

Грузовик с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет:

Д. Х. Валеев	В. А. Марков
В. А. Волчков	В. Ф. Платонов
М. С. Высоцкий	Г. Н. Рейзина
Л. В. Грехов	А. Н. Ременцов
Ю. М. Захарик	О. Н. Румянцева
В. А. Зорин	Е. Л. Рыбин
А. М. Иванов	Г. А. Синеговский
Н. А. Иващенко	А. Ф. Синельников
Л. Г. Красневский	В. С. Устименко
В. В. Корсаков	Х. А. Фасхиев
А. С. Кузнецов	Н. Д. Чайнов
В. Г. Мазепа	

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", 2012

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.



Конструкция

- 2 Савченко А. С. Китайские самосвалы

- 5 Савченко А. С. Спецтехника компании Dressta

Эксплуатация. Ремонт

- 7 Максимов В. А., Крылов Г. А., Сарбаев В. И., Меретуков М. А., Исмаилов Р. И., Осипова С. В., Силкин В. Ф., Роцак С. В. Определение эксплуатационных затрат линейных автобусов в ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс"

- 11 Максимов В. А., Крылов Г. А., Исмаилов Р. И., Осипова С. В., Роцак С. В. Концепция повышения эффективности использования городских автобусов в условиях рынка услуг

Исследования. Расчет

- 14 Чернышов К. В., Рябов И. М., Ковалев А. М., Рапулов Т. М. Математическое моделирование колебательной системы с динамическим гасителем

- 22 Айрбабамян С. А., Калабухов Г. И. Разработка глушителей шума дизелей для повышения мощностных и экономических характеристик

Надежность

- 24 Назаров А. Д. Оценка влияния суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ на уравновешенность двигателей V8 при их производстве

- 29 Назаров А. Д. Определение углов размещения противовесов коленчатого вала двигателей V8

Качество

- 34 Грехов Л. В., Неговора А. В., Давлетов А. Ф. Экспериментальное определение характеристики впрыскивания при стендовых испытаниях дизельной топливной аппаратуры

- 41 Володин В. В., Бебенин Е. В. Выбор и обоснование газовоздушного смесителя двигателя внутреннего горения

Выставки

- 44 Савченко А. С. Международная специализированная выставка СТТ-2012

- 48 Abstracts of articlers

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

2012

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.113

А. С. Савченко, главный редактор журнала "Автомобилестроение за рубежом"

E-mail: avtorubezh@mashin.ru

КИТАЙСКИЕ САМОСВАЛЫ

Количество китайских грузовиков и автобусов, хлынувших в Россию, не поддается подсчету, да и марок великое множество. Не замечать "китайцев", заполнивших наши дороги, уже не получается, буквально за пару лет былое отношение к ним, как к некой экзотике, изменилось — оно стало более практичным и менее пренебрежительным.

Ключевые слова: грузовик, двигатель, коробка передач.

В настоящее время китайские автомобилестроители контролируют значительную часть рынка Юго-Восточной Азии, а совсем недавно начали поставлять грузовики в страны СНГ. Однако в России китайские грузовики остаются пока "темными лошадками". Бытуют самые разные точки зрения. Одни говорят, что эта техника вообще непригодна для эксплуатации, а их оппоненты утверждают обратное, доказывая, что на сегодняшний день грузовые автомобили из Китая почти не уступают по качеству японским и при этом намного дешевле.

Попробуем разобраться, как в действительности обстоят дела. Прежде всего рассмотрим модели китайских грузовиков, поставляемые в Россию и другие страны СНГ, а также те, которые планируются к продаже в ближайшее время.

FAW CA3312

Сегодня с развитием строительства все больше востребуется тяжелая строительная техника, в том числе и самосвалы. Одной из недавних новинок компании FAW (First Automotive Work) стал четырехосный самосвал FAW CA3312, полной массой 40 т. Неудивительно, что особое внимание китайские автопроизводители уделяют тяжелой многоосной технике. Для многих организаций уже сегодня очевидна выгода эксплуатации четырехосных машин с увеличенным объемом кузова в сравнении с обычными трехосниками. Вопрос только в том, какой модификации отдать предпочтение? А раз на российском рынке появился спрос на четырехосные самосвалы — значит, китайский автопром сразу же готов предложить

подобный продукт — самосвал FAW CA3312 с колесной формулой 8 × 4.

Покупатель еще только раздумывает, не приобрести ли по разумной цене четырехосник, а дилеры китайских производителей уже готовы продать подобные автомобили. Это, безусловно, подкупает.

Серийный четырехосный китайский самосвал внешне мало чем отличается от стандартного трехосника FAW. Кабина оборудована спальным местом и обеспечивает достойный уровень комфорта для водителя и пассажира. Правда, качество деталей и материалов отделки посредственное. Зато блок предохранителей разместили над моторным тоннелем, потому они в буквальном смысле под рукой водителя. Единственное, что вызывает некоторое смущение — малое количество карманов и ниш. При этом в базовой комплектации, машина осна-



Самосвал FAW CA3312

КОНСТРУКЦИЯ



Водительское кресло с пневматической подвеской и возможностью регулировки сиденья в соответствии с весом сидящего за рулем

щена аудиомагнитолой, динамиками и даже кондиционером. Водительское кресло с пневматической подвеской и возможностью регулировки сиденья в соответствии с весом сидящего за рулем.

Рулевую колонку также можно подстроить под рост и комплекцию водителя. Правда, если угол наклона колонки регулируется в большом диапазоне, то высота изменяется всего на несколько сантиметров. Это нельзя назвать недостатком, но кажется, что если бы руль приподнять еще чуть-чуть — посадка стала бы более комфортной.

На FAW установлен мощный гидроусилитель руля. Несмотря на то, что ему приходится поворачивать колеса двух передних мостов, руль на редкость легок, даже при поворотах на месте. Распределение массы по осям — это ахиллесова пятна любой грузовой техники, даже европейской. Но на китайских самосвалах с правильным размещением груза и полной массой разобраться очень сложно. С одной стороны 40 т полной массы для четырехосного самосвала не так уж и много. Например, полная масса трехосного самосвала Scania 6 × 4 — 39 т, а шведский "строитель" с аналогичной колесной формулой 8 × 4 имеет допустимую полную массу 48 т. Значительное преимущество перед китайцем! Но, с другой стороны, не надо изучать высшую математику, чтобы понять — при полной загрузке шведские самосвалы серьезно превышают допустимые нагрузки на ось, определенные российским законодательством. В то время как китайцы, рассчитывая на продажи прежде всего в России, подстраховались и умышленно ограничили полную массу. А дальше уже выводы делать потребителю. Нарушать или не нарушать — вопрос, как говорится, риторический.

Движение на груженом самосвале лучше начинать с пониженной передачи (обозначенной литерой "С"). Если самосвал будет работать в тяжелых условиях, только на ведомственных и технологических дорогах (не выезжая на дороги общего пользования), нагрузка на сдвоенные оси по закону может достичь почти 26 т. При таком раскладе полная масса четырехосного самосвала может подобраться к 52 т. Справедливости ради стоит отметить, что очень малый процент подобных машин не выезжает на дороги общего пользования. Да и при эксплуатации самосвалов в карьерах, никто не будет их взвешивать. Объем кузова FAW CA3312 — 29 м³ позволяет при желании увезти груза значительно больше, чем установлено заводом.

Нельзя сказать, что четырехосник удивляет замысловатостью конструкции. Китайцы нашли свой алгоритм создания автомобилей и работают по принципу наименьшего сопротивления. Подавляющее большинство узлов и агрегатов унифицированы с аналогичным трехосным автомобилем — двигатели мощностью 280 л. с., а на машинах грузоподъемностью 22 и 29 т устанавливают моторы в 330 и 350 л. с. По сути, на четырехосную версию лишь установили кузов большего объема, усилили раму и подкатили дополнительный мост для лучшей развесовки. Даже инструкция по эксплуатации на русском языке единая как для грузовиков с колесной формулой 6 × 4, так и для машин 8 × 4. Основные правила обслуживания и ремонта также одни на двоих. Хорошо это или плохо — еще один риторический вопрос.



Подавляющее большинство узлов и агрегатов унифицированы с аналогичным трехосным автомобилем — двигатели мощностью 280 л. с., а на машинах грузоподъемностью 22 и 29 т устанавливают моторы в 330 и 350 л. с.

КОНСТРУКЦИЯ

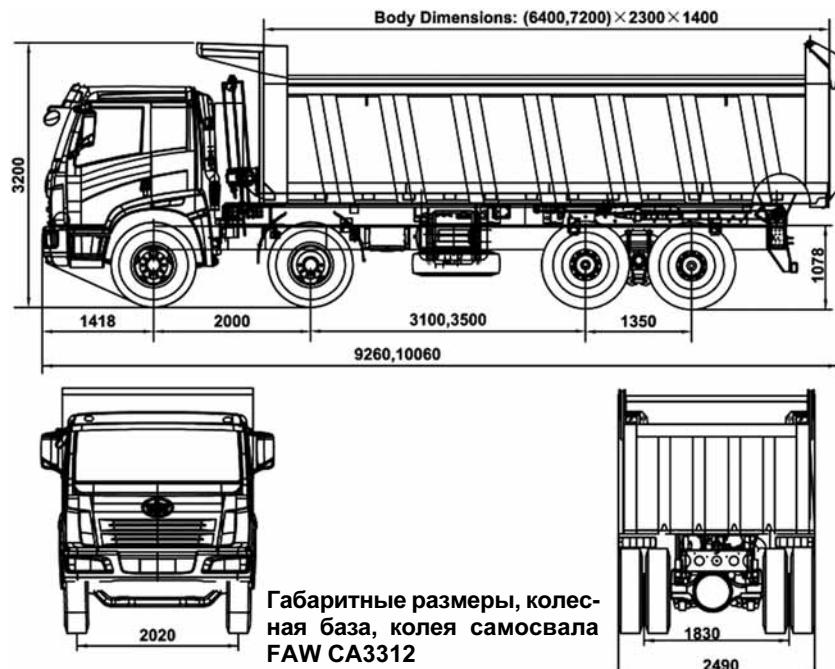
Водитель не будет скучать ни минуты, ведь коробка передач не синхронизированная. Подгонять "лошадей" переключениями передач приходится постоянно. Правой ногой раскручиваешь мотор до нужных оборотов, левой — двойной выжим. При этом рука лихорадочно пытается нащупать нужную передачу, а их там целых девять.

Мосты задней тележки имеют реактивные штанги как сверху, так и снизу. При этом машина медленно, но уверенно набирает скорость. А что еще нужно для карьерной техники? Возможно, такая медлительность сыграет даже положительную роль, умерив пыл некоторых не в меру строптивых наездников. "Лошади" хоть и железные, но не вечные. Зато на двигателе установлена лицензионная топливная аппаратура Bosch.

Через некоторое время привыкаешь и к такому стилю езды, а дальше — дело техники в прямом и переносном смысле. Единственное, опять же стандартное пожелание — хотелось бы иметь на панели приборов индикатор включенной передачи. Ступеней в коробке много, а при городском режиме движения часто забываешь, какая из них включена.

Техническая характеристика FAW CA3312 (8 × 4)

Длина, мм	10303
Ширина, мм	2490
Высота, мм	3130
Полная масса, кг	47600
Снаряженная масса, кг	18060
Объем кузова, м ³	24,84
Максимальная скорость, км/ч	90
Двигатель	CA6DL2-35
Рабочий объем, л	8,6
Мощность, л.с. при об/мин	351 при 2100
Максимальный крутящий момент, Нм при об/мин	1450 при 1400
Коробка передач	Механическая 9-ступенчатая Shanxi Fuller, RT-11509C
Сцепление	Однодисковое, диафрагменное YIDONG модели DSP430
Замедлитель	Заслонка на выпуске
Ведущие мосты	С разнесенной главной передачей и блокировкой дифференциалов
Емкость топливного бака, л	400
Ходовая часть	Подвеска спереди и сзади — рессорная, тормоза барабанные с пневмоприводом и ABS; шины 12,00 R20



Габаритные размеры, колесная база, колея самосвала FAW CA3312

Предыдущие поколения грузовиков FAW были оснащены КП с тросовым приводом, и четкость включения передач, мягко говоря, хромала. Сейчас с этим делом ситуация обстоит чуть лучше, установили жесткие тяги, соединяющие рычаг КП с коробкой. А если опять вспомнить про тягач FAW, то там рычаг КП вообще разместили непосредственно на силовом агрегате и вопросы о четкости переключения полностью отпали.

Грузовики FAW оснащены функцией электрического подъема кабины, такая опция включена в базовую комплектацию и самосвала, что естественно заслуживает похвалы.

Для удобства обслуживания непосредственно на моторе за кабиной установлен пульт дистанционного пуска и остановки двигателя. Такой пульт еще и обеспечивает безопасность во время ремонта.

Четырехосный китайский самосвал для перевозки насыпных грузов на длинном плече, однозначно, более оправданная покупка, чем приобретение аналогичного автомобиля с колесной формулой 6 × 2 или 6 × 4. Даже, несмотря на заметную разницу в цене, и повышенный расход топлива. Все эти затраты быстро окупятся благодаря большему объему транспортируемого груза и, как следствие, высокой производительности самосвала. Но обязательным условием быстрой окупаемости должна быть полная загрузка автомобиля и минимум простоев. В этом и заключается кредо самосвала первого автомобильного завода из Чанчуня.

Продолжение следует

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 621.878.25

А. С. Савченко, инженер-механик
(499) 268-38-32

СПЕЦТЕХНИКА КОМПАНИИ DRESSTA

Компания Dresssta была создана в 1992 г. как совместное предприятие корпорации Komatsu America и польской фирмы Huta Stalowa Wola S.A. (HSW). На отечественный рынок под этой маркой поставляются гусеничные бульдозеры, фронтальные колесные погрузчики, экскаваторы-погрузчики, гусеничные погрузчики и трансформеры. Причем бульдозеры и колесные погрузчики составляют значительную часть поставляемой в Россию спецтехники марки Dresssta.

Ключевые слова: бульдозер, дизель, коробка передач, колесный погрузчик.

Бульдозеры

В настоящее время фирма Dresssta поставляет на мировой рынок восемь моделей бульдозеров (TD-7M, TD-8M, TD-9M, TD-10M, TD-15M, TD20M, TD-25M и TD-40E). Все бульдозеры оснащены двигателями фирмы Cummins, мощность которых в зависимости от модификации составляет от 74 до 515 л. с.

Бульдозеры Dresssta имеют модульную конструкцию с жесткой монолитной рамой, к которой крепятся все компоненты трансмиссии. Модульная компоновка обеспечивает быструю их замену при возникновении неисправностей, сокращая, таким образом, трудоемкость и время на ремонт машины.

Двухскоростной механизм поворота бульдозеров обеспечивает непрерывную подачу полной мощности (без потерь на поворот) на обе гусеницы. Это способствует болееному использованию мощности для толкающего усилия при быстрых и плавных поворотах машины. Трехступенчатая коробка передач в сочетании с двухскоростным механизмом поворота обеспечивают бульдозеру по шесть передач для движения вперед и назад. Это позволяет более эффективно использовать мощность двигателя в различных условиях его нагрузки.



Бульдозер Dresssta TD-20M

Модульный механизм поворота содержит много-дисковые работающие в масле фрикционные высоко-го и низкого диапазонов и тормоза, которые не требуют регулировок в эксплуатации с целью компенсации износа.

Двухскоростной механизм обеспечивает также более высокую точность и повышает производительность выполняемых работ при боковых нагрузлениях бульдозерного отвала. Он способствует более эффективному сопротивлению неравномерным нагрузкам, например, при отработке уступов на склонах. Двухскоростной механизм поворота обеспечивает необходимое сцепление гусениц на скользких поверхностях, на боковых уклонах и на разрыхленных материалах. При подаче полной мощности на гусеницы фактически исключается потеря мощности на их проскальзывание и достигается более высокая производительность бульдозера за счет наиболее полного использования мощности двигателя.

При выполнении планирования и бульдозирования грунта двухскоростной механизм поворота позволяет оператору поворачивать бульдозер плавно, сохраняя в то же время передачу полной мощности на обе гусеницы. Движение гусениц может осуществляться с различными скоростями, тем самым замедляя и ускоряя перемещение бульдозера по прямой без остановки или с поворотом машины. При этом отсутствуют потери мощности, так как на обеих гусеницах реализуется полная мощность, в том числе и при разных скоростях движения гусениц. Оператор может осуществить поворот бульдозера на полной мощности с полностью загруженным отвалом при минимальном радиусе.

При подъеме гусеницы отвал и главная рама сохраняют горизонтальное положение. Колеблющаяся уравновешивающая балка помогает сохранить хорошую сцепную нагрузку и облегчает управление отвалом. При этом концы уравновешивающей балки опираются

КОНСТРУКЦИЯ



Бульдозер Dresssta TD-40M

на подушки в верхней части посередине каждой гусеничной рамы. Так как уравновешивающая балка не связана с гусеничными рамами, то они имеют возможность колебаться в строго вертикальном направлении. Боковые ударные нагрузки на гусеничные рамы гасятся большими стальными пластинами в направляющих устройствах рам. Эти устройствадерживают гусеничные рамы в требуемом положении во время их качания. Гусеничные рамы соединяются с главной рамой впереди бортовых редукторов, поэтому редукторы защищены от ударных нагрузок. Ось гусеничных рам установлена на главной раме независимо от бортовых редукторов и не оказывает влияния на передачу мощности. Такой способ передачи мощности и гашения ударных нагрузок путем рассеивания их непосредственно в грунте исключает воздействие рам на трансмиссию и защищает трансмиссию от повреждений.

Гусеничная рама закреплена так, что в случае необходимости можно снять гусеничную звездочку или бортовой редуктор, не снимая при этом саму гусеничную раму. Это улучшает ремонтопригодность машины.

Колесные погрузчики

Модельная гамма фронтальных колесных погрузчиков Dresssta не столь разнообразна и состоит только из четырех моделей (534C, 534E, 555C и 560E). Силовые агрегаты, устанавливаемые на погрузчики Dresssta, — это рядные турбонаддувные дизели Cummins (мощностью от 204 до 427 л. с.), которые соответствуют современным американским нормам по токсичности отработавших газов.

Трансмиссия погрузчика состоит из гидротрансформатора, коробки передач, переднего и заднего ведущих мостов и шарнирно-карданных валов. Эти компоненты в наибольшей степени обеспечивают надежность и долговечность трансмиссионно-силовой системы и гарантируют высокую производительность машины при низких издержках. Гидротрансформатор автоматически трансформирует поток мощности от



Колесный погрузчик Dresssta 534C

двигателя, проходящий через гидромуфту, которая эффективно защищает от перегрузок двигатель и гасит ударные нагрузки, возникающие в трансмиссии.

Коробка передач с безударным переключением и смягчающей модуляцией всех переключений обеспечивает высокий комфорт во время выполнения работ погрузчиком. Промежуточный вал модульной коробки передач оснащен шестернями постоянного зацепления и не требует регулировок. Коробка передач, имеющая минимум нуждающихся в обслуживании и ремонте частей, обеспечивает долговечную и безаварийную эксплуатацию машины.

Ведущие мосты спроектированы для условий повышенных нагрузок и больших напряжений, возникающих в ходе производства погрузочно-разгрузочных операций. В мостах применены высокопрочные элементы, предназначенные для передачи мощности к ведущим колесам. В мосты встроены четыре многодисковых колесных (рабочих) тормоза, работающие в масле и не требующие регулировок при эксплуатации.

Привод тормозов гидравлический, через два независимо действующих контура: один приводит в действие тормоза передних колес, другой — задних. Это снижает риск отказа тормозов, улучшает их надежность и повышает безопасность использования погрузчика. Z-образная конструкция рабочей системы привода ковша обеспечивает создание с помощью только одного гидроцилиндра ковша максимального вырывного усилия и передачу его к ковшу для разрушения и черпания плотных и слежавшихся грунтов. Такая конструкция рабочей системы снижает вес, приходящийся на передний мост, в меньшей степени подвержена износу и имеет меньшее количество точек обслуживания. Все шкворневые соединения погрузчика имеют уплотнения, предотвращающие проникновение в них абразивной пыли и грязи и исключающие потери смазки через зазоры. Гидроцилиндры стрелы установлены на наружных боковых сторонах передней рамы, что облегчает доступ и техническое обслуживание.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.341.029:33

В. А. Максимов, Г. А Крылов (МАДИ), В. И. Сарбаев (МГИУ), М. А. Меретуков (МГТУ),
Р. И. Исмаилов, С. В. Осипова, В. Ф. Силкин, С. В. Рошак (Мосгортранс)

E-mail: vamaximov57@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ ЛИНЕЙНЫХ АВТОБУСОВ В ЕАСУ ФХД ГУП "МОСГОРТРАНС"

В статье рассмотрены возможности единой автоматизированной системы финансово-хозяйственной деятельности (ЕАСУ ФХД) ГУП "Мосгортранс" при определении эксплуатационных расходов городских автобусов с учетом сложности условий эксплуатации.

Ключевые слова: городские автобусы, единая автоматизированная система финансово-хозяйственной деятельности, технико-экономические показатели работы, вычислительная сеть автобусного парка, расчет эксплуатационных затрат.

Для оперативного учета и хранения данных по технико-экономическим показателям работы линейных автобусов в ГУП "Мосгортранс" создана единая автоматизированная система финансово-хозяйственной деятельности (ЕАСУ ФХД).

Система ЕАСУ ФХД (рис. 1) построена на архитектуре "клиент — сервер" и предъявляет жесткие

требования к техническим характеристикам оборудования, производительности активного сетевого оборудования, пропускной способности и количеству сетевых каналов связи. Только при соблюдении этих требований компания-разработчик гарантирует надежность работы системы в целом. В типовом решении по построению системы управления пред-



Рис. 1. Структурная схема ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс"

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

приятием (SAP) взаимодействие происходит между следующими двумя парами серверов:

- сервер приложений — сервер баз данных;
- сервер приложений — клиентское рабочее место.

ЕАСУ ФХД построена на базе трехуровневой архитектуры "клиент—сервер".

Первый уровень: презентация — собственно приложение для конечного пользователя. Используется для формирования графического интерфейса пользователя, проверки вводимых значений на допустимость и соответствие формату, несложные операции (сортировка, группировка, подсчет значений) с данными, уже загруженными на терминал.

Второй уровень: сервер приложений — используется для выполнения программ бизнес-логики.

Третий уровень: СУБД — используется для управления базами данных.

Каждая рабочая станция пользователя ЕАСУ ФХД должна иметь собственное подключение к ЛВС. Для организации коллективного использования средств печати (принтеров) установлены дополнительные точки сетевого подключения.

Подключение рабочих станций пользователей и сетевых принтеров к ЛВС производится стандарт-

ными патчкордами Ethernet через сетевые адаптеры Ethernet 10/100 Mbit.

Все данные хранятся на сервере в единой базе данных под управлением СУБД Oracle. Такая архитектура прикладного программного обеспечения SAP позволяет сохранить работоспособность системы в целом при выходе из строя рабочего места пользователя системы, а также при отказе линии связи или сегмента локальной вычислительной сети.

Основной трафик в локальной вычислительной сети автобусного парка представляет собой пересылку экранных форм и данных отчетов для печати между сервером приложений и пользователем (рис. 2).

Внедрение ЕАСУ ФХД в автобусном парке предполагает организацию около 65 автоматизированных рабочих мест.

Рассмотрим оперативный учет технико-экономических показателей работы линейных автобусов на примере расчета эксплуатационных затрат (см. рис. 1).

При определении эксплуатационных затрат автобусного парка необходимо руководствоваться приказами по ГУП "Мосгортранс" № 18 от 09.01.2004 г. и № 871 от 28.12.2009 г. и настоящими рекомендациями.

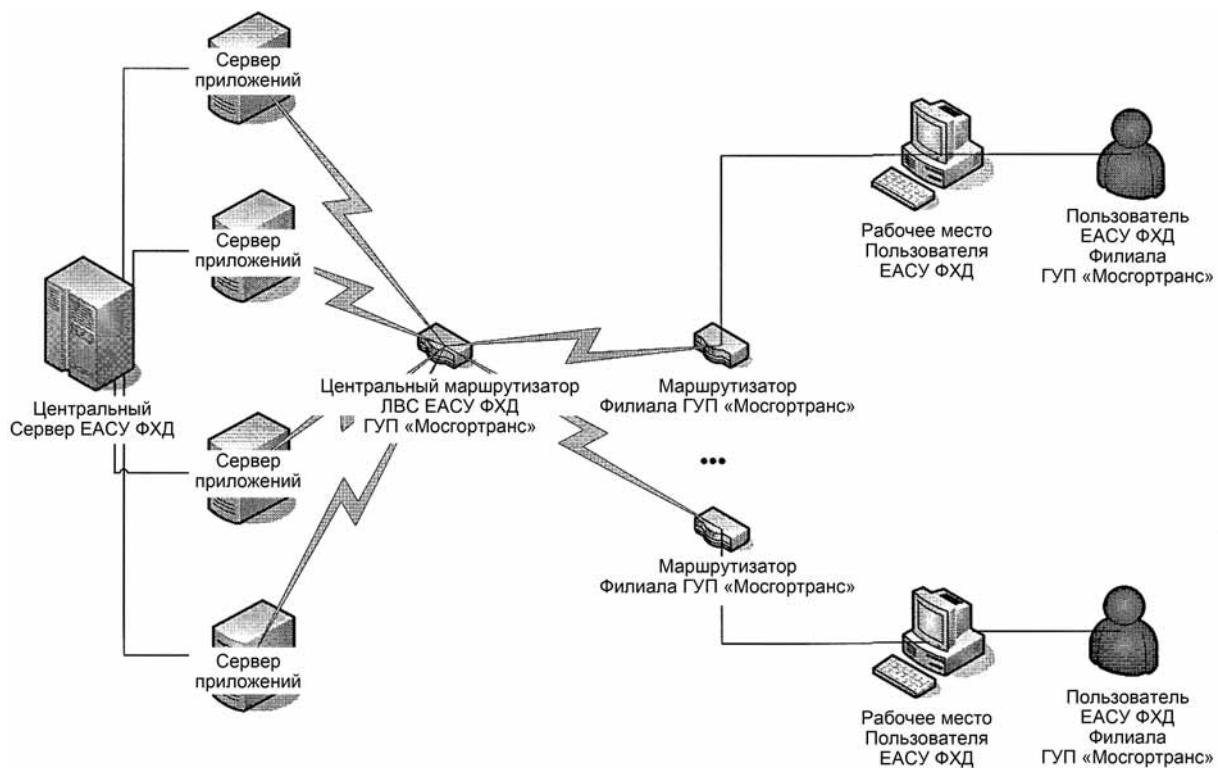


Рис. 2. Трехуровневая архитектура клиент—сервер ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс"

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Переменные расходы определяются по формуле:

$$\begin{aligned}
 C_i = & \left(1 + \frac{K_{\text{ОТП}}}{100}\right) \left(1 + \frac{K_{\text{НАЛ}}}{100}\right) \left((1 + 0,05(K_C - 1)) \left(\chi T_B \left(\frac{T_L + T_O}{60}\right) + \Sigma \Delta_K\right) + \frac{H_T}{100} \Pi_T (L_L + L_O) + \right. \\
 & + (0,032 \Pi_M + 0,001 \Pi_{\text{СП.М}} + 0,004 \Pi_{\text{TP.М}} + 0,003 \Pi_{\text{СМ}} + 0,001 \Pi_{\text{ОХЛ.Ж}}) \frac{H_T}{100} (L_L + L_O) + (\Pi_{\text{Ш}} N_{\text{Ш}} (L_L + L_O)) / L_{\text{Ш}}^H + \\
 & + \left[\left(1 + \frac{K_{\text{ОТП}}}{100}\right) \left(1 + \frac{K_{\text{НАЛ}}}{100}\right) \left(\Pi_{\text{EO}} + \frac{\Pi_{\text{TO-1}}}{l_{\text{TO-1}}^H (0,8 - 0,02(K_{1C} - 1)) K_3} + \frac{\Pi_{\text{TO-2}}}{l_{\text{TO-2}}^H (0,8 - 0,02(K_{1C} - 1)) K_3} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\Pi_{\text{TP}} (1,2 + 0,02(K_{1C} - 1)) K_2 K_3 K_4 K_5}{1000} \right] (L_L + L_O) + (1,25 + 0,03(K_{1C} - 1)) \times \right. \\
 & \times (-1,383 - 0,077 V_{\text{Э}} - 0,702 l_{\text{ПЕР}} + 8,298 \gamma - 0,026 L_M + \frac{L}{1000} + 0,263 B) (L_L + L_O) K_2 K_3 + \\
 & + \frac{C_B N_{\text{АВТ}} (L_L + L_O)}{1000 T_{\text{AM}} L_{\Gamma} (0,8 - 0,02(K_{1C} - 1))}, \tag{1}
 \end{aligned}$$

где C_i — переменные расходы по i -му гаражному номеру автобуса, руб.;

$K_{\text{ОТП}}$ — коэффициент, учитывающий резерв денежных средств на отпуск водителям и ремонтным рабочим, равный 8,33 %;

$K_{\text{НАЛ}}$ — коэффициент, учитывающий налогообложение фонда оплаты труда водителей и ремонтных рабочих, равный 26 %;

K_C — коэффициент, учитывающий сложность маршрута движения при оплате труда водителя (табл. 1);

χT_B — часовая тарифная ставка водителя, руб./ч;

T_L — время работы на линии, мин;

T_O — время нулевого пробега, мин;

$\Sigma \Delta_K$ — суммарная выплата водителю автобуса (премии, доплаты, прочие выплаты и др.), руб.;

H_T — норма расхода топлива i -го автобуса на j -м маршруте, л/100 км;

Таблица 1

Коэффициенты корректирования часовой тарифной ставки водителя в зависимости от сложности городского автобусного маршрута

Категория сложности маршрута	Коэффициенты корректирования заработной платы водителей, K_C
1	1,00
2	1,05
3	1,10
4	1,15
5	1,20

Π_T — цена топлива, руб./л;

L_L — линейный пробег автобуса за сутки, км;

L_O — нулевой пробег автобуса сутки, км;

Π_M — цена моторного масла, руб./л;

$\Pi_{\text{СП.М}}$ — цена специального масла, руб./л;

$\Pi_{\text{TP.М}}$ — цена трансмиссионного масла, руб./л;

$\Pi_{\text{СМ}}$ — цена консистентной смазки, руб./кг;

$\Pi_{\text{ОХЛ.Ж}}$ — цена охлаждающей жидкости, руб./л;

$\Pi_{\text{Ш}}$ — цена шины, руб./шт.;

$N_{\text{Ш}}$ — количество одновременно работающих шин на автобусе, шт.;

$L_{\text{Ш}}^H$ — нормативный ресурс шины, км;

Π_{EO} — цена ЕО, руб.;

$\Pi_{\text{TO-1}}$ — цена ТО-1, руб.;

$l_{\text{TO-1}}^H$ — нормативная периодичность ТО-1, км;

$\Pi_{\text{TO-2}}$ — цена ТО-2, руб.;

$l_{\text{TO-2}}^H$ — нормативная периодичность ТО-2, км;

Π_{TP} — цена текущего ремонта, руб./1000 км;

K_{1C} — коэффициент, учитывающий сложность маршрута движения при корректировании нормативов ТО и ТР (табл. 2);

K_2 — коэффициент, учитывающий модификацию подвижного состава и организацию его работы;

K_3 — коэффициент, учитывающий природно-климатические условия;

K_4 — коэффициент, учитывающий возраст подвижного состава (пробег с начала эксплуатации);

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Таблица 2

Коэффициенты корректирования нормативов в зависимости от категории условий эксплуатации и сложности городского маршрута — K_{1c}

Категория условий эксплуатации	Категория сложности маршрута	Коэффициент корректирования (K_{1C}):			
		периодичности ТО	удельной трудоемкости ТР	ресурса	расхода запасных частей
1	—	1.00	1.00	1.00	1.00
2	—	0.90	1.10	0.90	1.10
3	1	0.80	1.20	0.80	1.25
	2	0.78	1.24	0.78	1.28
	3	0.76	1.28	0.76	1.31
	4	0.74	1.32	0.74	1.34
	5	0.72	1.36	0.72	1.37
4	1	0.70	1.40	0.70	1.40
	2	0.68	1.42	0.68	1.45
	3	0.66	1.44	0.66	1.50
	4	0.64	1.46	0.64	1.55
	5	0.62	1.48	0.62	1.60
5	—	0.60	1.50	0.60	1.65

K_5 — коэффициент, учитывающий число обслуживаемых и ремонтируемых автомобилей на АТП и число технологически совместимых групп подвижного состава;

V_g — средняя эксплуатационная скорость, км/ч;

$l_{\text{ПЕР}}$ — средняя длина перегона, км;

γ — коэффициент использования пассажировместимости;

L_M — длина маршрута, км;

L — пробег автобуса с начала эксплуатации, км;

B — возраст автобуса в годах, лет;

C_B — балансовая стоимость нового автобуса, руб.;

$N_{\text{авт}}$ — количество автобусов данной марки на предприятии, ед.;

T_{AM} — срок амортизации, лет;

L_G — суммарный годовой пробег автобусов данной марки, км.

Постоянные эксплуатационные расходы принимаются в размере 25 % переменных затрат.

Суммарные эксплуатационные расходы определяются как сумма переменных и постоянных расходов.

Нормативы периодичности ТО, ресурса, удельной трудоемкости ТР и коэффициенты K_2 , K_3 , K_4 и K_5 берутся из Положения о ТО и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта или инструкций по эксплуатации той или иной модели автобусов.

Индивидуальные данные по маршрутам движения и подвижному составу берутся из отчетных данных ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс" (см. рис. 1):

Гаражный номер транспортного средства (по марке) — модуль "Техническое обслуживание и ремонт оборудования";

Количество рейсов, отработанных на маршруте, конкретного транспортного средства — модуль "Специфические функции";

Длина маршрута — модуль "Специфические функции";

Номер маршрута, на котором работает тот или иной водитель — модуль "Специфические функции";

Часы для начисления заработной платы — модуль "Специфические функции";

Эксплуатационная скорость — модуль "Специфические функции";

Время в наряде — модуль "Специфические функции";

Нулевые и линейные пробеги — модуль "Специфические функции";

Гаражный номер транспортного средства, на котором работает тот или иной водитель — модуль "Специфические функции";

Надбавка за профессиональное мастерство — модуль "Кадры и зарплата";

Балансовая стоимость транспортных средств — модуль "Финансы";

Плановые показатели — модуль "Контроллинг".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Максимов В. А., Сарбаев В. И., Хазиев А. А. Техническая эксплуатация городских автобусов (особенности организации и управления): Учебное пособие / Под ред. д. т. н. Максимова В. А. — М.: МГИУ, 2002. — 112 с.
2. Максимов В. А., Солицев А. А. Повышение эффективности перевозок пассажиров городскими автобусами за счет объективного учета условий эксплуатации при оплате труда водителей. — М., 1998. — 33 с. — (Автомоб. трансп. Передовой произв. Опыт и научно-техн. достижения на автомоб.трансп. Сер. автомоб. перевозок: Информ. сборник / Информавтотранс; ISSN 0131-0011; Вып. 1).

УДК 629.341-027.236

В. А. Максимов, д-р техн. наук, проф., Г. А. Крылов, инж., Р. И. Исмаилов, канд. техн. наук,
С. В. Осипова, инж., С. В. Рошак, канд. техн. наук, ГУП "Мосгортранс"
E-mail: vamaximov57@mail.ru

КОНЦЕПЦИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ В УСЛОВИЯХ РАЗВИТИЯ РЫНКА УСЛУГ

Дано краткое описание концепции повышения эффективности использования городских автобусов в условиях развития рынка услуг.

Ключевые слова: концепция, городские автобусы, повышение эффективности использования городских автобусов, функциональная модель, средства инженерно-технической службы, эксплуатационные свойства, условия эксплуатации.

В основе концепции лежит системный и программно-целевой подходы, которые предусматривают повышение эффективности использования городских автобусов средствами технической эксплуатации через функциональную систему моделей, описывающих перевозочный процесс с учетом факторов сложности маршрута движения, технического состояния и возраста автобусов, природно-климатических условий, их взаимосвязь с показателями технической эксплуатации (линейной безотказности, долговечности, ремонтопригодности и др.):

$$Mc = Mc\{M_1, M_2, M_3, M_4\}, \quad (1)$$

где Mc — система моделей перевозочного процесса; M_1 — модели организации перевозок по заданным срокам, маршрутам, качественным характеристикам перевозок (интервалы и регулярность движения); M_2 — модели надежности и технического состояния автобусов по используемой номенклатуре марок и моделей; M_3 — материально-технического обеспечения работоспособного состояния автобусов, связанные с нормативами технической эксплуатации (периодичности ТО, ресурс, трудоемкости ТО и ремонта, расходы топливо-смазочных материалов (ТСМ), запасных частей, материалов, шин и т. д.) и базирующихся на последних достижениях в этой области; M_4 — модели стоимостной оценки обеспечения перевозочного процесса, базирующиеся на посттаксионном расчете затрат с учетом сложившегося законодательства и налогообложения.

Повышение эффективности использования городских автобусов средствами технической эксплуатации должно быть обеспечено решением определенных са-

мостоятельных задач для достижения поставленных целей в деятельности автобусного предприятия:

$$\Pi_0 = \{\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, C_{11}, C_{12}, C_{13}, \dots, C_{1K}\}, \quad (2)$$

где Π_0 — целевая функция — повышение эффективности использования городских автобусов средствами инженерно-технической службы, содержащая цели и задачи совершенствования:

- системы и организации ТО и ремонта (Π_1);
- производственно-технической базы (Π_2);
- работы персонала (Π_3);
- системы снабжения и резервирования (Π_4);
- подвижного состава (Π_5);
- учета условий эксплуатации и природно-климатических условий (Π_6).

Практическими категориями в целевой функции являются методы и средства инженерно-технической службы автобусного парка ($C_{11}, C_{12}, C_{13}, \dots, C_{1K}$), реализуемые в АТП.

Обобщенная модель повышения эффективности использования городских автобусов средствами инженерно-технической службы приведена на рисунке.

Она содержит цели первого, второго, третьего и четвертого уровней и систему методов и мероприятий, обеспечивающих их реализацию в кратчайшие сроки с рациональными затратами при условии обеспечения нормативного расхода материальных, трудовых и финансовых ресурсов и обеспечения нормативного влияния на окружающую среду, население и персонал.

Рассмотрим пример повышения эффективности использования городских автобусов средствами инженерно-технической службы.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

В процессе эксплуатации ухудшаются практически все эксплуатационные свойства автомобиля, в том числе и городского автобуса. Данное обстоятельство необходимо учитывать при использовании подвижного состава на перевозках, а также при обеспечении его технически исправного состояния. Для удобства эксплуатации автомобили организованы в определенные группы — автомобильные парки, показатели которых имеют свой механизм формирования и, как правило, отличаются от пока-

зателей единичного автомобиля. Изменение трудоемкости и надежности влияют на потребность в трудовых ресурсах, запасных частях и материалах, производственно-технической базе, технологическом оборудовании, поэтому необходимо оценивать и управлять возрастом автомобилей в парке.

В условиях автобусного парка указанные возможности расширяются, поскольку городские автобусы работают на закрепленных маршрутах по определенному расписанию. Параметры маршрута (длина мар-



Блок-схема обобщенной модели повышения эффективности использования городских автобусов средствами инженерно-технической службы пассажирского автотранспортного предприятия

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

шрута, средняя эксплуатационная скорость на маршруте, время рейса, число технологических остановок, перекрестков, светофоров, поворотов, число перевезенных пассажиров и т. д., формируют определенные условия эксплуатации подвижного состава. В свою очередь, условия эксплуатации в определенной мере формируют режимы движения автобусов на маршруте (нагрузочный и скоростной режимы), а это в конечном итоге сказывается на надежности подвижного состава, количестве потребляемых ресурсов (топливо, смазочные материалы, шины, запасные части). Кроме того, параметры маршрута в определенной степени определяют и условия работы водителей.

В условиях функционирования единой автоматизированной системы финансово-хозяйственной деятельности (ЕАСУ ФХД), автоматизированной системы контроля проезда (АСКП) и автоматизированной системой мониторинга пассажиров (АСМ ПП) ГУП "Мосгортранс" данные о работе городских автобусов на линии фиксируются и хранятся в реальном масштабе времени. Зная эти данные можно более точно оценивать как условия эксплуатации подвижного состава, а, следовательно, и условия работы водителей, так и индивидуальные характеристики автобусов (возраст, пробег с начала эксплуатации, нормы расхода топлива, запасных частей, материалов и т. д.).

Таким образом, кроме учета работы подвижного состава, можно переходить к анализу результатов этой работы, нахождению "узких" мест в деятельности, созданию нормативной базы эксплуатации автобусов и т. д., т. е. управлять происходящими процессами для обеспечения эффективного функционирования транспортной системы в целом.

На кафедре ЭАТиС МАДИ были разработаны Рекомендации по совершенствованию управления возрастной структурой парка автобусов на основе учета состояния производственно-технической базы, персонала, ПС и условий эксплуатации.

Эти Рекомендации затрагивают конкретные инструменты оперативного управления возрастной структурой парка автобусов, включая и возрастной состав подвижного состава, работающий на конкретном маршруте, и таким образом, развивают возможности ЕАСУ ФХД ГУП "Мосгортранс" при управлении деятельностью компании.

Они предполагают осуществлять индивидуальное нормирование показателей работы конкретных автобусов (либо по модели, либо по гаражным номерам) в конкретных условиях эксплуатации с учетом возраста. Это положительно сказывается на хозяйственной деятельности автобусных предприятий и ведет к сокращению эксплуатационных расходов.

Анализ удельных эксплуатационных затрат показывает, что в практически одинаковых условиях

эксплуатации, технико-эксплуатационные свойства у разных моделей городских автобусов реализуются по-разному. Поэтому наблюдается разная интенсивность изменения удельных эксплуатационных затрат по мере старения подвижного состава. Кроме того, в разных условиях эксплуатации технико-эксплуатационные свойства у одинаковых моделей городских автобусов также изменяются по-разному.

В свою очередь автобусные маршруты различаются по сложности. Поэтому возникают предпосылки управления возрастной структурой автобусного парка на уровне предприятия для определения рационального распределения автобусов по маршрутам движения с учетом их возраста, условий эксплуатации, состояния ПТБ и персонала.

Смысл данного управления сводится к тому, что наиболее эффективной деятельности автобусного предприятия будет способствовать такое распределение автобусов по маршрутам, при котором определенным показателям сложности маршрута движения должны соответствовать автобусы с определенным набором технико-эксплуатационных свойств.

Для реализации указанной задачи было разработано специальное программное обеспечение.

Программный продукт "Расчет эксплуатационных затрат и распределение подвижного состава по маршрутам с учетом минимизации эксплуатационных затрат автобусного автотранспортного предприятия" выполнен под операционную среду Windows. Программа написана на алгоритмическом языке "Microsoft Visual FoxPro 9". Технические требования к компьютеру: процессор Pentium, 32 RAM и 10 Mb свободного места на винчестере компьютера. Разрешение экрана монитора должно быть не менее 728 на 1024, 16bit TrueColor.

Опытная апробация программного продукта проводилась в условиях 14 автобусного парка ГУП "Мосгортранс".

Анализ результатов показывает, что за счет рационального распределения автобусов по маршрутам движения с учетом их возраста, технического состояния и сложности маршрута движения эксплуатационные расходы можно снизить более чем на 1 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Максимов В. А., Сарбаев В. И., Хазиев А. А. Техническая эксплуатация городских автобусов (особенности организации и управления): Учебное пособие. Под ред. В. А. Максимова. — М.: МГИУ, 2002. — 112 с.
2. Прохоров В. Н., Колов Д. А. Единая автоматизированная система управления финансово-хозяйственной деятельностью. Сб. тр. Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств. — Владимир: ВлГУ, 2006. — С. 138—139.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113:629.11.0128

К. В. Чернышов, И. М. Рябов, А. М. Ковалев, Волгоградский государственный технический университет,
Т. М. Расулов, Махачкалинский филиал МАДИ
E-mail: tera@vstu.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

Разработана математическая модель одноопорной трехмассовой колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с последовательно установленным динамическим гасителем, приведены результаты расчета и анализ виброзащитных свойств.

Ключевые слова: математическая модель, колебательная система, подвеска, виброзащитные свойства, динамический гаситель.

Динамические гасители являются эффективным средством улучшения виброзащитных свойств систем подпрессоривания [1]. На автомобиле динамический гаситель рекомендуется устанавливать на неподрессоренной части так, чтобы его подвеска работала параллельно с подвеской кузова [2]. При этом динамический гаситель не имеет непосредственной упруго-демпфирующей связи с кузовом (рис. 1, а). Основной функцией такого динамического гасителя параллельной структуры является гашение колебаний колес и, как следствие, снижение высокочастотных вертикальных ускорений кузова. Результаты исследования такого динамического гасителя приведены в работах [2–5], а вариант конструкции — в работе [6].

Существенным недостатком динамического гасителя параллельной структуры является необходимость введения в подвеску каждого колеса дополнительной массы (составляющей 10–25 % неподрессоренной массы), которая увеличивает общую массу транспортного средства. Поэтому представляет интерес рассмотрение структуры, в которой в качестве динамического гасителя выступают существующие элементы подвески. Такая структура может быть получена разделением не-

подрессоренной массы с последующим соединением частей упругодемпфирующими связями. Это приводит к колебательной системе с последовательно установленным динамическим гасителем, схема которой представлена на рис. 1, б.

Проведем теоретическое исследование такой системы с целью выявления ее виброзащитных свойств по сравнению с классической двухмассовой колебательной системой (рис. 2).

Уравнения динамики классической двухмассовой колебательной системы имеют вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2(z_2 - q) - \\ - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1(z_1 - z_2) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Систему уравнений (1) можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \omega_{01}^2(z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2(\dot{z}_2 - \dot{q}) + \omega_{02}^2(z_2 - q) - \\ - 2h_1\mu(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \omega_{01}^2\mu(z_1 - z_2) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Рис. 1. Схемы одноопорных трехмассовых колебательных систем с динамическим гасителем, установленным:

а — параллельно, б — последовательно:

m_1, m_2 и m_3 — массы кузова и динамического гасителя и неподпрессоренная масса соответственно, c_1, c_2 и c_3 — жесткости упругих элементов кузова, динамического гасителя и шины; k_1, k_2 и k_3 — коэффициенты демпфирования амортизаторов кузова, динамического гасителя и шины; z_1, z_2 и z_3 — перемещения массы кузова, динамического гасителя и неподпрессоренной массы; q — кинематическое возмущение со стороны профиля дороги

Здесь $\mu = \frac{m_1}{m_2}$ — относительная масса, $h_1 = \frac{k_1}{2m_1}$ и $h_2 = \frac{k_2}{2m_2}$ — фрактальные коэффициенты отно-

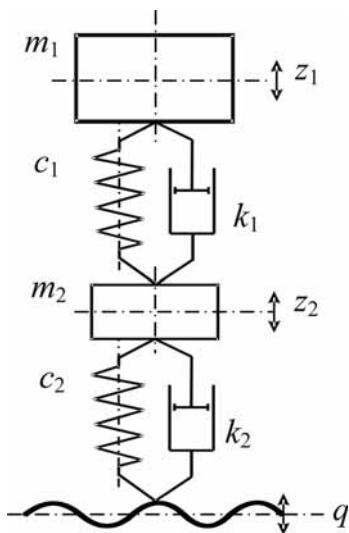
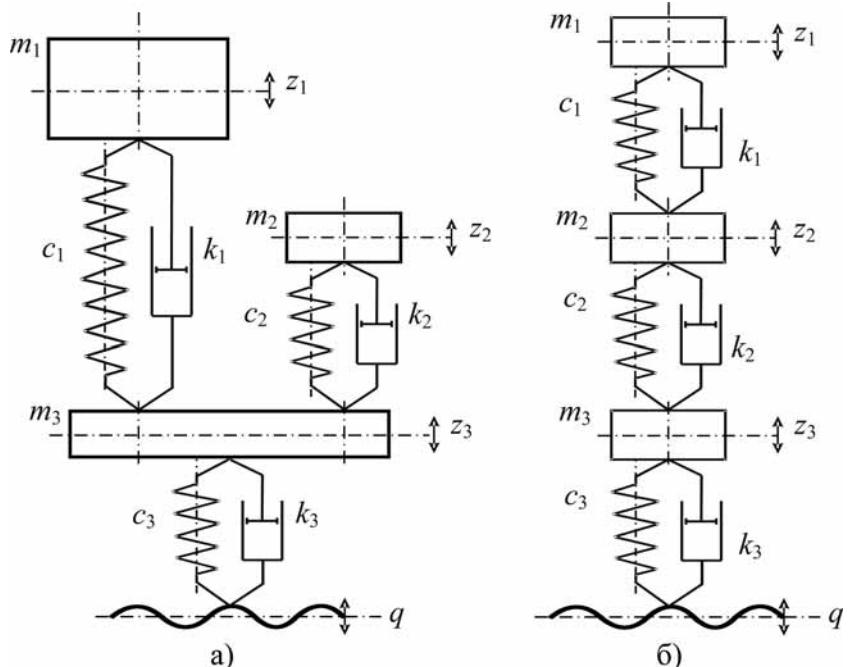


Рис. 2. Схема одноопорной двухмассовой колебательной системы:

m_1 и m_2 — масса кузова и неподпрессоренная масса соответственно; c_1 и c_2 — жесткости упругих элементов кузова и шины соответственно; k_1 и k_2 — коэффициенты демпфирования амортизаторов кузова и шины соответственно; z_1 и z_2 — перемещения массы кузова и неподпрессоренной массы соответственно; q — кинематическое возмущение со стороны профиля дороги



сительных сопротивлений демпфера и шины соответственно, $\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$; $\omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ — фрактальные собственные частоты колебаний соответствующих масс.

Частное решение этих неоднородных дифференциальных уравнений для синусоидального возмущения ($q = q_0 \sin \omega t$, где q_0 — амплитуда возмущения — половина высоты профиля, ω — частота возмущения) выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{z}_1 = q_0 \sqrt{\frac{A_{01}^2 + B_{01}^2}{C_{01}^2 + D_{01}^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B_{01}C_{01} - A_{01}D_{01}}{A_{01}C_{01} + B_{01}D_{01}} \right); \\ \tilde{z}_2 = q_0 \sqrt{\frac{A_{02}^2 + B_{02}^2}{C_{02}^2 + D_{02}^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B_{02}C_{02} - A_{01}D_{02}}{A_{02}C_{02} + B_{02}D_{02}} \right), \end{array} \right. \quad (3)$$

где: $\sqrt{\frac{A_{01}^2 + B_{01}^2}{C_{01}^2 + D_{01}^2}} = \frac{z_{10}}{q_0}$ — коэффициент динами-

ности массы кузова, $\frac{B_{01}C_{01} - A_{01}D_{01}}{A_{01}C_{01} + B_{01}D_{01}} = \operatorname{tg} \varphi_1$, z_{10} — амплитуда колебаний массы кузова, φ_1 — угол сдвига фазы колебаний массы кузова относительно

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

фазы возмущения, $\sqrt{\frac{A_{02}^2 + B_{02}^2}{C_{02}^2 + D_{02}^2}} = \frac{z_{20}}{q_0}$ — коэффициент динамичности неподрессоренной массы,

$$\frac{B_{02}C_{02} - A_{01}D_{02}}{A_{02}C_{02} + B_{02}D_{02}} = \operatorname{tg}\varphi_2,$$

z_{20} — амплитуда колебаний неподрессоренной массы, φ_2 — угол сдвига фазы колебаний неподрессоренной массы относительно фазы возмущения:

$$A_{01} = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2 \omega^2,$$

$$B_{01} = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega,$$

$$C_{01} = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 \mu - \omega_{02}^2 \omega^2 + \omega^4,$$

$$D_{01} = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega - 2h_1 \omega^3 - 2h_1 \omega^3 \mu - 2h_2 \omega^3,$$

$$A_{02} = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2 \omega^2 - \omega_{02}^2 \omega^2,$$

$$B_{02} = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega - 2h_2 \omega^3,$$

$$C_{02} = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega^2 \mu - \omega_{02}^2 \omega^2 + \omega^4,$$

$$D_{02} = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega - 2h_1 \omega^3 - 2h_1 \omega^3 \mu - 2h_2 \omega^3.$$

Разделив в выражениях (3) числители и знаменатели на произведение $\omega_{01}^2 \omega_{02}^2$, получим эти выражения в относительных величинах:

$$\begin{cases} \tilde{z}_1 = q_0 \sqrt{\frac{A'_{01}^2 + B'_{01}^2}{C'_{01}^2 + D'_{01}^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B'_{01} C'_{01} - A'_{01} D'_{01}}{A'_{01} C'_{01} + B'_{01} D'_{01}} \right); \\ \tilde{z}_2 = q_0 \sqrt{\frac{A'_{02}^2 + B'_{02}^2}{C'_{02}^2 + D'_{02}^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B'_{02} C'_{02} - A'_{02} D'_{02}}{A'_{02} C'_{02} + B'_{02} D'_{02}} \right), \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{где } \sqrt{\frac{A'_{01}^2 + B'_{01}^2}{C'_{01}^2 + D'_{01}^2}} = \frac{z_{10}}{q_0}, \quad \frac{B'_{01} C'_{01} - A'_{01} D'_{01}}{A'_{01} C'_{01} + B'_{01} D'_{01}} = \operatorname{tg}\varphi_1,$$

$$\sqrt{\frac{A'_{02}^2 + B'_{02}^2}{C'_{02}^2 + D'_{02}^2}} = \frac{z_{20}}{q_0}, \quad \frac{B'_{02} C'_{02} - A'_{02} D'_{02}}{A'_{02} C'_{02} + B'_{02} D'_{02}} = \operatorname{tg}\varphi_2,$$

$$\begin{aligned} A'_{01} &= 1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2, \quad B'_{01} = 2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2, \\ C'_{01} &= 1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_2^2 - \iota_2^2 \mu - \iota_1^2 + \iota_1^2 \iota_2^2, \\ D'_{01} &= 2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 \mu - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2, \\ A'_{02} &= 1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_1^2, \\ B'_{02} &= 2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2, \\ C'_{02} &= 1 - 2\psi_1 \iota_1 \cdot 2\psi_2 \iota_2 - \iota_2^2 - \iota_2^2 \mu - \iota_1^2 + \iota_1^2 \iota_2^2, \\ D'_{02} &= 2\psi_1 \iota_1 + 2\psi_2 \iota_2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 - 2\psi_1 \iota_1 \iota_2^2 \mu - 2\psi_2 \iota_2 \iota_1^2. \end{aligned}$$

Здесь $\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_{01}}$ и $\psi_2 = \frac{h_2}{\omega_{02}}$ — фрактальные относительные коэффициенты затухания колебаний соответствующих масс, $\iota_1 = \frac{\omega}{\omega_{01}}$ и $\iota_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}$ — фрактальные относительные частоты возмущения соответствующих масс.

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 1, б, уравнения динамики системы с последовательно установленным динамическим гасителем имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2 (z_2 - z_3) - k_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 (z_1 - z_2) = 0; \\ m_3 \ddot{z}_3 + k_3 (\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3 (z_3 - q) - k_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2 (z_2 - z_3) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Разделим первое второе и третье уравнения на m_1 , m_2 и m_3 соответственно:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \frac{k_1}{m_1} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \frac{c_1}{m_1} (z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_2 + \frac{k_2}{m_2} (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \frac{c_2}{m_2} (z_2 - z_3) - \frac{k_1}{m_1} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \frac{c_1}{m_2} (z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_3 + \frac{k_3}{m_3} (\dot{z}_3 - \dot{q}) + \frac{c_3}{m_3} (z_3 - q) - \frac{k_2}{m_3} (\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \frac{c_2}{m_3} (z_2 - z_3) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Введем следующие обозначения и понятия:

$\mu_1 = \frac{m_1}{m_2}$, $\mu_2 = \frac{m_2}{m_3}$ — относительные массы,
 $\frac{k_1}{m_1} = 2h_1$, $\frac{k_2}{m_2} = 2h_2$, $\frac{k_3}{m_3} = 2h_3$ — удвоенные фрак-
 тальные коэффициенты относительных сопро-
 тивлений соответствующих демпферов и шины,
 $\frac{c_1}{m_1} = \omega_{01}^2$, $\frac{c_2}{m_2} = \omega_{02}^2$, $\frac{c_3}{m_3} = \omega_{03}^2$ — квадраты фрак-
 тальных собственных частот колебаний соответ-
 ствующих масс.

С учетом этих обозначений получим следую-
 щую систему дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_1 + 2h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \omega_{01}^2(z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \omega_{02}^2(z_2 - z_3) - \\ - 2h_1\mu_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \omega_{01}^2\mu_1(z_1 - z_2) = 0; \\ \ddot{z}_3 + 2h_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + \omega_{03}^2(z_3 - q) - \\ - 2h_2\mu_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \omega_{02}^2\mu_2(z_2 - z_3) = 0. \end{array} \right. \quad (7)$$

Преобразуем эту систему уравнений и приве-
 дем ее к единому уравнению, описывающему ди-
 намику движения массы кузова m_1 . В результате
 преобразований приходим к дифференциальному
 уравнению 6-го порядка:

$$\begin{aligned} & z_1^{(6)} + (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)z_1^{(5)} + \\ & + (2h_12h_2 + 2h_22h_3 + 2h_12h_3 + 2h_12h_3\mu_1 + 2h_12h_2\mu_2 + \\ & + 2h_1\mu_12h_2\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \\ & + \omega_{02}^2\mu_2)z_1^{(4)} + (2h_1\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2 + \\ & + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_1\mu_2 + \\ & + 2h_2\omega_{01}^2\mu_1\mu_2 + 2h_1\omega_{03}^2\mu_1 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + \\ & + 2h_3\omega_{01}^2\mu_1 + 2h_12h_22h_3)z_1^{(3)} + (2h_12h_2\omega_{03}^2 + \\ & + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + 2h_22h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \\ & + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2\mu_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + \omega_{01}^2\mu_1\omega_{02}^2\mu_2)\ddot{z}_1 + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \\ & + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\dot{z}_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2z_1 = \\ & = 2h_12h_22h_3\ddot{q} + (2h_22h_3\omega_{01}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + \\ & + 2h_12h_2\omega_{03}^2)\ddot{q} + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \\ & + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\dot{q} + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2q. \end{aligned} \quad (8)$$

Частное решение этого неоднородного диффе-
 ренциального уравнения, характеризующее вы-
 нужденные колебания массы кузова при движе-
 нии по синусоидальному профилю $q = q_0 \sin \omega t$,
 имеет общий вид:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= q_0 \sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C_1^2 + D_1^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B_1 C_1 - A_1 D_1}{A_1 C_1 + B_1 D_1} \right) = \\ &= q_0 \sqrt{\frac{A'_1{}^2 + B'_1{}^2}{C'_1{}^2 + D'_1{}^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B'_1 C'_1 - A'_1 D'_1}{A'_1 C'_1 + B'_1 D'_1} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где $\sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C_1^2 + D_1^2}} = \sqrt{\frac{A'_1{}^2 + B'_1{}^2}{C'_1{}^2 + D'_1{}^2}} = \frac{z_{10}}{q_0}$ — коэффициент

динамичности массы кузова, $\frac{B_1 C_1 - A_1 D_1}{A_1 C_1 + B_1 D_1} = \frac{B'_1 C'_1 - A'_1 D'_1}{A'_1 C'_1 + B'_1 D'_1} = \operatorname{tg} \varphi_1$, z_{10} — амплитуда колебаний
 массы кузова, φ_1 — угол сдвига фазы колебаний
 массы кузова относительно фазы возмущения:
 $A_1 = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - 2h_22h_3\omega_{01}^2\omega^2 - 2h_12h_3\omega_{02}^2\omega^2 -$
 $- 2h_12h_2\omega_{03}^2\omega^2$,
 $B_1 = 2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega -$
 $- 2h_12h_22h_3\omega^3$,
 $C_1 = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - (2h_12h_2\omega_{03}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 +$
 $+ 2h_22h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 +$
 $+ \omega_{01}^2\omega_{03}^2\mu_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2 + \omega_{01}^2\mu_1\omega_{02}^2\mu_2)\omega^2 +$
 $+ (2h_12h_2 + 2h_22h_3 + 2h_12h_3 + 2h_12h_3\mu_1 + 2h_12h_2\mu_2 +$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$+ 2h_1\mu_1 2h_2\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \\ + \omega_{02}^2\mu_2)\omega^4 - \omega^6,$$

$$\begin{aligned} D_1 = & (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\omega - \\ & -(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2 + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + \\ & + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_1\mu_2 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_1\mu_2 + 2h_1\omega_{03}^2\mu_1 + \\ & + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_3\omega_{01}^2\mu_1 + 2h_12h_22h_3)\omega^3 + \\ & +(2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)\omega^5, \\ A'_1 = & 1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3, \\ B'_1 = & 2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 + 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3, \\ C'_1 = & 1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3 - \\ & - \iota_1^2 - \iota_2^2 - \iota_3^2 - \iota_2\mu_1 - \iota_3\mu_2 - \iota_3\mu_1\mu_2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_3^2 + \\ & + 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3\iota_1^2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3\iota_2^2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_3\iota_3\iota_2^2\mu_1 + \\ & + 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_3^2\mu_2 + 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_3^2\mu_1\mu_2 + \iota_2^2\iota_3^2 + \\ & + \iota_1^2\iota_3^2 + \iota_1^2\iota_2^2 + \iota_2^2\iota_3^2\mu_1 + \iota_1^2\iota_3^2\mu_2 - \iota_1^2\iota_2^2\iota_3^2, \\ D'_1 = & 2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 + 2\psi_3\iota_3 - 2\psi_1\iota_1\iota_3^2 - 2\psi_1\iota_1\iota_2^2 - \\ & - 2\psi_2\iota_2\iota_3^2 - 2\psi_2\iota_2\iota_1^2 - 2\psi_3\iota_3\iota_2^2 - 2\psi_3\iota_3\iota_1^2 - \\ & - 2\psi_1\iota_1\iota_3^2\mu_1\mu_2 - 2\psi_2\iota_2\iota_3^2\mu_1\mu_2 - 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\mu_1 - \\ & - 2\psi_1\iota_1\iota_3^2\mu_2 - 2\psi_2\iota_2\iota_3^2\mu_2 - 2\psi_3\iota_3\iota_2^2\mu_1 - \\ & - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 2\psi_3\iota_3 + 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\iota_3^2 + 2\psi_2\iota_2\iota_1^2\iota_3^2 + \\ & + 2\psi_3\iota_3\iota_1^2\iota_2^2 + 2\psi_1\iota_1\iota_2^2\iota_3^2\mu_1 + 2\psi_2\iota_2\iota_1^2\iota_3^2\mu_2. \end{aligned}$$

Последние четыре выражения получены делением соответствующих предшествующих выражений на произведение $\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2$. Здесь: $\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_{01}}$,

$\psi_2 = \frac{h_2}{\omega_{02}}$, $\psi_3 = \frac{h_3}{\omega_{03}}$ — фрактальные относительные коэффициенты затухания колебаний соответствующих масс, $\iota_1 = \frac{\omega}{\omega_{01}}$, $\iota_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}$, $\iota_3 = \frac{\omega}{\omega_{03}}$ — фрактальные относительные частоты возмущения соответствующих масс.

Аналогично определим закон колебаний динамического гасителя. Единое уравнение, описываю-

щее динамику движения динамического гасителя (масса m_2), полученное путем преобразования системы уравнений (7), имеет вид:

$$\begin{aligned} z_2^{(6)} + & (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)z_2^{(5)} + \\ & +(2h_12h_2 + 2h_12h_3 + 2h_22h_3 + 2h_12h_2\mu_2 + 2h_12h_3\mu_1 + \\ & + 2h_12h_2\mu_1\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \\ & + \omega_{02}^2\mu_2)z_2^{(4)} + (2h_12h_22h_3 + 2h_1\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + \\ & + 2h_2\omega_{01}^2 + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + \\ & + 2h_1\omega_{03}^2\mu_1 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_3\omega_{01}^2\mu_1 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_1\mu_2 + \\ & + 2h_1\omega_{02}^2\mu_1\mu_2)z_2^{(3)} + (2h_12h_2\omega_{03}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + \\ & + 2h_22h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_1\mu_2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2 + \\ & + \omega_{01}^2\omega_{03}^2\mu_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2)\ddot{z}_2 + \\ & + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\dot{z}_2 + \\ & + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2z_2 = 2h_22h_3q^{(4)} + (2h_12h_22h_3 + \\ & + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{02}^2)q^{(3)} + (2h_12h_2\omega_{03}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + \\ & + 2h_22h_3\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2)\ddot{q} + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \\ & + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\dot{q} + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2q. \quad (10) \end{aligned}$$

Частное решение этого уравнения при синусоидальном возмущении $q = q_0 \sin \omega t$:

$$\begin{aligned} \tilde{z}_2 = & q_0 \sqrt{\frac{A_2^2 + B_2^2}{C_2^2 + D_2^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B_2 C_2 - A_2 D_2}{A_2 C_2 + B_2 D_2} \right) = \\ = & q_0 \sqrt{\frac{A'_2 + B'_2}{C'_2 + D'_2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B'_2 C'_2 - A'_2 D'_2}{A'_2 C'_2 + B'_2 D'_2} \right), \quad (11) \end{aligned}$$

где $\sqrt{\frac{A_2^2 + B_2^2}{C_2^2 + D_2^2}} = \sqrt{\frac{A'_2 + B'_2}{C'_2 + D'_2}} = \frac{z_{20}}{q_0}$ — коэффициент динамичности динамического гасителя,

$\frac{B_2 C_2 - A_2 D_2}{A_2 C_2 + B_2 D_2} = \frac{B'_2 C'_2 - A'_2 D'_2}{A'_2 C'_2 + B'_2 D'_2} = \operatorname{tg} \varphi_2$, z_{20} — амплитуда колебаний динамического гасителя, φ_2 —

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

угол сдвига фазы колебаний динамического гасителя относительно фазы возмущения:

$$A_2 = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^2 - 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^2 - 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 + 2h_2 2h_3 \omega^4 \omega^2,$$

$$B_2 = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega - 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 2h_2 2h_3 \omega^3,$$

$$C_2 = \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^2 - 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^2 - 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega^2 \mu_1 \mu_2 - \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega^2 \mu_2 - \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 \mu_1 - \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 + 2h_1 2h_2 \omega^4 + 2h_1 2h_3 \omega^4 + 2h_2 2h_3 \omega^4 + + 2h_1 2h_2 \omega^4 \mu_2 + 2h_1 2h_3 \omega^4 \mu_1 + 2h_1 2h_2 \omega^4 \mu_1 \mu_2 + \omega_{01}^2 \omega^4 + + \omega_{02}^2 \omega^4 + \omega_{03}^2 \omega^4 + \omega_{01}^2 \omega^4 \mu_1 + \omega_{02}^2 \omega^4 \mu_2 - \omega^6,$$

$$D_2 = 2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega - 2h_1 2h_2 2h_3 \omega^3 - 2h_1 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 - 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 \omega_{02}^2 \omega^3 \mu_2 - 2h_1 \omega_{03}^2 \omega^3 \mu_1 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_2 - 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_1 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_1 \mu_2 - 2h_1 \omega^5 + 2h_2 \omega^5 + 2h_3 \omega^5 + 2h_1 \omega^5 \mu_1 + 2h_2 \omega^5 \mu_2.$$

$$A'_2 = 1 - 2\psi_{11} 2\psi_{21} - 2\psi_{11} 2\psi_{31} - 2\psi_{21} 2\psi_{31} - \iota_1^2 + 2\psi_{21} 2\psi_{31} \iota_1^2,$$

$$B'_2 = 2\psi_{11} + 2\psi_{21} + 2\psi_{31} - 2\psi_{21} \iota_1^2 - 2\psi_{31} \iota_1^2 - 2\psi_{11} 2\psi_{21} 2\psi_{31},$$

$$C'_2 = 1 - 2\psi_{11} 2\psi_{21} - 2\psi_{11} 2\psi_{31} - 2\psi_{21} 2\psi_{31} - \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 - \iota_3^2 \mu_2 - \iota_2^2 \mu_1 - \iota_3^2 - \iota_2^2 - \iota_1^2 + 2\psi_{11} 2\psi_{21} \iota_3^2 + + 2\psi_{11} 2\psi_{31} \iota_2^2 + 2\psi_{21} 2\psi_{31} \iota_1^2 + 2\psi_{11} 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_2 + + 2\psi_{11} 2\psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 + 2\psi_{11} 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 + \iota_2^2 \iota_3^2 + + \iota_1^2 \iota_2^2 + \iota_2^2 \iota_3^2 \mu_1 + \iota_1^2 \iota_3^2 \mu_2 - \iota_1^2 \iota_2^2 \iota_3^2,$$

$$\begin{aligned} D'_2 &= 2\psi_{11} \iota_1 + 2\psi_{21} \iota_2 + 2\psi_{31} \iota_3 - 2\psi_{11} 2\psi_{21} 2\psi_{31} - \\ &- 2\psi_{11} \iota_3^2 - 2\psi_{11} \iota_2^2 - 2\psi_{21} \iota_3^2 - 2\psi_{21} \iota_1^2 - 2\psi_{31} \iota_2^2 - \\ &- 2\psi_{31} \iota_1^2 - 2\psi_{11} \iota_3^2 \mu_2 - 2\psi_{11} \iota_2^2 \mu_1 - 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_2 - \\ &- 2\psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 - 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 - 2\psi_{11} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 + \\ &+ 2\psi_{11} \iota_2^2 \iota_3^2 + 2\psi_{21} \iota_1^2 \iota_3^2 + 2\psi_{31} \iota_1^2 \iota_2^2 + \\ &+ 2\psi_{11} \iota_2^2 \iota_3^2 \mu_1 + 2\psi_{21} \iota_1^2 \iota_3^2 \mu_2. \end{aligned}$$

Определим закон колебаний неподрессоренной массы m_3 . Единое уравнение, описывающее динамику движения неподрессоренной массы, полученное из системы уравнений (7), имеет вид:

$$\begin{aligned} z_3^{(6)} &+ (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1 \mu_1 + 2h_2 \mu_2) z_3^{(5)} + \\ &+ (2h_1 2h_2 + 2h_1 2h_3 + 2h_2 2h_3 + 2h_1 2h_2 \mu_2 + 2h_1 2h_3 \mu_1 + \\ &+ 2h_1 2h_2 \mu_1 \mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2 \mu_1 + \\ &+ \omega_{02}^2 \mu_2) z_3^{(4)} + (2h_1 2h_2 2h_3 + 2h_1 \omega_{02}^2 + 2h_1 \omega_{03}^2 + \\ &+ 2h_2 \omega_{01}^2 + 2h_2 \omega_{03}^2 + 2h_3 \omega_{01}^2 + 2h_3 \omega_{02}^2 + 2h_1 \omega_{02}^2 \mu_2 + \\ &+ 2h_1 \omega_{03}^2 \mu_1 + 2h_2 \omega_{01}^2 \mu_2 + 2h_3 \omega_{01}^2 \mu_1 + 2h_1 \omega_{02}^2 \mu_1 \mu_2 + \\ &+ 2h_2 \omega_{01}^2 \mu_1 \mu_2) z_3^{(3)} + (2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 + 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 + \\ &+ 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 + \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 + \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 + \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 + \\ &+ \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \mu_1 + \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \mu_2 + \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \mu_1 \mu_2) \ddot{z}_3 + \\ &+ (2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2) \dot{z}_3 + \\ &+ \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 z_3 = 2h_3 q^{(5)} + (2h_1 2h_3 + 2h_1 2h_3 \mu_1 + \\ &+ 2h_2 2h_3 + \omega_{03}^2) q^{(4)} + (2h_1 2h_2 2h_3 + 2h_1 \omega_{03}^2 + 2h_2 \omega_{03}^2 + \\ &+ 2h_3 \omega_{01}^2 + 2h_3 \omega_{02}^2 + 2h_1 \omega_{03}^2 \mu_1 + 2h_3 \omega_{01}^2 \mu_1) q^{(3)} + \\ &+ (2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 + 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 + 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 + \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 + \\ &+ \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \mu_1) \ddot{q} + (2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 + \\ &+ 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2) \dot{q} + \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 q. \quad (12) \end{aligned}$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Частное решение этого уравнения при синусоидальном возмущении:

$$\begin{aligned} \tilde{z}_3 &= q_0 \sqrt{\frac{A_3^2 + B_3^2}{C_3^2 + D_3^2}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B_3 C_3 - A_3 D_3}{A_3 C_3 + B_3 D_3} \right) = \\ &= q_0 \sqrt{\frac{A'_3 + B'_3}{C'_3 + D'_3}} \sin \left(\omega t + \arctg \frac{B'_3 C'_3 - A'_3 D'_3}{A'_3 C'_3 + B'_3 D'_3} \right), \quad (13) \end{aligned}$$

где $\sqrt{\frac{A_3^2 + B_3^2}{C_3^2 + D_3^2}} = \sqrt{\frac{A'_3 + B'_3}{C'_3 + D'_3}} = \frac{z_{30}}{q_0}$ — коэффициент

динамичности неподрессоренной массы,

$$\frac{B_3 C_3 - A_3 D_3}{A_3 C_3 + B_3 D_3} = \frac{B'_3 C'_3 - A'_3 D'_3}{A'_3 C'_3 + B'_3 D'_3} = \operatorname{tg} \varphi_3, z_{30} — \text{ампли-}$$

туда колебаний неподрессоренной массы, φ_3 — сдвиг фазы колебаний неподрессоренной массы относительно фазы возмущения,

$$\begin{aligned} A_3 &= \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^2 - 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^2 - \\ &- 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \\ &- \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \mu_1 \omega^2 + 2h_1 2h_3 \omega^4 + 2h_1 2h_3 \mu_1 \omega^4 + \\ &+ 2h_2 2h_3 \omega^4 + \omega_{03}^2 \omega^4 \omega^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_3 &= 2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega - \\ &- 2h_1 2h_2 2h_3 \omega^3 - 2h_1 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^3 - \\ &- 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 \omega_{03}^2 \mu_1 \omega^3 - 2h_3 \omega_{01}^2 \mu_1 \omega^3 + 2h_3 \omega^5, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_3 &= \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^2 - 2h_1 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^2 - \\ &- 2h_2 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega^2 - \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \\ &- \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 - \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega^2 \mu_1 - \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega^2 \mu_2 - \\ &- \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega^2 \mu_1 \mu_2 + 2h_1 2h_2 \omega^4 + 2h_2 2h_3 \omega^4 + \\ &+ 2h_2 2h_3 \omega^4 + 2h_1 2h_2 \omega^4 \mu_2 + 2h_1 2h_3 \omega^4 \mu_1 + \\ &+ 2h_1 2h_2 \omega^4 \mu_1 \mu_2 + \omega_{01}^2 \omega^4 + \omega_{02}^2 \omega^4 + \omega_{03}^2 \omega^4 + \\ &+ \omega_{01}^2 \omega^4 \mu_1 + \omega_{02}^2 \omega^4 \mu_2 - \omega^6, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_3 &= 2h_1 \omega_{02}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_2 \omega_{01}^2 \omega_{03}^2 \omega + 2h_3 \omega_{01}^2 \omega_{02}^2 \omega - \\ &- 2h_1 2h_2 2h_3 \omega^3 - 2h_1 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 - \\ &- 2h_2 \omega_{03}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^3 - 2h_3 \omega_{02}^2 \omega^3 - 2h_1 \omega_{02}^2 \omega^3 \mu_2 - \\ &- 2h_1 \omega_{03}^2 \omega^3 \mu_1 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_2 - 2h_3 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_1 - \\ &- 2h_1 \omega_{02}^2 \omega^3 \mu_1 \mu_2 - 2h_2 \omega_{01}^2 \omega^3 \mu_1 \mu_2 + 2h_1 \omega^5 + \\ &+ 2h_2 \omega^5 + 2h_3 \omega^5 + 2h_1 \omega^5 \mu_1 + 2h_2 \omega^5 \mu_2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A'_3 &= 1 - 2\psi_{11} \psi_{21} - 2\psi_{11} \psi_{31} - 2\psi_{21} \psi_{31} - \iota_1^2 - \\ &- \iota_2^2 + - \iota_2^2 \mu_1 + 2\psi_{11} \psi_{31} \iota_2^2 + 2\psi_{21} \psi_{31} \iota_1^2 + \\ &+ 2\psi_{11} \psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 + \iota_1^2 \iota_2^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B'_3 &= 2\psi_{11} + 2\psi_{21} + 2\psi_{31} - 2\psi_{11} \psi_{21} \psi_{31} - \\ &- 2\psi_{11} \iota_2^2 - 2\psi_{21} \iota_1^2 - 2\psi_{31} \iota_2^2 - 2\psi_{31} \iota_1^2 - \\ &- 2\psi_{11} \iota_2^2 \mu_1 - 2\psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 + 2\psi_{31} \iota_1^2 \iota_2^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C'_3 &= 1 - 2\psi_{11} \psi_{21} - 2\psi_{11} \psi_{31} - 2\psi_{21} \psi_{31} - \iota_1^2 - \\ &- \iota_2^2 - \iota_3^2 - \iota_2^2 \mu_1 - \iota_3^2 \mu_2 - \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 + 2\psi_{11} \psi_{21} \iota_3^2 + \\ &+ 2\psi_{21} \psi_{31} \iota_1^2 + 2\psi_{11} \psi_{31} \iota_2^2 + 2\psi_{11} \psi_{21} \iota_3^2 \mu_2 + \\ &+ 2\psi_{11} \psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 + 2\psi_{11} \psi_{21} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 + \iota_1^2 \iota_2^2 + \\ &+ \iota_1^2 \iota_3^2 + \iota_2^2 \iota_3^2 + \iota_2^2 \iota_3^2 \mu_1 + \iota_1^2 \iota_3^2 \mu_2 - \iota_1^2 \iota_2^2 \iota_3^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D'_3 &= 2\psi_{11} + 2\psi_{21} + 2\psi_{31} - 2\psi_{11} \psi_{21} \psi_{31} - \\ &- 2\psi_{11} \iota_3^2 - 2\psi_{11} \iota_2^2 - 2\psi_{21} \iota_3^2 - 2\psi_{21} \iota_1^2 - 2\psi_{31} \iota_2^2 - \\ &- 2\psi_{31} \iota_1^2 - 2\psi_{11} \iota_3^2 \mu_2 - 2\psi_{11} \iota_2^2 \mu_1 - 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_2 - \\ &- 2\psi_{31} \iota_2^2 \mu_1 - 2\psi_{11} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 - 2\psi_{21} \iota_3^2 \mu_1 \mu_2 + \\ &+ 2\psi_{11} \iota_2^2 \iota_3^2 + 2\psi_{21} \iota_1^2 \iota_3^2 + 2\psi_{31} \iota_1^2 \iota_2^2 + \\ &+ 2\psi_{11} \iota_2^2 \iota_3^2 \mu_1 + 2\psi_{21} \iota_1^2 \iota_3^2 \mu_2. \end{aligned}$$

Для сравнительной оценки виброзащитных свойств по формулам (4), (9), (11), (13) построены амплитудно-частотные характеристики классической двухмассовой (рис. 3, а) и трехмассовой колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем (рис. 3, б).

Сравнение графиков показывает, что вертикальные ускорения массы кузова (кривые 2) системы

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

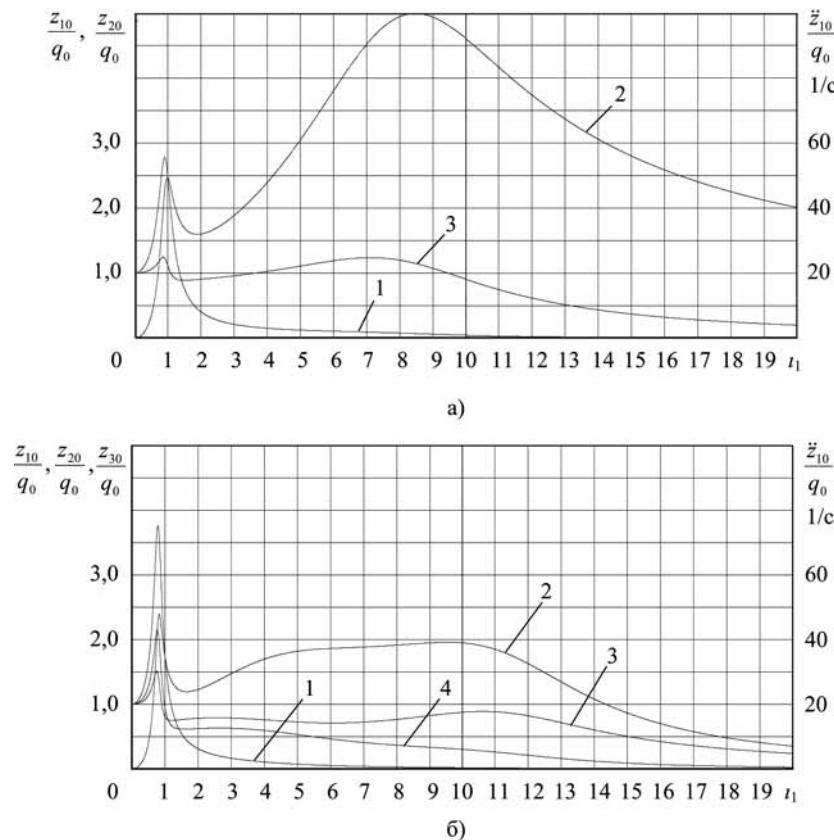


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики: классической двухмассовой (а) при $\psi_1 = 0,25$, $\psi_2 = 0,10$, $\omega_{01} = 2\pi$, $\omega_{02} = 16\pi$, $\mu = 10$ и трехмассовой колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем (б) при $\psi_1 = 0,32$, $\psi_2 = 0,15$, $\psi_3 = 0,10$, $\omega_{01} = 2\pi$, $\omega_{02} = 11,2\pi$, $\omega_{03} = 16\pi$, $\mu_1 = 10$, $\mu_2 = 2$:

1 — коэффициент динамиичности массы кузова; 2 — АЧХ ускорений массы кузова; 3 — коэффициент динамиичности неподпрессоренной массы; 4 — коэффициент динамиичности гасителя

с динамическим гасителем по сравнению с классической подвеской в области рабочих частот вообще существенно ниже: примерно в 2,5 раза в зоне высокочастотного резонанса и до 6 раз при более высоких частотах. В узкой зоне низкочастотного резонанса наблюдается некоторое повышение ускорений. Кроме того, следует отметить существенное снижение амплитуды колебаний массы кузова (кривые 1) и неподпрессоренной массы (кривые 3) в зоне высокочастотного резонанса, что положительно влияет на управляемость и устой-

чивость автомобиля. При этом амплитуды перемещений динамического гасителя (кривая 4) значительно меньше, чем амплитуды перемещений неподпрессоренных масс (кривая 3). Таким образом, проведенное теоретическое исследование позволяет сделать вывод о том, что виброзащитные свойства системы с последовательно установленным динамическим гасителем в широком диапазоне рабочих частот значительно превосходят аналогичные свойства классической двухмассовой колебательной системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коренев Б. Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения / Б. Г. Коренев, Л. М. Резников. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 304 с.
2. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель / А. А. Хачатуров, Л. В. Афанасьев, В. С. Васильев и др. Под ред. А. А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 535 с.
3. Рябов И. М. Теоретическое исследование виброзащитных свойств подвески с динамическим гасителем колес при движении автомобиля по случайному профилю / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2010. — № 10. — С. 76—80.
4. Рябов И. М. Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Автомобильная промышленность. — 2010. — № 12. — С. 13—16.
5. Рябов И. М. Выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учетом изменения жесткости шины в процессе эксплуатации / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Грузовик &. — М.: Машиностроение, 2011. — № 3. — С. 2—5.
6. П. м. 97784 РФ, МПК F 16 F 7/09. Динамический гаситель колебаний / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев; ГОУ ВПО ВолгГТУ. — 2010.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 621.43:628.517.2

С. А. Айрбабамян, канд. техн. наук, проф., Г. И. Калабухов, инж., МГТУ "МАМИ"
E-mail: kanc@mami.ru

РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Рассмотрены пути улучшения мощностных и экономических характеристик дизелей при помощи глушителей шума выпуска.

Ключевые слова: глушитель, дизель, мощность, экономичность.

Акустическое загрязнение окружающей среды в условиях современного мегаполиса является серьезной проблемой, требующей глубокого исследования. В современном городе одними из основных источников шумового воздействия является автотранспорт, железнодорожный транспорт, строительная техника (таблица).

Высокий темп развития городов, а соответственно, и транспортного комплекса, неизбежно приводит к появлению новых источников шума, возрастают уровни существующих источников шума. Тенденцией последних лет является повышение удельной мощности двигателей автомобилей, что наряду с их увеличивающимся числом создает повышенный уровень шума. Такая ситуация требует применения адекватных мер по снижению шума.

Для снижения сверхнормативного шума и сохранения акустически благополучных территорий

города необходимо масштабное внедрение специальных мер по снижению шума автотранспорта.

На сегодняшний день требуется не только обеспечить низкий уровень шума автомобиля, но и обеспечить низкий расход топлива и низкую токсичность отработавших газов.

Наибольшим уровнем шума обладают дизели, особенно большого объема. Двигатели этого типа сегодня все шире применяются на легковых автомобилях и, кроме того, создают повышенные уровни шума при работе различной дорожно-строительной техники. Поэтому разработка эффективных глушителей шума для дизелей чрезвычайно актуальна.

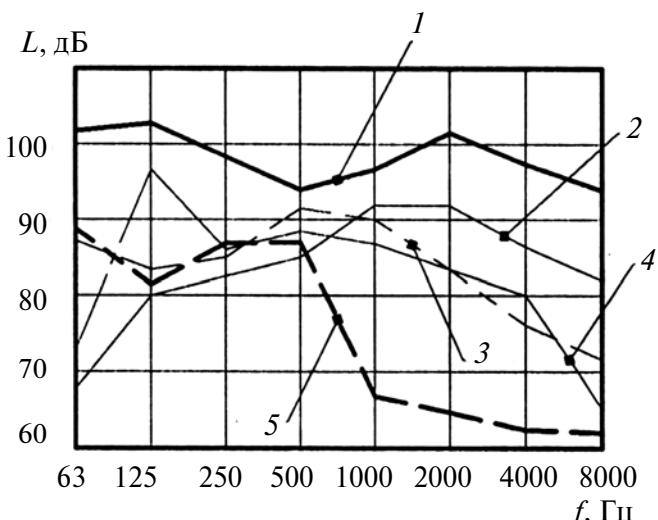
Для достижения наилучших характеристик глушителя шума определены основные источники шума ДВС (см. график).

Проведен анализ процесса выпуска в ДВС и факторов, влияющих на него. Рассмотрено влияние глушителя шума на различные характеристики

Значения превышения допустимых уровней шума различных источников в городе

Источник	Превышения нормативов	Площадь территории, подверженная сверхнормативному воздействию, км ²	Продолжительность воздействия
Автотранспорт	15–25 дБ (A)	545,5	Постоянное
Железнодорожный транспорт	10–20 дБ (A)	17,5	Постоянное

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ



Спектры шума некоторых источников ДВС:

1 — ДВС (без глушителя); 2 — корпус ДВС; 3 — ТНВД;
4 — вентилятор; 5 — шум всасывания ДВС (без фильтра)

дизеля: мощность, расход топлива, коэффициент наполнения, коэффициент остаточных газов. На основании исследования предложены рекомендации по допустимым значениям этих параметров. Проведены расчетно-экспериментальные исследования по проектированию глушителя оптимальной конструкции для дизеля ЯМЗ-236. Проведено исследование излучаемой акустической мощности дизелем ЯМЗ-236. Выполнен расчет акустической мощности до и после установки спроектированного глушителя. Расчет проводился по формулам:

$$L_{pA} = 10 \lg \left(\frac{3}{26} \sum_{i=1}^{26} 10^{0,1 L'_{pA-i}} \right), \text{ДБ(A)} \quad (1)$$

$$L_{\phi A} = 10 \lg \left(\frac{1}{26} \sum_{i=1}^{26} 10^{0,1 L'_{\phi A-i}} \right), \text{ДБ(A)} \quad (2)$$

$$\Delta L_A = L_{pA} - L_{\phi A}, \text{ДБ(A)} \quad (3)$$

$$L_{WA} = L_{pA-f} + 10 \lg(S), \text{ДБ(A)}. \quad (4)$$

Эффект от установки спроектированного глушителя составил 20 дБ(А) относительно незаглушенного шума выпуска. В результате выполненной работы обеспечено не только соответствие шума выпуска дизеля ЯМЗ-236 современным требованиям, но и оставлен задел на будущее. Новый глушитель имеет минимальное сопротивление, что благоприятно сказывается на мощности ДВС и на расходе топлива. Проведенная оптимизация конструкции глушителя и места его установки в выпускном тракте позволили добиться улучшения коэффициента наполнения на некоторых режимах работы и снизить коэффициент остаточных газов. Все эти меры позволяют не только уложиться в современные нормативы по шуму транспортного средства, но и обеспечить улучшение мощностных, экономических и экологических показателей ДВС, что на сегодняшний день является актуальным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Алексеев С. П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении [Текст] / С. П. Алексеев, А. М. Казаков, Н. Н. Колотилов. — М.: Машиностроение, 1970. — 208 с.
2. Иванов Н. И. Борьба с шумом, вибрацией и акустическим загрязнением окружающей среды [Текст] / Н. И. Иванов. — Л.: ЛДНТП, 1987. — 92 с.
3. Луканин В. Н. Снижение шума автомобиля [Текст] / В. Н. Луканин, В. Н. Гудцов, Н. Ф. Бочаров. — М.: Машиностроение, 1981. — 158 с.
4. Дизели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-240. Руководство по эксплуатации (236-3902150-Б РЭ). Ярославль: ОАО "Автодизель", 2010. — 172 с.

НАДЕЖНОСТЬ

УДК 621.43

А. Д. Назаров, академик, д-р техн. наук, Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)
tel.: 901-737-78-01

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СУММАРНОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ КШМ НА УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ V8 ПРИ ИХ ПРОИЗВОДСТВЕ

Применение в двигателях V8 усовершенствованных деталей КШМ приводит к появлению действующего в них дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента. Приведены формулы для расчета значений указанного момента для всех возможных сочетаний номинального размера первоначальных и усовершенствованных деталей КШМ. При использовании в двигателях любых сочетаний указанных деталей в этих двигателях действует анализируемый момент. Приведенные выражения необходимо использовать при расчете и оценке действительной уравновешенности двигателей, а также разработке теоретических основ и методов компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ. Одним из реальных путей повышения надежности, снижения вибраций и шума двигателей является устранение рассматриваемого момента.

Ключевые слова: суммарная неуравновешенная масса, неуравновешенный момент, устранение, надежность, вибрации, шум.

Обычно автотракторные двигатели, в том числе и двигатели V8, предприятия-изготовители производят длительное время. При этом управление Главного конструктора предприятий-изготовителей совместно с НИИ, вузами и специализированными КБ постоянно совершенствуют конструкцию, технологию изготовления, ремонта или восстановления, а также материал деталей. Двигатели при этом форсируют по частоте вращения коленчатого вала, нагрузке, степени сжатия и т. д. Все это сопровождается повышением действующих инерционных, газовых и тепловых нагрузок на основные и несущие детали двигателей, в том числе на детали КШМ и ЦПГ.

Перечисленные нагрузки вызывают остаточные и упругие деформации указанных деталей, особенно поршня, шатуна и коленчатого вала. Деформации уменьшают монтажные и действительные рабочие зазоры в сопряжениях деталей КШМ и ЦПГ, в подшипниках коленчатого вала.

При прочих одинаковых условиях надежность и вероятность безотказной работы (ВБР) автотракторных двигателей определяется стабильной и надежной работой сопряжения верхнее компрессионное кольцо — канавка поршня. В случае форсирова-

ния двигателей возрастают указанные выше нагрузки на эти детали, более напряженным становится их тепловое состояние. Все это приводит к росту скорости изнашивания и неравномерности износа верхнего компрессионного кольца и канавки поршня под него, в результате снижаются надежность, долговечность и ВБР деталей ЦПГ и двигателей.

С целью устранения этих ограциательных последствий форсирования двигателей в настоящее время в большинстве из них используют поршни с чугунной под первое компрессионное кольцо и стальной терморегулирующей вставкой. Последние снижают скорость изнашивания и неравномерность износа верхнего компрессионного кольца и канавки поршня под него, тепловые деформации поршня, уменьшают и стабилизируют необходимые для надежной работы двигателей монтажные и действительные рабочие зазоры между гильзой цилиндра и головкой поршня, гильзой цилиндра и юбкой поршня, верхним компрессионным кольцом и канавкой. Перечисленные факторы способствуют повышению надежности, долговечности и ВБР деталей ЦПГ и двигателей. Вставки увеличивают массу поршня

НАДЕЖНОСТЬ

по сравнению с ее первоначальным значением, предусмотренным при проектировании двигателей.

В процессе длительного производства автотракторных двигателей конструктивно и технологически усовершенствуют также поршневые и стопорные кольца, поршневые пальцы и шатунные вкладыши, масса которых влияет на значение массогеометрических параметров (МГП) противовесов коленчатого вала. В общем случае в процессе усовершенствования массы этих деталей увеличиваются.

Конструктивному и технологическому усовершенствованию подвергают и коленчатый вал. Как правило, это не затрагивает основных размеров вала и МГП его противовесов.

Установка в двигатели V8 конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ приводит к увеличению свободного суммарного неуравновешенного момента, действующего в них и уравновешиваемого путем установки противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. В данном случае указанный момент становится больше суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов, что является причиной нарушения уравновешенности двигателей V8 и, как следствие, снижения их надежности и ВБР, ухудшения виброакустических показателей [1–3]. Поэтому для обеспечения фактической уравновешенности двигателей при использовании в них усовершенствованных деталей КШМ необходимо увеличить МГП противовесов их коленчатого вала.

Такая возможность не предусмотрена при первоначальном проектировании современных автотракторных двигателей. Это является принципиальным недостатком применяемых в настоящее время методов проектирования, уравновешивания и изготовления двигателей. В этой связи применение в двигателях V8 рассматриваемых деталей вызывает большие трудности при их уравновешивании в условиях производства.

Приведенные данные, анализ работ, посвященных вопросам уравновешивания автотракторных двигателей, показывают, что до настоящего времени не разработаны теоретические основы определения влияния суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ на уравновешенность этих двигателей. Отсутствуют методы определения роста свободного суммарного

неуравновешенного момента, вызываемого этой массой, и математические зависимости для его расчета. Изложенное свидетельствует о необходимости разработки теоретических основ определения влияния СНМ деталей КШМ на уравновешенность автотракторных двигателей V8 в условиях производства. Это позволит разработать рекомендации и методы обеспечения фактической уравновешенности при производстве двигателей.

Использование в двигателях V8 конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ является причиной появления приведенной к оси каждой шатунной шейки коленчатого вала СНМ Δm_{uy} при производстве двигателей. Наличие этой СНМ деталей КШМ приводит к появлению дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента, ΔM_{Ri} , действующего в новых двигателях V8 и нарушающего их уравновешенность. Этот момент вычисляют по формуле

$$\Delta M_{Ri} = bn^2 \Delta m_{uy}, \quad (1)$$

где b — постоянный конструктивный коэффициент [4]; n — частота вращения коленчатого вала.

В общем случае формула для определения значения указанной массы имеет вид:

$$\Delta m_{uy} = \Delta m_{uty} + \Delta m_{pi} + \Delta m_{pk} + \Delta m_{pnc} + \Delta m_{sk} + \Delta m_{shp} + 2\Delta m_{shk} + \Delta m_{shv}, \quad (2)$$

где Δm_{uty} — приведенная к оси шатунной шейки коленчатого вала СНМ деталей КШМ, соответствующая допустимым по ТУ или фактическим отклонениям массы последних от номинального значения в условиях производства двигателей; Δm_{pi} , Δm_{pk} , Δm_{pnc} , Δm_{sk} , Δm_{shv} , Δm_{shp} и Δm_{shk} — разность масс поршня, комплекта поршневых колец, поршневого пальца, стопорных колец, шатунных вкладышей, верхней и нижней головок шатуна после их усовершенствования и первоначальной.

С учетом зависимости (2) выражение (1) для общего случая принимает вид:

$$\Delta M_{Ri} = bn^2 (\Delta m_{uty} + \Delta m_{pi} + \Delta m_{pk} + \Delta m_{pnc} + \Delta m_{sk} + \Delta m_{shp} + 2\Delta m_{shk} + \Delta m_{shv}). \quad (3)$$

Конструктивные и технологические усовершенствования деталей КШМ двигателей практически не влияют на массу поршневого пальца, шатунных вкладышей, поршневых и стопорных ко-

НАДЕЖНОСТЬ

лец. Масса и размеры коленчатого вала, в том числе МГП его противовесов, также не изменяются. При этом масса поршня и головок шатуна увеличивается. С учетом изложенного можно записать:

$$\Delta m_{\text{пк}} = 0; \Delta m_{\text{пц}} = 0; \Delta m_{\text{ск}} = 0; \Delta m_{\text{шв}} = 0. \quad (4)$$

Принимая во внимание равенства (4), уравнение (3) перепишется:

$$\Delta M_{Ri} = bn^2(\Delta m_{\text{ути}} + \Delta m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{шп}} + 2\Delta m_{\text{шк}}). \quad (5)$$

Массу $\Delta m_{\text{ути}}$ определяют по выражению:

$$\Delta m_{\text{ути}} = \left(\sum_I^{q_d} K_{\text{п}}^2 \delta m_{ji}^2 + \sum_I^{q_R} \delta m_{Ri}^2 \right)^{0,5}, \quad (6)$$

где q_d и q_R — число поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, имеющих отклонения массы; $K_{\text{п}}$ — коэффициент приведения [5]; δm_{ji} и δm_{Ri} — допуск или поле рассеяния массы i -той поступательно движущейся и вращающейся детали КШМ при их изготовлении.

При проектировании и производстве автотракторных двигателей устанавливают допуски на массу поршня, поршневого пальца и головок шатуна. На массу поршневых и стопорных колец, шатунных вкладышей по действующим ТУ на их изготовление допуски не предусмотрены, хотя эти детали имеют отклонения массы от номинального значения. По действующим ТУ на массу обычных (первоначальных) и усовершенствованных деталей КШМ предусмотрены одинаковые допуски.

На предприятиях-изготовителях могут быть три варианта конструктивного и технологического усовершенствования поршня и шатуна выпускаемых двигателей. При первом варианте усовершенствуют только поршень, оставляя неизменными конструкцию и массу головок шатуна. В этом случае имеем:

$$\Delta m_{\text{шп}} = 0; \Delta m_{\text{шк}} = 0. \quad (7)$$

Тогда, принимая во внимание соотношения (5) и (7), рассматриваемый неуравновешенный момент вычисляют так:

$$\Delta M_{Ri} = bn^2(\Delta m_{\text{ути}} + \Delta m_{\text{п}}). \quad (8)$$

При втором варианте усовершенствуют только шатун, а конструкцию и массу поршня оставляют прежними. Тогда можно записать:

$$\Delta m_{\text{п}} = 0. \quad (9)$$

С учетом равенства (9) для анализируемого момента справедлива формула

$$\Delta M_{Ri} = bn^2(\Delta m_{\text{ути}} + \Delta m_{\text{шп}} + 2\Delta m_{\text{шк}}). \quad (10)$$

При третьем варианте конструктивно и технологически усовершенствуют обе рассматриваемые детали. В данном случае для расчетов необходимо использовать выражение (5).

Массу $m_{\text{ш}}$ шатуна определяют по равенству:

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{шп}} + m_{\text{шк}}, \quad (11)$$

где $m_{\text{шп}}$ и $m_{\text{шк}}$ — масса верхней и нижней головок шатуна.

Для указанных величин справедливы соотношения:

$$m_{\text{шп}} = k_{\text{шп}} m_{\text{ш}}; \quad m_{\text{шк}} = k_{\text{шк}} m_{\text{ш}}, \quad (12)$$

где $k_{\text{шп}}$ и $k_{\text{шк}}$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты.

Упомянутые коэффициенты определяют так

$$k_{\text{шп}} = m_{\text{шп}}/m_{\text{ш}}; \quad k_{\text{шк}} = m_{\text{шк}}/m_{\text{ш}}. \quad (13)$$

С учетом выражений (11) и (12) получим:

$$k_{\text{шм}} + k_{\text{шк}} = 1; \quad (14)$$

$$m_{\text{шп}} = k_{\text{ш}} m_{\text{шк}}; \quad (15)$$

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{шк}}(1 + k_{\text{ш}}), \quad (16)$$

где $k_{\text{ш}}$ — безразмерный конструктивный коэффициент, имеющий постоянное значение.

Значение указанного коэффициента составляет:

$$k_{\text{ш}} = \Delta m_{\text{шп}}/\Delta m_{\text{шк}}. \quad (17)$$

Обычно при конструктивном и технологическом усовершенствовании шатунов обеспечивают соблюдение соотношения

$$\Delta m_{\text{шп}}/\Delta m_{\text{шк}} = m_{\text{шп}}/m_{\text{шк}}. \quad (18)$$

Из равенств (17) и (18) получим

$$k_{\text{ш}} = m_{\text{шп}}/m_{\text{шк}}. \quad (19)$$

Очевидно, что при увеличении массы головок шатуна, наблюдаемого в процессе его усовершен-

НАДЕЖНОСТЬ

ствования, по аналогии с формулами (15) и (16), справедливы равенства:

$$\Delta m_{шп} = k_{ш} \Delta m_{шк}; \quad (20)$$

$$\Delta m_{ш} = \Delta m_{шк}(1 + k_{ш}), \quad (21)$$

где $\Delta m_{ш}$ — разность масс шатуна после его усовершенствования и первоначальной.

С учетом соотношений (13), (18), (20) и (21) имеем:

$$k_{шп} = \Delta m_{шп}/\Delta m_{ш}; \quad k_{шк} = \Delta m_{шк}/\Delta m_{ш}. \quad (22)$$

При первоначальном проектировании двигателей, исходя из действующих на шатун нагрузок, условий работы и механических свойств материала этой детали, определяют его массу и ее распределение по указанным головкам. Эти данные приводят в рабочем чертеже шатуна и технической документации на изготовление, эксплуатацию и ремонт двигателей. На предприятиях-изготовителях массу шатуна и его головок контролируют на специальных весах. После этого массу головок шатуна подгоняют и добиваются ее нахождения в допустимых по ТУ пределах. Поэтому значения масс, входящих в уравнения (12), (13), (15), (16) и (19), определяют по указанным документам и результатам взвешивания шатуна и его головок в условиях производства. Зная эти данные, вычисляют значения рассматриваемых коэффициентов, используя соотношения (13) и (19). По равенствам (13) и (19), основываясь на данных упомянутых документов, рассчитаны значения анализируемых коэффициентов (таблица).

С учетом рассматриваемых коэффициентов для общего случая значение исследуемой СНМ деталей КШМ вычисляют по формуле:

$$\Delta m_{ути} = \Delta m_{п} + \Delta m_{ш} + (2 + k_{ш}) \Delta m_{шк}. \quad (23)$$

Имея в виду выражения (12)–(23) и входящие в них постоянные конструктивные коэффициенты, для общего случая можно записать:

$$\Delta M_{Rи} = bn^2 [\Delta m_{ути} + \Delta m_{п} + (2 + k_{ш}) \Delta m_{шк}]. \quad (24)$$

Если имеют место равенства (9), (17) и (20), то для рассматриваемого момента справедлива формула:

$$\Delta M_{Rи} = bn^2 [\Delta m_{ути} + (2 + k_{ш}) \Delta m_{шк}]. \quad (25)$$

В настоящее время на предприятиях по производству автотракторных двигателей при изготовлении и подгонке массы деталей КШМ применяют современные высокоточные станки и автоматиче-

Постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты некоторых двигателей

Рабочий объем двигателя, л	Обозначение и значение коэффициента		
	$k_{ш}$	$k_{шп}$	$k_{шк}$
4,25	0,445	0,308	0,692
6	0,414	0,293	0,707
7	0,414	0,293	0,707
8,45	0,434	0,303	0,697
10,85	0,474	0,322	0,678
14,86	0,650	0,394	0,606

ские линии. По действующим ТУ отклонения массы поршня, поршневого пальца (дизели) и головок шатуна практически для всех существующих автотракторных двигателей задают симметричными относительно ее номинального значения. На отклонения массы поршневого пальца (карбюраторные двигатели), шатунных вкладышей, поршневых и стопорных колец от номинального значения допуски не установлены. Считают, что нахождение массы этих деталей в допустимых пределах обеспечивается допусками на их размеры.

Правильность такого подхода подтверждена статистическим анализом данных по отклонениям массы указанных деталей от номинального значения, полученных в условиях производства двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25; 6 и 7 л. Выявлено, что отклонения массы первоначальных и усовершенствованных поршня, головок шатуна, поршневого пальца, шатунных вкладышей, поршневых и стопорных колец в условиях массового производства указанных двигателей подчиняются нормальному закону распределения. Ось симметрии кривой распределения отклонений массы перечисленных деталей при этом проходит через ее номинальное значение.

Если в процессе изготовления перечисленных деталей обеспечивают допуски по действующим ТУ на их размеры и производят тщательную подгонку массы поршня, головок шатуна и поршневого пальца, то поле рассеяния действительной массы рассматриваемых деталей незначительно и практически не превышает допуск на нее. Основываясь на изложенном и результатах статистической обработки данных по отклонениям массы деталей КШМ в условиях производства упомянутых двигателей, для инженерных расчетов можно принять:

$$\Delta m_{ути} \approx 0. \quad (26)$$

НАДЕЖНОСТЬ

Следует также подчеркнуть, что возможное влияние действительных отклонений массы деталей КШМ и вызываемой ими СНМ $\Delta m_{ути}$ на МГП противовесов коленчатого вала полностью компенсируется допусками по ТУ на их размеры. Поэтому принятие соотношения (26) при инженерных расчетах значений СНМ деталей КШМ вполне обосновано. С учетом приведенных положений и упомянутых соотношений для общего случая анализируемый момент вычисляются так:

$$\Delta M_{Rи} = bn^2(\Delta m_{п} + \Delta m_{шп} + 2\Delta m_{шк}). \quad (27)$$

В случае конструктивного и технологического усовершенствования только поршня при неизменных конструкции и массе головок шатуна имеют место равенства (7). Тогда, с учетом выражений (7) и (27), значение рассматриваемого момента определяются по формуле:

$$\Delta M_{Rи} = bn^2\Delta m_{п}. \quad (28)$$

Если усовершенствуют только шатун, а конструкцию и массу поршня оставляют первоначальными, то справедливо равенство (9). Имея в виду соотношения (9) и (26), для анализируемого момента можно записать:

$$\Delta M_{Rи} = bn^2(\Delta m_{шп} + 2\Delta m_{шк}). \quad (29)$$

При одновременном усовершенствовании поршня и шатуна расчеты следует производить по зависимости (27).

С использованием формул (1)–(29) рассчитывают значения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента, действующего в двигателях при установке в них обычных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ. Используя их расчетным путем определяют значения указанного момента при применении в двигателях всех возможных на практике сочетаний первоначальных и усовершенствованных деталей КШМ номинального размера.

Анализ указанных зависимостей показывает, что рассматриваемый момент действует в двигателях в случае установки в них любых возможных на практике сочетаний номинального размера обычных и усовершенствованных шатунов, поршней, поршневых колец и шатунных вкладышей. Он нарушает уравновешенность и ухудшает основные качественные показатели двигателей, затрудняет

балансировку их коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства [1–3]. Изложенное доказывает необходимость разработки теоретических основ и методов устранения рассматриваемого момента, действующего в двигателях.

Таким образом, применение в двигателях V-8 конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ приводит к появлению действующего в них дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента. Выведены математические зависимости для расчета значений указанного момента для всех возможных на практике сочетаний номинального размера первоначальных и усовершенствованных деталей КШМ. При использовании в двигателях любых возможных на практике сочетаний первоначальных и усовершенствованных деталей КШМ номинального размера в этих двигателях действует анализируемый момент. Его значения вычисляют по предложенным формулам.

Полученные выражения необходимо использовать при расчете и оценке действительной уравновешенности двигателей, а также разработке теоретических основ и методов компенсации СНМ деталей КШМ в условиях производства. Одним из реальных путей повышения надежности, долговечности и ВБР, снижения вибраций и шума двигателей является устранение действующего в них дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Назаров А. Д. Повышение основных качественных показателей двигателей V-8 обеспечением их фактической уравновешенности // Грузовик &, 2006, № 6. С. 57–63.
2. Назаров А. Д. Уравновешивание двигателей изменением конструкции и массогабаритных параметров пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала // Грузовик &, 2003, № 11. С. 26–28.
3. Назаров А. Д. Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей // Трение и износ, 1995, том 16, № 2. С. 227–237.
4. Назаров А. Д. Расчетные методы определения допустимого и предельно допустимого значений суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ двигателей // Вестник машиностроения, 2007, № 4. С. 3–9.
5. Назаров А. Д. Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.

НАДЕЖНОСТЬ

УДК 621.9.06

А. Д. Назаров, д-р техн. наук Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)
Tel.: 901-737-78-01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ РАЗМЕЩЕНИЯ ПРОТИВОВЕСОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЬ V8

Показано, что увеличением углов размещения противовесов коленчатого вала можно компенсировать суммарную неуравновешенную массу (СНМ) деталей КШМ и устраниить дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, появляющиеся в случае установки в двигатели V8 ремонтных и усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей. Предложены формулы для расчета увеличения указанных углов в зависимости от СНМ деталей КШМ. Внедрение результатов исследований в производство позволит обеспечить возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе, полную уравновешенность, повысить основные качественные показатели двигателей.

Ключевые слова: двигатели V8, суммарная неуравновешенная масса, компенсация, противовесы, увеличение углов размещения, уравновешенность.

При установке в двигатели V8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала появляется СНМ деталей КШМ Δm_y [1, 2]. Она является причиной возникновения в двигателях V-8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_R , вычисляемого по формуле

$$\Delta M_R = \omega^2 \Delta m_y, \quad (1)$$

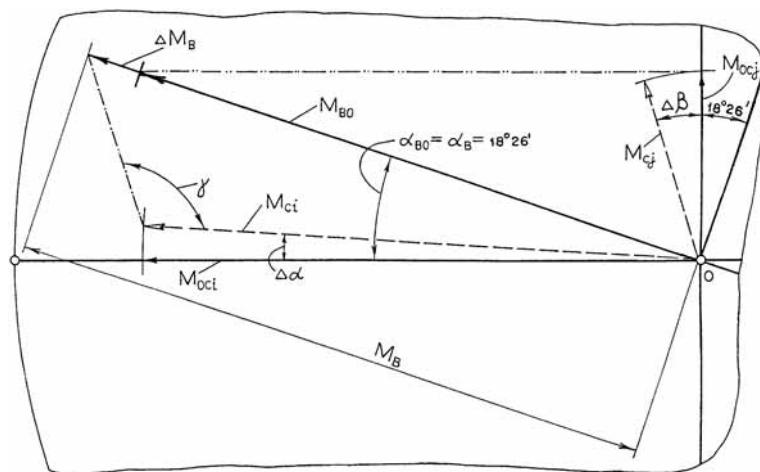
где ω — постоянный конструктивный параметр [1, 2]; ω — угловая скорость коленчатого вала.

Наличие Δm_y и ΔM_R вызывает большие трудности при балансировке коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства

и ремонта, нарушает уравновешенность и ухудшает основные качественные показатели новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8 [3—6]. Поэтому для устранения перечисленных отрицательных явлений необходимо компенсировать Δm_y и устранить ΔM_R . Этого можно достигнуть увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала, что подтверждается приведенными ниже положениями и данными.

В процессе проектирования и производства двигателей V8 действующий в них свободный суммарный неуравновешенный момент уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. При этом в зависимости от конструктивных особенностей, технологии и условий производства конкретных моделей и конструкций двигателей в общем случае углы расположения про-

Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов суммарного момента центробежных сил инерции и его составляющих для случая нахождения противовесов в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала и после увеличения углов их размещения с целью компенсации СНМ деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента



НАДЕЖНОСТЬ

тивовесов имеют различные сочетания и значения. Большой научный и практический интерес представляет вариант, когда противовесы располагаются в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала. В данном случае, как показали результаты теоретических исследований и проведенных расчетов, кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала двигателей V-8 практически полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов. Поэтому они не влияют на параметры изнашивания и неравномерности износа коренных шеек, вкладышей и подшипников коленчатого вала двигателей. Схемы образования и расположения суммарного момента $M_{\text{бо}}$ центробежных сил инерции от массогеометрических параметров (МГП) противовесов коленчатого вала и его составляющих для рассматриваемого варианта и общего случая показаны на рисунке. Моменты M_{oci} и M_{ocj} на этом рисунке являются алгебраической суммой моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов, определенных во время первоначального проектирования двигателей и находящихся на продолжении щек и в плоскостях соответственно 1, 4 и 2, 3-го кривошипов коленчатого вала. Их значения будут:

$$M_{\text{oci}} = \sum_1^{q_p} M_{oi}; M_{\text{ocj}} = \sum_1^{q_p} M_{oj}, \quad (2)$$

где $q_p = 0,25q_B$ (здесь q_B — число противовесов коленчатого вала); M_{oi} — i -й момент центробежных сил инерции, появляющийся при наличии противовесов на продолжении i -ой и $(9 - i)$ -ой щек коленчатого вала; M_{oj} — j -й момент центробежных сил инерции, возникающий при наличии противовесов на продолжении j -й и $(9 - j)$ -й щек вала, $j = i + 2$.

Суммарный момент $M_{\text{бо}}$ центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала и угол $\alpha_{\text{бо}}$ его действия определяют по формулам (см. рисунок)

$$M_{\text{бо}} = \left(M_{\text{oci}}^2 + M_{\text{ocj}}^2 \right)^{-0,5}; \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{бо}} = M_{\text{oci}} M_{\text{ocj}}^{-1}. \quad (4)$$

В общем случае моменты центробежных сил инерции от МГП противовесов рассчитывают по соотношениям

$$M_{oi} = m_{Bi} \rho_i l_{Bi} \omega^2; M_{oj} = m_{Bj} \rho_j l_{Bj} \omega^2, \quad (5)$$

где m_{Bi} и m_{Bj} — массы противовесов, находящихся на продолжении i -й и j -й щек коленчатого вала, опреде-

ленные в процессе первоначального проектирования двигателей; ρ_i и ρ_j — расстояния от оси вращения до центра тяжести масс m_{Bi} и m_{Bj} , установленные при первоначальном проектировании двигателей; l_{Bi} — расстояние между противовесами, расположенными на продолжении i -й и $(9 - i)$ -й щек коленчатого вала; l_{Bj} — расстояние между противовесами, находящимися на продолжении j -й и $(9 - j)$ -й щек вала.

С учетом выражений (5) из уравнений (2) получим:

$$M_{\text{oci}} = \omega^2 \sum_1^{q_p} m_{Bi} \rho_i l_{Bi}; M_{\text{ocj}} = \omega^2 \sum_1^{q_p} m_{Bj} \rho_j l_{Bj}. \quad (6)$$

Принимая во внимание зависимости (6) из формулы (3) имеем:

$$M_{\text{бо}} = m_{B1} \rho_1 l_{B1} \omega^2 \left[\left(\sum_1^{q_p} c_i \right)^2 + \left(\sum_1^{q_p} c_j \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (7)$$

где c_i и c_j — безразмерные постоянные конструктивные параметры (коэффициенты).

Значения этих коэффициентов составляют:

$$c_i = \kappa_{(i-1)} l_{Bi} l_{B1}^{-1}; c_j = \kappa_{(j-1)} l_{Bj} l_{B1}^{-1}, \quad (8)$$

где $\kappa_{(i-1)}$ и $\kappa_{(j-1)}$ — безразмерные постоянные конструктивные параметры (коэффициенты); l_{B1} — расстояние между противовесами, размещенными на продолжении 1-й и 8-й щек коленчатого вала.

Указанные коэффициенты вычисляют так

$$\begin{aligned} \kappa_i &= m_{B(i+1)} \rho_{(i+1)} / m_{B1} \rho_1; \\ \kappa_j &= m_{B(j+1)} \rho_{(j+1)} / m_{B1} \rho_1; \end{aligned} \quad (9)$$

где m_{B1} — масса противовеса, расположенного на продолжении первой щеки коленчатого вала, установленная во время первоначального проектирования двигателей; ρ_1 — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы m_{B1} , определенное при первоначальном проектировании двигателей.

Для конкретных моделей и конструкций двигателей значения МГП и размеров коленчатого вала, определенные в процессе их первоначального проектирования, являются постоянными. С учетом этого введем обозначения:

$$v_o = m_{B1} \rho_1 l_{B1}; v_1 = \left(\sum_1^{q_p} c_i \right)^2 + \left(\sum_1^{q_p} c_j \right)^2, \quad (10)$$

где v_i — здесь и далее постоянные конструктивные параметры (коэффициенты).

НАДЕЖНОСТЬ

Принимая во внимание равенства (10) из формулы (7) получим:

$$M_{\text{бо}} = v_0 \omega^2 v_1^{0,5}. \quad (11)$$

С учетом уравнений (6) из выражения (4) имеем:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{бо}} = \left(\sum_1^{q_p} c_i \right) \left(\sum_1^{q_p} c_j \right)^{-1}. \quad (12)$$

Соотношения (2)–(12) справедливы в случае, когда при первоначальном проектировании и изготовлении двигателей V-8 и их коленчатого вала обеспечивают соблюдение требований

$$m_{\text{bi}} = m_{\text{b}}(9-i); \rho_i = \rho(9-i); m_{\text{bi}}\rho_i = m_{\text{b}}(9-i)\rho(9-i); \quad (13)$$

$$m_{\text{bj}} = m_{\text{b}}(9-j); \rho_j = \rho(9-j); m_{\text{bj}}\rho_j = m_{\text{b}}(9-j)\rho(9-j). \quad (14)$$

С целью компенсации Δm_y , устранения ΔM_R , обеспечения полной уравновешенности двигателей V8 и возможности балансировки их коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта необходимо увеличить момент $M_{\text{бо}}$ на $\Delta M_{\text{в}}$ (см. рисунок) и добиться соблюдения условий

$$\bar{M}_R = -\bar{M}_{\text{в}}; \Delta \bar{M}_R = -\Delta \bar{M}_{\text{в}}; \alpha_R = \alpha_{\text{Ro}} = \alpha_{\text{в}} = \alpha_{\text{бо}}, \quad (15)$$

где M_R – действующий в двигателях V8 свободный суммарный неуравновешенный момент при установке в них ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ [1]; $M_{\text{в}}$ – суммарный момент центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала после увеличения $M_{\text{бо}}$ на $\Delta M_{\text{в}}$; α_R и $\alpha_{\text{в}}$ – углы действия моментов M_R , ΔM_R [1, 2] и $M_{\text{в}}$, $\Delta M_{\text{в}}$ (см. рисунок).

Для значений упомянутых углов, приведенных в правой части равенств (15), имеем:

$$\operatorname{tg} \alpha_R = \operatorname{tg} \alpha_{\text{Ro}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{бо}} = 1/3. \quad (16)$$

Рассматриваемые моменты определяют по соотношениям:

$$\Delta M_R = M_R - M_{\text{Ro}}; \Delta M_{\text{в}} = M_{\text{в}} - M_{\text{бо}}. \quad (17)$$

Из рисунка видно, что увеличением углов размещения, находящихся на продолжении щек 1, 4 и 2, 3-го кривошипов, коленчатого вала противовесов соответственно на $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$, можно добиться увеличения значения момента $M_{\text{бо}}$ на $\Delta M_{\text{в}}$. В данном случае масса противовесов коленчатого вала и расстояние от ее центра тяжести до оси вращения, определенные во время первоначального проектирования двигателей исходя из номинальной массы деталей КШМ, пре-

дусмотренных для использования в них, остаются постоянными, а углы их расположения увеличиваются. При этом имеют место равенства:

$$M_i = M_{oi}; M_j = M_{oj}, \quad (18)$$

где M_i и M_j – моменты центробежных сил инерции от МГП противовесов, находящихся на продолжении i -й и j -й щек коленчатого вала, после увеличения углов их расположения (см. рисунок).

Основываясь на соотношениях (3) и (18), теореме косинусов и рисунке получены формулы:

$$M_{ci} = \sum_1^{q_p} M_i; M_{cj} = \sum_1^{q_p} M_j; \quad (19)$$

$$M_{\text{в}} = \left(M_{ci}^2 + M_{cj}^2 - 2M_{ci}M_{cj}\cos\gamma \right)^{0,5}; \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = (M_{ci}\sin\Delta\alpha + M_{cj}\cos\Delta\beta) \times \\ \times (M_{ci}\cos\Delta\alpha + M_{cj}\sin\Delta\beta)^{-1}, \quad (21)$$

где M_{ci} и M_{cj} – алгебраическая сумма моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов, размещенных на продолжении щек соответственно 1, 4 и 2, 3-го кривошипов коленчатого вала, после увеличения углов их расположения; γ – угол между векторами моментов M_{ci} и M_{cj} после увеличения углов размещения противовесов (см. рисунок).

Значение упомянутого угла составляет (см. рисунок):

$$\gamma = 90 + \Delta\alpha + \Delta\beta. \quad (22)$$

Для рассматриваемого угла имеем:

$$\cos\gamma = -\sin(\Delta\alpha + \Delta\beta). \quad (23)$$

Принимая во внимание уравнение (23) из выражения (20) получим:

$$M_{\text{в}} = \left[M_{ci}^2 + M_{cj}^2 + 2M_{ci}M_{cj}\sin(\Delta\alpha + \Delta\beta) \right]^{0,5}. \quad (24)$$

Увеличение углов расположения соответствующих противовесов коленчатого вала на $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$ приводит к росту их суммы. Это сопровождается увеличением синуса суммы указанных углов и, как видно из формулы (24), ростом рассматриваемого момента.

С учетом соотношений (7)–(10), (11), (15)–(17) и (24) имеем:

$$M_{\text{в}} = v_0 \omega^2 [v_1 + v_2 \sin(\Delta\alpha + \Delta\beta)]^{0,5}; \quad (25)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = (\sin\Delta\alpha + c_{ji}\cos\Delta\beta)(\cos\Delta\alpha + c_{ji}\sin\Delta\beta)^{-1}, \quad (26)$$

где c_{ji} – безразмерный постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

НАДЕЖНОСТЬ

Значения коэффициентов b_2 и c_{ji} составляют:

$$b_2 = 2 \left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right) \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right); \quad c_{ji} = m_{Bj} \rho_j l_{Bj} / m_{Bi} \rho_i l_{Bi}. \quad (27)$$

Введем обозначение:

$$\Delta\gamma = \Delta\alpha + \Delta\beta, \quad (28)$$

где $\Delta\gamma$ — суммарное увеличение углов расположения противовесов коленчатого вала.

Основываясь на выражениях (1), (11), (15) и (16), втором уравнении зависимостей (17), формулах (25), (26) и (28) получены соотношения

$$\Delta M_B = b_0 \omega^2 \left[(b_1 + b_2 \sin \Delta\gamma)^{0,5} - b_K \right]; \quad (29)$$

$$3 \sin \Delta\alpha - \cos \Delta\alpha - c_{ji} (\sin \Delta\beta - 3 \cos \Delta\beta) = 0; \quad (30)$$

$$\sin \Delta\gamma = (b_{K0} \Delta m_y + B)^2 - b_{K1}, \quad (31)$$

где B — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значения коэффициентов, входящих в уравнения (29) и (31), вычисляют по формулам:

$$b_K = \left[\left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (32)$$

$$b_{K0} = 2,236 l_2 r (m_{B1} \rho_1 l_{B1})^{-1} \left[\left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right)^2 \right]^{-0,5}; \quad (33)$$

$$B = \left\{ 0,5 \left[\left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right) \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right)^{-1} + \left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right)^{-1} \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right) \right] \right\}^{0,5}; \quad (34)$$

$$b_{K1} = 0,5 \left[\left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right) \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right)^{-1} + \left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right)^{-1} \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right) \right]. \quad (35)$$

Степень роста суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов ко-

ленчатого вала, вызываемого увеличением углов их размещения, оценивают безразмерным параметром (коэффициентом), определяемым по равенству:

$$\kappa_B = 1 + \Delta M_B M_{BO}^{-1}. \quad (36)$$

Принимая во внимание выражения (11) и (29) из формулы (36) имеем:

$$\kappa_B = 1 + b_M [(b_1 + b_2 \sin \Delta\gamma)^{0,5} - b_K]. \quad (37)$$

Значение параметр b_M определяют по формуле:

$$b_M = \left[\left(\sum_{i=1}^{q_p} c_i \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^{q_p} c_j \right)^2 \right]^{-0,5}. \quad (38)$$

Для конкретных моделей и конструкций двигателей значения постоянных параметров и коэффициентов, входящих в зависимости (29)–(31) и (37), являются известными. Поэтому при неизменном значении СНМ деталей КШМ правая часть уравнения (31) является постоянной. В этом случае сумма углов $\Delta\alpha + \Delta\beta$ также является постоянной, равной $\Delta\gamma_\Pi$ и вычисляемой по выражениям:

$$\begin{aligned} \Delta\gamma_\Pi &= \Delta\alpha + \Delta\beta; \\ \Delta\gamma_\Pi &= \arcsin[(b_{K0} \Delta m_y + B)^2 - b_{K1}]. \end{aligned} \quad (39)$$

Из формул (39) имеем

$$\Delta\alpha = \arcsin[(b_{K0} \Delta m_y + B)^2 - b_{K1}] - \Delta\beta. \quad (40)$$

Основываясь на свойствах тригонометрических функций и решая совместно уравнения (30), (31), (39) и (40) получены формулы для расчета значений исследуемых углов:

$$\begin{aligned} \Delta\beta &= \arccos c_y; \\ \Delta\alpha &= \arcsin[(b_{K0} \Delta m_y + B)^2 - b_{K1}] - \arccos c_y, \end{aligned} \quad (41)$$

где c_y — параметр (коэффициент) для конкретных моделей и конструкций двигателей, зависящий от СНМ Δm_y .

НАДЕЖНОСТЬ

Значение рассматриваемого параметра составляет:

$$c_y = \left[3 \left\{ 1 - \left[(B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} \right]^2 \right\}^{0,5} + (B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} + c_{ji} \right] \times \times \left\{ \left[\left\{ 1 - \left[(B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} \right]^2 \right\}^{0,5} - 3 \left[(B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} \right] - 3c_{ji} \right]^2 + \left[3 \left\{ 1 - \left[(B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} \right]^2 \right\}^{0,5} + (B_{k0}\Delta m_y + B)^2 - B_{k1} + c_{ji} \right]^2 \right\}^{0,5}. \quad (42)$$

Суммарное увеличение исследуемых углов вычисляют по равенству (28). С учетом полученных данных по выражениям (29) и (37) определяют величины ΔM_B и κ_B в зависимости от СНМ Δm_y .

Значения постоянных параметров и коэффициентов, входящих в формулы (29), (37) и (39)–(42), известны. СНМ деталей КШМ зависит от сочетания значений масс ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей. Поэтому для указанных двигателей значение Δm_y также известно. Тогда используя перечисленные формулы для конкретных величин Δm_y рассчитывают значения ΔM_B , κ_B , $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ и $\Delta\gamma$. Увеличение углов расположения соответствующих противовесов коленчатого вала на $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$ (см. рисунок) полностью компенсирует Δm_y , устраняет ΔM_R и обеспечивает возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением при производстве и ремонте двигателей V8. В результате обеспечивается полная уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей, повышаются их надежность и вероятность безотказной работы, улучшаются вибраакустические показатели.

Таким образом, увеличением углов размещения противовесов коленчатого вала можно компенсировать СНМ деталей КШМ и устраниить дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, появляющийся в случае установки в двигатели V8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей. Выведен-

ны формулы для расчета увеличения указанных углов в зависимости от СНМ деталей КШМ. Внедрение результатов исследований в производство позволит обеспечить возможность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением, полную уравновешенность, повысить основные качественные показатели новых и капитально отремонтированных двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Назаров А. Д. Повышение долговечности и улучшение вибраакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения, 2002. — №7. — С. 7–11.
2. Назаров А. Д., Назаров М. А. Методики определения влияния увеличения массы деталей КШМ на долговечность и вибраакустические показатели двигателей [Текст] / А. Д. Назаров, М. Н. Назаров // Сборник научных трудов МГАУ "Диагностика, надежность и ремонт машин". — М.: МГАУ, 1995. — С. 9–14.
3. Назаров А. Д. Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
4. Назаров А. Д. Проблемы балансировки коленчатых валов при ремонте двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1997. — №5. — С. 22–25.
5. Назаров А. Д. Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Трение и износ, 1995. Том 16, № 2. — С. 227–237.
6. Назаров А. Д. Детали КШМ и вибраакустические показатели двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Автомобильная промышленность, 1995. — № 9. — С. 11–14.

КАЧЕСТВО

УДК 621.436.038

Л. В. Грехов, д-р техн. наук, проф. (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
А. В. Неговора, д-р техн. наук, проф., А. Ф. Давлетов, асп. (Башкирский государственный
аграрный университет)
E-mail: lgrekhov@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Рассмотрены методы получения характеристики впрыскивания. Представлена математическая модель процессов, протекающих в линии высокого давления. Для уточнения этой модели проведены экспериментальные исследования дизельной топливной аппаратуры.

Ключевые слова: топливная система, характеристика впрыскивания, дизельный двигатель.

Рисунки на 2-й, 3-й и 4-й полосах обложки

При безмоторных испытаниях топливоподающей аппаратуры на топливных стендах часто возникает необходимость непосредственного определения характеристики впрыскивания $Q=f(t)$. Она связана с решением следующих задач:

- безразборного диагностирования состояния топливоподающей аппаратуры;
- отладки и оптимизации топливоподающей аппаратуры (ТПА) на топливных стендах по требованиям рабочего процесса дизеля и т. д.
- оценки точности расчетов процесса топливоподачи (ТП) по экспериментальным данным.

Для решения этих задач применяются известные методы:

- измерители по методике Bosch (впрыскивание в длинный трубопровод) [1];
- впрыскивание в мерный сосуд постоянного объема (иногда увязывают с измерителем ЦНИИА и поэтому называют по имени института) [2];
- с помощью измерения давления впрыскивания в препарированном распылителе [3];
- оборудование "безмензурочных" топливных стендов с подвижным поршнем-индикатором в измерительной полости переменного объема;
- с помощью измерений давлений в двух или одной точках нагнетательного трубопровода и применения

математического моделирования ТП в части топливной системы (расчетно-экспериментальный метод).

Возможны и другие методы, расчетный метод здесь также не обсуждается. У каждого из упомянутых методов есть свои преимущества, недостатки, характерные методические и метрологические погрешности, поэтому единственного идеального и универсального метода назвать нельзя.

Ниже рассмотрены методические особенности применения измерителя Bosch, который в отличие от других методов может быть реализован как с помощью фирменного оборудования, так и выполнен самостоятельно, при этом обеспечивает хорошую точность измерений и имеет ясное математическое описание. В статье [1] рассмотрены результаты и даны рекомендации по выбору его параметров.

Как известно, измеритель (индикатор) в простейшей реализации представляет достаточно длинный трубопровод, в начало которого из форсунки поступает подаваемой ТПА топливо (рис. 1, см. 2-ю сторону обложки).

Штуцер 1 измерителя выполнен таким образом, что к нему можно крепить различные форсунки. Мерная трубка 5 присоединена к штуцеру с помощью накидной гайки и центрирующей втулки (во избежание возмущений потока). Концентрично

КАЧЕСТВО

с мерной трубкой в штуцере припаян отрезок того же диаметра с тензометрическим датчиком 2. Для повышения чувствительности наружный диаметр этого отрезка уменьшен. Для удобства пользования мерная трубка свернута в кольца.

Сменные дросселирующие шайбы 7 на конце мерной трубы имеют диаметры 0,15—1 мм. Вместо дросселирующей шайбы может быть установлен регулируемый вентиль 8 с байпасным отверстием 6 минимального сечения. Концевая трубка 9, присоединенная за дросселирующей шайбы, может быть любой длины. Она представляет собой необязательный элемент измерителя и по существу является демпфером затухающих волн. Считается, что с увеличением длины трубы несколько повышается стабильность получаемых данных.

Вместе с тем такая классическая реализация имеет свои методические и практические проблемы.

Для точных измерений давления сегодня уже не пригодны и поэтому не используются тензорезисторы, наклеенные на трубы. Для точных измерений более пригодны специально изготовленные, апробированные и аттестованные промышленные датчики давления, в том числе использующие в качестве первичного преобразователя тензорезисторы. Так же применяются индукционные преобразователи, пьезопреобразователи. Последние обеспечивают лучшую точность, до 0,1—0,2 % при постоянной времени до 5—8 мкс. Такие датчики вставляются в гнездо 3 измерителя.

Таким образом, при использовании измерителя Bosch возникающие погрешности измерений вызваны методическими неточностями, а не аппаратным. Рассмотрим их ниже.

Математическая модель измерителя базируется на решении уравнений движения и неразрывности для течения топлива в трубопроводе [4]. Если допустить постоянство площади сечения f , отбросить конвективные члены (переносного движения) типа $U\partial U/\partial x$ и $U\partial \rho/\partial x$, получим популярную систему уравнений для описания одномерного, однофазного, энергоизолированного нестационарного течения вязкой сжимаемой жидкости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} &= -KU \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial U}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где t — время; x — продольная координата; U — скорость; P — давление; ρ — плотность; K — диссиpативный множитель.

Путем введения понятия скорости звука $\alpha = (dP/d\rho)^{0,5}$, после дифференцирования по x и t , вы-

читания второго уравнения из первого, получают волновое уравнение, а из него — решение Д'Аламбера:

$$\begin{aligned} P_{x=0} &= P_{\text{нач}} + F_x = 0 - W_x = 0; \\ U_{x=0} &= [F_x = 0 + W_x = 0]/\alpha\rho. \end{aligned}$$

Применительно к данному измерителю с учетом того, что отраженная волна на период измерений должна отсутствовать $W_{x=0} = 0$, и $P_{x=0} = P_{\text{датч}}$, имеем:

$$\begin{aligned} P_{\text{датч}} &= P_{\text{нач}} + F_x = 0; \\ U_{x=0} &= F_x = 0/\alpha\rho = (P_{\text{датч}} - P_{\text{нач}})/\alpha\rho. \end{aligned}$$

Соответственно, характеристика вспышивания $Q = f(t)$ будет находиться из соотношений:

$$\begin{aligned} Q_{\text{форс}} &= f_{\text{тр}}(P_{\text{датч}} - P_{\text{нач}})/\alpha\rho; \\ G_{\text{форс}} &= f_{\text{тр}}(P_{\text{датч}} - P_{\text{нач}})/\alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

К сожалению, на этом расшифровка сигнала от датчика $P_{\text{датч}}$ не заканчивается.

Определение скорости звука с учетом деформации трубы. Учет фактора деформации трубы — самая легкая в реализации поправка. Необходимость учета деформации трубы от повышенного давления в исходных уравнениях [4] закладывалась путем вычисления сомножителей f , $\partial f/\partial t$, $\partial f/\partial x$. Переходя к более простым уравнениям (1), мы постулировали, что $f = \text{const}$, но физически деформация осталась. Это становится особенно ощутимо при использовании тонкостенных трубок, часто для этой цели применяют уже не толстостенные стальные топливопроводы высокого давления, а популярные в машиностроении более тонкие трубы из стали, меди, алюминиевых сплавов.

Скорость звука в деформируемой трубке ниже физической на величину поправки Ротрока:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{физ}} &= (\rho\beta_T)^{-0,5}, \\ \alpha_{\text{тр}} &= \left\{ \rho \left[\beta_T + \frac{2}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \mu_\Pi \right) \right] \right\}^{0,5}. \end{aligned} \quad (3)$$

Необходимость учета этой поправки диктуется способом оценки скорости звука. Проще всего оценивать ее в этом же трубопроводе, тогда поправка не нужна.

Первичная оценка скорости звука и плотности. Легче всего определить исходную плотность применяемого топлива. Для этого есть не вызывающие сомнений точные способы. Для оценки изменения плотности от температуры можно повторить взвешивания или воспользоваться корректирующими зависимостями эмпирического [2] или расчетно-теоретического характера [4].

КАЧЕСТВО

Сложнее с оценкой скорости звука. Сразу отбросим оценку на основе справочных данных. Стандарты РФ и других стран нормируют многие параметры топлив, кроме важнейших для ТП — сжимаемости или скорости звука. Практика показывает, что в товарных топливах эти параметры варьируются в недопустимо широком диапазоне. По этой причине точные испытания ТПА стараются вести не на дизельном топливе, а на технологической жидкости, созданной на основе одного углеводорода.

Можно установить по длине измерительной трубки два датчика давления и определять скорость звука по задержке распространения волны:

$$\alpha = L_{\text{тр}}/\Delta t.$$

Менее точно определять ее с помощью одного датчика по времени пробегания волны от датчика до дросселирующей шайбы и обратно, т. е. по формуле

$$\alpha = 2L_{\text{тр}}/\Delta t.$$

Определение скорости звука и плотности в зависимости от давления во время подачи. С повышением давления растет плотность топлива, но уменьшается его сжимаемость. С учетом уравнений (3) и того, что коэффициент сжимаемости β изменяется значительно быстрее (рис. 2), с ростом давления в интервале 0–20 МПа скорость звука увеличивается на 9,7 % (например, с 1147 до 1259 м/с).

Непостоянство скорости звука — известная и неустранимая ошибка решения Д'Аламбера и других не учитывающих это явление методов (например, обычная реализация метода характеристик). Таким образом, расчетная формула (2) метода Bosch, строго говоря, является приближенной.

На рис. 3 приведена схема размещения двух датчиков давления в трубке измерителя, а на рис. 4 — полученная с их помощью осциллограмма давлений.

Сразу оговоримся, что 2-й датчик должен отстоять от дросселирующей шайбы на достаточном расстоянии L_2 во избежание наложения на полезный сигнал "шума", обусловленного отражением волны давления от шайбы.

Можно видеть, что скорость звука, определенная по первичному возмущению, на 5 % ниже, чем определенная по точкам максимумов давления. При этом на диаграмме P_1 имеется начальный участок медленного подъема давления, обусловленный началом истечения топлива при противодействующем эффекте увеличения объема в подыгольном канале (колодце распылителя), а также сжатии топлива в колодце и полости датчика. В процессе движения по

трубке последующие волны, распространяясь по среде с большим давлением (более плотной, менее сжимаемой, т. е. имеющей большую скорость звука), догоняли первую волну и в конечном итоге слились с ней. Этот эффект известен, в предельном случае ему обязано формирование ударных волн при крутых, но плавных нарастаниях давлений (например, при взрывах).

Таким образом, можно говорить о нескольких оценках скоростей звука. В действительности она непостоянна.

Корректное решение задачи возможно с использованием расчетных методов, базирующихся на решении не упрощенного волнового, а более полных уравнений типа с переменной скоростью звука. Это может быть метод крупных частиц [5], метод характеристик с интерполяцией волн. В работе [6] описан удобный линеаризованный метод распада произвольного разрыва. Правомерность упрощения классического метода Годунова (линеаризация) обуславливается отсутствием в ТПА ударных волн и сверхзвуковых течений [4].

Однако применение трудоемких математических моделей для обработки результатов экспериментов приводит к потере основного преимущества метода измерений, возможности возникновения проблем устойчивости, подготовки данных или др.

В данной работе описан предложенный и апробированный в испытаниях, проведенных в Башкирском ГАУ, способ уточненной обработки результатов в рамках простой исходной математической модели измерителя.

Вместо расчетного выражения (2) используется следующее:

$$Q_{\text{форс}} = kf_{\text{тр}}(P_{\text{датч}} - P_{\text{нач}})/\alpha \rho. \quad (4)$$

Поправочный множитель k учитывает эффект осреднения скорости звука и плотности по времени подачи. Он привязан к интенсивности подачи (диапазону изменения физических параметров топлива в процессе его подачи), а также более простым фактограм: диаметру трубки, применяемому топливу, температуре, начальному давлению, числу датчиков, применяемых для оценки скорости звука. Попытка его универсализации на иные условия, естественно, приведет к снижению ценности уточнения. Однако для выбранных условий измерений налагаемые ограничения не препятствуют его применению. При использовании k также важно соблюдать единое правило первичной оценки α : либо по началу подачи, либо по максимуму.

КАЧЕСТВО

По известной цикловой подаче, замеряемой, например, с помощью сбора топлива в мензурки, определяем поправочный коэффициент k :

$$V_{\text{ц}} = k \int_{t_{\text{начала}}}^{t_{\text{конца}}} Q_{\text{форс}} dt.$$

В заключение следует еще раз сослаться на рис. 2 и заметить, что результаты измерений будут также зависеть от температуры топлива, поскольку $\alpha = f(P, T, \rho)$. По этой причине результаты измерений в начале эксперимента могут не совпадать с результатами в конце. Это лишь подчеркивает, что физические параметры топлива должны определяться не по известным или ранее определенным значениям, а непосредственно из данного опыта. Применение описанного способа оценки и уточнения физических параметров снимает проблему разогрева топлива.

Подбор диаметра измерительной трубки. Этот вопрос оказывается не таким простым, как видится на первый взгляд. Согласно (4) по характерному для данной ТПА интервалу возможных расходов топлива необходимо подобрать такое сечение трубы, которое бы обеспечило желательный для измерений диапазон изменения давлений. Очевидно, что малые изменения давлений труднее точно замерить, а большие уже просто искажают условия работы ТПА.

Однако имеются и иные ограничения. Во-первых, в отличие от некоторых других параметров измерителя, диаметр трубы выбирается единожды и применяется для всех режимов ТПА и даже разных изучаемых марок ТПА. Из чисто практических соображений внутренние диаметры не допускают произвольного выбора, так как образуют стандартный ряд (обычно через 0,5 мм). Диаметр измерительной трубы оказывается всегда больше диаметра нагнетательного топливопровода, т. е. практически всегда более 2 мм (для автотракторной аппаратуры 4–6 мм). Найти трубы-топливопроводы большого диаметра трудно, мелкосерийного производства таких топливопроводов не существует. В действительности для давлений ниже 10 МПа вполне годятся медные, тонкостенные стальные, автомобильные тормозные и иные трубы.

Есть одно обстоятельство, которое также надо иметь в виду. Величина диаметра трубы, как и вязкость топлива, влияет на значение диссипативных явлений процесса ТП. А именно, гидродинамическое трение на поверхностях трубы снижает скорость распространения возмущений: чем меньше диаметр трубы и вязкость топлива, тем ниже скорость звука в трубке по сравнению с физической

скоростью в неограниченном объеме (рис. 5). При этом функциональные связи нелинейные.

Учет гидродинамического трения в ТПА — самостоятельная задача, не похожая на классические изученные случаи нестационарных течений. Процесс начинается из состояния покоя, но с возможной остаточной изотропной турбулентностью. Поэтому в начале коэффициент трения многократно и даже на порядки выше квазистационарного аналога, в конце подачи при конечных скоростях он снижается до нуля. Об этом подробно излагается в работе [4], но в любом случае приводимые в литературе по ТПА выражения для коэффициентов гидравлического сопротивления — формулы Пуазейля, Блазиуса или иные для установившихся по времени и длине течений — принципиально ошибочны и количественно неадекватны (рис. 6).

То, что гидродинамическое трение в трубке существенно, доказывает снижение амплитуды давления в конце трубопровода по сравнению с давлением в начале (см. рис. 4). В противном случае должно было быть наоборот: уплотнение волн в переднем фронте повышает амплитудные значения (это является одной из причин, почему в высокогооборотных дизелях давление у форсунки выше, чем у насоса).

Трения в трубке влияют на снижение амплитуды волны, прошедшей по ней. В рамках решения Д'Аламбера это учитывают через поправку Т. Ф. Кузнецова:

$$F_x = F_{x=0}(t - x/\alpha)e^{-Kx/\alpha}; \\ W_x = W_{x=L}[t - (L - x)/\alpha]e^{-K(L-x)/\alpha}, \quad (5)$$

где $K = \lambda|U|/2d_{\text{тр}}$.

Можно привести набор несложных расчетных соотношений для коэффициента трения в нестационарных условиях [4], но в рамках принятого подхода — решения Д'Аламбера — они, хотя и более корректно, но опять-таки могут помочь оценить только снижение амплитуды волны, но не уменьшение скорости распространения волн.

Однако именно амплитудная поправка в измерителе Bosch не используется, а влияние трения проявляется через фазовую погрешность (уменьшение скорости звука), которая может быть учтена при использовании численных решений в более сложных моделях [4, 6]. Если же обрабатывать результаты эксперимента на основе решения Д'Аламбера по формуле (2), то опять приходим к предложению применения выражения (4). В этом случае поправочный множитель k учитывает также и осредненное по скоростям движения топлива нестационарное гидродинамическое трение. Учитывая, что такое осреднение, хотя и улучшает сходимость результатов, имеет собственную ошибку осреднения, целесообразно

КАЧЕСТВО

выбирать диаметр трубки, приближающийся к максимальному возможному значению. При использовании дизельного топлива для этого достаточно иметь трубку с внутренним диаметром 4 мм.

В случае применения двух датчиков давления осреднение происходит по характерным скоростям, присущим подаче топлива, при использовании одного — в осреднение попадает отраженная волна уменьшенной интенсивностью. По этой причине два датчика могут обеспечить большую точность, чем один.

Подбор длины измерительной трубки. Этот вопрос более очевидный. Необходимо устранить влияние отраженной от дросселирующей шайбы волны, которой согласно формулам (2), (4) просто не должно быть. Для этого надо длину трубки иметь большую, чем:

$$2L_{\text{тр}}/\alpha + \Delta t_{\text{впрыска}}.$$

Запас должен быть таким, чтобы зрительно или автоматической обработкой осциллограмм первый импульс (полезный сигнал, отражающий характеристику впрыскивания) четко отделялся от второго, отраженного от конца и последующих затухающих импульсов. По тем же причинам трубка не должна иметь никаких неоднородностей (сужений, расширений, зазубрин, газовых пузырьков), способных вызвать "шумы" — отражение волн положительного или отрицательного знака. Одним из недостатков рассматриваемого метода является неуниверсальность условий испытаний при выбранной длине трубы для испытаний на разных частотах вращения вала ТНВД. Таким образом, длину трубы приходится подбирать для ожидаемых частот вращения и планировать алгоритм распознавания осциллограмм для выделения первого импульса.

При использовании двух датчиков в трубке (см. рис. 3) все сказанное относится в первую очередь ко второму датчику, расположенному ближе к концу трубы.

Расстояние между датчиками в этом случае должно определяться еще и из условия обеспечения достаточной точности определения скорости звука при некотором постоянном значении частоты опроса аналого-цифрового преобразователя (АЦП):

$$L = \frac{\alpha}{v} \left[1 + \frac{\alpha}{\Delta\alpha} \right],$$

где v — частота опроса АЦП, Гц; $\Delta\alpha$ — абсолютная погрешность определения скорости звука, м/с.

Повысить точность измерения скорости звука возможно увеличением частоты опроса АЦП, однако стоимость устройства будет возрастать намного быстрее, чем эквивалентное по обеспечиваемой точности приращение длины трубы.

Обеспечение однодimensionalности среды. При использовании формул (2), (4) недопустимо, чтобы в трубке находилась газовая фаза. Пузырек воздуха приведет к отражению волны давления волной разрежения, которая может наложитьсь на полезный сигнал. Распределенная мелкодисперсная газовая фаза приведет к резкому снижению скорости звука [4] — рис. 7. Это также вызовет значительную ошибку в результатах.

Практические выводы из сказанного: необходимо быть уверенным, что в витках спирали, в которую для компактности сворачивают трубку, не находятся газовые пузыри. Для этого требуется предусматривать промывку трубы с достаточными скоростями или располагать ее под постоянным углом к горизонту с подъемом к концу. От образования мелкодисперсной газовой фазы можно избавиться только за счет поддержания повышенного давления (несколько МПа), по крайней мере, во время работы. Для этого подбирают сечение дросселирующей шайбы (вентиля) на конце мерного участка.

Подбор начального давления в измерительной трубке. В источнике [1] рекомендуется иметь $P_{\text{нач}} = P_{\text{цилиндра}}$. Можно считать эту ориентировку разумной в свете соображений из предыдущего абзаца, но в точности — совершенно необоснованной. Скажем сразу: из нашего опыта испытания на безмоторных стендах не соответствуют условиям работы ТПА в составе дизеля, по крайней мере, по следующим причинам:

— существенно различаются характерные температуры деталей и топлива и их распределение по длине линии высокого давления (по этой причине — сжимаемость, скорость звука);

— на стенде кулачок вращается практически равномерно, на дизеле — как элемент сложной крутильной системы (ситуация доступна для анализа, но результат может быть какой угодно [4]);

— противодавления впрыску не совпадают, различные коэффициенты расхода сопловых отверстий;

— физические свойства применяемых топлив практически не могут совпадать.

По этим причинам, а также из-за несильного влияния противодавления, нет необходимости строго добиваться выполнения условия $P_{\text{нач}} = P_{\text{цилиндра}}$. Важнее обеспечить отсутствие газообразования. В измерителе, выпускаемом серийно, есть возможность поддержания $P_{\text{нач}}$ с помощью регулирующей системы (рис. 8).

Подбор сечения дросселя в конце измерительной трубы. Если в исходном измерителе [1] есть возможность управлять сечением выходного дросселя подбором из комплекта 18 шайб с внутренним диаметром от 0,15 до 1 мм с шагом 0,05 мм. В описанной конс-

КАЧЕСТВО

трукции регулирующий игольчатый вентиль 4 (см. рис. 8) должен вручную настраиваться оператором.

В установке, изображенной на рис. 9, регулировать сечение на выходе измерительной трубы можно с помощью команд от блока управления с использованием электромагнитного клапана.

Путем автоматического изменения эффективного проходного сечения клапана согласно режиму работы отсутствует искажение обратной волной давления сигнала при измерении последующих впрысков. Оптимальное значение эффективного проходного сечения дросселя вычисляется на основе давления, регистрируемого в устройстве.

Значение подбора эффективного сечения дросселя $\mu F_{\text{др}}$ состоит не только в возможности поддержания нужного $P_{\text{нач}}$, но и в возможности максимального гашения отраженных волн, являющихся помехой измерениям. Последнее может быть более важной задачей.

Отражение бегущей волны от конца трубопровода имеет три характерных картины.

В первом случае рассматриваем открытый конец трубопровода. На нем: $P_{x=L_{\text{tp}}} = P_{\text{нач}}$.

Тогда из решения Д'Аламбера:

$$P_{x=L_{\text{tp}}} = P_{\text{нач}} + F_{x=L_{\text{tp}}} - W_{x=L_{\text{tp}}}$$

имеем

$$W_{x=L_{\text{tp}}} = F_{x=L_{\text{tp}}}.$$

То есть, от открытого конца прямая волна F отражается разноименной волной той же амплитуды (т. е. волна сжатия — волной разрежения).

Второй крайний случай — глухая заделка. В ней $U=0$, следовательно из решения Д'Аламбера:

$$U_{x=L_{\text{tp}}} = \left[F_{x=L_{\text{tp}}} + W_{x=L_{\text{tp}}} \right] / \alpha \rho$$

имеем:

$$W_{x=L_{\text{tp}}} = -F_{x=L_{\text{tp}}},$$

т. е. от глухой заделки волна отражается одноименной волной.

Наконец, в промежуточном случае, соответствующем случаю измерителя, имеется конечное сечение дросселя, причем $\mu F_{\text{др}} < f_{\text{тр}}$. Следовательно, можно поставить задачу отыскать такое значение $\mu F_{\text{др}}$, при котором от конца трубопровода волна не отразится (не будет ни положительной, ни отрицательной):

$$W_{x=L_{\text{tp}}} = 0.$$

Попытаемся найти значение такого $\mu F_{\text{др}}$. Если известно давление $P_{x=L_{\text{tp}}}$ в конце трубы:

$$F_{x=L_{\text{tp}}} = P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}}.$$

Если используется один датчик в начале трубы, то согласно уравнениям (5):

$$F_{x=L_{\text{tp}}} = F_{x=0} e^{-KL_{\text{tp}}/\alpha}, \quad P_{x=L_{\text{tp}}} = F_{x=L_{\text{tp}}} + P_{\text{нач}}.$$

Далее согласно решению Д'Аламбера скорость и соответствующий ей расход топлива в конце трубопровода:

$$U_{x=L_{\text{tp}}} = \left[P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}} \right] / \alpha \rho;$$

$$Q_{\text{др}} = \frac{k f_{\text{тр}}}{\alpha \rho} \left[P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}} \right].$$

Исходя из закона истечения несжимаемой жидкости через дроссель:

$$Q_{\text{тр}} = \mu F_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}} \right)}.$$

В соответствии с уравнением постоянства расхода $Q_{\text{тр}} = Q_{\text{др}}$ находим оценку сечения дросселя $F_{\text{др}}$:

$$F_{\text{др}} = \frac{k f_{\text{тр}}}{\mu \alpha} \sqrt{\frac{P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}}}{2 \rho}}. \quad (6)$$

Если перед дросселем образована достаточно большая полость V , то расчетное выражение будет получено с применением простейшего уравнения объемного баланса:

$$F_{\text{др}} = \frac{k f_{\text{тр}} \left(P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}} \right) \frac{F}{\alpha \rho} - V \beta \frac{dP}{dt}}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_{x=L_{\text{tp}}} - P_{\text{нач}} \right)}}.$$

В любом случае нельзя рассчитать и реализовать сечение дросселя, пригодного для гашения отраженной волны в любой момент подачи, характеризующийся различными значениями давления. Отметим сразу, что и по этой причине целесообразно при выборе диаметра трубы ориентироваться на верхнюю границу, пригодную для точных измерений мгновенного давления. Это позволит минимизировать влияние изменяющегося давления. При выбранном диаметре трубы первичную оценку $F_{\text{др}}$ можно сделать, приравнивая расходы через сопловые отверстия распылителя и через дроссель в пренебрежении диссипацией, если известно

КАЧЕСТВО

давление впрыскивания (перед сопловыми отверстиями):

$$F_{dp} = \frac{\mu_c F_c}{\mu_{dp}} \sqrt{\frac{P_x = L_{tp} - P_{нач}}{P_{впр} - P_x - L_{tp}}}. \quad (7)$$

Реальный выход из ситуации — подбор по формуле (6) значения F_{dp} по осредненному за цикл значению давления перед дросселем (рис. 10). При этом появление отраженных волн остается возможным, но их величина будет максимально ослаблена. В этом случае рекомендации, изложенные в статье, остаются актуальными, а в сочетании с оптимальным значением F_{dp} можно будет минимизировать длину трубы и практически исключить наложения волн от предыдущего цикла подачи на полезный сигнал.

Для проверки полученного в результате моделирования среднего значения эффективного проходного сечения дросселя строилась зависимость площади под кривой давления с первого датчика от эффективного проходного сечения дросселя (рис. 11). В процессе эксперимента расчетная подача выравнивалась с действительной только при эффективном проходном сечении дросселя около $0,2 \text{ мм}^2$. Отраженных волн после характеристики впрыскивания не наблюдалось.

Подбор объема штуцера датчика. Если объем штуцера 3 (см. рис. 1) значителен (составляет десятки мм^3 , приближается к 10^2 мм^3), то математическая модель измерителя должна быть другой. Простейшее выражение

$$Q_{форс} = f_{tp} U_x = 0$$

становится несправедливым, так как появляется составляющая расхода, идущего на сжатие, заключенного в объеме топлива. Другими словами, должна решаться, как это обычно и делается в математических моделях ТП, краевая задача, т. е. к уравнениям (1) следует добавить уравнения граничных условий (известные уравнения объемного или массового баланса [4]). Это принципиально меняет постановку задачи, она остается достаточно несложной, но совершенно теряется преимущество использования одной простой формулы (2), основанной на аналитическом решении. Реально же потребуется программа обработки с организацией циклов и извест-

ных в ТП процедур. Значительно лучше сохранить строгость решения, обеспечив минимизацию объема датчика.

Результаты измерений. После реализации изложенных рекомендаций по подбору параметров измерителя, использованию введенного корректирующего параметра k , результаты измерений давлений в измерителе стали соответствовать цикловой подаче, исчезли шумовые эффекты. На рис. 12 иллюстрируется повышение точности измерений путем сопоставления цикловой подачи площади под кривой давления датчика.

Выводы. Для получения точных результатов в определении характеристики впрыскивания на измерителе по методу Bosch при сохранении простоты обработки первичных данных, необходима минимизация методических погрешностей измерений: от отраженных волн, непостоянства скорости звука, гидродинамического нестационарного трения. Для повышения точности измерений помогает введение поправки. Эту поправку возможно определить по результатам проводимых испытаний. Необходима оптимизация длины и диаметра трубы, начального давления, сечения дросселя на выходе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bosch Wilhelm Der Einspritzgesetz — Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzel-einspritzungen. MTZ, 1964, 25. — № 7. — S. 268—282.
2. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. [Текст] / Б. Н. Файнлейб. Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Устройство для определения характеристики подачи топлива [Текст] / Л. В. Грехов, С. М. Возчиков, Г. И. Волкова и др. — Авторское свидетельство СССР № 1355750 // МКИ F02M65/00. — Б. И., 1987. — № 44.
4. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Изд-во Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
5. Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
6. Грехов Л. В. Уточненная математическая модель процесса подачи топлива в дизеле [Текст] / Л. В. Грехов // Известия вузов. Машиностроение. — 1997. — № 10—12. — С. 47—51.

УДК 631.171

В. В. Володин, канд. техн. наук, **Е. В. Бебенин**, канд. техн. наук,

Саратовский государственный аграрный университет имени Н. И. Вавилова, г. Саратов

E-mail: bebenin@bk.ru

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОГО СМЕСИТЕЛЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Расходы на топливо достигают 50 % в себестоимости производства сельскохозяйственной продукции, поэтому совершенствование системы обеспечения тракторных дизелей для работы на более дешевом топливе – природном газе – является одним из направлений повышения эффективности работы машинно-тракторного парка.

Ключевые слова: газодизель, система подачи газа в двигатель, газовый смеситель.

В поисках более дешевого топлива для двигателей внутреннего сгорания многие его потребители все чаще останавливаются на выборе газообразного топлива, в частности природного газа. Переход на газообразное топливо связан с большими трудностями. Так, для работы на чистом природном газе необходимо учесть вопрос разности значений плотности. Например средняя плотность воздуха составляет $1,22 \text{ кг}/\text{м}^3$, а плотность природного газа (метана) при нормальных условиях (0°C и $0,1 \text{ МПа}$) составляет $0,73 \text{ кг}/\text{м}^3$. Из-за этого смешиваемость этих газов очень низкая. Поэтому качественная подготовка газовоздушной смеси является актуальной задачей современного двигателестроения.

Следует отметить, что газообразное топливо содержится и транспортируется в баллонах под давлением, т. е. имеет потенциальную энергию, которую можно использовать при подачи газообразного топлива. Одним из устройств, которое может создавать качественную газовоздушную смесь, используя энергию потока газа, является газовый эжектор.

Газовым эжектором называется аппарат, в котором полное давление газового потока увеличивается под действием струи другого, более высоконапорного потока. Передача энергии от одного потока к другому происходит путем их турбулентного смешения. Эжектор прост по конструкции, может работать в широком диапазоне изменения параметров газов, позволяет легко регулировать рабочий процесс и переходить с одного режима работы на другой. Поэтому эжекторы широко применяются в различных областях техники.

Однако количество сжатого (компримированного) газа, необходимого для совершения рабочего такта цилиндра, невелико и для обеспечения достаточно эффективной работы смесителя компримированный природный газ выпускают в эжектор, где к нему примешивается атмосферный воздух, который засасывается эжектором через рабочую часть трубы. Чем большее давление компримированного природного газа, тем большее количество атмосферного воздуха можно привести в движение с заданной скоростью.

Для определения наиболее эффективного режима работы эжекционного смесителя необходимо произвести расчет условий его работы. Течение газа в любом участке смесительной камеры описывается тремя уравнениями сохранения: энергии, массы и количества движения. Если поток газа в выходном сечении камеры считать одномерным, т. е. полагать процесс выравнивания параметров смеси по сечению полностью закончившимся, то указанных трех уравнений достаточно для определения трех параметров потока в выходном сечении по заданным начальным параметрам газов на входе в камеру. Три параметра, как известно, полностью характеризуют состояние потока газа и позволяют найти любые другие его параметры.

В частности, если это требуется по величине полного давления смеси можно определить потери в процессе смешения потоков. Таким образом, при составлении основных уравнений не вводим никаких условий о необратимости процессов, однако после решения уравнений приходим к результату, который свидетельствует о том, что в рассматрива-

КАЧЕСТВО

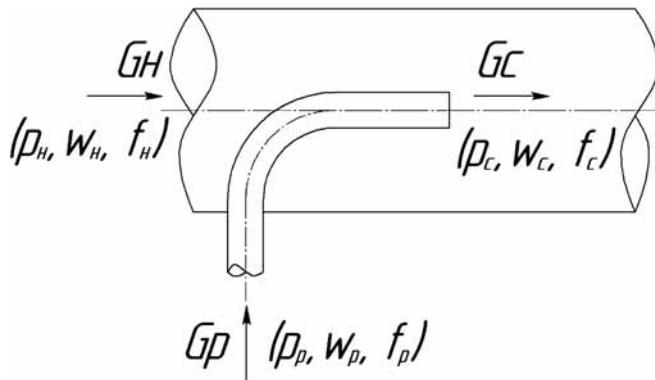


Рис. 1. Схема расчета эжекционного смесителя:

G_h, G_p, G_c — расход нагнетаемого, рабочего и сжатого потока, соответственно, $\text{м}^3/\text{с}$; p_h, p_p, p_c — давление нагнетаемого, рабочего и сжатого потока, соответственно, МПа; w_h, w_p, w_c — скорость нагнетаемого, рабочего и сжатого потока, соответственно, $\text{м}/\text{с}$

емом процессе есть потери полного давления, т. е. рост энтропии. Такой подход к решению задачи приводит к правильному конечному результату независимо от того, какие процессы происходят между рассматриваемыми начальным и конечным сечениями камеры, насколько интенсивно идет процесс смешения, возникают ли скачки уплотнения, имеется ли отрыв потока, вихри, встречные токи и т. д. Принятое допущение об одномерности потока в конечном сечении является существенным, так как очевидно, что никаких сведений о характере поля скоростей в конце смешения такой расчет дать не может. На рис. 1 приведена схема простейшего эжекционного смесителя. Так как предлагаемый эжекционный смеситель конвертируется из воздушного коллектора и выходного патрубка газовой форсунки, то оставшимся параметром, которым можно достичь оптимального режима работы, является давление и период подачи эжекционного газа, функции которого и выполняет компримированный природный газ.

Анализируя известную [1] формулу (1) делаем вывод, что при максимальном коэффициенте подсоса, т. е. эжекция стремится к своему наибольшему значению.

$$n = G_p/G_h, \quad (1)$$

где G_p — расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; G_h — расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; n — коэффициент эжекции

Анализируя формулу (2), для вычисления потерь энергии при смешивании потоков можно сделать вывод, что на критическом режиме потери энергии

потоков будут минимальны. Поэтому предпочтительным режимом работы эжектора считается критический.

Потеря энергии при смешивании потоков определяется по формуле:

$$\Delta E = \frac{G_h G_p}{G_h + G_p} \frac{(w_p - w_h)^2}{2}, \quad (2)$$

где w_p — скорость газа в трубе, $\text{м}/\text{с}$; w_h — скорость воздуха в трубе, $\text{м}/\text{с}$; ΔE — потеря энергии при смешивании потоков, Дж.

Граница режима критического истечения определяется отношением давлений для сопла по формуле:

$$B = p_h/p_p, \quad (3)$$

где p_p — давление газообразного топлива (абсолютное), МПа; p_h — давление воздуха в смесителе (абсолютное), МПа, в данном случае смесителем выступает корпус воздушного коллектора (задаем $p_h = 0,09$ МПа для работы без турбонаддува и $p_h = 0,26$ МПа в режиме турбонаддува, применительно для двигателей серии ЯМЗ);

Критическое отношение давлений для сопла определяется по формуле:

$$B_{kp} = \frac{2 \frac{k}{k-1}}{k+1}, \quad (4)$$

где k — показатель адиабаты: для одноатомных газов $k = 5/3$; для двухатомных газов $k = 7/5$; для многоатомных газов $k = 9/7$;

Для многоатомных газов $B_{kp} = 0,548322716$.

Если $B > B_{kp}$ то режим истечения газов докритический; если $B < B_{kp}$, то режим истечения газов надкритический.

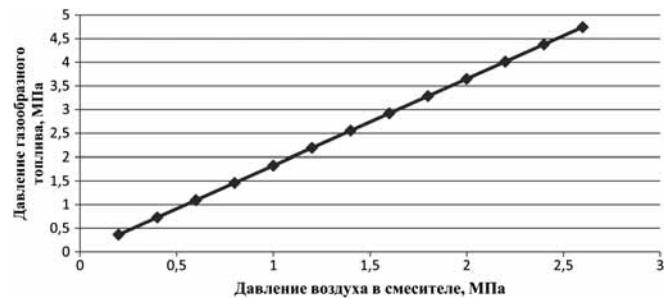


Рис. 2. Давление газообразного топлива, выше которого осуществляется надкритическое истечение газа в газовом смесителе, в зависимости от давления в нем

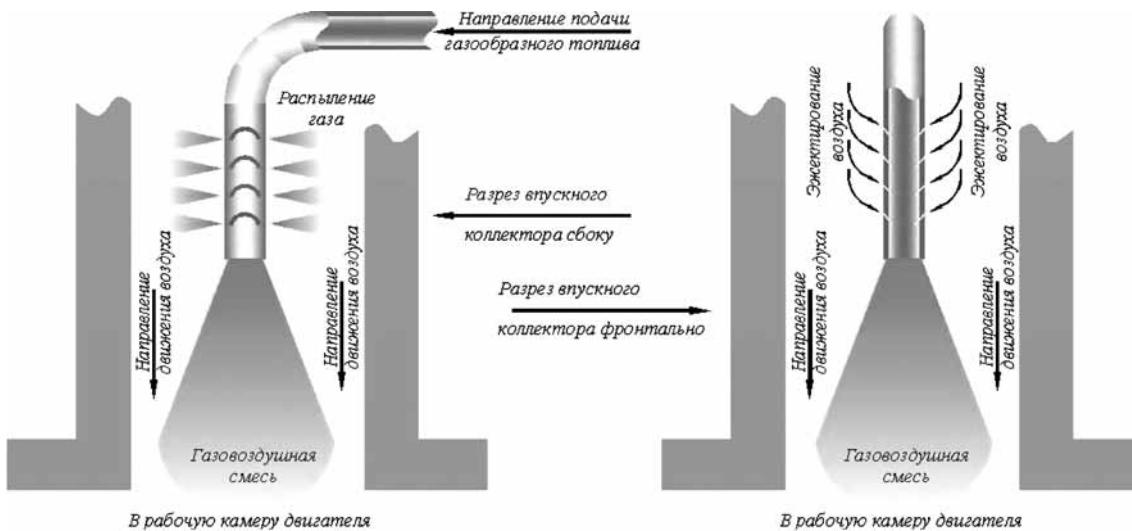


Рис. 3. Действие эжекционного смесителя в воздушном коллекторе двигателя внутреннего сгорания

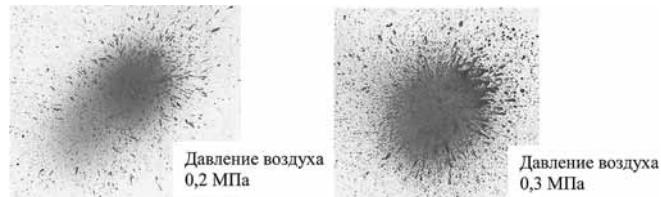


Рис. 4. Результаты практического эксперимента, наглядно показывающего эффективность работы предлагаемого эжекционного смесителя

Отсюда получаем, что для осуществления надкритического истечения газа в газовом смесителе необходимо давление газообразного топлива p_p должно соответствовать приведенному на графике значению (рис. 2).

В Саратовском государственном аграрном университете им. Н.И. Вавилова создан эжекционный смеситель газообразного топлива, который позволяет использовать потенциальную энергию компримированного природного газа для улучшения качества газовоздушной смеси, подаваемой в цилиндры двигателя внутреннего сгорания (рис. 3), на что получен патент на полезную модель [2].

Для испытания эффективности эжекционного смесителя был поставлен опыт: на конец газового трубопровода поместили шайбу и подавали компримированный воздух под различным давлением,

в частности 0,2 и 0,3 МПа соответственно. Роль воздушного потока играла краска, которую подавали из баллончика за равные промежутки времени, равные 3 с. На рис. 4 показано, что отпечаток, оставленный аэрозольной краской, пущенной в эжекционный смеситель, в котором подавался воздух под давлением 0,3 МПа, больше отпечатка, оставленного аэрозольной краской и подаваемой под давлением воздуха 0,2 МПа. Что свидетельствует о лучшей характеристике эжекции (подсоса) воздушного заряда.

Полученные данные приводят к следующему выводу: эжекционный смеситель является лучшим по сравнению с представленными на рынке, с точки зрения простоты конструкции и эффективности получения газовоздушной смеси, в качестве рабочего заряда для двигателя внутреннего сгорания, что подтверждают как отдельно проведенные испытания, так и стендовые испытания в составе двигателя, оснащенного системой распределенной подачи газообразного топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. [Текст] / Г. Н. Абрамович. М.: Наука, 1976.
2. Патент на полезную модель № 108491 МПК U1 F02B43/00. Устройство эжекционной подачи газообразного топлива в двигатель.

ВЫСТАВКИ

УДК 629.113

А. С. Савченко, главный редактор журнала "Автомобилестроение за рубежом"
E-mail: avtorubezh@mashin.ru

МЕЖДУНАРОДНАЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА СТТ-2012

Прошедшая недавно в Москве крупнейшая в мире ежегодная специализированная выставка "Строительная техника и технологии-2012" (СТТ-2012) порадовала посетителей большим количеством новой автотранспортной техники.

IVECO

На выставке были представлены автомобили IVECO-АМТ последней модификации: самосвал IVECO-АМТ 653900 и тягач IVECO-АМТ 633911. Оба автомобиля построены на базе шасси Iveco Trakker и имеют двигатель Cursor, развивающий мощность 420 л. с. и крутящий момент 1900 Нм.

Самосвал IVECO-АМТ-653900 с колесной формулой 6×6 имеет односкатную ошиновку колес под шины большой размерности – 16R20. Данный самосвал рассчитан на эксплуатацию в условиях бездорожья, в том числе на песчаных грунтах. Он также предназначен для работы в условиях северных широт (до – 45 °C). Для удобства пользователей на самосвале смонтировано гидравлическое ДЗК, а также установлены площадка обслуживания, защита картера переднего моста и пакет опций северного исполнения. Самосвал оборудован раздаточной коробкой фирмы ZF с подключаемым передним мостом. На машине установлен кузов ковшового типа объемом 15 м³.

Седельный тягач IVECO-АМТ-633911 с колесной формулой 6×4 в данной комплектации наиболее адаптирован к эксплуатации на дорогах общего пользования. Самосвал рассчитан для работы на дальних расстояниях в составе автопоезда с различными полуприцепами, в том числе "еврофурой". На тягаче установлен пневмоподвеска, седельно-сцепное устройство JOST-37С, высота седельно-сцепного устройства 1150 мм, нагрузка на него – 18 т. Кабина серии "АТ" с высокой крышей и двумя спальными местами. В ав-

томобиле созданы все условия для комфортной езды как на магистральном тягаче. При этом в отличие от Stralis этот автомобиль конструктивно рассчитан на большие нагрузки и тяжелые условия эксплуатации.

Также на стенде компании АТТ был представлен новейший самосвал Astra HD9 66.41. Автомобиль имеет колесную формулу 6x6 и грузоподъемность до 25 т. Двигатель почти тот же, что и на самосвалах ИВЕКО-АМТ, но чуть менее мощный – 410 л. с. При этом максимальный крутящий момент достигается у него раньше за счет других настроек блока управления. Двигатель соответствует жесткому стандарту Евро-5 благодаря наличию системы SCR-катализации. Объем кузова с шапкой составляет 19 м³. Он оснащен системой обогрева отработавшими газами и защитным козырьком.

RENAULT

В этом году компания отметит 100-летний юбилей присутствия грузовиков Renault на дорогах России. На стенде компании все посетители могли посетить даже небольшую выставку, посвященную этой круглой дате.

Помимо этого, в рамках выставки "Строительная техника и технологии-2012" все желающие смогли ознакомиться с автомобилями строительной гаммы, которые собираются на заводе в Калуге.

С 2010 г. на конвейере собираются тягачи Renault Premium Lander, специально предназначенные для тяжелых условий эксплуатации. На сегодняшний момент было выпущено 422 автомобиля этой модели. Тягач Renault Lander 6×4 – это многофункциональный автомобиль, формально относящийся к строительной гамме. При этом на асфальте и шоссе он чувствует себя не менее уверенно, чем на грунте стройплощадки.

ВЫСТАВКИ



В этом году компания Renault Trucks отмечает 100-летний юбилей присутствия грузовиков Renault на дорогах России

Lander становится идеальным тягачом для перевозки крупных грузов на дальние расстояния.

Завод в Калуге начал сборку Keraх 6 × 4 под установку различных кузовов (самосвал, бетоносмеситель, кран и т. п.). Завод выпустил уже 440 автомобилей. Самосвал Keraх — это чрезвычайно надежное и экономичное решение, специально разработанное для российского строительного рынка. Шасси Keraх обладает повышенным ресурсом прочности и выдерживает предельные нагрузки, сохранив при этом свою маневренность и проходимость без потери мощности двигателя. Это шасси — единственное из представленных на российском рынке, специально разработанное для бездорожья.

MAN

MAN не стал довольствоваться просто демонстрацией техники на своем стенде в выставочном зале CTT-2012, тем более, что в рамках экспозиции внутри павильона многое особо и не покажешь. Места мало. Зато представители немецкого концерна, не мудрствуя лукаво, превратили свой стенд в подобие шоу-рума "как у себя дома", в дилерском центре. Со всеми присущими ему дополнительными сервисами: отделом продажи подержанных машин; стойкой консультанта по финансовым услугам; отделом послепродажного обслуживания.

Каждый, кто заинтересовался немецкой машиной, смог получить исчерпывающую информацию из первых рук по любому вопросу.

По максимуму представители немецкого концерна использовали и ресурсы самой экспозиции. Они умудрились на тех трех машинах, которые при-



Грузовой автомобиль MAN TGS с самосвальным кузовом Schwarzmüller

везли на выставку, продемонстрировать и разнообразные агрегаты, и различные кузова, и три модификации шасси. Самым необычным для нашего рынка экспонатом был мини-самосвал MAN TGM 18.250 с объемом кузова чуть менее 8 м³.

Самосвальный кузов с управлением из кабины водителя производства компании Meiller установлен на шасси с колесной формулой 4 × 2. Грузовик оснащен дизелем мощностью 250 л. с. Общая допустимая масса машины не превышает 18 т.

Кроме этого самосвала были представлены на стенде его "взрослый" собрат — самосвал на шасси 8 × 4, двигателем в 430 л. с. и с кузовом Schwarzmüller объемом 20 м³, а также — автобетоносмеситель с барабаном объемом 8 м³ производства Liebherr на шасси 6 × 4 с мотором мощностью 360 л. с.

SCANIA

Шведская фирма Scania постаралась отобрать те шасси и то навесное оборудование, которое в наибольшей степени может заинтересовать именно строителей. Из новинок — навесное оборудование фирмы Palfinger, установленное на шасси 6 × 4 с дневной кабиной, двигателем в 380 л. с. и девятиступенчатой коробкой передач (ими оснащены все выставленные грузовики). Комплект оборудования состоит из крана-манипулятора, приспособленного для перемещения крупногабаритной тары (например, контейнеров и кузовов из под мусора), и грейферы. Оборудование рассчитано на перемещение груза массой до 25 т.

Кроме этой машины, на стенде были представлены миксер производства компании Liebherr на шас-

ВЫСТАВКИ



Шведская фирма Scania постаралась показать те шасси и навесное оборудование, которые в наибольшей степени могут заинтересовать именно строителей

си 8×4 с объемом бочки 10 м^3 и самосвал для горных разработок с кузовом объемом 15 м^3 производства компании Hardox. Эти кузова устанавливаются на том же заводе, на котором производятся и сами шасси. Потребителю это удобно тем, что он при покупке машины получает гарантию сразу на все.

VOLVO

Одной из самых интересных и хорошо организованных экспозиций на CTT-2012 стал, пожалуй, стенд Volvo (Volvo CE и Volvo Truck) общей площадью 3000 м^2 . И дело не в том, что на общем стенде регулярно, по несколько раз в день, устраивали моторизованное шоу. Гораздо более ценным решением



Одной из самых интересных и хорошо организованных экспозиций на CTT-2012 был, пожалуй, стенд Volvo

стало присутствие у каждого экспоната специально обученного менеджера, способного подробно рассказать о всех особенностях той или иной модели. А рассказать было что.

Компанией Volvo Truck были представлены два грузовика. Один — шасси Volvo FMX 6×4 Шквал, оснащенное двигателем в 440 л. с. и 14-тиступенчатой коробкой передач. На нем установлена кабина Globetrotter с двумя спальными полками. И хотя на этой выставке машина преподносится как шасси для самосвального кузова, сотрудники компании намекнули, что она запросто может быть по специальному заказу выполнена в комплектации седельного тягача, благо кабина с двумя спальниками вполне располагает к дальним поездкам.

Второй грузовик Volvo FM 6×2 представлен с мусоровозной надстройкой объемом кузова 22 м^3 и дневной кабиной FM. Он оборудован 330-сильным мотором и девятиступенчатой механической коробкой передач.

Еще один грузовик был представлен в экспозиции строительной техники, которую на этой выставке демонстрирует эксклюзивный дилер Volvo Construction компания Ferronordic.

Здесь сочененный самосвал A40F играет роль примадонны. Забавное отношение к этой машине у сотрудников Ferronordic. Даже те менеджеры, которые рассказывали о другой технике, нет-нет да вставляли реплики про нее. Суть их всегда сводилась к одному: именно в производстве этих машин Volvo, который, собственно, и был изобретателем концепции "складывающихся" самосвалов, наголову ("навсегда", "лет на десять" — в зависимости от исполнителя) опережает всех конкурентов. Что ж, поверим на слово. Представленный на стенде аппарат оснащен приводом 6×6 , причем (как и все блокировки — колесных дифференциалов и межосевых) подключаемым автоматически в зависимости от условий работы, самокомпенсирующимся гидроусилителем рулевого управления. Грузоподъемность самосвала — почти 40 т.

TATRA

Новое имя в мире грузовых внедорожников — Tatra Phoenix. Эта машина разработана чешскими конструкторами в сотрудничестве с компанией DAF Trucks N.V., которая с недавних пор является владельцем марки Tatra. Нетрудно заметить, что Phoenix оборудован современной кабиной DAF. На грузовики устанавливают 12,9-литровые моторы



Рис. 6. Новое имя в мире грузовых внедорожников — Tatra Phoenix

Рассар серии MX мощностью от 355 до 503 л. с. Аналогичными моторами комплектуются машины DAF.

Особенностью конструкции Tatra Phoenix стала установка нового надрамника на традиционную хребтовую раму чешской машины. Самосвальный кузов крепится напрямую к надрамнику, что снижает собственную массу грузовика. Передние качающиеся полуоси оборудованы подвеской на пневмоэлементах, что тоже ново для чешских грузовиков. Отбор мощности теперь может осуществляться как с самого двигателя, так и с трансмиссии, среднего и верхнего валов главной передачи, что позволяет монтировать на шасси практически любые виды специальных надстроек.

КРАЗ

Новинкой порадовал и украинский автопроизводитель. Самосвал КрАЗ-С20.2R комплектуется французской кабиной от Renault Kerax. Компоновка с кабиной над двигателем нестандартна для машин из Кременчуга, но такое решение имеет ряд своих плюсов. Европейская кабина каркасно-па-



Рис. 7. Самосвал КрАЗ-С20.2R комплектуется кабиной от Renault Kerax

нельного типа с трубчатым каркасом позволяет монтировать на раму грузовика как рядные, так V-образные силовые агрегаты.

На выставочном грузовике был применен шестицилиндровый рядный ярославский мотор ЯМЗ-6511(Евро-4), развивающий мощность 362 л. с. Данный самосвал агрегатирован 16-ступенчатой коробкой передач ZF16S151, однако стоит отметить, что чаще всего эти машины комплектуют китайскими механическими КП Shaanxi 9JS200TA.

Кроме заимствованной кабины украинский самосвал оборудован модным сейчас на постсоветском пространстве кузовом с полукруглым сечением днища и передним телескопическим подъемником. Надстройка предназначена для перевозки навалочных грузов в виде бульдожника и щебня. Объем перевозимого груза 14 м³. Шасси самосвала имеет усиленную балансирную подвеску задних мостов, переднюю ось с увеличенной до 8 т грузоподъемностью, рулевой механизм интегрального типа и усиленные бескамерные шины.

Продолжение следует

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 Savchenko A. S. Chinese trucks

The number of Chinese trucks and buses pouring into Russia, can not be counting, and a great variety of brands. Do not ignore "the Chinese" who filled our roads have not, just a few years past attitude to them as a kind of exoticism, has changed — it became more practical and less dismissive.

Keywords: truck, engine, gearbox

5 Savchenko A. S. Spectechnika Dresssta Company

Dresssta was established in 1992 as a joint venture of Komatsu America Corporation and the Polish company Huta Stalowa Wola SA (HSW). On the domestic market under this brand are available crawler dozers, wheel loaders, backhoe loaders, crawler loaders and pipelayers. Moreover, bulldozers and wheel loaders make up a significant part of the machinery supplied to Russia mark Dresssta.

Keywords: bulldozer, diesel, gearbox, wheel loaders

7 Maksimov V., Krylov G. A., Meretukov M., Sarbaev V., Ismailov R., Osipova S., Silkin V., Roshchak S. Definition of operational costs of linear buses in SAS FEA of the state unitary enterprise "Mosgortrans"

In the article the possibilities of a single automated system of financial-economic activity (SAS FEA) of the state unitary enterprise "Mosgortrans" when determining the operating costs of urban buses, given the complexity of operating conditions.

Keywords: city buses, single automated system of financial and economic activities, the technical-economic indicators of work, computer network of the bus fleet, the calculation of operating costs

11 Maksimov V. A., Krylov G. A., Ismailov R. I., Osipova S. V., Roshchak S. V. The concept of improving the efficiency of urban buses in the conditions of development of the market of services

In the article a brief description of the concept of increase of efficiency of use of city buses in the conditions of development of the market of services.

Keywords: city buses, increase of efficiency of use of city buses, functional model, the means of engineering and technical service, performance characteristics, operating conditions

14 Chernyshov K. V., Ryabov I. M., Kovalyov A. M., Rasulov T. M. Mathematical Modeling of One-basic Oscillatory System with Consistently Established Dynamic Damper

The mathematical model of the one-basic three-mass oscillatory system equivalent to a suspension bracket of the car with consistently established dynamic damper is developed, results of calculation and the analysis of vibroprotective properties are resulted.

Keywords: mathematical model, oscillatory system, suspension, vibroprotective properties, dynamic damper

22 Airbabayan S. A., Kalabukhov G. I. Development of the Exhaust System's Muffler Diesel Engines with a View Toimproving their Power Ratings and Fuel Efficiency

This article offers ways of improvement the power and economic characteristics of diesel engines by means of of the exhaust system's muffler.

Keywords: muffler, diesel, power, fuel efficiency

24 Nazarov A. D. Evaluation of influence of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts on balance of V-8 engines during their production.

Usage of improved parts in V-8 engines creates additional free total unbalanced momentum. Formulas are given to calculate values of this momentum for all possible combinations of nominal size of original and improved parts of crank connecting rod mechanism. While using any possible combinations of such parts in engines, the analyzed momentum is present in such engines. Suggested equations are necessary to use for calculation and evaluation of real engine balance and also to develop theoretical basics and methods to compensate total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts. One of the real ways to improve reliability, decrease vibration and noise of the engines is elimination of above mentioned momentum.

Keywords: total unbalanced mass, unbalanced momentum, elimination, reliability, vibration, noise

29 Nazarov A. D. Total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts and balance of engines.

It is shown that an increase in the angles of the crankshaft's counterweights accommodation can compensate for the total unbalanced mass (TUM) of crank connecting rod mechanism parts and remove additional free total unbalanced moment, which appears in the case of installation in the engine V-8 repaired and improved pistons, connecting rods, piston rings and connecting rod bearings. The formulas for calculating the increase of these angles depending on the TUM of crank connecting rod mechanism parts. Implementation of research results into production will enable possibility of balancing of the crankshaft and the shaft assembly, the complete balance, and would improve the main quality parameters of engines.

Keywords: V-8 engines, total unbalanced mass, compensation, counterweights, increase of position angles, balance

34 Grekhov L. V., Negovora A. V., Davletov A. F. Experimental determination of injection characteristics in rig tests for diagnosing technical state of diesel engine fuel equipment

Methods of obtaining injection characteristics have been considered. Mathematical model of processes taking place in a high-pressure line is presented. To specify this model experimental research on diesel fuel equipment has been carried out.

Keywords: fuel system, injection characteristic, combined locking, diesel engine

41 Volodin V. V., Bebenin E. V. Selection and justification The gas MixerInternal combustion engine.

Currently, fuel costs up to 50 % in sebestoi-dependence of agricultural production, therefore improving the power system of tractor diesel engines to run on cheaper fuel — at-home gas — is one of the ways to increase the efficiency of machinery — tractors in the agricultural economy.

Keywords: gas diesel, gas supply system to the engine, diagnosis

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Т. В. Пчелкина
Сдано в набор 13.08.2012. Подписано в печать 24.09.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,49.

Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4