организационные** и экономические основы технической подготовки производства [Текст] / Под ред. М. И. Ипатова, А. В. Проскурякова, Л. Я. Шухгалтера. — М: Машиностроение, 1972.
3. **Гиссин В. И.** Управление качеством продукции [Текст] / В. И. Гиссин. — Ростов на Дону: Феникс, 2000. — 256 с.
4. **Фасхиев Х. А.** Методы проектирования и доводки деталей ходовой системы грузовых автомобилей. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М.: НАМИ, 1995. — 20 с.
5. **Фасхиев Х. А.** Разработка и использование норм прочности деталей в автомобилестроении [Текст] / Х. А. Фасхиев, П. Д. Павленко. Сб. докладов III Всероссийской НТК "Современные тенденции развития автомобилестроения России". — Тольятти: ТГУ, 2004.
6. **Джонсон Н.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных [Текст] / Н. Джонсон, Ф. Лион. — М.: Мир, 1980. — 610 с.
7. **Старк Д. А.** Конструирование и испытание большегрузных автомобилей и тяжелых тракторов [Текст] / Д. А. Старк. — Автомобильная промышленность США. — 1979. — № 2.
8. **Якоби Г.** Механические испытания материалов и узлов [Текст] / Г. Якоби. — Дармштадт: Шенк и Шенк-Требель, 1981.

УДК 629.113 (06)

В. В. Маланичев, НИИЦ АТ ФГКУ "3 ЦНИИ" Минобороны России
E-mail: malanichev78@mail.ru

РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ БУКСИРОВОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЛАВАЮЩИХ ОДНОЗВЕННЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Статья посвящена разработке новой расчетно-аналитической зависимости для оценки гидродинамического (буксировочного) сопротивления однозвенных плавающих гусеничных машин транспортно-тягового класса в эксплуатационном диапазоне их скоростей движения.

Ключевые слова: *плавающая гусеничная машина, гусеничный водоходный движитель, ходкость, буксировочное сопротивление, расчетно-аналитическая зависимость, модельные испытания, натурные испытания.*

Способность преодоления водных преград вплавь является одним из существенных средств повышения подвижности транспортной техники.

Известно, что уровень водоходных свойств, заложенный на этапе проектирования, зависит от основного целевого назначения плавающей машины. Плавающие гусеничные машины транспортно-тягового класса (ГМ ТТК) являются приспособленными к плаву, то есть обладают ограниченными водоходными свойствами, в частности, недостаточной ходкостью, под которой понимается способность плавающего средства преодолевать сопротивление и развивать заданную скорость движения в конкретных условиях плавания при определенных затратах мощности установленного двигателя, приводящего в действие водоходные движители.

Так, максимальная скорость движения на плаву большинства однозвенных транспортно-тяговых гусеничных машин не превышает 5,0—5,5 км/ч, что позволяет гарантированно преодолевать водные преграды только при слабом течении (до 1 м/с) или его отсутствии.

Жесткие требования по грузоподъемности шасси и полезному объему корпусов, компоновочные и конструктивные особенности существенно затрудняют применение на ГМ ТТК специальных водоходных движителей (водометов, гребных винтов, гребных винтов в направляющих насадках), обеспечивающих радикальное улучшение ходкости и управляемости плавающих машин. Ни на одной серийной плавающей ГМ ТТК специальные водоходные движители не установлены, а для движения на плаву используется гусеничный движитель.

Вместе с тем, ограниченность водоходных свойств ГМ ТТК связана не только с отсутствием специальных водоходных движителей, но и с несовершенством расчетных методов оценки ходкости и других водоходных свойств.

К примеру, в расчетных обоснованиях отечественных плавающих ГМ ТТК расчеты ходкости фактически не проводились — ходкость конкретных образцов обеспечивалась исключительно путем разработки и совершенствования гидродинамического оборудования для плава, предназначенного для повышения эффективности гусеничных водоходных движителей (ГВД).

Следует отметить, известны только несколько значимых отечественных работ, посвященных ходкости плавающих машин с ГВД.

Данным направлением занимались Егоров Д. Г., Кононович Ю. А., Степанов А. П., Покутний В. В. и другие, представляющие научные школы Военно-инженерной академии, Академии тыла и транспорта, Бронетанковой академии, Московского автомобильно-дорожного института и 21 НИИИ Минобороны России.

Необходимыми исходными данными для оценки ходкости любой плавающей машины и построения ее ходовой характеристики являются значения гидродинамического (буксировочного) сопротивления движению в зависимости от скорости буксировки, то есть кривая буксировочного сопротивления.

Вследствие сложности процесса взаимодействия плавающей машины с набегающим потоком, достоверная оценка гидродинамического сопротивления может быть произведена только в результате обработки экспериментальных данных, полученных при проведении натурных испытаний. Однако данный, наиболее точный, метод определения сопротивления не может быть применен на начальных этапах проектирования.

Тщательно поставленные модельные испытания по степени достоверности приближаются к натурным испытаниям и в настоящее время продолжают оставаться основным средством оценки буксировочного сопротивления в судостроении. Преимуществами модельных испытаний являются значительно меньшие затраты средств и возможность применения на начальных этапах проектирования.

Наиболее простым способом предварительной оценки сопротивления, который может применяться как при проектировании новых образцов, создании модификаций или проведении очередных модернизаций плавающих машин, так и в процессе их эксплуатации (например, при различной загрузке), является применение расчетно-аналитических методов, что способствует снижению вероятности грубых конструктивных просчетов.

Сопротивление воды движению плавающей машины с позиций гидродинамики принято рассматривать в виде суммы трех составляющих: сопротивления формы, сопротивления трения и волнового сопротивления. Сопротивление воздуха учитывается в отдельных случаях. Сопротивление формы является преобладающим для всех водоизмещающих плавающих машин. Соотношение между составляющими общего гидродинамического сопротивления изменяется в зависимости от скорости движения.

Таким образом, общее гидродинамическое сопротивление можно представить в виде суммы трех составляющих [1]:

$$R = R_f + R_e + R_w, \qquad (1)$$

где R — гидродинамическое сопротивление; R_f — сопротивление трения; R_e — сопротивление формы; R_w — волновое сопротивление.

В теории плавающих машин зависимость по определению общего гидродинамического сопротивления R имеет следующий вид [1]:

$$R = \xi\rho\Omega\frac{\upsilon^2}{2}, \qquad (2)$$

где ξ — коэффициент сопротивления; ρ — плотность воды; Ω — площадь смоченной поверхности; υ — скорость движения.

Расчет сопротивления с использованием зависимости (2) существенно затруднен вследствие сложности теоретического определения коэффициента сопротивления ξ с учетом особенностей конфигурации подводной части гусеничной машины и достигнутого уровня развития гидромеханики, поэтому на практике для предварительной оценки буксировочного сопротивления движению используются расчетные зависимости, полученные в результате обработки экспериментальных данных, полученных в ходе проведения натурных испытаний плавающих машин или их моделей. При этом, указанные зависимости, как правило, носят выраженный эмпирический характер и зачастую основаны на результатах экспериментальных исследований отдельных образцов, как правило, оборудованных специальными водоходными движителями, и имеют удовлетворительную сходимость в определенных диапазонах скоростей движения (от 8 до 12 км/ч) и условиях плавания.

Отсюда следует, что расчетные зависимости по определению буксировочного сопротивления движению требуют уточнения применительно к ГМ ТТК.

Результаты расчетов с использованием известных расчетных зависимостей по определению буксировочного сопротивления [1—6] на характерном примере транспортно-тяговой ГМ полной массой 15,5 т, представлены на рис. 1, при этом приняты следующие обозначения:

— кривая 1 — расчетная зависимость Груздева [2];

— кривая 2 — расчетная зависимость Янголенко [2];

— кривые 3, 4 — расчетные зависимости Кононовича [2, 3];

— кривая 5 — расчетная зависимость Егорова [1];

— кривые 6—14 — расчетные зависимости Степанова [4—6].

Из проведенного анализа известных расчетных зависимостей и результатов расчетов, представленных на рис. 1, можно сделать следующий вывод: вследствие узконаправленного действия некоторых расчетных зависимостей, основанных на результатах испытаний отдельных плавающих машин, в том числе оборудованных специальными водоходными движителями, а также принятых при их разработке допущений, результаты расчетов буксировочного сопротивления, выполненные с использованием различных зависимостей, в эксплуатационном диапазоне скоростей движения плавающих ГМ ТТК (от 4,0 до 7,0 км/ч) значительно отличаются друг от друга. Это не позволяет однозначно рекомендовать отдельные из них без проведения дальнейших исследований.

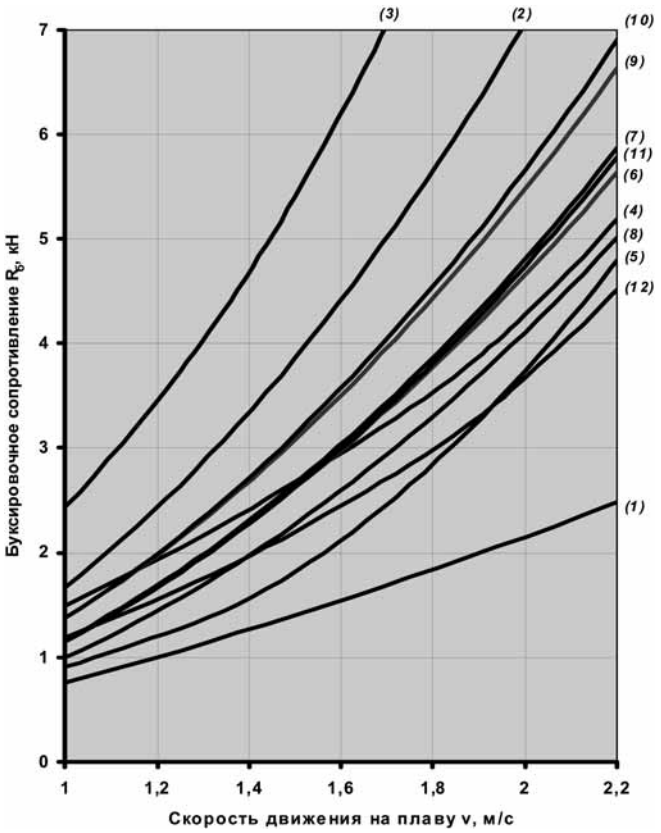


Рис. 1. Применение известных расчетных зависимостей для определения буксировочного сопротивления

Таким образом, в настоящее время существует потребность в разработке уточненной расчетно-аналитической зависимости по определению буксировочного сопротивления движению плавающих транспортно-тяговых ГМ в эксплуатационном диапазоне их скоростей движения, учитывающей конструктивные особенности машин данной группы. При этом за основу могут быть взяты известные формулы доктора технических наук, профессора А. П. Степанова, основанные на результатах натурных испытаний значительного числа плавающих гусеничных машин и по структуре наиболее близкие к известной теоретической зависимости (2) по определению гидродинамического сопротивления.

Кроме того, при разработке уточненной зависимости принимается следующая гипотеза: кривая сопротивления вследствие общих для данной группы машин конструктивных особенностей (расположение кромки носовой части корпуса относительно ватерлинии, форма носовых обводов корпуса, наличие гидродинамического оборудования для плава) имеет иной, более крутой, характер протекания.

Физически это означает следующее. При увеличении скорости буксировки свыше 6—7 км/ч наблюдается резкое увеличение общего гидродинамического сопротивления R за счет возрастания волнового сопротивления R_w (1). Носовая подпорная волна, представляющая местное повышение уровня воды в результате взаимодействия плавающей машины с набегающим потоком, начинает заливать носовую часть корпуса, что сопровождается изменением начального дифферента и характера обтекания. Дальнейшее увеличение скорости буксировки, как правило, сопровождается возникновением явления "заныривание" с угрозой потери продольной остойчивости и плавучести (рис. 2). Фактически, плавающие образцы ГМ ТТК конструктивно не способны работать на высоких скоростях движения.

Таким образом, в ходе теоретических исследований определена следующая структура расчетно-аналитической зависимости для оценки буксировочного сопротивления однозвенных плавающих транспортно-тяговых ГМ:

$$R_б = k\rho F_x v^2, \qquad (3)$$

где $R_б$ — буксировочное сопротивление, Н; k — безразмерный экспериментальный коэффициент сопротивления; ρ — плотность воды, кг/м^3 (для пресной воды $\rho = 1000$ кг/м^3); F_x — характерная площадь погруженного в воду поперечного сечения машины, м^2, при этом:

$$F_x = BT_{ср}, \qquad (4)$$

где B — ширина машины под гидродинамическое оборудование для плава, м; $T_{ср}$ — среднее углубление корпуса, м; v — скорость хода, м/с.

Отсюда следует, что задачей дальнейших исследований является определение численных значений экспериментального коэффициента сопротивления k.

С учетом недостаточного объема экспериментальных данных, полученных в ходе натурных ис-

Рис. 2. Буксировка гусеничного транспортера-тягача ГТ-СМ со скоростью 8 км/ч

пытаний образцов ГМ ТТК, исследования по определению значений коэффициента сопротивления k основываются на результатах буксировочных испытаний специально изготовленной масштабной физической модели 1 : 10 легкого многоцелевого гусеничного шасси МТ-ЛБу (рис. 3).

В качестве критерия гидродинамического подобия потоков жидкости при масштабном моделировании принят критерий Фруда при обеспечении закритического режима обтекания.

Модельные испытания проводились с использованием разработанной экспериментальной установки в составе опытового бассейна гравитационного типа, схема которой представлена на рис. 4.

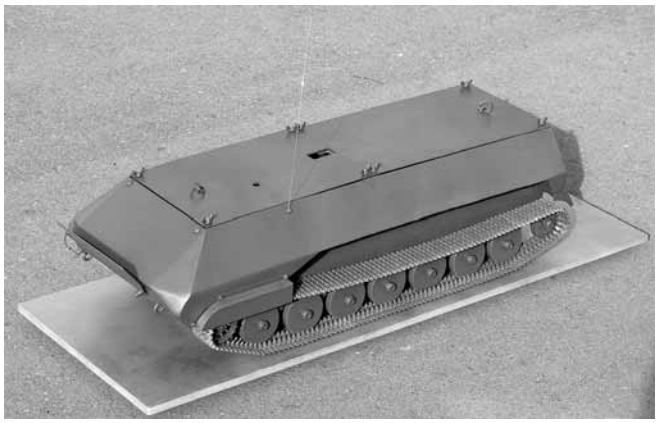


Рис. 3. Масштабная физическая модель 1 : 10 легкого многоцелевого гусеничного шасси МТ-ЛБу

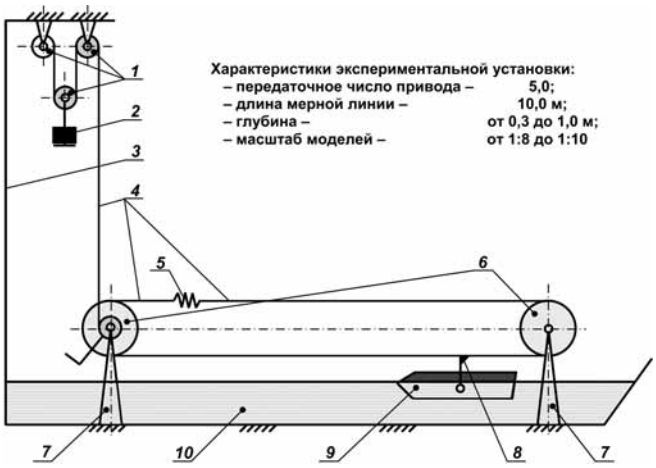


Рис. 4. Схема опытового бассейна гравитационного типа для исследований масштабных физических моделей плавающих машин

1 — механизм вертикального перемещения грузов; *2* — грузы; *3* — мачта; *4* — трос; *5* — натяжитель; *6* — механизм горизонтального перемещения модели; *7* — стойка; *8* — подвес модели; *9* — модель плавающей машины; *10* — бассейн

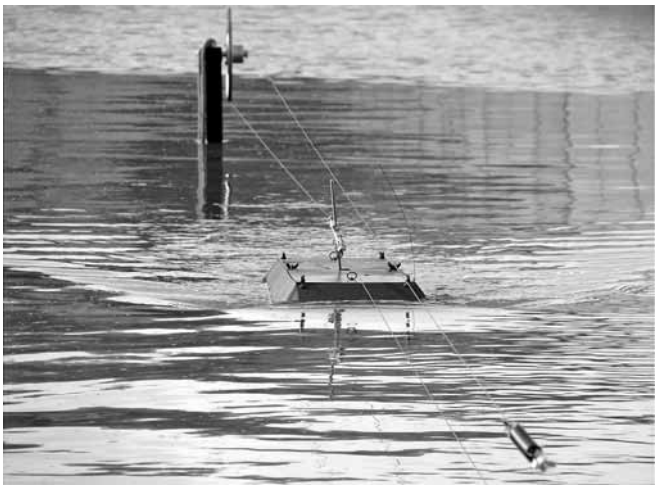


Рис. 5. Характерный момент модельных испытаний

Характерный момент модельных испытаний представлен на рис. 5.

Ниже приведена последовательность экспериментальных исследований и их основные результаты.

1. Экспериментальное определение времени прохождения моделью мерной линии в зависимости от массы опускающего груза.

Опыты проводились при двух вариантах загрузки модели:

1-й вариант: масса модели $G_м$ = 16,0 кг; начальный угол дифферента $\psi = 0°25'$ на корму;

2-й вариант: масса модели $G_м$ = 17,0 кг; начальный угол дифферента $\psi = 1°45'$ на корму.

При этом первый опыт включал шестнадцать пробегов модели для последующей проверки нормальности распределения, а каждый последующий — четыре пробега модели.

В качестве критерия окончания испытаний при каждом варианте загрузки принималось начало заливания крыши модели.

2. Обработка результатов экспериментов. Решение задачи аппроксимации методом наименьших квадратов.

Основные результаты модельных испытаний по определению буксировочного сопротивления в пересчете на натуру при различных вариантах загрузки модели представлены на рис. 6 и 7.

При решении задачи аппроксимации методом наименьших квадратов были получены следующие зависимости, отражающие взаимосвязь буксиро-

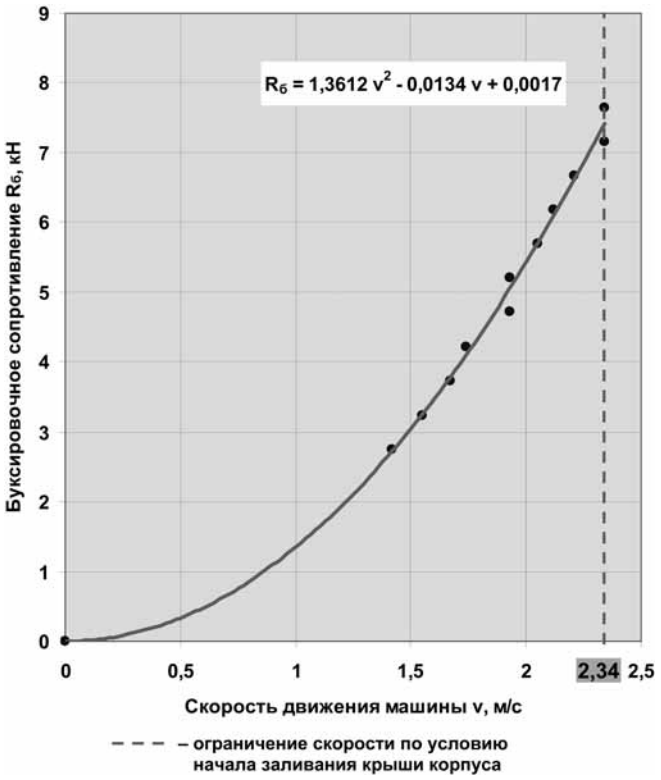


Рис. 6. Результаты модельных испытаний в пересчете на натуру (1-й вариант загрузки)

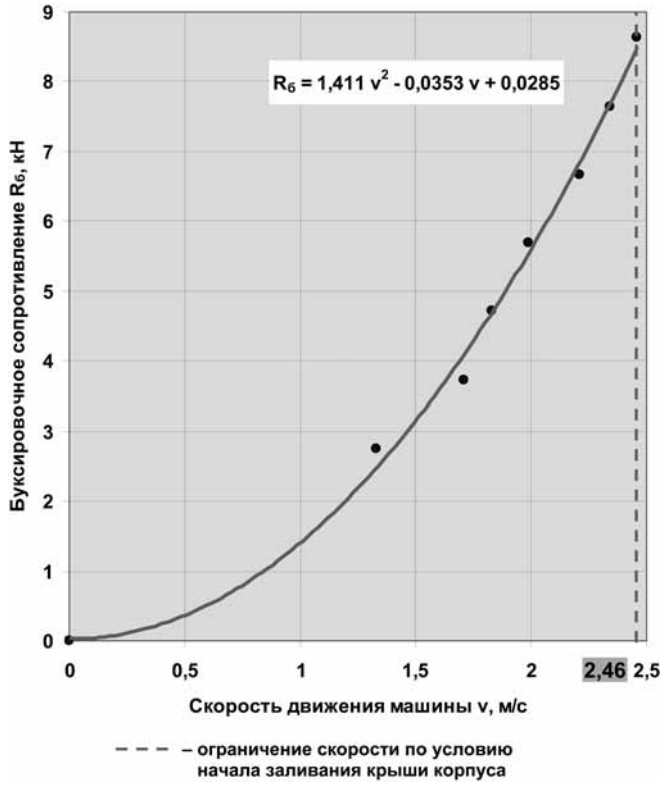


Рис. 7. Результаты модельных испытаний в пересчете на натуру (2-й вариант загрузки)

вочного сопротивления $R_б$ (кН) от скорости движения v (м/с):

1-й вариант загрузки:

$$R_б = 1{,}3612v^2 - 0{,}0134v + 0{,}0017; \quad (5)$$

2-й вариант загрузки:

$$R_б = 1{,}4110v^2 - 0{,}0353^v + 0{,}0285. \quad (6)$$

3. Статистический анализ линий регрессии.

Статистический анализ линий регрессии (зависимости (5) и (6)) включал: определение коэффициентов множественной корреляции, корреляционных матриц и оценку значимости коэффициентов полиномов по критерию Стьюдента.

По найденным значениям коэффициентов множественной корреляции (соответственно: $R_1 = 0{,}9966$; $R_2 = 0{,}9964$) установлено, что найденные методом наименьших квадратов полиномы второй степени достоверно описывают зависимости буксировочного сопротивления от скорости движения для каждого варианта загрузки.

Оценка значимости коэффициентов полиномов по критерию Стьюдента показала, что второй и третий коэффициенты каждого полинома незначимо отличны от нуля и могут быть исключены из уравнений линий регрессии.

Таким образом, зависимости (5) и (6) принимают следующий вид:

$$R_{б1} = 1{,}3612v^2; \quad (7)$$

$$R_{б2} = 1{,}4110v^2. \quad (8)$$

4. Определение экспериментального коэффициента.

Для приведения выражений (7) и (8) к виду (3) в их правые части вводятся значения характерной площади погруженного в воду поперечного сечения машины F_x (соответственно, $F_{x1} = 3{,}35$ м^2 и $F_{x2} = 3{,}60$ м^2) и плотность воды ρ, тогда после преобразований зависимости по определению буксировочного сопротивления для каждого варианта загрузки принимают следующий вид:

$$R_{б1} = 0{,}406\rho F_{x1}v^2; \quad (9)$$

$$R_{б2} = 0{,}392\rho F_{x2}v^2, \quad (10)$$

где 0,406 и 0,392 — искомые численные значения экспериментального коэффициента сопротивления k с некоторым разбросом в зависимости от угла начального дифферента.

Окончательно для применения в расчетно-аналитической зависимости (3) по определению буксировочного сопротивления плавающих ГМ ТТК принимаются следующие значения экспериментального ко-

эффициента сопротивления: $k = 0{,}39—0{,}41$ (нижний предел — при начальном дифференте на корму $\psi = 2°$, верхний предел — при нулевом начальном дифференте).

5. Оценка сходимости.

Оценка сходимости проводилась путем сопоставления теоретических значений буксировочного сопротивления, найденных с помощью зависимости (3), с экспериментально-расчетными значениями, полученными в ходе обработки результатов швартовых испытаний и испытаний по определению скоростей движения, для двух натурных образцов ГМ ТТК.

Экспериментально-расчетные значения буксировочного сопротивления находились из условия равенства на достигнутых скоростях движения буксировочного сопротивления и эффективной силы тяги гусеничных водоходных движителей, с использованием известной зависимости [5]:

$$R_б = P_e = mC_{Pe}\rho S_г(v_г - v)^2, \qquad (11)$$

где $R_б$ — буксировочное сопротивление, Н; P_e — эффективная сила тяги, Н; m – количество гусеничных обводов ($m = 2$); C_{Pe} — коэффициент силы тяги; ρ — плотность воды, кг/м^3; $S_г$ — площадь развернутой гусеницы (условная площадь гидравлического сечения водоходного движителя), м^2; $v_г$ — линейная скорость перематывания гусениц, м/с; v — скорость движения машины, м/с.

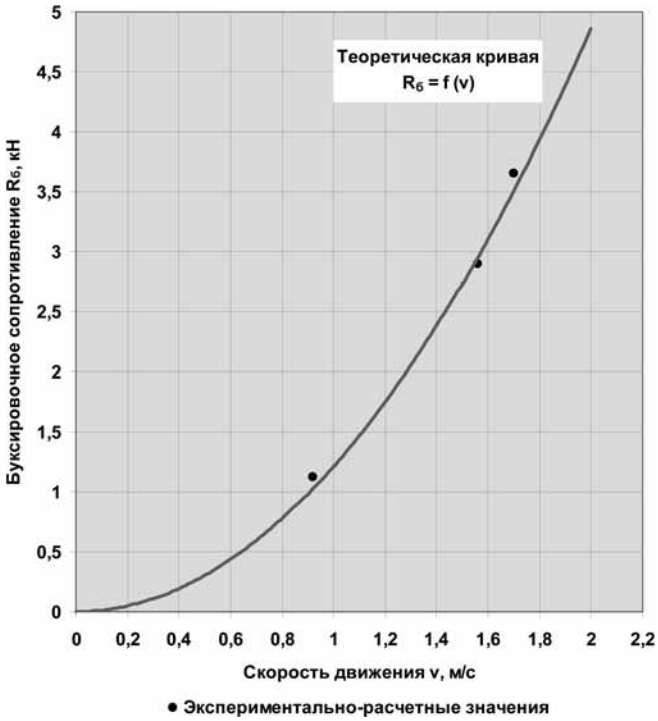


Рис. 9. Теоретические и экспериментально-расчетные значения буксировочного сопротивления образца № 2 на базе МТ-ЛБу

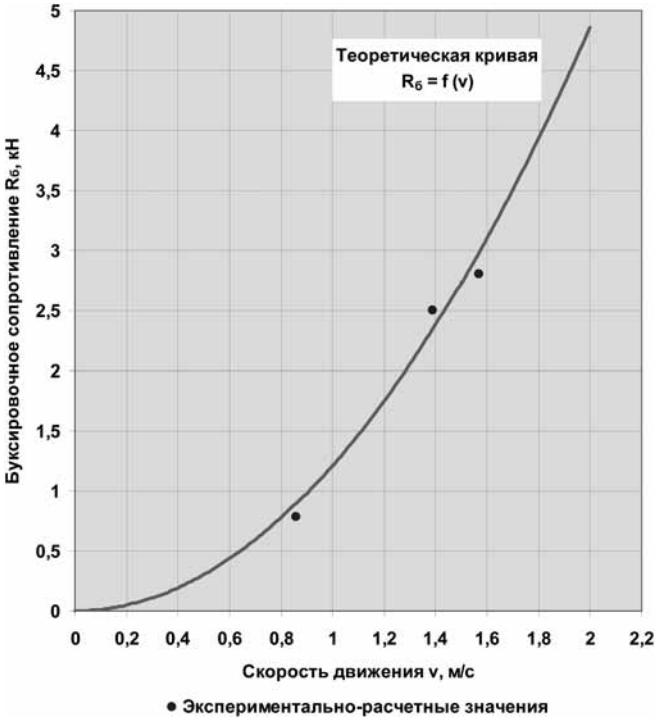


Рис. 8. Теоретические и экспериментально-расчетные значения буксировочного сопротивления образца № 1 на базе МТ-ЛБу

Коэффициент силы тяги гусеничных водоходных движителей C_{Pe} в формуле (11) определялся по результатам швартовых испытаний с помощью известной зависимости [5]:

$$C_{Pe} = \frac{P_{шв}}{m\rho S_г v_г^2}, \qquad (12)$$

где $P_{шв}$ — сила тяги на швартовах, Н, другие обозначения соответствуют формуле (11).

Теоретические кривые и экспериментально-расчетные значения буксировочного сопротивления для двух образцов на базе МТ-ЛБу представлены на рис. 8 и 9.

Из рис. 8 и 9 следует, что расхождение теоретических и экспериментально-расчетных значений буксировочного сопротивления, в среднем, не превышает 7 %.

6. Нахождение кривых удельного сопротивления.

Кривые удельного сопротивления представляют зависимости относительного сопротивления от числа Фруда (относительной скорости) по длине ватерлинии и водоизмещению. Данные кривые удобны для предварительной оценки сопротивления на

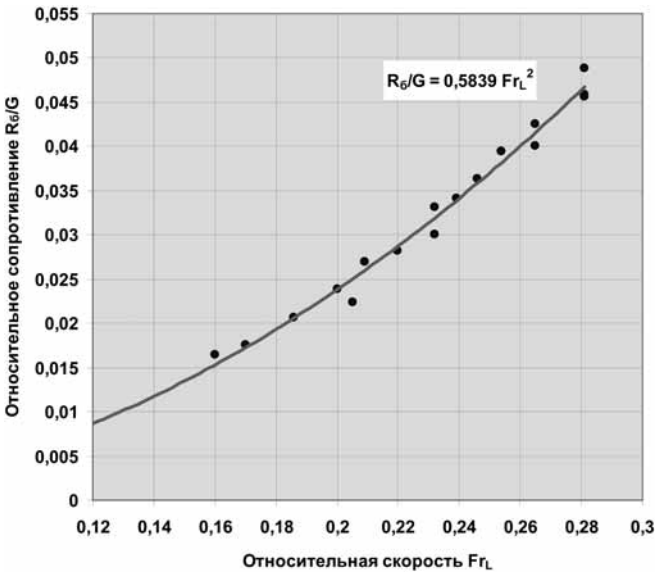


Рис. 10. Зависимость относительного сопротивления от числа Фруда по длине ватерлинии

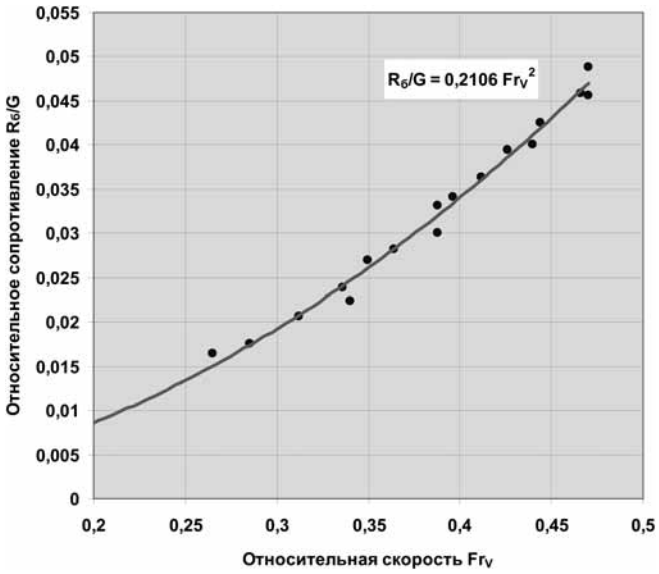


Рис. 11. Зависимость относительного сопротивления от числа Фруда по водоизмещению

стадии эскизного проектирования, когда известны масса машины и основные размерения корпуса.

Кривые удельного сопротивления ГМ ТТК, основанные на результатах проведенных экспериментальных исследований, представлены на рис. 10 и 11.

Кривые удельного сопротивления могут быть описаны следующими зависимостями, представляющими полиномы второй степени, найденные путем решения задачи аппроксимации методом наименьших квадратов:

$$R_б/G = 0{,}5839 Fr_L^2; \quad (13)$$

$$R_б/G = 0{,}2106 Fr_V^2, \quad (14)$$

где $R_б/G$ — относительное сопротивление; Fr_L — число Фруда по длине ватерлинии,

$$Fr_L = \sqrt{gL}, \quad (15)$$

где v — скорость движения, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с^2; L — длина ватерлинии, м; Fr_V — число Фруда по водоизмещению,

$$Fr_L = \frac{v}{\sqrt{g\sqrt{V}}}, \quad (16)$$

где V — объемное водоизмещение, м^3.

Таким образом, разработанная в ходе теоретических исследований расчетно-аналитическая зависимость (3) при подстановке в нее найденных численных значений экспериментального коэффициента сопротивления позволяет оценить буксировочное сопротивление однозвенных плавающих транспортно-тяговых гусеничных машин.

Кроме того, в ходе экспериментальных исследований установлено, что для легкого многоцелевого гусеничного шасси МТ-ЛБу при существующих носовых обводах корпуса и установке штатного волноотбойного щита повышение максимальной скорости движения на плаву свыше 8,0—8,5 км/ч невозможно из условий обеспечения безопасности плавания.

В ходе проведенных исследований также найдены кривые удельного сопротивления однозвенных плавающих ГМ ТТК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Егоров Д. Г., Ходонович Л. Е.** Самоходные переправочные средства и средства моторизации переправ: учебник, ч. 1. Основы теории плавающих средств / Д. Г. Егоров, Л. Е. Ходонович; под ред. А. А. Муратова. — М.: Военно-инженерная академия имени В. В. Куйбышева, 1963.
2. **Аксенов П. В., Кононович Ю. А.** Плавающие колесные и гусеничные машины. Конструкция, теория и расчет / П. В. Аксенов, Ю. А. Кононович; под ред. Е. И. Магидовича. — М.: Воениздат, 1963.
3. **Кононович Ю. А.** Теоретическое и экспериментальное исследование вопросов плавания гусеничных транспортеров без специального водоходного движителя: автореф. дис.... канд. техн. наук / Кононович Ю. А. — Л.: Военная академия тыла и транспорта, 1958.
4. **Степанов А. П.** Конструирование и расчет плавающих машин / А. П. Степанов. — М.: Машиностроение, 1983.
5. **Степанов А. П.** Расчет ходкости и маневренности амфибийных машин с гусеничными водоходными движителями: учебное пособие / А. П. Степанов. — М.: Московский автомобильно-дорожный институт, 1996.
6. **Степанов А. П.** Проектирование амфибийных машин / А. П. Степанов. — М.: Мегалион, 2007.

УДК 621.444.2

Х. И. Акчурин, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ)
E-mail: nmo@nngasu.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ ВОДЫ ВО ВПУСКНОМ ВОЗДУХЕ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ЦИКЛА КОМБИНИРОВАННОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Для характеристики качества распыливания предложен определяющий размер — средний диаметр однородных капель $d_{K.CP}$, при расчете по которому они нагреваются к концу сжатия до температуры кипения, при этом давление P_C и температура T_C горючей смеси к этому моменту становятся наименьшими, а работа цикла наибольшей для заданного или оптимального количества распыленной воды. Диаметр зависит не только от P_C, T_C и частоты вращения коленчатого вала, но и интенсивности теплообмена капель этого размера с горючей смесью.
Разработана методика определения этого размера капель с учетом их теплообмена с горючей смесью, а также изменения давления и температуры рабочего тела в процессе сжатия.
По разработанной методике, используя численные методы, рассчитаны $d_{K.CP}$ для двигателя МЗМА-407 при частоте вращения коленчатого вала ω = 2600 об/мин в зависимости от доли распыленной воды, от количества поданного топлива, g_{H_2O}, при различных коэффициентах избытка воздуха α и кондуктивном теплообмене этих капель с горючей смесью.
При α = 1 и наивыгоднейшем g_{H_2O} = 0,5—0,75 размер капель $d_{K.CP}$ получается 190—220 мкм, такой как при распыливании струи движущимся воздухом в диффузоре впускного коллектора.

Ключевые слова: *распыливание, характеристика, качество, определяющий размер, факел, давление, температура, коэффициент избытка, горючая смесь, теплоотдача, коэффициент, количество теплоты, теплообмен, впрыск, вода.*

Качество распыливания оценивается среднеобъемным или среднеповерхностным диаметром капель [1]. Оба диаметра капель зависят от характеристики распыливания. При однородном распыливании эти диаметры совпадают.

Здесь под определяющим размером, характеризующим качество распыливания воды, понимается такой диаметр однородных капель факела $d_{K.CP}$, при расчете по которому они нагреваются к концу сжатия до температуры кипения, при этом давление P_C и температура T_C горючей смеси к этому моменту становятся наименьшими, а работа цикла наибольшей для заданного или оптимального количества распыленной воды. Он зависит не только от P_C, T_C и частоты вращения коленчатого вала, но и от интенсивности теплообмена капель этого размера с горючей смесью.

Для нагрева капель воды в рабочем теле до температуры кипения к концу сжатия необходимы два условия:

1. Теплота, выделившаяся в процессе сжатия, должна быть достаточна для нагрева воды до температуры кипения, то есть должно соблюдаться условие $T_C > T_{ВОД.К}$.

2. Времени на нагрев капель в процессе сжатия их поверхности, а также теплоотдачи к ним должно быть достаточно для передачи теплоты к каплям для их нагрева до температуры кипения к концу сжатия.

Первое условие соблюдается, что было доказано в [2] благодаря проведенным расчетам, в которых во всех случаях соблюдалось условие $T_C > T_{ВОД.К}$.

Для теоретических циклов первого условия достаточно, чтобы нагрев воды в рабочем теле произошел до $T_{ВОД.К}$, так как в них протекающие процессы рассматриваются только в P—V и T—S координатах, то есть эти циклы могут протекать бесконечно долго. Реальные циклы в ДВС протекают очень быстро, поэтому для них еще нужно рассматривать второе условие.

Количество теплоты, которое передается каплям воды с размерами $d_{\text{К.СР}}$ теплоотдачей от рабочего тела за время dt:

$$dQ = F_K i_K \alpha^t_{\text{К.СР}} \left(T^t_C - T^t_{\text{ВОД}}\right)\text{dt (Дж)}, \qquad (1)$$

где $F_{\text{К}} = \pi d^2_{\text{К.СР}}$ — поверхность капли размером $d_{\text{К.СР}}$, м^2; $i_{\text{К}}$ — количество капель размером $d_{\text{К.СР}}$; $\alpha^t_{\text{К.СР}}$ — средний коэффициент теплоотдачи за dt, $\frac{B_T}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; T^t_C — температура сжатия рабочего тела в зависимости от времени t, К; $T^t_{\text{ВОД}}$ — температура капли воды в зависимости от времени t, К.

Если перейти от времени к углу поворота коленчатого вала φ, то, подставив $\text{dt} = \frac{\pi \text{d}\varphi}{180\omega}$, получим:

$$dQ = \frac{\pi F_K i_K \alpha^{\varphi}_{\text{К.СР}}}{180\omega}\left(T^{\varphi}_C - T^{\varphi}_{\text{ВОД}}\right)\text{d}\varphi \text{ (Дж)}, \qquad (2)$$

где: $T^{\varphi}_C - T^{\varphi}_{\text{ВОД}} = f(\varphi)$; ω — частота вращения коленчатого вала, об/с; $\alpha^{\varphi}_{\text{К.СР}}$ — средний коэффициент теплоотдачи за dφ, $\frac{B_T}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Для конца сжатия уравнение (2) запишется после подстановки $F_{\text{К}}$ и его интегрировании по dφ:

$$Q = \frac{\pi^2 d^2_{\text{К.СР}} i_K \alpha^{\Delta\varphi}_{\text{К.СР}}}{180\omega}\int_{180}^{360}\left(T^{\varphi}_C - T^{\varphi}_{\text{ВОД}}\right)\text{d}\varphi \text{ (Дж)}, \qquad (3)$$

где $\alpha^{\Delta\varphi}_{\text{К.СР}}$ — средний коэффициент теплоотдачи за $\text{d}\varphi = \Delta\varphi = 180°$ п.к.в, $\frac{B_T}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Количество теплоты, которое воспринимается каплями воды при их нагреве 740на dT_K:

$$dQ = C_{\text{ВОД.СР}} m_K i_K \text{d}T_K \text{ (Дж)}, \qquad (4)$$

где $C_{\text{ВОД.СР}}$ — средняя теплоемкость капель воды размером $d_{\text{К.СР}}$ при изменении их температуры на dT_K, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $m_K = \frac{\pi d^3_{\text{К.СР}} \rho_{\text{ВОД.СР}}}{6}$ — масса капли размером $d_{\text{К.СР}}$, кг; $\rho_{\text{ВОД.СР}}$ — средняя плотность капель воды размером $d_{\text{К.СР}}$ при изменении их температуры на dT_K, кг/м^3.

Интегрируя уравнение (4) от начальной температуры этих капель $T_{\text{ВОД.Н}}$ до их температуры к концу сжатия $T_{\text{ВОД.К}}$, получим:

$$Q = C_{\text{ВОД.СР}} \frac{\pi d^3_{\text{К.СР}} \rho_{\text{ВОД.СР}} i_K}{6}\int_{T_{\text{ВОД.Н}}}^{T_{\text{ВОД.К}}} \text{d}T_K =$$

$$= \frac{\pi d^3_{\text{К.СР}} \rho_{\text{ВОД.СР}} i_K}{6}\left(T_{\text{ВОД.К}} - T_{\text{ВОД.Н}}\right) \text{ (Дж)}. \qquad (5)$$

Приравняем уравнения (3) и (5):

$$\frac{\pi^2 d^2_{\text{К.СР}} C_{\text{ВОД.СР}} i_K \alpha^{\Delta\varphi}_{\text{К.СР}}}{180\omega}\int_{180}^{360}\left(T^{\varphi}_C - T^{\varphi}_{\text{ВОД}}\right)\text{d}\varphi =$$

$$= \frac{\pi d^3_{\text{К.СР}} \rho_{\text{ВОД.СР}} i_K}{6}\left(T_{\text{ВОД.К}} - T_{\text{ВОД.Н}}\right). \qquad (6)$$

Из уравнения (6) определим размер капель $d_{\text{К.СР}}$, при котором они смогут нагреться до температуры кипения к концу сжатия $T_{\text{ВОД.К}}$:

$$d_{\text{К.СР}} = \frac{\pi \alpha^{\Delta\varphi}_{\text{К.СР}}}{30\omega C_{\text{ВОД.СР}} \rho_{\text{ВОД.СР}}\left(T_{\text{ВОД.К}} - T_{\text{ВОД.Н}}\right)} \times$$

$$\times \int_{180}^{360}\left(T^{\varphi}_C - T^{\varphi}_{\text{ВОД}}\right)\text{d}\varphi \text{ м}. \qquad (7)$$

В уравнение (7) подставим значение:

$$\alpha^{\Delta\varphi}_{\text{К.СР}} = \frac{Nu^{\Delta\varphi}_{\text{Т.СР}} \lambda^{\Delta\varphi}_{P_{\text{Т.СР}}}}{d_{\text{К.СР}}},$$

где $Nu^{\Delta\varphi}_{\text{Т.СР}}$ — среднее значение критерия Нуссельта за $\Delta\varphi = 180°$ п.к.в.; $\lambda^{\Delta\varphi}_{P_{\text{Т.СР}}}$ — среднее значение коэф-

фициента теплопроводности рабочею тела за $\Delta\varphi = 180^\circ$ п.к.в., Вт/(м · К).

Тогда получим новое выражение для определения $d_{\text{К.СР}}$:

$$d_{\text{К.СР}} = \\ = +\sqrt{\frac{\pi Nu_{\text{Т.СР}}^{\Delta\varphi}\lambda_{P_{\text{Т.СР}}}^{\Delta\varphi}}{30\omega C_{\text{ВОД.СР}}\rho_{\text{ВОД.СР}}(T_{\text{ВОД.К}} - T_{\text{ВОД.Н}})}} \times \rightarrow \\ \rightarrow \times \overline{\int_{180}^{360}\left(T_C^{\varphi} - T_{\text{ВОД}}^{\varphi}\right)\mathrm{d}\varphi}\ . \qquad (8)$$

Для кондуктивного теплообмена между рабочим телом и каплями ($Nu_{\text{Т.СР}}^{\Delta\varphi} = 2$), уравнение (8) запишется:

$$d_{\text{К.СР}} = \\ = \sqrt{\frac{\pi\lambda_{P_{\text{Т.СР}}}^{\Delta\varphi}}{15\omega C_{\text{ВОД.СР}}\rho_{\text{ВОД.СР}}(T_{\text{ВОД.К}} - T_{\text{ВОД.Н}})}} \times \rightarrow \\ \rightarrow \times \overline{\int_{180}^{360}\left(T_C^{\varphi} - T_{\text{ВОД}}^{\varphi}\right)\mathrm{d}\varphi}\ . \qquad (9)$$

Для вынужденного конвективного теплообмена между рабочим телом и каплями для расчета критерия Нуссельта теплового чаще всего используется критериальное уравнение [4]:

$$Nu_T = 2 + 0{,}5\mathrm{Re}^{0{,}55}P_r^{0{,}33}, \qquad (10)$$

где $P_r = \dfrac{C_{\text{Р.Т}}\rho_{\text{Р.Т}}\nu_{\text{Р.Т}}}{\lambda_{\text{Р.Т}}}$ — критерии Прандтля, который зависит от теплофизических свойств рабочего тела, его теплоемкости $C_{\text{Р.Т}}$, плотности $\rho_{\text{Р.Т}}$, кинематической вязкости $\nu_{\text{Р.Т}}$ и теплопроводности $\lambda_{\text{Р.Т}}$;

$\mathrm{Re} = \dfrac{u_{\text{Р.Т}}d_{\text{К.СР}}}{\nu_{\text{Р.Т}}}$ — критерий Рейнольдса, который зависит от определяющей скорости движения рабочего тела $u_{\text{Р.Т}}$, размера капель $d_{\text{К.СР}}$ и кинематической вязкости рабочего тела $\nu_{\text{Р.Т}}$.

Для вычисления среднего значения $Nu_{\text{Т.СР}}^{\Delta\varphi}$ за $\Delta\varphi = 180^\circ$ п.к.в в качестве определяющей скорости может быть принята половина средней скорости поршня [4], тогда:

$$U_{\text{Р.Т}} = \frac{0{,}5S\omega}{\pi}\ \text{м/с}, \qquad (11)$$

где S — ход поршня, м.

В уравнениях (8) и (9) температура кипения капель воды в конце сжатия $T_{\text{ВОД.К}}$ определяется по таблице [5] в зависимости от давления конца сжатия $P_{\text{С}}$, которая рассчитывается по математической модели [3] численным методом.

Если принять, что при сжатии рабочего тела распыленные в нем капли воды размером $d_{\text{К.СР}}$ нагреваются до температуры кипения при всех значениях φ, то тогда для вычисления в уравнениях (8) и (9) $T_{\text{ВОД}}^{\varphi}$ может быть использовано эмпирическое уравнение в [5].

Для расчетов T_C^{φ} и P_C^{φ} можно применить следующие уравнения:

$$\frac{T_C^{\varphi}}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V\varphi}\right)^{n_C - 1} \qquad (12)$$

и

$$\frac{P_C^{\varphi}}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V\varphi}\right)^{n_C}, \qquad (13)$$

где n_C — показатель политропы сжатия, который определяется численным методом при вычислении P_C и T_C по уравнениям математической модели [3]; $V_a = V_C + V_h$ — полный объем цилиндра, м^3; $V_\varphi = V_C + dV_\varphi$ — текущий объем цилиндра, м^3;

$$dV_\varphi = 0{,}25\pi D_{\text{Ц}}^2\frac{dS}{\mathrm{d}t} = 0{,}25\pi D_{\text{Ц}}^2\frac{d\varphi}{\mathrm{d}t}\frac{dS_\varphi}{\mathrm{d}\varphi},\ \text{м}^3;$$

$$S_\varphi = \frac{D_{\text{Ц}}}{2}\left[1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right)\right],\ \text{м};$$

$$\frac{dS_\varphi}{dt} = \frac{D_Ц}{2}\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right), \text{ м/с};$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega, \text{ 1/с};$$

$$dV_\varphi = 0{,}125\pi D_Ц^3\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right), \text{ м}^3;$$

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Подставив в уравнения (12) и (13) значения V_a и V_φ, получим:

$$T_C^\varphi = T_a\left[\frac{V_a}{V_a - 0{,}125\pi D_Ц^3\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)}\right]^{n_{c-1}} \text{ К}, \quad (14)$$

$$P_C^\varphi = P_a\left[\frac{V_a}{V_a - 0{,}125\pi D_Ц^3\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)}\right]^{n_c} \text{ Па}. \quad (15)$$

По разработанной методике, используя численные методы, были рассчитаны $d_{К.СР}$ для двигателя МЗМА-407 при $n = 2600$ об/мин, в зависимости от доли впрыснутой воды g^{H_2O} от количества поданного топлива, при различных коэффициентах избытка воздуха α и кондуктивном теплообмене этих капель с горючей смесью ($Nu = 2$). Результаты расчетов сведены в таблицу. В эту таблицу занесены значения давления P_C и температуры T_C горючей смеси в конце сжатия, а также среднего размера капель $d_{К.СР}$ двигателя МЗМА-407, работающего при $\omega = 2600$ об/мин, различных g^{H_2O} и α, давление P_C и температура T_C горючей смеси в конце сжатия по данным [2].

Значения давленияч P_C и температуры T_C горючей смеси в конце сжатия, а также среднего размера капель $d_{К.СР}$ двигателя МЗМА-407, работающего при $\omega = 2600$ об/мин, различных g^{H_2O} и α

g^{H_2O}	α_c	0,93	1,0	1,08
0,25	$d_{К.СР}$, мкм	233	256	272
	$P_C \cdot 10^5$, Па	11,2	10,8	10,3
	T_C, К	570	590	600
0,50	$d_{К.СР}$, мкм	195	220	238
	$P_C \cdot 10^5$, Па	10,3	10,00	9,65
	T_C, К	525	540	550
0,75	$d_{К.СР}$, мкм	160	190	212
	$P_C \cdot 10^5$, Па	9,7	9,2	9,0
	T_C, К	480	510	520
1,0	$d_{К.СР}$, мкм	133	163	186
	$P_C \cdot 10^5$, Па	9,0	8,8	8,6
	T_C, К	460	475	490
1,08	$d_{К.СР}$, мкм	108	140	165
	$P_C \cdot 10^5$, Па	8,5	8,3	8,2
	T_C, К	435	455	480

Из таблицы видно, что, чем больше g^{H_2O}, тем меньше P_C и T_C, а также требуемый размер капель $d_{К.СР}$ из-за уменьшения P_C и T_C. Чем меньше Рс при $T_C = \text{const}$, тем на меньшую температуру должны быть нагреты однородные капли, что возможно при меньшей их поверхности, а, следовательно, большем $d_{К.СР}$. С уменьшением T_C при $P_C = \text{const}$ тепловой поток к каплям уменьшается, его уменьшение компенсируется увеличением поверхностей этих капель, а следовательно, уменьшением $d_{К.СР}$. Отсюда следует, что на размер $d_{К.СР}$ влияет не только сни-

жение P_C с увеличением g^{H_2O}, но и уменьшение T_C. С увеличением коэффициента избытка воздуха P_C уменьшается, T_C увеличивается, а требуемый размер капель $d_{K.CP}$ растет из-за преобладающего влияния увеличения T_C. При $\alpha = 1$ и наивыгоднейшем $g^{H_2O} = 0{,}5 \div 75$ размер капель $d_{K.CP}$ получается равным 190—220 мкм. Для того, чтобы получить такой размер капель в горючей смеси, достаточно вытекающую струю воды из распылителя распылять потоком воздуха в диффузоре, не применяя для этого форсунку [6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. — М.: Машиностроение, 1983.
2. **Акчурин Х. И., Химич В. Л., Миронычев М. А.** Исследование теплообмена горючей смеси и использования теплоты в зависимости от режима работы и конструктивных особенностей бензиновых двигателей // Двигателестроение. — 2010.
3. **Акчурин Х. И., Химич В. Л., Миронычев М. А.** Математическая модель теплового расчета цикла бензиновых двигателей с учетом добавления воды в горючую смесь // Двигателестроение. — № 4. — 2010.
4. **Акчурин Х. И.** Взаимосвязь между конструктивными параметрами и рабочим процессом четырехтактных дизелей, установленная и использованная для улучшения их топливной экономичности [Текст]: автореф. Дис. к.т. н.: 28.10.85 / Х. И. Акчурин; Московское высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана. — Москва, 1985.
5. **Справочник** по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / Г. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. — М.: Энергоатомиздат, 1990.
6. **Автомобильные двигатели** / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967.

ЗИЛ разработал прототип шасси для коммунальной техники

Новая модификация шасси ЗИЛ 4329В3 с раздаточной коробкой может устойчиво двигаться с минимальной скоростью 2 км/ч. Благодаря этой доработке шасси может найти широкое применение в коммунальном хозяйстве

Отличительная черта ЗИЛ 4329В3, выбранного в качестве основы для разработки прототипа -- оснащение кабиной Sinotruk. Она более компактна по сравнению с кабиной производства ЗИЛа, благодаря чему на этом шасси удается разместить крупногабаритные настройки.

Изюминка разработки — интеграция раздаточной коробки от ЗИЛ-131, адаптированной для установки на этом шасси. Для ее монтажа потребовалось "разрезать" карданный вал. При этом все необходимые для такой модернизации запчасти, включая два коротких кардана, удалось подобрать от других моделей ЗИЛ. Благодаря интеграции раздаточной коробки минимальная устойчивая скорость движения автомобиля снизилась до 2 км/ч. Еще одна интересная особенность разработки — возможность отбора мощности от раздаточной коробки, поскольку передний ее фланец не используется в приводе колес. К нему можно подключить дополнительное оборудование, например насос, причем такая схема наиболее технологически проста и экономична.

Характеристики нового шасси позволяют использовать его для производства широкого спектра спецтехники коммунального направления, эксплуатация которой предполагает необходимость движения с малыми скоростями, например, вакуумных уборочных машин. Благодаря компактным габаритам автомобиль удобно использовать в центральной части городов. Кроме того, немаловажное преимущество новой разработки — более низкая по сравнению с основным конкурентами цена приобретения и стоимость владения. Опыт, полученный при создании прототипа, будет использован и на новом шасси ЗИЛ-432930. Благодаря раме, изготовленной из профиля постоянного сечения, ЗИЛ-432930 может выпускаться в исполнениях с разной колесной базой и оснащаться широким спектром надстроек. Появление модификации с раздаточной коробкой сделает новое шасси еще более вариативным.

Пресс-служба "ЗИЛАвтоТехнология"

"ФОРУМ РОССИЯ-2013"

Генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин принял участие в "Форуме Россия-2013" — ключевом деловом мероприятии, ежегодно проходящем в Москве и посвященном актуальным для России и мира экономическим, финансовым и общественно-политическим вопросам. Благодаря высокому уровню спикеров и масштабу дискуссии, "Форум Россия" называют русским эквивалентом форума в Давосе.

Пленарные сессии прошедшего Форума охватили целый ряд тем: от общеэкономических и социально-политических вопросов до вызовов и перспектив в отдельных отраслях экономики. Генеральный директор "КАМАЗа" принял участие в панели "Внутренний рынок газа: на пути к обострению конкуренции", который вызвал особый интерес у представителей энергетической отрасли. Участники дискуссии сосредоточили внимание на обсуждении фундаментальных вопросов внутреннего рынка: увеличивается ли спрос и оправдан ли рост цен? В последние годы в отрасли произошли "тектонические сдвиги" (появился сланцевый газ, ограничение рынка в Европе), и потенциал роста экспорта для российского газа выглядит ограниченным. Внутренний рынок становится все более привлекательным, в том числе и за счет роста цен.

Представитель "Газпрома" Евгений Карпель прогнозирует, что внутренний спрос на газ будет стагнировать, несмотря на понижение газоемкости производства и увеличение газификации территории. Драйвером отрасли и одной из ключевых ее ниш может стать рынок газомоторного топлива. Николай Елисеев из "Роснефти" согласился с этой точкой зрения и добавил, что производителям необходимо обратить внимание на новые сегменты, в частности, на автомобилестроение.

В свою очередь, Сергей Когогин отметил, что было бы целесообразно перевести в стране 50 % грузовых автомобилей, половину автобусов, а также 25 % легкового транспорта на этот перспективный вид топлива. Такой шаг спровоцирует дополнительный спрос на газ до 70 млрд куб. м в год, а также поспособствует ускорению приведения российского автопрома в соответствие с требованиями стандарта Евро-4. "Благодаря этому, дальнейший переход на Евро-5 и Евро-6 уже не будет столь финансово ощутимым. Что касается экономического аспекта, то сейчас много говорится о тенденции снижения роста ВВП. Даже в сегодняшних ценах газ в 3 раза эффективнее, чем бензин. Мы исходим из размеров страны — у нас дорогая логистика. Любой шаг по сокращению затрат на логистику может дать значительные прибыли и эта "газовая атака" позволит увеличить ВВП на 3—6 процента", — резюмировал Сергей Когогин.

При этом руководитель "КАМАЗа" рассчитывает на неплохие перспективы для производства автотехники, работающей на газе. "Мы ежегодно вкладываем в научные работы по внедрению газомоторного топлива 3 млн долларов. Сегодня результаты видны налицо — в 2011 году было продано 170 единиц автотехники, в 2012 году — более 300, в 2013 году мы имеем контракты на поставку более 1 тыс. единиц", — отметил он.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Solntsev A., Sotskov A., Guliy V., Aleksandrov A.* Pneumatic engines. Types of devices and the prospects of development of pneumatic engines

The types of pneumatics engines, their working principles and characteristics are been analyzed. The main idea, the possibilities and prospects of the use of pneumatic engines in automobile transportation is considered.

Keywords: transport, environmental friendly automobile, pneumatic engines, compressed air, silencer

6 *Polyakov Yu.* Particularities of layout variants of cab suspensions of trucks

The problem of decline of vibrations of driver seat of truck is very actual and presently decides complex by the improvement of damping properties of seat, cab suspension and perfection of suspensions of wheels. Thus, a large value has a choice of layout variant of cab suspension.

Keywords: cab suspension, layout variant

9 *Kartukov A., Gumelyov V.* Way of forced excitement generators the armored personnel carrier BTR-80

Way of forced excitement generators armored personnel carrier BTR-80 is described in article with use device, designed by authors.

Keywords: armored personnel earner, storage batteries, starting engine, particular conditions

10 *Baydukov A.* Experimental research of optimum correlation of camber and toe angles of transport vehicle steering wheels

Analytical dependence of camber and toe angles of steering wheels is put forward by means of correlation containing power factors and kinematic coefficients expressed using tire parameters. The optimum camber angle for driven rolling movement regime should be negative while for carrying rolling movement regime it should be positive. Under the optimum camber angle the toe angle should have zero value and should be assigned only upon condition of excursion of the camber angle from the optimum value.

Keywords: wheel camber and toe-in; wheel drift; optimum angles of wheel camber and toe-in

17 *Sarbaev V., Morozov V.* Vehicle operation in low temperature

The article presents a number of features of vehicle operation in low temperature conditions, and requirements for its design to ensure reliable and safe operation of vehicles, the appropriate conditions for the driver, passenger travelling comfort in low temperature conditions.

Keywords: vehicle operation, low temperature, reliability, heating system, maintenance operations

21 *Faskhiev Kh.* Technique of design of details of cars accounting of fatigue

The short analysis of methods of development of details and units of vehicles, ensuring their operational reliability at design is carried out. Theoretical bases of design of details and car knots with use of fatigue characteristics of materials of the detail and standard bench durability corresponding to the set operational resource of the car are given. Application of the offered technique is shown on the example of design of a case of the forward bridge of the all-wheel drive car.

Keywords: design, car, standard durability, resource, bench tests, operation, curve fatigue

35 *Malanichev V.* Analitical evalution method of towing resistance of floating one-module cargo-carrying tracked vehicles

The article is devoted to the development of the new analytical dependence for evaluation of hydrodynamic (towing) resistance of one-module floating cargo-carrying tracked vehicles in their speed range.

Keywords: floating tracked vehicle, tracked water drive engine, propulsion, towing resistance, analytical dependence, model tests, field tests

42 *Akchurin H.* Determination of the quality of water atomization in the intake air in the cycle of a combined petrol engine

To characterize the quality of water atomization the authors have proposed a determining water droplet size equal to the average diameter of homogeneous droplets $d_{K.CP}$ to be used in the calculation according to which they are heated to the boiling point by the end of compression, the pressure P_C and temperature T_C of a combustible mixture being the lowest at this point and the work of the cycle being the highest for the given or optimal amount of the atomized water. It depends not only on the Pc, Tc and the crankshaft speed, but also on the intensity of heat transfer between water drops of this size and the combustible mixture.

The authors have developed the method of determining the droplet size considering heat exchange between the droplets and combustible mixture, and changes in the pressure and temperature of working fluid during compression.

They have calculated accordingly $d_{K.CP}$ for the engine MZMA-407 using numerical methods at crankshaft speed $\omega = 2600$ rpm depending on the fraction of the atomized water and fuel supply g_{H_2O} for various excess air ratios α and conductive heat transfer between the water droplets with combustible mixture.

For $\alpha = 1$ and the most advantageous $g_{H_2O} = 0.5—0.75$ the $d_{K.CP}$ droplet size distribution is 190—220 microns, which is the same in the water atomized by the moving air stream in the intake manifold diffuser.

Keywords: water atomization, characteristics, quality, determining size, stream, pressure, temperature, fuel excess ratio, fuel mixture, heat transfer, coefficient, amount of heat, heat transfer, injection, water

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 05.08.2013. Подписано в печать 26.08.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4