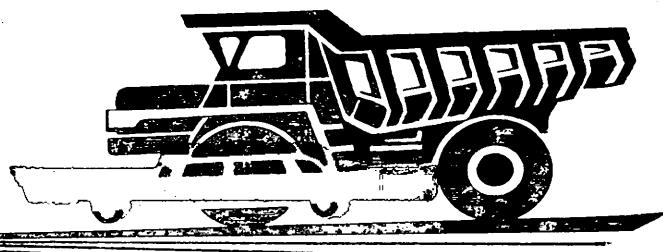


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1980

3



СОДЕРЖАНИЕ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

В. Ф. Кутенев — Технические и экономические аспекты выбора противоточных мероприятий для двигателей	1
Н. П. Самойлов — Влияние вихревого потока, созданного подачей дополнительного количества воздуха в цилиндры, на процесс сгорания	4

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

С. А. Шуклин — О структуре мощностного баланса многоприводного автомобиля И. Г. Шейнкер, А. А. Шимков, Л. Г. Красневский, Д. Э. Кацнельсон, В. П. Меленцевич, О. Л. Косткин, Е. А. Каган — Гамма автоматических гидромеханических передач для автомобилей большой грузоподъемности	6
В. Ф. Платонов, М. П. Чистов, А. И. Аксенов — Оценка проходимости полноприводных автомобилей	7
Ю. Л. Ковалев, В. Ф. Ажмегов, В. О. Гокк, В. В. Харин — Расчет колебаний автомобиля с подвеской, имеющей существенно нелинейные характеристики	10
Н. Ф. Бочаров, В. А. Петушкив, В. Н. Зузов, А. В. Давыдов, А. П. Кудрявцев — Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций	13
А. С. Мелик-Саркисянц, О. В. Гладков, А. А. Сидоров — Формула объема кузова строительного автомобиля-самосвала	15
А. Р. Спирин, Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд — Исследование гистерезиса тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем	18
А. А. Ревин — Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой	19
А. А. Ревин — Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой	20

ТЕХНОЛОГИЯ

К. Л. Щербаков, М. И. Сицинский — Проектные решения корпуса серого и кованого чугуна литейного завода Камского объединения по производству большегрузных автомобилей	25
В. М. Смелянский — Механизм накопления деформаций поверхностного слоя деталей при обработке поверхностным пластическим деформированием	28
М. П. Шебатинов — Возникновение трещин в отливках из высокопрочного чугуна	30

ИНФОРМАЦИЯ

Ю. А. Ткаченко, А. А. Ракша, И. А. Зайцев, В. И. Тараторин, М. К. Епифанов — Развитие автоматизированного проектирования на автозаводе им. Ленинского комсомола	33
А. И. Кулябин — Автомобилестроение Испании	35
А. Г. Шмидт, Е. А. Исаев — Современные методы экспериментального определения топливной экономичности легковых автомобилей	35
Ю. Б. Ярхов, Л. М. Андреева, Ю. В. Умнов — Полуавтомат для клепки рычага вентиляционного люка кабины автомобиля КамАЗ	37
А. Н. Саверина — Научно-техническая конференция «Сборка—79»	38
Новости в технологии машиностроения за рубежом	39
Рефераты статей	40

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев,
Ю. А. Есенистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров,
А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Кулешев, И. С. Лунев, А. А. Невелев,
И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов,
В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов,
Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Л. Я. Шабашова

Сдано в набор 07.01.80.
Формат 60×90^{1/8}.
Тираж 14437 экз.

Подписано в печать 07.03.80.
Печать высокая.
Усл. печ. л. 5.0.

Т-00799
Уч.-изд. л. 9,0
Зак. 22

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Салуanova, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427.
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Подольск, ул. Кирова, д. 25

Автомобильная промышленность

3
МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

УДК 629.113:621.43.004

Технические и экономические аспекты выбора противотоксичных мероприятий для двигателей

Канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ОСНОВНЫМ методом контроля загрязнения атмосферы городов является нормирование выброса токсичных веществ с отработавшими газами двигателями автомобилей, сходящих с конвейеров заводов и находящихся в эксплуатации. Вследствие различного подхода к вопросам нормирования в разных странах стандарты, нормирующие выброс токсичных веществ, отличаются как методами испытаний, так и жесткостью принятых в них норм. Общей чертой всех стандартов является периодическое ужесточение норм. Это вызывает необходимость непрерывной работы двигателестроителей в области снижения токсичности отработавших газов, что связано с крупными затратами как в сфере научно-исследовательских работ, так и в сфере серийного производства двигателей и автомобилей.

Однако в настоящее время дискуссионным вопросом является обоснованность нормирования как международными, так и государственными действующими и перспективными стандартами выброса токсичных веществ с отработавшими газами.

Необходимо установить критерии оценки эффективности мероприятий по снижению токсичности двигателей и определить их объективность, так как в практике встречаются парадоксальные ситуации, заключающиеся в том, что экологическая необходимость снижения какого-то отдельного токсичного вещества конкретными, имеющимися на данный момент техническими средствами не совпадает не только с общим снижением суммарной токсичности отработавших газов, но и с технической целесообразностью внедрения этого конструктивного или технологического мероприятия по причине увели-

чения расхода топлива автомобилем в городских условиях эксплуатации или из-за значительного увеличения производственных эксплуатационных затрат.

Рассмотрим наблюдавшуюся в 1975—1976 гг. необходимость значительного уменьшения выброса углеводородов СН двигателями на неустановившихся режимах работы в условиях эксплуатации автомобилей в городе, т. е. на режимах принудительного холостого хода. К этому моменту мероприятия по снижению СН на установленных режимах работы были использованы и реализованы в конструкции и технологии изготовления карбюраторов, но, однако, уровень предстоящего нормирования стандартами предельного выброса СН автомобилями не был достигнут.

В табл. 1 приведены три возможных варианта мероприятий, обеспечивающих требования стандарта по ограничению выброса СН с отработавшими газами двигателя.

Правильность выбора наиболее эффективного мероприятия оказалась возможной только после использования разработанного метода комплексной оценки эффективности противотоксичных мероприятий, заключающегося в следующем.

С экологической точки зрения необходимо признать целесообразность оценки токсичности двигателей и автомобилей по параметру суммарной токсичности, учитывающей степень токсичности отработавших газов по вредности компонентов, подвергаемых нормированию, с учетом действующих в атмосфере городов среднесуточных предельно допустимых концентраций [1—4]. Соотношение коэффициентов весомости нормируемых в настоящее время в отработавших газах ток-

Таблица 1

Мероприятия, претендующие на внедрение в производство	Изменение выброса отдельных нормируемых токсичных веществ в %			Изменение суммарной токсичности в %	Изменение расхода топлива в %	Дополнительная масса противотоксичного устройства в %	Изменение затрат на производство двигателя в %	Изменение эксплуатационных затрат в %
	CH	CO	NO _x					
Протокрыватель дроссельной заслонки	-30	-5	0	-3	+2	0,08	+0,5	+0,1
Устройство управляемого горения	-30	+8	+7	+9	+4	0,12	+0,7	+0,1
Экономайзер принудительного холостого хода	-25	-10	0	-6	-3	0,18	+0,9	+0,1

сичных веществ и подготавливаемого к нормированию Б(а)П по предельно допустимым среднесуточным концентрациям этих токсичных веществ в атмосфере городов следующее: CO : CH : NO_x: Б(а)П = 1 : 0,67 : 11,76 : 10⁶.

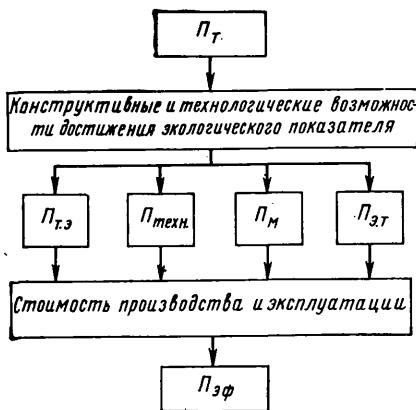


Рис. 1. Взаимосвязь отдельных показателей, определяющих результирующую эффективность внедряемых противотоксичных мероприятий

Исходя из технической возможности и экономической целесообразности, методика комплексной оценки технико-экономической эффективности претендующих на применение прити-

вотоксичных мероприятий учитывает кроме экологического показателя двигателя P_t в виде суммарной токсичности еще следующие: показатель топливной экономичности $P_{t.e}$, определяющий ухудшение или улучшение топливной экономичности двигателя или автомобиля в целом; показатель материальноемкости P_m , учитывающий изменение (в основном увеличение) массы двигателя или автомобиля, вид дополнительно применяемого материала; показатель технологичности производства P_{tech} при изготовлении деталей противотоксичных систем; показатель эксплуатационной технологичности $P_{e.t}$, оценивающий изменение (увеличение) объема технического обслуживания двигателя или автомобиля в пределах его ресурса с учетом долговечности (сменности) и стабильности работы противотоксичной системы и ее элементов.

Перечисленные показатели (кроме P_t) приводятся к единому показателю-критерию: стоимости — через стоимость затрат на производство и эксплуатацию.

Кроме того, многие из этих показателей имеют определенную взаимосвязь между собой. На рис. 1 показана взаимосвязь между ними и через стоимость затрат на производство или эксплуатацию в пределах ресурса всех показателей с комплексным показателем эффективности (состоящим из экологического и технико-экономического эффекта):

$$P_{ef} = P_t + f(P_{t.e}; P_m; P_{tech}; P_{e.t})$$

Этот метод использовали при анализе эффективности внедряемых противотоксичных мероприятий на автомобилях и двигателях серийного производства, а также при исследовательских работах по созданию перспективных малотоксичных двигателей и их отдельных систем. В частности, на основании относительных величин изменения пяти показателей, определяющих экологическую характеристику двигателя и связанные с этим экономические затраты (табл. 1), был выбран и рекомендован для внедрения в производство экономайзер принудительного холостого хода.

С момента введения международных Правил ООН № 15 (1972 г.) и отраслевого стандарта Министерства автомобильной промышленности (1975 г.) ОСТ 37.001.054—74 «Автомобили и двигатели. Выделение вредных веществ. Нормы и методы определения» предпринятыми отрасли осуществлена значительная модернизация серийно выпускаемых двигателей и автомобилей ВАЗ (табл. 2). Соответствие требованиям Правил № 15 является на сегодня обязательным минимумом для продукции автомобильной промышленности всех стран, так как требования во всех отдельных национальных стандартах, в том числе и у нас в стране, являются в большинстве случаев более жесткими на текущий момент, или эти действующие требования к токсичности отработавших газов вводятся по времени несколько раньше, чем международными Правилами № 15.

Период	Наименование внедренного и предполагаемого к внедрению мероприятия	Выброс нормируемых токсичных веществ в г/км			Суммарный выброс токсичных веществ в г/км	Изменение расхода топлива в городе в %	Изменение стоимости затрат в % на производство	Изменение стоимости затрат в % на эксплуатацию
		CO	CH	NO _x				
1968—1969 гг.	Первоначальный уровень выброса	82,3	3,12	1,39	100,4	—	—	—
Этап I снижения токсичности, 1970—1973 гг.	Индивидуальная регулировка системы холостого хода карбюратора по CO до 2% Увеличение зазора между электродами свечей зажигания на 0,3 мм	60	2,8	1,57	80,4	-5	+0,5	+0,5
Этап II снижения токсичности, 1973—1976 гг.	Оптимизация (обеднение) регулировок дозирующих элементов систем холостого хода и главной дозирующей системы карбюратора Улучшение конструкции, повышение качества изготовления и сужения допусков на изготовление дозирующих элементов карбюратора Оптимизация характеристики угла опережения зажигания по частоте вращения и нагрузке двигателя	40	2,1	2,2	67,3	-10	+1,0	—
Этап III снижения токсичности, 1976—1979 гг.	Подогрев воздуха перед карбюратором Экономайзер принудительного холостого хода Автономная система холостого хода Система рециркуляции отработавших газов	20	1,6	1,9	43,4	-5	+1,0	—
Этап IV (рекомендации) внедрения противотоксичных мероприятий на 1980—1983 гг.	Система нейтрализации отработавших газов Расслоение заряда с форкамерно-факельным зажиганием Дизель Трехкомпонентная система нейтрализации отработавших газов с обратной связью	2 0,9	0,5 1,0	1,1 1,2	17,9 17,8	+3 -10	+5,0 +5,0	+3,0 +2,0

Т а б л и ц а 3

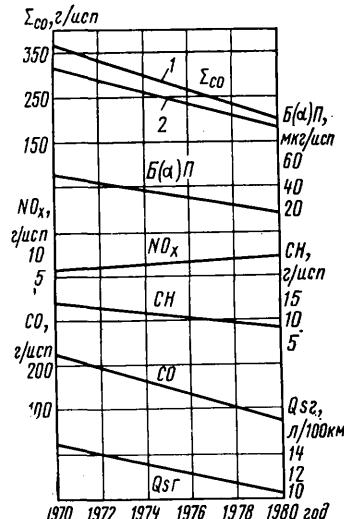


Рис. 2. Изменение средних величин расхода топлива Q_s , выброса токсичных веществ и суммарной токсичности по годам:

1, 2 — соответственно суммарная токсичность с учетом и без учета $B(\alpha)P$

На рис. 2 приведен осредненный результирующий характер изменения (в период 1970—1980 гг.) содержания отдельных токсичных веществ и суммарного (с учетом предельно допустимой концентрации) их выброса с отработавшими газами и топливной экономичности при испытании автомобилей по методике Правил № 15 ООН.

В табл. 2 приведены основные противотоксичные мероприятия, разработанные предприятиями Министерства автомобильной промышленности, их эффективность и сроки внедрения в производство на примере массового производства легковых автомобилей малого класса.

За первоначальный уровень выброса вредных веществ при-
няты средние величины выброса трех автомобилей Фиат-124.
Контрольные испытания на токсичность по европейской мето-
дике были осуществлены на автополигоне НАМИ в 1968—
1969 гг.

Анализ эффективности мероприятий снижения токсичности традиционных карбюраторных двигателей показывает, что с дальнейшим ужесточением требований на выброс токсичных веществ начинают резко возрастать затраты на производство противотоксичных систем и мероприятий. На рис. 3 показан характер изменения производственных затрат для карбюраторного двигателя по достижении снижения суммарного выброса вредных веществ в 10 раз (на 90%) по сравнению с первоначальным уровнем, когда нормирование выброса не осуществлялось.

Как видно из рис. 3, с дальнейшим (более чем в 10 раз) снижением от первоначального уровня выброса вредных веществ стоимость затрат начинает резко возрастать и становится несопоставимой с получаемым на этом этапе (отрезке) уровнем улучшения экологической характеристики двигателей. Другими словами, в этих условиях ставится под сомнение необходимость осуществления больших экономических затрат для достижения следующего этапа улучшения экологических показателей двигателей, т. е. надо искать более эффективные пути в этой новой ситуации, как было (табл. 1) на ранней стадии снижения токсичности двигателей.

Рассмотрим на основе изложенного подхода основные автомобильные двигатели, являющиеся в настоящее время перспективными для дальнейшего производства. Основными условиями для того, чтобы начать такой анализ, необходимо принять следующие.

1. Суммарная токсичность опытных образцов двигателя должна составлять сегодня не более 10% уровня 1970 г. и иметь возможность дальнейшего снижения к 1985 г. до 5%, т. е. еще в 2 раза.

2. Топливная экономичность автомобиля в условиях городского движения должна быть сегодня улучшена в результате доводки двигателя на 15% по сравнению с 1975 г. и иметь возможность дальнейшего улучшения к 1985 г. еще на 16%.

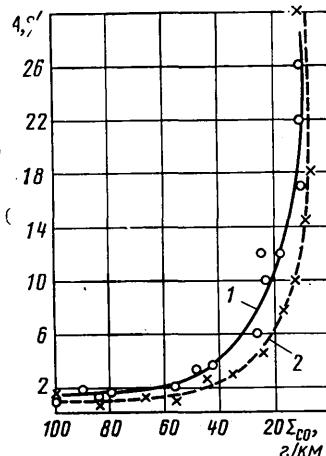


Рис. 3. Увеличение затрат A и достигаемый уровень выброса вредных веществ при введении различных противотоксичных систем:

систем:
1 — зарубежные данные; 2 —
данные отечественных исследо-
ваний

Тип двигателя и его комплектность	Год изготовления образцов двигателей	Суммарный выброс токсичных веществ в г/км	Расход топлива в городе в %	Масса двигателя в %	Затраты на новую технологию производства в %	Затраты на эксплуатацию в пределах ресурса автомобилей в %
Необходимый уровень показателей для перспективных двигателей	1980 1985	40 20	-15 -30	0 0	0 0	0 0
Карбюраторный двигатель с электронным регулированием систем питания и зажигания, кислородным датчиком и трехкомпонентным нейтрализатором	1980 1985	20 10	-15 -20	+3 +5	+15 +20	+5 +5
Карбюраторный двигатель с расслоением заряда или форкамерно-факельным зажиганием, с повышенной степенью сжатия и рециркуляцией отработавших газов	1980 1985	20 10	-20 -30	+3 +3	+15 +15	+5 +5
Дизель с непосредственным впрыском и рециркуляцией отработавших газов	1980 1985	10 5	-28 -32	+20 +20	+60 +60	-5 -5
Предкамерный дизель с дожиганием	1980 1985	10 5	-25 -30	+25 +25	+50 +50	-5 -5
Роторно-поршневой двигатель	1980 1985	40 30	-15 -20	-20 -15	-30 -30	+2 +2
Поршневой двигатель, работающий на бензино-водородной смеси или на водороде	1980 1985	20 5	30 35	+40	+80	+50

В табл. 3 приведено шесть направлений совершенствования двигателей, «конкурирующих» в праве быть использованными на автомобилях массового производства после 1985 г.

Соотношение между этими шестью направлениями будет меняться с течением времени из-за достигнутых успехов в совершенствовании того или иного направления по одному из пяти показателей: *Пт*, *Пта*, *Пм*, *Птгн*, *Пз*.

При решении вопроса перевода обычных поршневых двигателей на водород при существующем их массовом налаженном производстве говорить о перспективности газотурбинных двигателей и двигателей типа Стирлинг сегодня становится затруднительно. Консервативно налаженного массового производства поршневых двигателей, по нашему мнению не позволит в ближайшие десять лет перейти на массовое производство двигателей других типов.

На основании изложенного можно сделать основной вывод о том, что использование предложенного комплексного метода оценки эффективности противотоксичных мероприятий может гарантировать принятие прогрессивных решений и обеспечить правильную ориентацию проводимых работ, т. е. снижать суммарную токсичность двигателя автомобиля, повышать топливную экономичность, снижать массу двигателя, уменьшать производственные и эксплуатационные затраты, т. е. в целом улучшать основные параметры технического уровня современного и перспективного автомобильного двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутенев В. Ф. Повышение качества и эффективности стандартов по ограничению токсичности автомобилей с бензиновыми двигателями. — Стандарты и качество, 1979, № 8.
 2. Игнатович И. В., Кутенев В. Ф., Малов Р. В. Общие положения теории оценки токсичности автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1979, № 7, с. 1—4.
 3. Кутенев В. Ф., Гусаров А. П., Топунов В. Н. Методы борьбы с токсичностью отработавших газов автомобильных карбюраторных двигателей. М.: НИИНавтопром, 1972.
 4. Кутенев В. Ф., Чарыков А. А., Топунов В. Н. Сравнительная оценка токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями и с бензиновыми двигателями. — Автомобильная промышленность, 1974, № 3, с. 9—11.

Влияние вихревого потока, созданного подачей дополнительного количества воздуха в цилиндр, на процесс сгорания

Канд. техн. наук Н. П. САМОЙЛОВ

Казанский сельскохозяйственный институт им. М. Горького

В ДВИГАТЕЛЯХ, работающих на легком топливе, как показано в работах [1 и 2], скорость распространения пламени, а также массовая скорость сгорания значительно возрастают, если горючая смесь находится в интенсивном вихревом движении.

У такого двигателя под влиянием вихревого движения топливовоздушной смеси в камере сгорания, созданного в процессе наполнения за счет установки специальных завихрителей и ширм на впускном клапане или во впускной трубе, концентрация частиц топлива возрастает с увеличением расстояния от центра камеры сгорания и состав смеси становится по радиусу камеры переменным. Такое распределение смеси позволяет иметь по краям камеры сгорания непрерывно горящую смесь, и представляется возможность сжигать более бедные смеси с коэффициентом избытка воздуха более 1,2—1,3. При таком составе смесь должна сгорать полностью, однако, как показывают опыты, во время работы двигателя полного сгорания не происходит, так как в отработавших газах остается окись углерода. Таким образом, из-за недогорания смеси недопользовается тепловой энергией топлива.

При работе двигателя на богатых смесях частицы топлива, отнесенные к краям камеры сгорания, сосредотачиваются в больших количествах, что способствует более интенсивному охлаждению стенок камеры и приводит к увеличению в отработавших газах концентрации несгоревших углеводородов СН.

Опыты показали [3], что с изменением температуры стенок цилиндра со 149 до 71°C (при сохранении состава смеси и постоянной нагрузке) в отработавших газах в 2 раза увеличивается концентрация СН.

Для снижения содержания СН необходим вихревой поток возле стенок цилиндра, который разрушал бы пристеночные слои заряда или сдувал их в основной поток.

По радиусу камеры сгорания состав смеси переменный, следовательно, аналогично будут изменяться давление и плотность смеси.

С целью изучения распределения давления и изменения плотности топливовоздушной смеси по радиусу r в камере сгорания проведем теоретический расчет. Для этого примем, что топливовоздушная смесь находится в газообразном состоянии и вихревое движение в камере происходит с постоянной циркуляцией.

При расчете рассмотрим радиальное равновесие элементарного объема $d\omega_i$ (рис. 1)

$$d\omega_i = Hrd\theta dr, \quad (1)$$

где H — высота элементарной массы.

В вихревом движении на элементарный объем действуют центробежная сила и поверхностные силы, обусловленные перепадом давления, направленного к центру.

Действующая на элемент центробежная сила

$$dP = \omega^2 r dm_i, \quad (2)$$

где ω — угловая скорость движения элементарной массы; $dm_i = \rho_i dV_i$ или $dm_i = \rho_i Hrd\theta dr$ — масса элемента (ρ_i — плотность рассматриваемого газа).

Условие равновесия элементарного объема

$$dm_i r \omega^2 = dP = dP / dr, \quad (3)$$

где dP / dr — давление элементарной массы.

От центробежной силы dP давление элементарной массы составит

$$dP_i = \frac{dP}{dr},$$

где $dP = Hrd\theta$ — элементарная площадь.

Следовательно,

$$dP_i = \rho_i \frac{\omega^2}{r} dr, \quad (4)$$

где $\omega^2 = \omega r$ — окружная скорость.

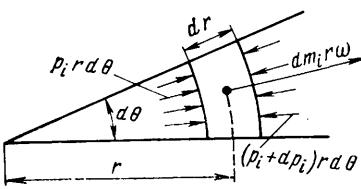


Рис. 1

Циркуляция в вихревом движении равна $\Gamma = rw_\tau$. Тогда

$$dP_i = \rho_i \Gamma^2 \frac{dr}{r^3}. \quad (5)$$

Плотность ρ_i можно определить из уравнения состояния газа:

$$\rho_i = \frac{P_i}{R_i T_i}, \quad (6)$$

где R_i — газовая постоянная;
 T_i — температура газа.

Подставляя значение плотности в уравнение (5), получим

$$\frac{\Gamma^2}{R_i T_i} \frac{dr}{r^3} = \frac{dP_i}{P_i}. \quad (7)$$

Поскольку в круговом потоке при радиусе, стремящемся к бесконечности, окружная скорость равна нулю, парциальное давление соответствует парциальному давлению P_0 равномерно распределенного газа.

Отсюда

$$P_i = P_0 e^{-\frac{\Gamma^2}{2 R_i T_i} \frac{1}{r^2}}, \quad (8)$$

Определив распределения плотности газа по радиусу, получим

$$P_0 = \sum_{i=1}^{i=n} \theta_0 e^{-\frac{\Gamma^2}{2 R_i T_i} \frac{1}{r^2}}. \quad (9)$$

Изменение соотношений плотностей топлива ρ_1 и воздуха ρ_2 по радиусу

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\rho_{01}}{\rho_{02}} e^{-\frac{\Gamma^2}{2 T r^2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right)}. \quad (10)$$

При $R_2 > R_1$ показатель степени отрицателен. Следовательно, качественное протекание зависимости можно выразить

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} \approx e^{-\frac{1}{r^2}}. \quad (11)$$

Изменение $e^{-\frac{1}{r^2}}$ в зависимости от радиуса камеры сгорания показано на рис. 2.

Молекулы углеводородов имеют большую массу и в основном находятся у стенок камеры, выход их с продуктами сгорания очень затруднен. Вследствие этого они только частично уносятся вместе с отработавшими газами в выпускную трубу и в основном проникают в картер двигателя.

С усилением циркуляции концентрация тяжелых частиц топлива у стенок цилиндра повышается.

В двигателе с вводом дополнительного воздуха в цилиндр в конце тактов наполнения и в начале сжатия, когда поршень находится возле НМТ, добавочный воздух, введенный в цилиндр через выпускные окна, расположенные под углом 15—20° к диаметральной плоскости цилиндра, создает дополнительную циркуляцию в камере сгорания. Кроме того, добавочный воздух сдувает со стенок камеры и смешает капли топлива, находящиеся по краям камеры, обратно к центру, образуя тем самым обогащение смеси ближе к центральной зоне (к ядру закрученного потока) камеры сгорания.

В одноцилиндровом опытном двигателе УД-15 (с размерностью двигателя МeМЗ-968) способ расслоения заряда за

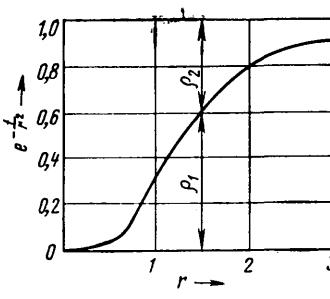


Рис. 2

Параметры	Изменение параметров двигателя при нагрузке									
	100%	60%	40%	15%	Режим холостого хода	100%	60%	40%	15%	Режим холостого хода
	<i>n</i> =2600 мин ⁻¹ , без подачи дополнительного воздуха									
Предел устойчивой работы по составу смеси	1,28	1,24	1,10	0,9	0,64	1,5	1,41	1,28	1,12	1,01
Максимальное эффективное давление <i>P_emax</i> в МПа	0,715	0,37	0,19	0,04	—	0,775	0,43	0,24	0,09	—
Удельный расход топлива <i>g_e</i> в г/(кВт·ч)	0,85	0,84	0,82	0,79	—	1,1	1,03	1,00	0,95	—
Токсичность выпускных газов:	270	320	400	580	705	230	270	322	446	540
по СО % по объему	2,0	2,2	3,0	—	—	0,3	0,34	0,4	—	—
по N ₂ O ₅ в мг/л	3,8	3,9	3,5	2,2	—	1,7	1,1	0,5	0,3	—
	1,28	1,24	1,1	0,9	—	1,28	1,24	1,1	0,9	—

Примечания: 1. Максимальное эффективное давление получено при соответствующем значении α (в знаменателе).
2. Значение СО получено при соответствующем значении $P_{e\max}$.
3. Опытные данные без учета затрат на привод воздуходувки, на которую расходуется 1,5–2,5% мощности от максимальной $N_{e\max}$.
4. В знаменателе приведен состав смеси (α).

счет подачи оптимального количества дополнительного воздуха в цилиндры позволил при работе двигателя на всех скоростных и нагрузочных режимах расширить пределы устойчивой работы на обедненных смесях, повысить эффективное давление, снизить удельный расход топлива и токсичность отработавших газов (см. таблицу).

Из таблицы видно, что с вводом оптимального количества дополнительного воздуха в цилиндры пределы устойчивой работы двигателя на обедненных смесях увеличились ($\alpha=1,28 \div 1,1$ при полной нагрузке и $\alpha=0,64 \div 1,01$ при холостом ходе), максимальное эффективное давление увеличилось в среднем от 8 до 25%, удельный расход топлива снизился от 15 до 25% и уменьшилась токсичность отработавших газов в среднем по СО с 75 до 100%, по N₂O₅ от 40 до 90% при тех же значениях состава смеси.

Опыты показали, что на всех скоростных режимах работы двигателя ввод дополнительного воздуха в цилиндр в оптимальном количестве понижает температуру стенок цилиндра как в зоне НМТ, так и в зоне ВМТ в среднем от 5 до 10%. Из указанных величин меньшая относится к малым нагрузкам.

Рассматривая сгорание топлива в смеси как уменьшение удельной массы элементарного объема в зависимости от циркуляции, воспользуемся дифференциальным уравнением сгорания

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = \frac{\Gamma^2}{r^3} \left[1 - e^{-\left(\xi m^{n+1} - \frac{\Gamma^2}{2 R T} \right) \frac{t}{r^2}} \right]. \quad (12)$$

Из анализа данного уравнения видно, что с увеличением циркуляции Γ уменьшается время сгорания t , представляющее собой отношение мгновенного времени сгорания топлива к общему времени сгорания топлива в камере.

Экспериментальные исследования процесса сгорания с расщеплением заряда за счет ввода дополнительного воздуха в цилиндр показали, что скорость перемещения фронта пламени возрастает с увеличением интенсивности циркуляции.

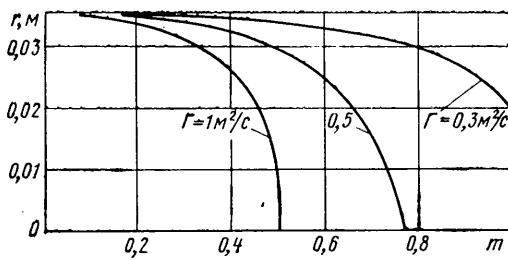


Рис. 3

При частоте вращения коленчатого вала $n=3000$ мин⁻¹, нагрузке 15% полной, длине пути пламени от свечи зажигания до конца камеры сгорания 50,5 мм и подаче оптимального количества дополнительного воздуха в цилиндр скорость распространения фронта пламени составила 24,4 м/с (время $2,07 \cdot 10^{-3}$ с) или на 14% больше (21,3 м/с), чем у того же

двигателя без подачи дополнительного воздуха. При $n=2400$ мин⁻¹, нагрузке 60% полной и той же длине пути пламени распространялось со скоростью 26,5 м/с, т. е. на 13,5% быстрее (против 23 м/с).

Решая уравнение (12), Вернер Финк [4] получил аналогичные результаты. При определении $m=f(\Gamma)$ им принято за начальные условия $m=0$, $r=r_0$ и $dr/dt=0$; общее время сгорания $t=2$ мс; показатель политропы $n=0$; полнота сгорания 100% ($\xi=1$); температура сгорания 1800 К. Результаты расчета $m=f(\Gamma)$ показаны на рис. 3.

Дифференциальное уравнение (12) для анализа процесса сгорания в зависимости от циркуляции за счет дополнительного воздуха можно использовать до значения коэффициента подачи дополнительного воздуха C_1 , равного оптимальной величине (0,1÷0,3)

$$C_1 = \frac{G_d}{G_{osn}},$$

где G_d — количество дополнительного воздуха, поступившего в цилиндр;

G_{osn} — количество основной смеси, поступившей в цилиндр через впускной клапан.

При дальнейшем увеличении C_1 (более оптимального значения) циркуляция Γ увеличивается, а вместе с ней возрастает время сгорания t . Это происходит вследствие того, что топливовоздушная смесь, смешенная к центру за счет интенсивной циркуляции дополнительного воздуха, сильно обедняется и имеющийся вихревой поток не в состоянии быстро переносить очаги горения к свежим частицам топлива. При этом переносе много теряется тепла на нагрев основного и дополнительного воздуха, что приводит к резкому снижению температуры сгорания, скорости, распространения пламени, мощностных и экономических показателей двигателя и увеличению токсичности отработавших газов.

Проведенные опыты показали, что при $n=3000$ мин⁻¹, нагрузке, равной 15% полной, той же длине камеры сгорания и C_1 больше оптимального ($C_1=0,45$) скорость распространения пламени уменьшилась на 9%, т. е. до 22,4 м/с, и по времени составила $2,25 \cdot 10^{-3}$ с.

С возрастанием C_1 (более оптимального значения) для теоретического анализа зависимости $m=f(\Gamma)$ необходимо в уравнение (12) вводить дополнительные поправочные коэффициенты, учитывающие изменение состава горючей смеси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воинов А. Н. Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1977.
2. Масленников М. М. и Шальман Ю. И. Влияние турбулентности смеси на скорость пламени в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием. — Теплоэнергетика, 1955, № 3.
3. Aroma Constantine. New approaches to fuel economy in spark ignition engines. Progr. Energy and Combust. Sci., 1976, № 4.
4. Fink Werner. Die Verbrennung in einer Brennkammer mit Potentialwirbel. Motortechn. L. 1969, v. 30, № 5, с. 169–173.

Конструирование Исследования Испытания

УДК 629.113.004

О структуре мощностного баланса многоприводного автомобиля (В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН

НАМИ

В ПОСЛЕДНИЕ годы в НАМИ выполнены теоретические и экспериментальные исследования ряда методических вопросов, связанных с анализом мощностного баланса многоприводного автомобиля, что позволяет в настоящее время конкретизировать структуру мощностного баланса с позиций практического определения и объективной оценки его составляющих. На рисунке приведена схема структуры мощностного баланса многоприводного автомобиля.

Структура суммарного показателя затрат мощности на движение автомобиля — мощности сопротивления движению автомобиля N_{fa} — предлагается для терминологического стандарта ГОСТ 22653—77 в виде суммы основных составляющих: мощности сопротивления качению N_{fk} , мощности, затрачиваемой на преодоление трения в трансмиссии N_{tr} , и мощности сопротивлений подъему N_a , инерции N_j , воздуха N_w и движению прицепа N_{pr} :

$$N_{fa} = N_{fk} + N_{tr} + N_a \pm N_j + N_w + N_{pr}. \quad (1)$$

Эта формула отличается наличием в ней показателя, включающего потери мощности в трансмиссии. Это сделано на том основании, что последние, хотя и являются внутренними потерями по отношению к автомобилю, но по данному признаку принадлежат к той же категории, что и потери мощности в шинах, которые всегда относят к мощности сопротивления движению.

Показатели N_{fk} и N_{tr} разделены на дополнительные составляющие, а остальные — N_a , N_j , N_w , N_{pr} — определяются на основе общепринятых методов теории автомобиля [1]. Отметим лишь особенность, влияющую на методику оценки N_w . Общеизвестная параболическая зависимость мощности, расходуемой на сопротивление воздуха, от скорости движения является не действительной, а приведенной функцией. Оригинальный экспериментальный

метод определения этой составляющей для грузовых автомобилей и автопоездов изложен в работе [2].

В формуле (1) не отражены возникающие при колебаниях автомобиля на неровностях потери мощности в элементах подпрессоривания в основном из-за трудности экспериментального выделения из других составляющих баланса в движении автомобиля и, как принято считать, весьма малой величины. Однако проведенные в НАМИ исследования [3] показали, что качество подвески значительно влияет на потери мощности сопротивления движению автомобиля. Поэтому следует в общем случае включить потери мощности в элементах подпрессоривания в число составляющих мощности сопротивления движению (см. рисунок).

Мощность N_{tr} , затрачиваемая на преодоление трения в трансмиссии, разделена на дополнительные составляющие, связанные с аналитическими или экспериментальными методами ее определения: на потери N_{tr}^0 — при отсутствии циркуляции мощности, на потери от передачи крутящего момента ΔN_{tr}^M , на потери от циркуляции мощности при блокированном приводе колес или мостов ΔN_{tr}^U :

$$N_{tr} = N_{tr}^0 + \Delta N_{tr}^M + \Delta N_{tr}^U. \quad (2)$$

Методы для аналитического определения N_{tr}^0 пока не отработаны. Инерционный метод их экспериментального определения с аналитической обработкой результатов экспериментов изложен в работе [4].

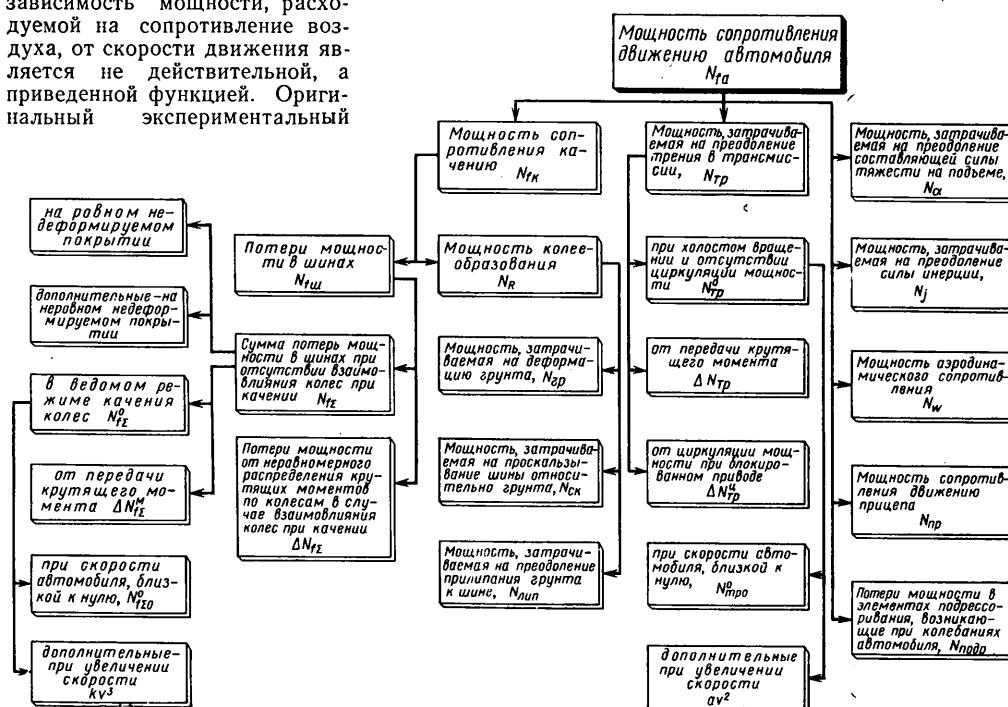
Потери ΔN_{tr}^M оцениваются по методикам, изложенным в работе [5]. Аналитический метод определения ΔN_{tr}^U приведен в работе [6].

В работе [6] из основных составляющих мощности сопротивления движению автомобиля — мощности сопротивления качению N_{fk} — отделена часть мощности, затрачиваемая на деформирование опорной поверхности движителем автомобиля (мощность колеобразования N_R). Параметр N_R можно получить аналитически (при наличии экспериментально найденных коэффициентов [7]) или опытным путем методом отделения потерь в шинах, контролируемых на грунте, например, по величине нормального прогиба шины.

Используя результаты исследований Я. С. Агейкина [8], можно полагать, что мощность колеобразования должна быть разделена на составляющие, характеризующие деформацию грунта, проскальзывание шин относительно грунта, преодоление прилипания грунта к шинам.

Механика деформации грунта при качении колеса изучалась М. Х. Пигулевским, А. К. Бирюлья, В. Ф. Бабковым, С. С. Саакяном и др. Согласно их исследованиям, деформация грунта колесом включает

Автомобильная промышленность № 3, 1980 г.



чает: вертикальные перемещения грунта (в основном за счет уплотнения), боковое выпирание грунта в стороны, смещение грунта в направлении движения. По проскальзыванию шин относительно грунта учитывают тангенциальную деформацию как грунта, так и шины. Оно может быть оценено показателем продольного скольжения колеса. Липкость грунтов принято оценивать по удельной силе, которую необходимо приложить для отрыва пластины от грунта. Величина липкости изменяется в зависимости от гранулометрического состава, в частности, от содержания глины и гумуса в грунте, а также от влажности последнего.

При оценке потерь мощности в шинах $N_{f\text{ш}}$, являющихся второй составляющей мощности сопротивления качению, у многоприводного автомобиля возникают свои особенности. Работа шин в системе многоколесного движителя, как во взаимосвязанной системе, приводит к взаимному влиянию режима качения одного колеса на режимы качения других. На основании полученных результатов ряда работ целесообразно выделить из потерь мощности в шинах часть потерь, вызванных неравномерным распределением крутящих моментов по колесам в случае взаимовлияния последних при качении, $\Delta N_{f\text{ш}}^h$. Зависимости для расчета этой части потерь представлены в работе [9]. Другую часть потерь — сумму потерь мощности в шинах колес при отсутствии взаимовлияния при качении $N_{f\text{ш}}$ — можно рассматривать отдельно и свести к определению потерь мощности в каждом отдельно взятом колесе. При учете нагружочных режимов колес наиболее целесообразно выделить ведомый режим в качестве базового для последующих расчетов в любом режиме. Ведомый режим легко получают экспериментальным путем как на одиночном колесе, так и на автомобиле в целом. Для последнего случая разработан вариант применения инерционного метода при использовании зависимости потерь в шинах от скорости, приведенной к параболе [10].

Составляющую потерю мощности в шинах от передачи крутящего момента $\Delta N_{f\text{ш}}^M$ можно получить из аналитических зависимостей, предложенных В. А. Петрушевым [9].

В работе [3] показано, что известное в практике повышение потерь мощности в шинах на неровном недеформируемом грунте в сравнении с движением по ровному грунту не связано с режимом качения колес, как предполагалось ранее. Это явилось основанием для дополнительного разделения величины $N_{f\text{ш}}$ на соответствующие составляющие. Экспериментально оценивать эти составляющие можно на основе использования методики [10] при учете потерь мощности в элементах подпрессоривания.

В структуре мощностного баланса, показанной на схеме, отдельно не выделены компоненты, отражающие повышение затрат мощности при криволинейном движении многопривод-

ного автомобиля. Это сделано на том основании, что основная (в количественном отношении) часть повышения затрат мощности входит в состав потерь мощности в шинах $N_{f\text{ш}}$ и мощности колеобразования N_k , что экспериментально можно оценить, в частности, по методике, приведенной в работе [11].

Изложенное выше позволяет полагать, что предлагаемую схему мощностного баланса многоприводного автомобиля, построенную на уточненных представлениях о структуре баланса и конкретных методах оценки его составляющих, можно использовать при анализе путей снижения затрат мощности на движение автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 344 с.
- Московкин В. В., Петрушев В. А., Шуклин С. А. Способ определения аэродинамического сопротивления грузовых автомобилей и автопоездов. — Автомобильная промышленность, 1978, № 1, с. 14—16.
- Беленский Ю. Ю., Шуклин С. А., Московкин В. В. О мощностном балансе автомобиля при движении по твердым неровным дорогам. — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 18—19.
- Московкин В. В., Шуклин С. А. Определение потерь холостого хода в трансмиссии автомобиля инерционным методом. — Автомобильная промышленность, 1972, № 6, с. 22—24.
- Петрушевич А. И. Детали машин. Зубчатые передачи. Т. 3. М.: Машиностроение, 1969, 360 с.
- О влиянии режима движения на дополнительные потери, возникающие при блокировании привода к ведущим мостам / В. В. Московкин, В. А. Петрушев, В. И. Чергайко и др. — Автомобильная промышленность, 1978, № 4 с. 29—30.
- Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Затраты мощности на колеобразование при качении жесткого колеса по деформируемому грунту. — Труды НАМИ, вып. 131, 1971, с. 73—79.
- Агейкин Я. С. Бездыханные колесные и комбинированные движители. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
- Петрушев В. А. Обобщенный метод расчета сопротивления качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода. — Труды НАМИ, вып. 76. 1965. 58 с.
- Московкин В. В., Петрушев В. А., Шуклин С. А. Определение сопротивления движению автомобиля инерционным методом. — Автомобильная промышленность, 1976, № 10, с. 16—19.
- Петрушев В. А., Московкин В. В., Шуклин С. А. Пути оценки сопротивлений качению при криволинейном движении многоприводных автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1968, № 11, с. 31—34.

УДК 629.113-585.2

Гамма автоматических гидромеханических передач для автомобилей большой грузоподъемности

Канд. техн. наук И. Г. ШЕЙНКЕР, А. А. ШИМКОВ, Л. Г. КРАСНЕВСКИЙ,
д. э. Э. КАЦНЕЛЬСОН, В. П. МЕЛЕНЦЕВИЧ, О. Л. КОСТКИН, Е. А. КАГАН

Минский автозавод

Пыт отечественного и зарубежного автомобилестроения показывает, что из силовых передач известных типов наиболее совершенными для автомобилей большой грузоподъемности являются автоматизированные гидромеханические передачи. На Минском автозаводе для тягача колесных тягачей большой грузоподъемности и высокой проходимости создана гамма таких передач. Все передачи представляют собой сочетание полнопоточного комплексного блокируемого гидротрансформатора и планетарной коробки передач. При разработке гидромеханических передач особое внимание уделялось [1] унификации моделей и использованию принципов агрегатирования по основным узлам: коробке передач, гидротрансформатору, системе управления, системе обслуживания (питания маслом, охлаждения, фильтрации и др.).

В основу выбора кинематических схем гидромеханических передач положено следующее: базовая схема должна обладать максимальной внутренней унификацией; производные кинематические схемы нужно получать путем присоединения к базовой схеме однорядных трехзвенных планетарных механизмов; в качестве дополнительно присоединяемых механизмов желательно использование планетарных рядов базовой схемы.

Разработанная гамма гидромеханических передач состоит из следующих модификаций: с числом ступеней 3+1 с раздаточной мощности назад (базовая); с числом ступеней 4+2 с двухсторонней дифференциальной раздачей мощности; с числом ступеней 4+2 с раздачей мощности назад (одноточечная); с числом ступеней 4+2 с раздачей мощности назад (двухпоточная).

Кинематические схемы гидромеханической передачи приведены на фиг. 1, а передаточные числа, порядок включения фрикционных муфт и тормозов, передаваемые ими крутящие моменты во включенном положении, относительные частоты вращения дисков и сателлитов — в таблице.

Рациональность выбора базового редуктора планетарного типа подтверждается тем, что за все годы эксплуатации гидромеханических передач на автомобиле большой грузоподъемности не отмечено дефектов, имеющих отношение к надежности зубчатых передач.

Более сложными при отработке планетарной коробки передач оказались вопросы, связанные с обеспечением работоспособности высокооборотных подшипниковых узлов сателлитов, многодисковых фрикционных муфт и тормозов. Как известно,

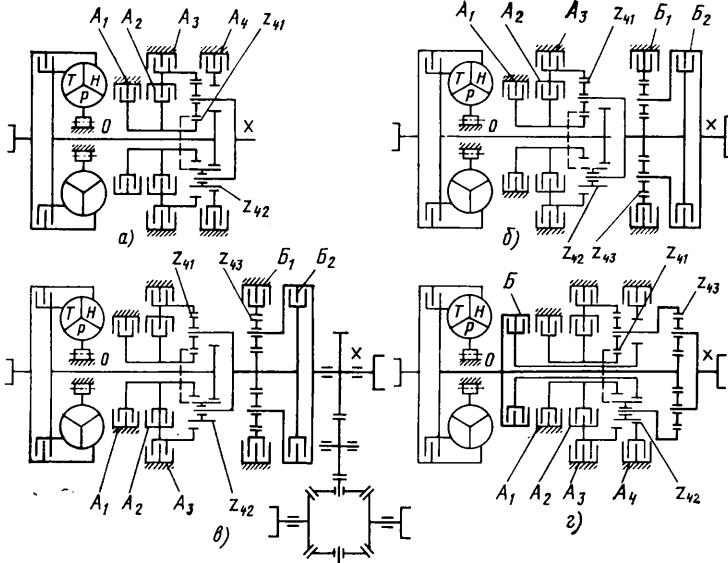


Рис. 1. Кинематические схемы базовой гидромеханической передачи и ее модификаций:

a — базовая передача типа 3+1; *b* — модификация 4+2 с двухсторонней дифференциальной раздачей мощности; *c* — вариант модификации 4+2 с выводом мощности назад (однопоточная); *d* — передача типа 4+1 с выводом мощности назад (двуспоточная); A_1, A_2, A_3, A_4 — соответственно тормоз промежуточной ступени, муфта прямой ступени, тормоз заднего хода и нижней ступени; B_1 — тормоз нижней ступени; B_2 — муфта прямой ступени дополнительного планетарного ряда; B_3 — муфта двухпоточной передачи

в планетарной передаче подшипники сателлитов являются одними из самых нагруженных элементов. Увеличение предельно допустимых скоростей их вращения, которые при синтезе кинематических схем служат одним из критерии отбора, значительно расширяет возможности создания надежных редукторов. Чтобы получить минимальные габариты передачи, в сателлитах приходится применять роликовые подшипники без обойм, что создает определенные технологические трудности при обеспечении точности сопряженных с ними поверхностей. В этих условиях для получения высокой несущей способности подшипниковых узлов целесообразно устанавливать максимальное число роликов в каждый подшипник, т. е. выполнять его насыпным (без сепаратора). Однако практика показала, что в связи с участием сателлита в относительном и переносном движении насыпные роликовые подшипники не обладают требуемой долговечностью.

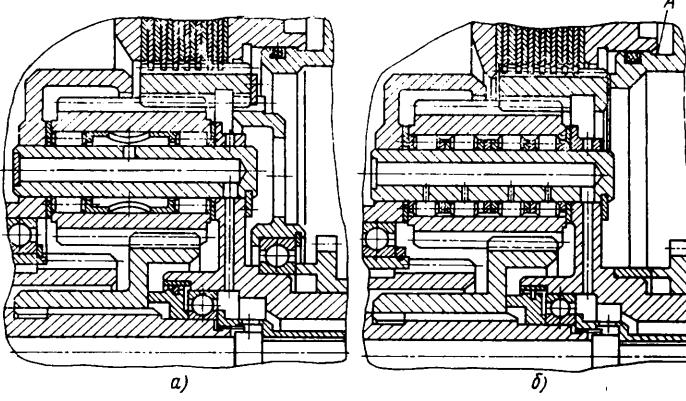


Рис. 2. Жесткая (*a*) и плавающая (*b*) установка коронной шестерни базового планетарного механизма

Для решения этой проблемы был проведен комплекс конструкторских и технологических мероприятий, а также экспериментальных работ по следующим направлениям: введение сепарирования подшипников; организация индивидуальной дозированной смазки под давлением для каждого подшипника; замена жесткой фиксации некоторых элементов планетарных рядов «плавающей» установкой; введение селективной сборки подшипниковых узлов сателлитов.

Были разработаны специальный подшипник с дюралюминиевым сепаратором и селектирование подшипников на группы по диаметрам роликов с интервалом 2 мкм для более равномерного распределения нагрузок между сателлитами. Этим же целям способствовало выполнение некоторых элементов планетарных рядов «плавающими» (рис. 2).

При исследовании способов подвода смазки и определении необходимого ее количества для подшипников сателлитов было установлено, что при подводе через центральный полый вал при наличии нескольких расположенных вдоль него отводящих магистралей распределение масла между последними существенно зависит от частоты вращения сателлитов и резко отличается от того, как это наблюдается при неподвижных деталях. Простым увеличением количества масла, подаваемого в центральный полый вал, почти вдвое не удалось получить стабильную смазку подшипников сателлитов на всем рабочем диапазоне частоты вращения сателлитов. В связи с этим для таких подшипников организована автономная система смазки.

Внедрение комплекса перечисленных разработок позволило в 3—5 раз повысить долговечность подшипников сателлитов и обеспечить срок службы гидромеханической передачи на колесных тягачах, соответствующий пробегу более 100 тыс. км.

Модификация передачи № 1	Ступень	Включаемые элементы управления	Относительные крутящие моменты	Передаточные числа	Относительные частоты вращения дисков фрикционов							Относительные частоты вращения сателлитов			
					A_1	A_2	A_3	A_4	B_1	B_2	B_3	z_{41}	z_{42}	z_{43}	
3+1 (рис. 1, <i>a</i>)	I	A_4	$2,2 M_0$	3,2	0,55 n_0	1,13 n_0	0,51 n_0	0	—	—	—	0,76 n_0	1,14 n_0	—	
	II	A_1	$0,8 M_0$	1,8	0	0,73 n_0	0	0,35 n_0	—	—	—	0,49 n_0	0,74 n_0	—	
	III	A_2	$0,61 M_0$	1	n_0	0	n_0	—	—	—	—	0	0	—	
	3X	A_3	$2,6 M_0$	-1,6	2,64 n_0	2,64 n_0	0	1,36 n_0	—	—	—	1,81 n_0	2,71 n_0	—	
4+2 (рис. 1, <i>b</i> , <i>e</i>)	I	A_1	$0,8 M_0$	6,23	0	0,73 n_0	0,73 n_0	—	0	0,39 n_0	—	0,49 n_0	0,74 n_0	0,54 n_0	
	II	B_1	$4,43 M_0$	—	—	—	—	—	0	0,71 n_0	—	0	0	0,97 n_0	
	III	A_2	$0,6 M_0$	3,46	n_0	0	n_0	—	0	—	—	0,49 n_0	0,74 n_0	0	
	IV	B_2	$2,46 M_0$	—	—	—	—	—	0	—	—	0	0	—	
	V	A_1	$0,8 M_0$	1,8	0	0,73 n_0	0,73 n_0	—	—	—	—	0,44 n_0	—	—	
	VI	A_2	$0,61 M_0$	—	n_0	0	n_0	—	0	—	—	1,81 n_0	2,71 n_0	0,6 n_0	
	3XI	A_3	M_0	-5,52	2,64 n_0	2,64 n_0	0	—	—	0	—	0	0	—	
4+2 (рис. 1, <i>c</i>)	3XII	B_1	$2,6 M_0$	—	2,64 n_0	2,64 n_0	0	—	—	0,62 n_0	0	—	1,81 n_0	2,71 n_0	0
	I	A_3	$1,81 M_0$	4,4	0	0	0	—	—	—	0	0	0	0,64 n_0	
	II	A_4	$1,56 M_0$	—	—	—	—	—	—	—	0	0,76 n_0	1,14 n_0	0,44 n_0	
	III	B_3	$0,51 M_0$	2,14	0,55 n_0	1,13 n_0	0,57 n_0	0	—	—	0	0,49 n_0	0,74 n_0	0,27 n_0	
	IV	A_1	$0,52 M_0$	1,52	0	0,73 n_0	0,73 n_0	0,35 n_0	—	—	0	0	0	0,83 n_0	
	5X	B_3	$0,65 M_0$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	VI	A_2	$0,47 M_0$	1	n_0	0	n_0	n_0	—	—	0	0	0	0,83 n_0	

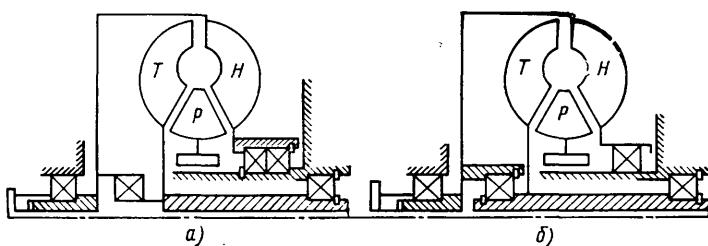


Рис. 3. Варианты компоновки гидротрансформатора:
а — схема I; б — схема II

Для повышения надежности фрикционов проведены следующие мероприятия: замена круглых резиновых колец поршней гидроцилиндров кольцами овального сечения для предотвращения их разрушения в результате постепенного закручивания; электролитическое лужение до толщины 0,004—0,008 мм вращающихся металлических уплотнительных колец с целью улучшения условий их приработки и повышения долговечности; введение в масло передачи специальной антикоррозионной присадки АКОР-1 (ГОСТ 15171—70) для сохранения чистоты рабочих поверхностей силовых цилиндров и других деталей узла в эксплуатации; дозирование и организованный подвод и отвод масла к дискам фрикционных муфт и тормозов; применение «плавающей» системы посадок поршней в цилиндрах, что исключает их заклинивание (система посадок обеспечивает допустимый перекос поршней больший, чем суммарный зазор между дисками в выключенном фрикционе); автоматизация переключения ступеней.

Большой комплекс работ был проведен по уменьшению внутренних потерь в гидромеханической передаче. К основным относятся оптимизация количества масла, подаваемого на смазку агрегатов передачи, снижение барботажных потерь благодаря откачке рабочей жидкости из застойных зон картеков, отключение на больших скоростях переднего или заднего насоса.

Во всех гидромеханических передачах применен комплексный блокируемый гидротрансформатор с симметричной рабочей полостью и центростремительной турбиной. Его характеристику выбрали, исходя из технических требований на автомобиль и конструктивных ограничений по габаритам, частоте вращения и прочности ряда элементов. Оптимальные условия совместной работы гидротрансформатора и двигателя внутреннего сгорания определены с учетом статистических данных по режимам работы гидротрансформатора и двигателя в эксплуатационных условиях [2].

Основные проблемы компоновки заключались в определении оптимальных конструктивных решений таких ответственных элементов: опор, рабочих колес, муфты свободного хода реакторов, блокировочной муфты.

Известны две традиционные схемы гидротрансформатора, принципиально различные по расположению и нагрузке опор рабочих колес (рис. 3). В данном гидротрансформаторе применена гидродинамическая разгрузка опор от осевых сил путем формирования циркуляции жидкости вне рабочей полости и расположение опор по схеме II. Осевые силы воспринимаются радиально-упорным подшипником, установленным между насосным и турбинным колесами «враспор», а разность этих сил — радиально-упорным подшипником насосного колеса. Поскольку оба колеса вращаются в одном направлении, относительная скорость общего подшипника оказывается значительно меньше, чем подшипника гидромеханической передачи по схеме I. Необходимый для него коэффициент работоспособности при расположении опор по схеме II удается уменьшить на 35—50%. Осевые силы реакторов воспринимаются подшипниками с «плавающими» элементами. Один из реакторов опирается на турбинное колесо, что уменьшило работу трения в опоре. Радиальная опора реакторов выполнена в виде роликовой муфты свободного хода с плоскими клиновидными поверхностями в наружной обойме и пружинными толкателями.

При проектировании блокировочной муфты гидротрансформатора учтены давления на обе поверхности поршня ее гидроцилиндра. Конфигурация поршня и достаточная жесткость упорных элементов исключают внепрцентренное сжатие и прогиб дисков муфты.

При создании системы автоматического и командного управления разработчикам пришлось столкнуться с рядом проблем, которые практически полностью исключили возможность использования конструктивных и схемных решений, апробированных в массовом производстве гидромеханических передач для легковых автомобилей. Одна из них связана с применением гидромеханических передач на длиннобазовых автомобилях

высокой проходимости, имеющих нежесткую раму. На них исключается использование механических приводов ручного управления и силового регулятора вследствие большой протяженности привода и влияния на его работу деформаций рамы при движении по грунтовым дорогам и в условиях бездорожья. Для силового регулятора не пригоден также известный вакуумный привод в случае работы с дизелями, имеющими турбонаддув.

Другая проблема заключается в том, что гидромеханические передачи для автомобилей большой грузоподъемности выпускаются сравнительно малыми сериями для большого числа модификаций автомобилей, вследствие чего систему управления нужно без конструктивных изменений приспособливать к различным вариантам компоновки и комплектации.

Важен также вопрос о рациональной степени автоматизации и дублирования управления (т. е. о числе автоматизированных ступеней и числе ступеней, имеющих одновременно ручное и автоматическое управление), поскольку они в значительной степени определяют сложность системы управления, ее надежность и живучесть.

Решение этих проблем привело к разработке оригинальных схем и конструкций, которые в настоящее время защищены авторскими свидетельствами.

Принятая система управления построена на следующих принципах: применение электромагнитного дистанционного привода ручного управления; пилотное построение как командной (ручной), так и автоматической части системы; дублирование ручного и автоматического управления в сочетании с автономностью их пилотных каскадов; сочетание электрического привода командного управления с гидравлической автоматикой; применение полностью регулируемой пилотной гидравлической системы автоматического управления; наличие системы автоматической защиты.

Для гидромеханической передачи с числом ступеней 4+2 система обеспечивает ручное (командное) включение трех нижних ступеней переднего хода и обеих — заднего хода, автоматическое переключение разгонных ступеней (II, III, IV) в зависимости от угловой скорости выходного вала передачи и положения педали подачи топлива, автоматическую блокировку и разблокировку гидротрансформатора на ступенях III и IV, аварийное ручное (с выходом водителя из кабин) включение одной ступени переднего и одной заднего хода. Кроме того, обеспечивается выход в накат с любой ступени и автоматическая разблокировка гидротрансформатора при переключении. В системе имеется также клапанный механизм плавности и гидропневматические аккумуляторы для получения плавного включения многодисковых фрикционных элементов.

Ручное управление — электрическое, с помощью контроллера и пяти электромагнитных шариковых пилотных клапанов [4]. Автоматика переключения ступеней и блокировки гидротрансформатора — гидравлическая, двухкоординатная, с датчиком скорости выходного вала в виде трубы Пито и гидравлическим датчиком положения педали подачи топлива (силовым регулятором) [5]. При ее создании разработана методика расчета, изложенная в работе [3].

Основные устройства системы управления выполнены в виде самостоятельных блоков, что позволяет без конструктивных изменений выпускать передачи как в командной, так и в автоматической модификациях. При этом за счет электрического ручного управления и конструкции силового регулятора практически отсутствуют ограничения на расстояние между двигателем, местом водителя и передачей.

Для исключения перегрева при движении на затяжных уклонах гидромеханическая передача имеет устройство принудительного охлаждения картера со струйным насосом [6].

Целесообразность автоматизации гидромеханических передач на автомобилях большой грузоподъемности получила подтверждение при внедрении данной системы управления. Несмотря на некоторое усложнение конструкции, автоматизация повышает надежность передачи благодаря уменьшению влияния ошибок водителя на ее работу. При этом снижаются требования к его квалификации, сроки обучения и т. д. Опыт производства и эксплуатации подтверждает правильность принципов, положенных в основу разработки описанной гаммы передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Шейнкер И. Г. Некоторые направления развития гидромеханических передач колесных машин большой грузоподъемности. — Автомобильная промышленность, 1967, № 3, с. 18—21.
- Кацнельсон Д. Э., Шимков А. А. Статистический анализ плотности распределения режимов работы гидротрансформатора. — Автомобильная промышленность, 1967, № 11, с. 19—21.

3. Красневский Л. Г. Расчет двухкоординатных систем автоматического управления гидромеханическими коробками передач. — Автомобильная промышленность, 1977, № 8, с. 19—20.

4. Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1972, № 27 (Авт. свид. № 351029).

5. Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1976, № 20 (Авт. свид. № 515672).

6. Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1975, № 32 (Авт. свид. № 482333).

УДК 629.113.004

Оценка проходимости полноприводных автомобилей

д-р техн. наук В. Ф. ПЛАТОНОВ, кандидаты техн. наук М. П. ЧИСТОВ,
А. И. АКСЕНОВ

ОПОРНЮЮ проходимость (проходимость по деформируемым грунтам) обычно оценивают по коэффициентам сцепления и сопротивления качению, что не всегда приемлемо, поскольку эти коэффициенты могут быть разными в зависимости от режима движения и других факторов и не в полной мере определять проходимость. Вследствие этого в последнее время предусматривается для оценки опорной проходимости определять комплекс измерителей, подразделяемых на основные и дополнительные. Типовой методикой РТМ 37001.039—77 в качестве основного измерителя предложена тягово-скоростная характеристика автомобиля при движении на данном грунте, представляющая собой изменение удельной силы тяги и величины буксования колес в функции от скорости движения, которая в совокупности с другими показателями более полно характеризует конкретный автомобиль с точки зрения проходимости. Однако в тяжелых дорожных условиях нельзя получить тягово-скоростную характеристику для многих полноприводных автомобилей, так как их движение в этих условиях осуществимо, например, на одной-двух передачах и для построения характеристики в соответствии с приведенной методикой можно получить всего лишь две-три точки. При этом не всегда удается зафиксировать значение величины буксования, соответствующее максимальной тяге.

Кроме того, полученные по этой методике в разное время и на разных автомобилях результаты, как правило, несопоставимы и не позволяют дать сравнительную оценку проходимости испытуемых автомобилей. Недостатком данного метода оценки проходимости является также отсутствие показателей, характеризующих движение по грунтам по криволинейной траектории.

Предложено определять опорную проходимость полноприводных автомобилей комплексом основных и дополнительных показателей, отражающих действительный процесс движения автомобилей по грунту и дающих наиболее полную оценку данного их свойства.

К основным показателям опорной проходимости отнесены максимальная удельная сила тяги f_{max} на крюке автомобиля (автопоезда) и максимальная скорость v_{max} установленного движения в рассматриваемых грунтовых условиях, а к дополнительным — коэффициент сопротивления качению f при минимальной скорости движения 2 км/ч, относительный минимальный радиус поворота R'_{\min} (отношение действительного минимального радиуса поворота R_{\min} к базе автомобиля L), относительная глубина колеи H' (отношение образуемой колесами автомобиля глубины колеи к дорожному просвету) и предельная глубина снежного покрова, преодолеваемого одиночным автомобилем.

Выражение оценочных показателей проходимости через удельные величины позволяет сравнивать разные по классу автомобили и в определенной степени прогнозировать возможность преодоления ими тех или иных дорожных препятствий, а также различных участков местности.

Определение указанных показателей с целью оценки опорной проходимости автомобилей осуществляется при одновременном испытании их в данных грунтовых условиях. Испытывали технически исправные новые автомобили, прошедшие обкатку в объеме не менее 1000 км, нагрузка в кузовах которых соответствовала номинальной грузоподъемности. Программой испытаний можно предусмотреть также испытания негруженых или частично груженых автомобилей.

Каждый автомобиль испытывали с прицепом и без прицепа. При этом для автомобилей, имеющих систему регулирования давления воздуха в шинах, устанавливали три значения давления: номинальное для движения по дорогам с твердым покрытием, минимально допустимое и среднее между ними. Выбирали ровные горизонтальные участки местности по возможности с одинаковой структурой грунта. Характеристики этих грунтов соответствовали наиболее трудным для автомобилей условиям проходности.

мобилей условиям проходности. Для испытаний были выбраны грунты трех типов:

Сухой сыпучий песок — влажность не более 4%, плотность от 1560 до 1670 кг/м³, коэффициент сцепления $\varphi = 0,65$:

Размокшая суглинистая пахота в весенний период — средняя влажность 33,3%, плотность грунта 1640 кг/м³ (колебаниями по участку от 1440 до 1880 кг/м³), коэффициент сцепления $\varphi = 0,8—0,9$:

Снежная целина — глубина снежного покрова 0,4—0,5 м на ровном мерзлом подслое, снег слоистый, сверху мягкий свежевыпавший (0,05—0,06 м) слой плотностью 380 кг/м³, средний слой (0,05—0,07 м) коркообразный плотностью 430 кг/м³ и нижний (0,3—0,4 м) крупнокристаллический плотности 450 кг/м³, температура снега от —2 до —3°C, коэффициент сцепления $\varphi = 0,5$.

Характеристику грунтов контролировали ежедневно в начале и в конце испытаний с помощью стандартных или специально разработанных приборов по всей площади участка. Перед испытаниями участки разбивали на мерные и подготовительные отрезки.

Для определения удельной силы тяги на крюке весь участок разбивали на 9—11 отрезков длиной 20 м. Нечетные отрезки являлись мерными, а четные — подготовительными. Для скоростных испытаний участок имел в начале и в конце для подготовительных отрезка по 50 м и между ними один отрезок длиной 100 м. Испытываемые автомобили или автопоезд двигались по всем перечисленным отрезкам прямолинейно включенным приводом всех ведущих мостов с межосевой блокировкой. Каждый зачетный заезд осуществлялся по новому участку.

При тяговых испытаниях измеряли и записывали на ленту осциллографа силу тяги на крюке P_k автомобиля (автопоезда) и число оборотов его ведущих колес n_k при прохождении межосового отрезка. Нагрузка на крюк создавалась динамометрической машиной и измерялась с помощью тензодинамометра. Для измерения числа оборотов ведущих колес использовали индуктивные датчики оборотов. Все измерения осуществлялись при безостановочном движении автомобиля на никаких передачах в раздаточной коробке и коробке передач полностью открытой дроссельной заслонкой.

На первом межосовом отрезке нагрузка на крюке испытуемого автомобиля не создавалась (динамометрическая машина двигалась вслед за ним без натяжения буксирного троса). Сразу после прохождения этого отрезка на следующем за ним подготовительном отрезке притормаживали автомобиль до бурования ведущих колес 10—15%. Без изменения этой величины буксования автомобиль двигался по новому межосовому отрезку и записывались измеряемые параметры.

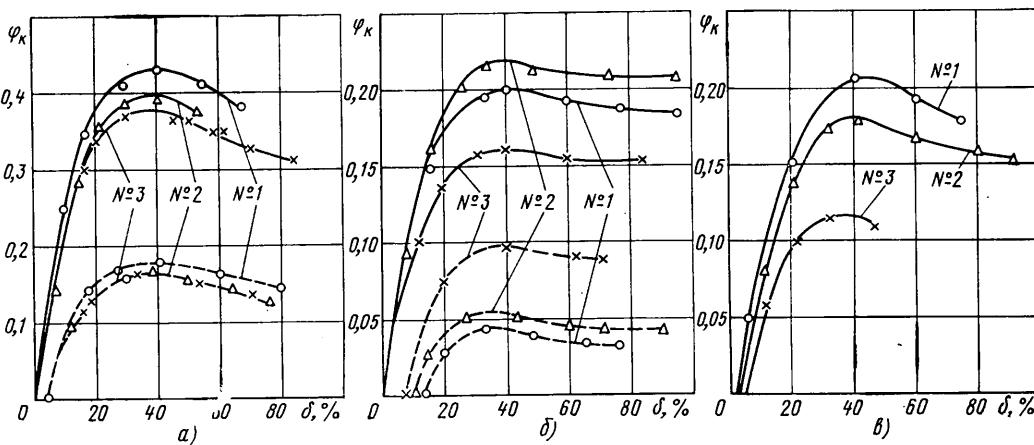
На последующих подготовительных отрезках в порядке возрастания через 10—15% изменяли величину буксования колес, а на межосовых — записывали установившийся процесс.

После прохождения всего участка по длине автомобиль сцепке с динамометрической машиной разворачивается и опять повторяют в той же последовательности при движении автомобиля в обратном направлении по новой колее.

При скоростных испытаниях предварительно проводили пробные заезды по участку данного грунта с целью выбора оптимальной передачи, обеспечивающей реализацию движения автомобиля с максимально возможной скоростью. Затем на испытываемом образце осуществляли разгон на подготовительном отрезке длиной 50 м и движение с установленной скоростью по межосовому отрезку длиной 100 м с регистрацией времени его прохождения. За пределами второго подготовительного отрезка осуществляли разворот для повторного заезда в обратном направлении в тех же условиях.

Обычно при разворотах определяли минимальный радиус поворота. В качестве зачетной попытки принимали движение автомобиля по замкнутому кругу с минимально возможным радиусом поворота без потери проходимости. После этого ре-

Изменение удельной силы тяги на крюке Φ_k автомобилей № 1, № 2, № 3 в зависимости от величины буксования δ их колес с давлением воздуха в шинах 0,049 МПа при движении без прицепа (сплошные линии) и с прицепом (штриховые линии) по размокшей пахоте (а), сухому сыпучему песку (б) и снежной целине (в)



леткой измеряли диаметр круга по внешней колее. Такие опыты проводили в начале и конце участка испытаний. Минимальный радиус поворота определяли при скорости движения 3—4 км/ч.

Коэффициент сопротивления качению определяли на участке с разметкой для тяговых испытаний при движении по нему одиночных автомобилей, начиная с минимальных скоростей при последовательном увеличении их на каждом из подготовительных отрезков. При прохождении мерных отрезков с предварительно установленнойся скоростью регистрировали время движения поnim испытуемого образца, крутящие моменты на его колесах и число оборотов последних. На участке скоростных испытаний одновременно с определением максимальной возможной скорости движения фиксировали соответствующие ей показатели для определения коэффициента сопротивления качению и измеряли оставляемую одиночным автомобилем глубину колеи.

Для оценки способности автомобиля преодолевать снежную целину проводили испытания по определению предельной толщины снежного покрова. Предварительно на участке, где глубина снежного покрова плавно изменяется, определяли его предельную величину, преодолеваемую автомобилем. Последний двигался прямолинейно в направлении возрастания глубины снега на низшей передаче до начала полного буксования. Затем измеряли глубину снега на линии каждой оси застрявшего образца. По результатам измерений определяли среднеарифметическую величину глубины снега, подбирали на том же участке отрезок снежной целины с полученным среднеарифметическим значением ее глубины и на нем проверяли возможность движения данного образца. В случае потери проходимости на этом отрезке проводили испытания на другом участке с меньшей на 3—5 см глубиной снежного покрова.

После завершения намеченного объема испытаний расшифровывали записи и обрабатывали результаты испытаний.

По результатам тяговых испытаний строили графические зависимости изменения удельной силы тяги на крюке Φ_k испытуемого образца в функции от величины буксования его колес δ . При этом удельная сила тяги

$$\Phi_k = \frac{P_k}{G_a}, \quad (1)$$

а соответствующая ей величина буксования

$$\delta = \left(1 - \frac{n_{cb}}{n_k} \right) 100\%, \quad (2)$$

где G_a — сила тяжести испытуемого образца в Н; n_{cb} , n_k — число оборотов колес автомобиля при прохождении мерного отрезка соответственно в свободном режиме и с силой тяги на крюке P_k .

Число оборотов колес автомобиля в свободном режиме определяли при движении одиночного испытуемого образца (без силы тяги на крюке) с установленнойся скоростью 2—4 км/ч, или на мерном отрезке участка, или на ровном твердом покрытии такой же длины.

Построенные графические зависимости позволяют определить один из основных оценочных показателей проходимости автомобилей — максимальное значение удельной силы тяги на крюке Φ_{kmax} в данных грунтовых условиях.

Второй основной показатель определяется как среднеарифметическое значение по результатам не менее двух измерений из выражения

$$v'_{max} = 3,6 (S/l) \text{ км/ч}, \quad (3)$$

где S — длина мерного отрезка в м;

t — среднеарифметическое значение времени прохождения мерного отрезка в с.

Для определения первого дополнительного показателя строятся графические зависимости изменения коэффициента со-

противления качению f автомобиля при движении без силы тяги на крюке от скорости установившегося движения. Значения коэффициентов сопротивления качению при соответствующих им скоростях движения приемлемо находить по зависимости

$$f = \frac{\sum M_{kp}}{G_a r_k}, \quad (4)$$

где $\sum M_{kp}$ — суммарный крутящий момент на колесах автомобиля в Н·м;

r_k — приведенный радиус качения в м.

Соответствующую этому коэффициенту скорость движения определяли из выражения (3). Затем по графикам зависимости изменения коэффициента сопротивления качению автомобиля от скорости его движения находили величину f испытуемого автомобиля при движении по данному грунту со скоростью 2 км/ч.

Относительный минимальный радиус поворота определялся как среднеарифметическая величина его не менее чем по двум измерениям по формуле

$$R'_{min} = R_{min}/L. \quad (5)$$

Так же как среднеарифметическую величину, по результатам непосредственных измерений находили абсолютную и только потом относительную глубину колеи на данном грунте при соответствующем давлении воздуха в шинах.

Рассмотрим некоторые результаты оценки проходимости трех образцов автомобилей, основные показатели технических характеристик которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Автомобиль	Колесная формула	Полная масса в кг	Распределение массы в кг		Мощность двигателя в кВт	Размер шины
			на переднюю ось	на заднюю ось (тележку)		
№ 1	6×6	13 200	3865	9335	132,4	14,00—20
№ 2	6×6	10 185	3060	7125	110,36	12,00—20
№ 3	4×4	5 800	2730	3070	84,61	12,00—18

На рисунке представлены зависимости изменения удельной силы тяги на крюке этих автомобилей от величины буксования колес при движении с давлением воздуха в шинах 0,049 МПа по размокшей суглинистой пахоте, сухому сыпучему песку и целине со снегом глубиной 0,4—0,5 м. Максимальные значения удельной силы тяги на крюке Φ_{kmax} соответствуют величине буксования 30—40%.

Определенные по графическим зависимостям значения Φ_{kmax} , а также максимальные скорости движения v'_{max} и минимальные значения абсолютных и относительных радиусов поворота в указанных грунтовых условиях с различным давлением воздуха в шинах испытанных автомобилей представлены соответственно в табл. 2—4.

Результаты экспериментальных исследований показали, что лучшими тягово-скоростными качествами в приведенных грунтовых условиях обладает автомобиль № 1. Так, при движении по размокшей суглинистой пахоте с давлением воздуха в шинах 0,049 МПа этот автомобиль по удельной силе тяги на крюке на 7% превосходит автомобиль № 2 и на 11,9% — № 3. При движении по снежной целине это преимущество

Таблица 2

Автомобиль	Давление воздуха в шинах в МПа	$\Phi_{\text{к тах}}$	v'_{max} в км/ч	R'_{min} в м	R'_{min}
№ 1 (прицеп двухосный полной массой 5 т)	0,049	0,43	21,3	10,8	2,57
		0,18	15,5	12,6	3,0
	0,181	0,25	21,2	10,8	2,57
		0,09	13,2	12,6	3,0
	0,314	0,22	19,4	10,8	2,57
		0,07	13,2	12,6	3,0
№ 2 (прицеп двухосный полной массой 4 т)	0,049	0,40	16,8	11,0	2,77
		0,17	16,6	11,2	2,8
	0,171	0,25	16,0	10,7	2,69
		0,10	15,0	10,9	2,72
	0,294	0,20	16,0	10,5	2,64
		0,07	14,0	10,6	2,66
№ 3 (прицеп одноосный полной массой 2 т)	0,049	0,38	20,0	9,2	2,78
		0,17	12,7	11,5	3,48
	0,162	0,23	17,4	8,9	2,7
		0,095	13,2	11,05	3,35
	0,274	0,18	16,1	9,0	2,73
		0,08	12,7	10,85	3,29

Примечание. В числителе приведены данные для автомобиля без прицепа, а в знаменателе — с прицепом.

Таблица 2

Таблица 3

Автомобиль	Давление воздуха в шинах в МПа	$\Phi_{\text{к тах}}$	v'_{max} в км/ч	R'_{min} в м	R'_{min}
№ 1	0,049	0,20	15,5	12,75	3,04
		0,045	9,0	18,5	4,41
	0,181	0,085	9,9	12,95	3,08
		0*	0*	—	—
	0,314	0,03	9,3	14,2	3,38
		0*	0*	—	—
№ 2	0,049	0,22	16,7	12,7	3,2
		0,055	8,2	13,93	3,5
	0,171	0,085	14,7	12,92	3,26
		0*	0*	—	—
	0,294	0**	8,85**	17,0**	4,28**
		0*	0*	—	—
№ 3	0,049	0,16	15,3	9,5	2,88
		0,10	7,5	25,0	7,57
	0,162	0,095	14,3	9,8	2,97
		0*	0*	—	—
	0,274	0**	9,2**	12,5**	3,78**
		0*	0*	—	—

* Автомобиль с прицепом не мог двигаться.

** Автомобиль не развивает избыточной тяги.

Таблица 4

Автомобиль	Давление воздуха в шинах в МПа	$\Phi_{\text{к тах}}$	v'_{max} в км/ч	R'_{min} в м	R'_{min}
№ 1	0,049	0,206	15,7	11,86	2,82
		0*	10,0*	14,85*	3,54**
	0,181	0,14	13,8	12,1	2,88
		0	8,8	14,5	3,46
	0,314	0,13	11,5	11,65	2,77
		0	8,68	13,25	3,15
№ 2	0,049	0,18	10,4	11,0	2,77
		0**	8,0**	—	—
	0,171	0,07**	11,7**	10,85**	2,73**
		0***	0***	—	—
	0,294	0*	10,2*	10,8*	2,72*
		0***	0***	—	—
№ 3	0,049	0,115	8,08	15,3	4,64
		0***	0***	—	—
	0,162	0*	6,9*	—	—
		0***	0***	—	—
	0,274	0***	0***	—	—
		0	0	—	—

* Автомобиль не развивает избыточной тяги.

** Автомобиль с прицепом не развивает избыточной тяги и на повороте теряет проходимость.

*** Автомобиль с прицепом не мог двигаться.

проявляется более значительно: удельная сила тяги на крюке у автомобиля № 1 выше, чем у автомобилей № 2, на 12,5% и на 44%, чем у автомобиля № 3. На сухом сыпучем песке автомобиль № 2 несколько превосходит автомобиль № 1. При движении в этих условиях автомобиль № 2 имеет лучшие тяговые показатели, чем автомобиль № 1, на 9% и, чем автомобиль № 3, на 27%.

Некоторое снижение тяговых качеств у автомобиля № 1 на сухом сыпучем песке объясняется повышенной радиальной жесткостью шин, вследствие чего они имеют на этом грунте недостаточный прогиб. Это ведет к снижению эквивалентного диаметра эластичного колеса [1], что вызывает увеличенное сопротивление качению [2] и, следовательно, уменьшает тяговые показатели.

В основном по этой же причине повышение давления воздуха с минимального значения (0,049 МПа) до указанных в табл. 2—4 средних значений и особенно до номинальных для дорог с твердым покрытием приводит к значительному снижению тяговых качеств всех автомобилей в рассматриваемых грунтовых условиях. Так, по сухому сыпучему песку автомобили с повышенным давлением воздуха в шинах не могли двигаться с прицепами, а на снежной целине автомобили № 2 и № 3 при движении без прицепов не развивали избыточной тяги.

Полученные значения удельной силы тяги на крюке, если принять их равными синусу угла подъема, позволяют с достаточной степенью приближения определить крутизну преодолеваемых автомобилями подъемов при движении по рассматриваемым грунтам.

Так, при движении без прицепов автомобили № 1, № 2 и № 3, с давлением воздуха в шинах 0,049 МПа могут преодолевать подъемы на размокшей суглиннистой пахоте крутизной до 25,5, 23,5 и 22° соответственно, на сухом сыпучем песке — 11, 12,5 и 9°, а на целине со снегом глубиной 0,4—0,5 м — 12, 10,5 и 6°.

В соответствии с тяговыми качествами автомобили имели и соответствующие скоростные показатели. Наиболее высокие скорости развивал автомобиль № 1, за исключением движения по сухому сыпучему песку с давлением воздуха в шинах 0,049 МПа, где он несколько уступал автомобилю № 2.

Из результатов скоростных испытаний следует, что для

условий движения по деформируемым грунтам разбивка передач в коробке передач и раздаточной коробке автомобилей не является оптимальной. В большинстве случаев движение автомобиля происходило на низших передачах в режиме максимальных оборотов двигателя, а на более высоких передачах скорость резко падала или движение прекращалось из-за не достаточного крутящего момента на колесах.

Минимальный радиус поворота испытуемых автомобилей в приведенных грунтовых условиях получен большим, чем это указано в технических характеристиках (особенно значительное расхождение для случая движения с прицепами). При этом, несмотря на различие в значениях базы испытуемых автомобилей, минимальные радиусы поворота во время движения в одинаковых условиях оказались довольно близкими у всех автомобилей.

Меньшие значения относительного радиуса поворота большинстве случаев получены на автомобиле № 1.

Одновременно с определением перечисленных оценочных показателей проходимости при испытаниях на снежной целине была определена и предельная глубина снега, преодолеваемого автомобилями. При движении без прицепов и давлении воздуха в шинах 0,049 МПа предельная глубина снега для автомобиля № 1 — 65 см, для № 2 — 55÷57 см и для № 3 — 50÷52 см.

Кроме оценки проходимости одновременно испытанных автомобилей рассмотренный метод позволяет дать оценку другим автомобилям по результатам испытаний, проводящимся в разное время и на разных грунтах. Для этого необходимо лишь проводить испытания в паре с «эталонным» автомобилем, т. е. с автомобилем, проходимость которого признается достаточно высокой.

Сущность такой сравнительной оценки опорной проходимости заключается в следующем. Если, например, автомобиль № 1 и № 2 сравниваются с эталонным автомобилем, то при имеющихся максимальных значениях удельной силы тяги на крюке можно определить так называемые коэффициенты предведения сравниваемых образцов по эталону

$$K_{\text{пр}1} = \frac{\Phi'_{\text{к тах}1}}{\Phi'_{\text{к тах}2}} ;$$

$$K_{\text{пр}2} = \frac{\Phi_k^{\text{макс}} 2}{\Phi_k^{\text{макс эт}}} . \quad (7)$$

Штрихами обозначены соответствующие значения удельной силы тяги для разных грунтовых условий.

Сравнительно оценить образцы можно по сопоставительному приведенному коэффициенту

$$K_{\text{пр}1,2} = \frac{\Phi_k^{\text{макс}1} \Phi_k^{\text{макс эт}}}{\Phi_k^{\text{макс}2} \Phi_k^{\text{макс эт}}} . \quad (8)$$

При этом допускается, что качественно проходимость сопоставляемых образцов на различных грунтах существенно не меняется, что не всегда так. Тем не менее при большом количестве статистического материала такой метод дает достаточную достоверную оценку опорной проходимости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бабков В. Ф. Автомобильные дороги, М.: Автотрансиздат, 1960.
- Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Расчетное определение энергетических параметров, характеризующих качение колес по деформируемому грунту. — Известия вузов. Машиностроение, 1972, № 9.

УДК 629.113.012.81

Расчет колебаний автомобиля с подвеской, имеющей существенно нелинейные характеристики

Канд. техн. наук Ю. Л. КОВАЛЕВ, В. Ф. АЖМЕГОВ, В. О. ГОКК, В. В. ХАРИН

Курганский машиностроительный институт

Существуют две группы измерителей качества подвески [1—3]: оценивающих среднюю интенсивность колебаний автомобиля (среднеквадратичные значения ускорений, деформаций рессор и т. д.) и оценивающих возможность предельных состояний подвески автомобиля (пробой подвески и отрыв колес от дороги).

Сложность расчета измерителей качества подвески второй группы заключается в том, что предельные состояния подвески очень редки (в противном случае подвеска автомобиля заведомо неработоспособна). Следовательно, для прямого подсчета частоты пробоя подвески и отрыва колес от дороги при испытаниях автомобиля потребуется неоправданно большой объем дорожных испытаний, при моделировании колебаний автомобиля необходимо располагать очень большими реализациями случайных процессов колебаний.

Косвенный метод оценки вероятностей пробоя подвески и отрыва колеса от дороги основан на предположении, что закон распределения ординат колебательного процесса автомобиля является нормальным. Однако, если подвеска имеет существенно нелинейные упругие и демпфирующие характеристики, этот метод для анализа влияния вида нелинейностей характеристик подвески на возможность возникновения ее предельных состояний не может быть использован, так как в области больших значений ординат колебательного процесса автомобильный закон распределения их трансформируется из-за наличия в динамической системе нелинейностей [1]. При этом для расчета вероятностей предельных состояний подвески используется именно часть закона распределения ординат колебательного процесса в области их больших значений.

Во время расчета измерителей качества подвески второй группы представим микропрофиль дороги в виде последовательности выступов и впадин случайной высоты q_0 и случайной длины l . Если автомобиль проезжает через неровность, способную вызвать нарушение рабочих функций подвески, то можно

пренебречь малыми (сравнительно с колебаниями, вызванными проездом через данную неровность) колебаниями автомобиля, обусловленными всем остальным микропрофилем дороги в окрестности этой неровности. Пренебрегая влиянием формы неровности на колебания автомобиля, примем неровность дороги косинусоидальной, т. е.

$$q = 0,5 q_0 (1 - \cos \omega t),$$

где $\omega = \frac{2 \pi v}{l}$ — частота воздействия неровности дороги на автомобиль;

v — скорость движения автомобиля через неровность.

Различные варианты подвесок автомобиля с точки зрения возможности их предельных состояний безотносительно к условиям эксплуатации можно сравнивать с помощью характеристики предельного состояния подвески.

На рис. 1 приведены характеристики пробоя задней подвески автомобиля при различных значениях коэффициента сопротивления амортизатора, полученные с помощью моделирования на АВМ проезда автомобилем единичных неровностей различным амплитуд и частот их воздействия на автомобиль.

При построении характеристик предельного состояния подвески, приведенных на рис. 1, 2 и 3, использовалась двухмассовая нелинейная модель подпрессоривания автомобиля, учитывающая его вертикальные колебания, при этом параметры подпрессоривания были приняты близкими параметрами подпрессоривания задней части автобуса КАвЗ-685 (имеющего нелинейную характеристику подвески), коэффициент влияния подпрессоренных масс которого близок к единице.

Характеристика пробоя подвески представляет собой два графика: верхний $q_1 = q_1(\omega)$ — характеристика пробоя при проезде автомобилем выступов, и нижний $q_2 = q_2(\omega)$ — ха-

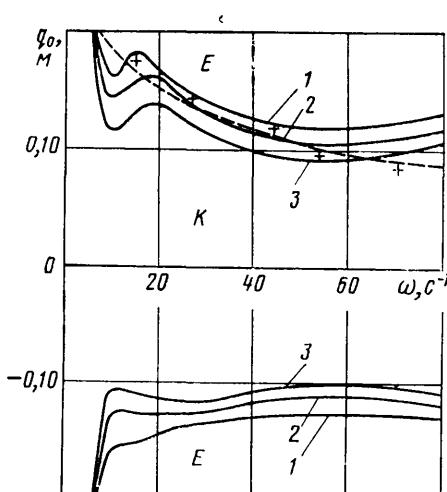
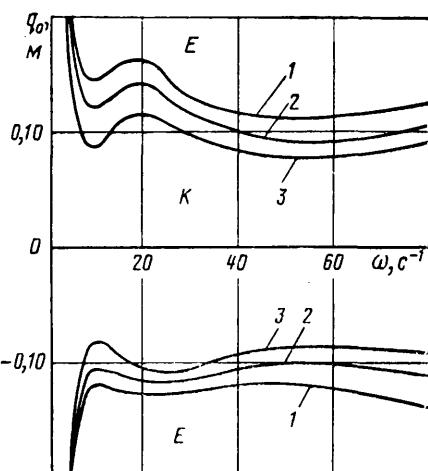
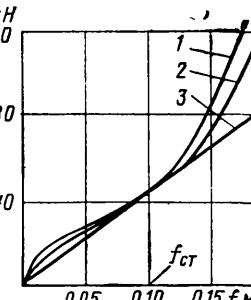


Рис. 1. Характеристики пробоя подвесок: 1, 2 и 3 — при коэффициенте апериодичности Φ , равном 0,35, 0,25 и 0,10 соответственно

Рис. 2. Характеристики пробоя подвесок

Рис. 3. Упругие характеристики подвесок



рактеристика пробоя при проезде автомобилем впадин. Эти графики разбивают область возможных сочетаний высот неровностей q_0 и частот их воздействия на автомобиль ω на две области E и K так, что область E содержит все возможные сочетания высот и частот воздействия неровностей, при проезде которых происходит пробой, а область K содержит сочетания q_0 и ω неровностей, не вызывающих пробоя подвески.

Характеристики пробоя строили следующим образом. При моделировании колебаний автомобиля, проезжающего единичную неровность с частотой воздействия ω , получали, меняя высоту неровности q_0 , зависимость максимального прогиба рессоры на ходе сжатия от высоты неровности $f_{\max} = f_{\text{дин}} (q_0)$. Если подвеска автомобиля имеет существенно нелинейные характеристики, то функция $f_{\max} (q_0)$ нелинейна и вид ее в значительной степени определяется видом нелинейностей характеристик подвески. Затем из условия $f_{\max} (q_0) = f_{\text{дин}}$ ($f_{\text{дин}}$ — динамический ход подвески) определялась наименьшая высота неровности q_0 , при воздействии которой на автомобиль с частотой ω происходит пробой подвески. Таким образом получали точку q_0 , лежащую на характеристике пробоя $q_1 = q_1 (\omega)$. Меняя ω и повторяя описанные действия, получали остальные точки характеристик пробоя.

Точность определения характеристик предельного состояния подвески автомобиля зависит от адекватности отображения моделью колебаний реального автомобиля, от точности решения дифференциальных уравнений. Предлагаемый метод оценки возможности возникновения предельных состояний подвески не накладывает никаких ограничений на повышение точности построения характеристик предельного состояния подвески за счет усложнения модели, а также путем повышения точности решения дифференциальных уравнений.

Из приведенных на рис. 1 характеристик пробоя подвесок следует, что с увеличением коэффициента апериодичности ψ область возможных сочетаний высот неровностей и частот их воздействия в случае пробоя подвески при проезде автомобиля через эти неровности сокращается.

На рис. 2 приведены характеристики пробоя подвесок 1, 2 и 3 с упругими характеристиками, которые соответствуют характеристикам 1, 2 и 3, представленным на рис. 3. Все эти упругие характеристики обеспечивают одинаковую жесткость подвески в зоне статического прогиба. Как видно из приведенных графиков, увеличение энергомеханики подвески, достигаемое в результате нелинейности упругой характеристики, обеспечивает уменьшение области E и тем самым ведет к уменьшению пробоя подвески в процессе эксплуатации автомобиля при одних и тех же значениях динамического хода подвески и ее жесткости в зоне статического хода.

На рис. 4 приведены характеристики отрыва шин от поверхности дороги $q_{1\omega} = q_{1\omega} (\omega)$ и $q_{2\omega} = q_{2\omega} (\omega)$, которые являются границами между областями G и S . Область G содержит все возможные сочетания высот и частот воздействия на автомобиль неровностей, при проезде которых происходит отрыв шин от поверхности дороги; область S содержит величины q_0 и ω неровностей, не вызывающих отрыва шин от дороги.

Характеристики отрыва шин от поверхности дороги строили следующим образом. Моделируя колебания автомобиля, проезжающего единичную неровность с частотой воздействия ω , получали зависимость максимальной деформации шины $\delta_{\max} = \delta_{\text{дин}} - r_c$ ($r_{\text{дин}}$ — максимальное значение радиуса колеса при проезде неровности; r_c — статический радиус колеса) от высоты неровности $\delta_{\max} = \delta_{\max} (q_0)$. Затем из условия $\delta_{\max} (q_0) = b_{\text{ст}}$ ($b_{\text{ст}}$ — статическая деформация шины) определяли наименьшую высоту неровности q_0 , при воздействии которой на автомобиль с частотой ω происходит отрыв колеса от поверхности дороги. Точка (q_0, ω) лежит на характеристике отрыва шины.

На рис. 4 представлены характеристики отрыва колеса от поверхности дороги, полученные при моделировании колебаний автомобиля с параметрами подпрессоривания, близкими к параметрам подпрессоривания задней части автобуса КАвЗ-685 с экспериментальной подвеской, упругая характеристика которой близка к упругой характеристике 2, приведенной на рис. 3; суммарная жесткость шин равна 1800 кгс/см, коэффициент апериодичности равен 0,2.

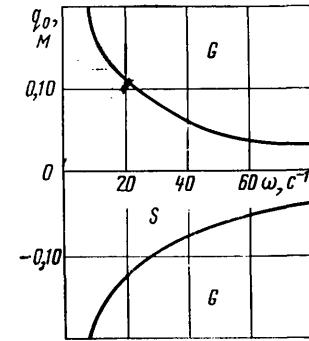


Рис. 4. Характеристики отрыва шин от дороги

автомобиля. Для этого необходимо располагать участком дороги, микропрофиль которого состоит из последовательно расположенных и удаленных друг от друга единичных неровностей различных высот и длин. На рис. 2 приведена характеристика пробоя, полученная экспериментально (штриховая линия) при проезде выступов для задней подвески автобуса КАвЗ-685.

Характеристики предельного состояния подвески автомобиля используют для оценки возможности нарушения ее рабочих функций и конкретных эксплуатационных условий. Для этого необходимо располагать совместным дифференциальным законом распределения высот неровностей и частот их воздействия на автомобиль.

Вероятность проезда автомобилем неровности, вызывающей пробой подвески,

$$P_{\text{пр}} = \int \int f (q_0 \omega) dq_0 d \omega. \quad (1)$$

Этой вероятности соответствует статистическая частота $P_{\text{пр}}^* = \frac{n_{\text{пр}}}{N}$ ($n_{\text{пр}}$ — число неровностей на длине пути s , при проезде которых происходит пробой подвески; N — общее число неровностей на длине пути s).

Вероятность проезда автомобилем неровности, вызывающей отрыв колес от поверхности дороги, можно определить по выражению

$$P_{\text{отр}} = \int \int f (q_0, \omega) dq_0 d \omega. \quad (2)$$

Этой вероятности соответствует статистическая частота $P_{\text{отр}}^* = \frac{n_{\text{отр}}}{N}$ ($n_{\text{отр}}$ — число неровностей на длине пути s , при проезде которых происходит отрыв колес от поверхности дороги). Таким образом, характеристики предельного состояния подвески определяют области интегрирования в выражениях (1) и (2).

Рассмотрим в качестве примера приложение описанного метода к расчету $P_{\text{пр}}$ и $P_{\text{отр}}$ при движении автомобиля по участку проселочной дороги.

Дифференциальный закон распределения высот и длин неровностей

$$\varphi (q_0, l) = \varphi_1 (l) \varphi_2 (q_0/l),$$

где $\varphi_1 (l)$ — дифференциальный закон распределения длин неровностей;

$\varphi_2 (q_0/l)$ — условный дифференциальный закон распределения высот неровностей.

Как показали результаты обработки измерений микропрофиля участка проселочной дороги, закон $\varphi_1 (l)$ хорошо согласуется с законом распределения Релея

$$\varphi_1 (l) = \frac{l}{S_l^2} \exp - \frac{l^2}{2 S_l^2},$$

где S_l — параметр закона распределения;

l — длина неровности, измеряемая между двумя соседними точками пересечения микропрофиля с его средней линией.

Для определения $\varphi_2 (q_0/l)$ весь диапазон длин неровностей обследованного участка дороги разбивали на интервалы и для каждого интервала определяли закон распределения высот неровностей. Как показал анализ результатов обработки реализации микропрофиля дороги, в каждом интервале длины неровностей закон распределения высот неровностей одинаков для выступов и впадин в силу статистической симметрии микропрофиля относительно его средней линии и близок к закону распределения Релея (при проверке статистических гипотез использовали критерий согласия Колмогорова)

$$\varphi_2 (q_0/l) = \frac{|q_0|}{S_q^2} \exp - \frac{q_0^2}{2 S_q^2},$$

где S_q — параметр закона распределения.

При этом наблюдается линейная зависимость S_q от средней длины неровностей интервала $S_q = k l$.

Тогда совместный закон распределения высот и длин неровностей примет вид

$$\varphi (q_0, l) = \frac{|q_0|}{S_l^2 k^2 l} \exp - \left(\frac{l^2}{2 S_l^2} + \frac{q_0^2}{2 k^2 l^2} \right).$$

Учитывая, что $l = (2 \pi v)/\omega$, можно определить с помощью известных в теории вероятностей соотношений совместный за-

кою расположения высот первоначальности и частот их воздействия на автомобиль

$$f(q_0, \omega) = \frac{1}{S_l^2 k^2 \omega} \exp -\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2\pi v}{S_l \omega} \right)^2 + \left(\frac{q_0 \omega}{2\pi k v} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где $S_l = 290$ см для участка проселочной дороги;
 $k = 0,58$;

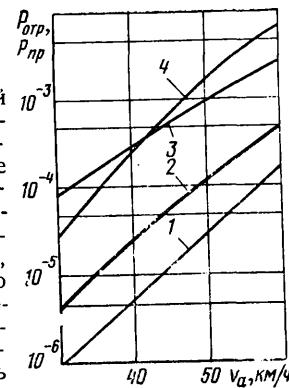
v — скорость автомобиля в см/с.

При этом найденный закон распределения (3) справедлив только для участка проселочной дороги, микропрофиль которого был измерен и обработан.

Поскольку нет никаких оснований считать измеренный участок дороги статистически представительным, а использование вместо статистически представительных участков дорог произвольно выбранных дорожных участков может привести к весьма грубым ошибкам при оценке вероятностей возникновения пробоя подвески и отрыва колес от поверхности дороги в процессе эксплуатации автомобиля, то найденный закон распределений (3) может быть использован лишь для иллюстрации рассмотренного метода оценки возможности нарушения рабочих функций подвески, для сравнительной эффективности различных конструктивных мероприятий по снижению возможности нарушения рабочих функций подвески.

Подставляя выражение (3) в формулы (1) и (2), можно определить вероятности проезда автомобилем неровности, вызывающей пробой подвески $P_{пр}$ и отрыв колес от поверхности дороги $P_{отр}$. На рис. 5 приведены зависимости $P_{пр}$ и $P_{отр}$ от скорости движения по участку проселочной дороги: кривые 1, 2 и 3 — $P_{пр}$ для подвесок, имеющих упругие характеристики соответственно 1, 2 и 3 (рис. 3); 4 — $P_{отр}$ для автомобиля с характеристиками отрыва колес от дороги, представленными на рис. 4. Как видно из приведенных графиков, даже небольшое сокращение области E , обусловленное повышением энергоемкости подвески вследствие нелинейности ее упругой характеристики, значительно уменьшает возможность пробоя подвески в процессе эксплуатации.

Рис. 5. Зависимость $P_{пр}$, $P_{отр}$ от скорости движения автомобиля



Таким образом, предлагаемый метод оценки возможности предельных состояний подвески в процессе эксплуатации автомобиля не требует наличия сведений о характере законов распределения ординат колебательных процессов автомобиля, что особенно важно, если подвеска имеет существенно нелинейные упругие и демпфирующие характеристики. Метод позволяет при проектировании и испытаниях автомобиля учитывать влияние заложенных в конструкцию подвески нелинейностей ее характеристик на возможность нарушения ее рабочих функций в процессе эксплуатации и на этой основе правильно рассчитывать нелинейные характеристики подвески. Кроме того, метод можно использовать для сравнения различных вариантов подвесок или различных автомобилей с точки зрения возможности их пробоя и отрыва колес, так как указанные характеристики оценивают (наряду с амплитудно-частотными характеристиками колебаний) потенциальные свойства подвесок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель. Под ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972.
3. Оценка возможности отрыва колес от дороги при движении автомобиля по испытательным трассам с гармоническим профилем/Г. И. Владыкин, В. Ф. Геккер, Л. П. Австисов и др. — Известия вузов. Машиностроение, 1971, № 11.

УДК 629.113:624.004

Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций

Д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, канд. техн. наук В. А. ПЕТУШКОВ, В. Н. ЗУЗОВ, А. В. ДАВЫДОВ, А. П. КУДРЯВЦЕВ

МВТУ им. Н. Э. БАУМАНА

ТОНКОСТЕННЫЕ стержневые конструкции, обладая легкостью и большой жесткостью, широко используются в качестве рам и каркасов автомобилей. Исследование напряженных и деформированных состояний и их кинетики для основных эксплуатационных режимов нагружения необходимо для обоснования несущей способности таких конструкций, назначения их ресурса [1]. Обычно используемые для этой цели методы строительной механики и сопротивления материалов малоэффективны в силу неизбежной в таких случаях идеализации геометрии и свойств материала конструкций.

Применение метода конечных элементов для исследования тонкостенных стержневых конструкций позволяет в рамках единого подхода получить распределение как усилий и моментов (что характерно для задач строительной механики), так и напряжений и деформаций, а также помимо исследования кинетики последних выполнить анализ предельных состояний и тем самым перейти от обычных поверочных расчетов конструкций к их оптимальному проектированию [2].

На примере решения задач и исследования напряжено-деформированного состояния автомобильной рамы рассмотрена эффективность применения метода конечных элементов для анализа пространственных стержневых конструкций, состоящих из тонкостенных стержней. Обычно при составлении расчетных схем рам автомобилей для решения задачи в статической постановке все нагрузки, действующие на несущую систему, приводят к симметричным икоссимметричным. Это позволяет выделить в самостоятельные задачи расчет на изгиб и на кручение [3 и 4]. Такой подход обусловлен тем, что при анализе напряжено-деформированного состояния конструкций из тонкостенных стержней от скручивающих нагрузок необходимо базироваться на более общем законе секториальных пло-

щадей, в то время как при расчетах на изгиб в основу берется гипотеза плоских сечений.

Применение метода конечных элементов, как указано выше, не требует разделения общей задачи на частные. В этом случае для адекватного представления рамы автомобиля в виде конечно-элементной модели необходимо тщательно проанализировать ее конструкцию (рис. 1). Основные конструктивные элементы рамы опытного автомобиля ЗИЛ имеют прямоугольный профиль поперечного сечения. Лонжероны образуют пространственную систему, у которой размеры поперечного сечения меняются по всей длине рамы. В зоне переднего и заднего мостов лонжероны образуют криволинейные поверхности, имеющие, кроме того, переменный профиль.

Рама усиlena дополнительными жесткостями, проходящими внутри лонжеронов, а также многочисленными косынками, вставками и др.

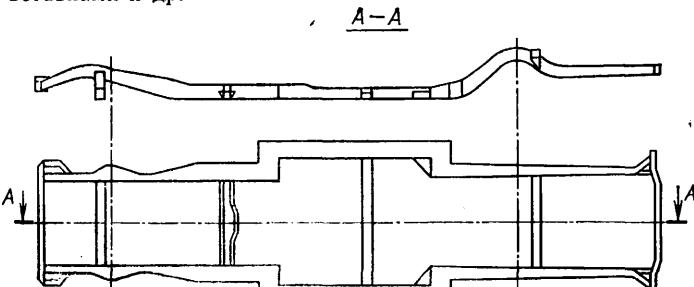
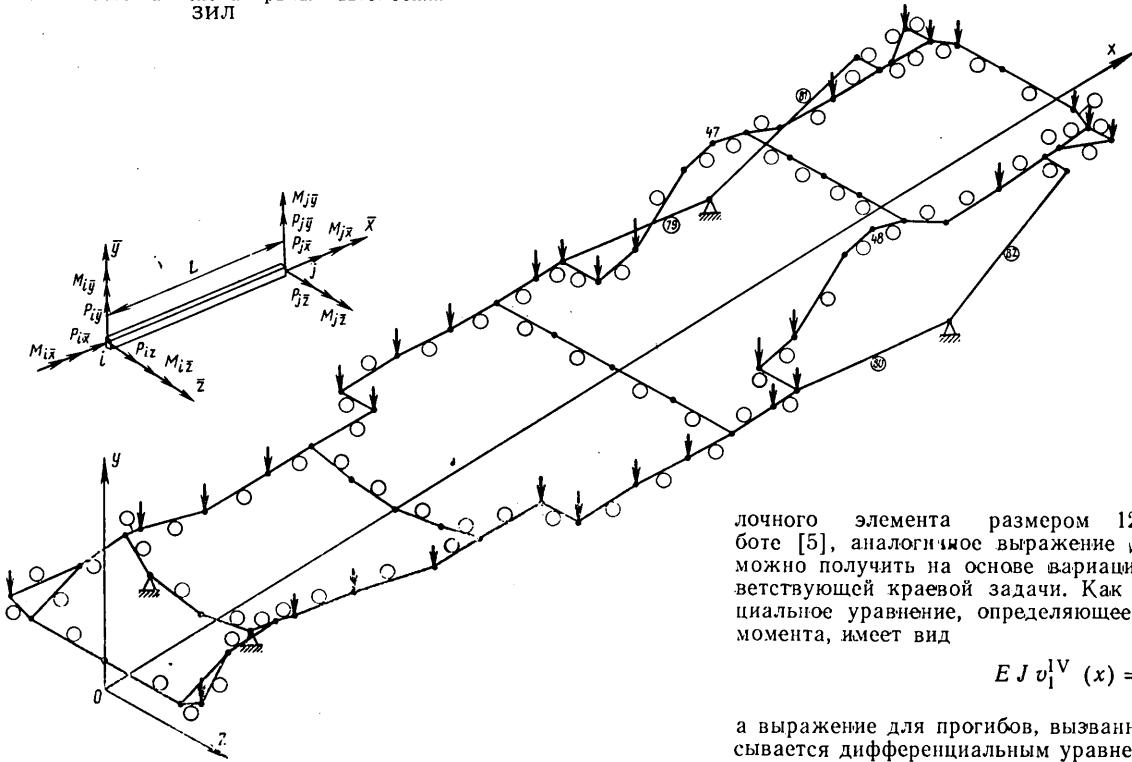


Рис. 1. Рама автомобиля ЗИЛ

Рис. 2. Расчетная схема рамы автомобиля ЗИЛ



Автомобильная промышленность № 3, 1980 г.

Поперечины имеют как прямолинейную, так и криволинейную структуру, причем, как и для лонжеронов, размеры поперечных сечений меняются.

Такую конструкцию по методу конечных элементов можно описывать либо набором пластин, либо балочными элементами, либо элементами двух типов. Однако представление данной рамы в виде набора пластин с учетом особенностей конструкции, а также точности, обеспечиваемой этими элементами [5 и 6], малоэффективно, так как приводит к большему числу элементов и узлов, а следовательно, и к значительным затратам труда на подготовку исходных данных и машинного времени на численный анализ.

Использование балочных элементов требует значительно меньшего их числа и числа узлов и, следовательно, меньших затрат машинного времени и ручного труда. Это особенно важно, когда конструкция находится на стадии проектирования, так как позволяет в сжатые сроки проанализировать множество вариантов.

В соответствии с этим раму автомобиля ЗИЛ аппроксимируем набором прямых пространственных стержней. Размеры элементов выбираем, исходя из стремления иметь в пределах их длины разброс жесткостных параметров не более 10%, а также с учетом конструктивных особенностей рамы. Криволинейные элементы заменяются набором прямых, а значение жесткостей усредняется по длине элементов¹. Полученная таким образом схема рамы (рис. 2) включает 70 узлов (обозначены точками) и 78 элементов (обозначены кружками).

Рассматриваются следующие условия нагружения: рама нагружена симметричной нагрузкой (масса агрегатов и полезная нагрузка) и кососимметричной (закручивание моментом 6 кН·м, вектор которого направлен вдоль продольной оси рамы).

Выбор двух указанных случаев нагружения продиктован желанием проанализировать особенности напряженно-деформированного состояния рамы в случае изгиба и кручения.

Анализ расчетной схемы показывает, что для некоторых элементов отношение высоты профиля поперечного сечения h к длине элемента l менее 0,2 ($h/l < 1/5$). Как известно [7], в этом случае существенное влияние на изгиб оказывают деформации сдвига.

Для сравнительного анализа с целью определения влияния сдвигов на напряжено-деформированное состояние рамы автомобиля ЗИЛ будем использовать два типа балочных конечных элементов: как обычный, так и с учетом сдвигов.

Установлено [1, 5 и 6], что наиболее важным моментом в применении метода конечных элементов как обобщения изве-

стных вариационных методов Галеркина — Ритца для решения краевых задач механики деформируемых тел является выбор базисных функций или функций формы, позволяющих адекватно описать деформированное или напряженное состояние конструкции. Применительно к стержневым конструкциям этот вопрос подробно рассматривался в работах [5 и 6].

Приведем лишь основные соотношения метода конечных элементов для стержневых систем.

Выражение для матрицы жесткости обычного пространственного балочного элемента размером 12×12 приведено в работе [5], аналогичное выражение для сдвигового элемента можно получить на основе вариационной формулировки соответствующей краевой задачи. Как известно [7], дифференциальное уравнение, определяющее прогиб от изгибающего момента, имеет вид

$$EJ v_1^{IV}(x) = 0, \quad (1)$$

а выражение для прогибов, вызванных влиянием сдвигов, описывается дифференциальным уравнением

$$GkF v_2^{'''}(x) = 0, \quad (2)$$

где EJ — изгибная жесткость;
 GkF — жесткость на сдвиг.

На основе принципа неразрывности деформаций и углов поворота окончательно получим

$$EJ v_1^{IV}(x) + GkF v_2^{'''}(x) = 0 \quad (3)$$

или

$$g v_1^{IV}(x) + v_2^{'''}(x) = 0; \quad (4)$$

$$g = \frac{EJ}{GkF},$$

где G — модуль сдвига;
 k — коэффициент формы;
 F — площадь поперечного сечения.

Дополняя уравнения (4), (5) соответствующими краевыми условиями типа

$$v(a) = v_0; \quad v'(a) = v_0^*, \quad (5)$$

получим краевую задачу изгиба стержней в перемещениях. Используя известную теорему Михлина о функционале энергии, перейдем к соответствующей вариационной задаче, где потенциальная энергия деформации стержней с учетом сдвига описывается выражением

$$U = \frac{1}{2} EJ \int_0^a [v_1^{'''}(x)]^2 dx + \frac{1}{2} GkF \int_0^a [v_2^{'}(x)] dx. \quad (6)$$

Задаваясь функциями прогибов в виде

$$v_1(x) = a_1 + a_2 x + a_3 x^2 + a_4 x^4; \\ v_2(x) = a_5 + a_6 x \quad (7)$$

и пользуясь обычной процедурой вывода матриц жесткости получим выражение для матрицы жесткости балочного элемента с учетом сдвигов.

Для определения коэффициента формы k воспользуемся выражением [8]

$$\frac{16(1-\mu)}{k^3} - \frac{8(3-2\mu)}{k^2} + \frac{8}{k} - 1 = 0,$$

где $\mu = (1-2\nu)/2(1-\nu)$ (ν — коэффициент Пуассона).

Сказанное выше справедливо для любого профиля поперечного сечения. С целью оценки погрешности решения, полученного при использовании балочного элемента с учетом сдвигов

¹ Указанный подход не является ограничением метода конечных элементов; в разработанном комплексе программ предусмотрено использование как криволинейных элементов, так и элементов переменного профиля поперечного сечения.

был рассмотрен изгиб тонкостенной балки длиной $L=1$ м прямоугольного профиля, опертой с двух концов, под действием силы $P=980$ Н, приложенной посередине. Высота и ширина профиля поперечного сечения соответственно $h=0,14$ м, $b=0,06$ м, толщина стенок $\delta=0,003$ м, $E=2,06 \cdot 10^3$ Н/м², $v=0,3$.

Прогиб посередине балки, полученный по известным формулам сопротивления материалов, для этого случая без учета сдвига $\Delta=4,3$ мкм и с учетом сдвига [7] $\Delta=6,9$ мкм, т. е. при $h/l=0,28$, составляет 7,6% в результате пренебрежения влиянием сдвигов.

Решение задачи методом конечных элементов при разбиении балки на два элемента дает прогиб $\Delta=6,6$ мкм, что на 0,9% отличается от теоретического.

Точность решения, полученного методом конечных элементов, для рамы оценивалась путем сравнения с имеющимися экспериментальными данными. С целью приближения работы рамы к реальным условиям для заднего моста были установлены две жесткие фальшressоры, имеющие подвижные в продольном направлении опоры. Оси передних опор лежат в плоскости крепления переднего моста. Передняя часть рамы через качающиеся опоры опиралась на балку, обладающую возможностью поворачиваться вокруг неподвижной опоры. При анализе на изгиб передняя часть рамы закреплялась жестко, а при анализе на кручение за счет поворота балки к раме прикладывалась пара взаимно уравновешенных сил, образующих момент, равный 6 кН·м.

Для анализа деформаций изгиба лонжероны рамы загружали сосредоточенными нагрузками 32,5 кН, равными подпрессоренной массе автомобиля. По величине и точке приложения нагрузка распределялась на оба лонжерона симметрично. Для этого случая нагружения измеряли прогибы правого лонжерона рамы. Экспериментальные данные представлены на рис. 3, причем вертикальные линии сетки графика соответствуют местоположению измерительных приборов по длине рамы, а по оси абсцисс — номера участков лонжерона. При анализе деформаций кручения лонжеронов к раме прикладывается только крутящий момент. Углы закручивания рамы определялись через взаимные вертикальные перемещения лонжеронов рамы. Результаты измерений для этого случая приведены на рис. 4.

Точность решения сформулированной выше задачи, как следует из выполненных расчетов, существенно зависит от адекватного представления граничных условий.

На рис. 3 и 4 показано влияние на точность решения методом конечных элементов двух различных способов задания граничных условий без учета и с учетом фальшressоры соответственно.

В последнем случае фальшressоры описывали соответственно двумя элементами каждую. Расчетная схема включает в себя 82 элемента (дополнительные элементы 79—82 описывают фальшressору и 72 узла). Опоры без учета фальшressоры были заданы в узлах 47 и 48, расположенных в вертикальной плоскости, проходящей через ось заднего моста (рис. 2).

Метод конечных элементов через известные перемещения позволяет легко определить напряжения на основе известной зависимости между узловыми перемещениями δ и напряжениями σ [5] в элементе:

$$\{\sigma\} = [D] [B] \{\delta\}. \quad (9)$$

На рис. 5 представлена эпюра нормальных напряжений для правого лонжерона при изгибе, полученная на основании расчета.

Все внутренние силовые факторы определяют также непосредственно через узловые перемещения из соотношения [5]

$$\{P\} = [k] [T] \{\delta\}, \quad (10)$$

но обычно их используют как дополнительную информацию.

Все расчеты были выполнены на основе разработанного универсального комплекса программ, который позволяет в рамках единого подхода анализировать напряженно-деформированное состояние сложных конструкций, состоящих из оболочек, пластин и стержней, с учетом особенностей их совместной работы и эффектов стесненного кручения в стержнях. При этом порядок решаемой задачи практически ограничивается только временем счета. Общее время решения для одного варианта данной расчетной схемы на ЭЦВМ ЕС-1022 составило 12 мин.

Таким образом, для исследования напряженных и деформированных состояний в рамках автомобилей с достаточной для практики точностью можно использовать сравнительно грубую расчетную схему, что позволяет при малых затратах человеческого труда и машинного времени проводить многовариантный анализ.

Влияние сдвиговых эффектов для данной конструкции незначительно, однако в некоторых случаях оно может быть суще-

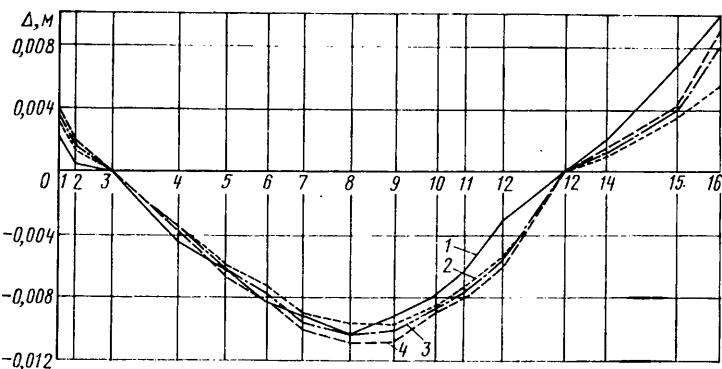


Рис. 3. Изменение прогибов в правом лонжероне рамы по ее длине:
1 — экспериментальные данные; 2 — расчетные прогибы при использовании обычного балочного элемента и фальшressоры; 3 — расчетные прогибы при использовании сдвигового балочного элемента и фальшressоры; 4 — расчетный прогиб балочного элемента без учета фальшressоры

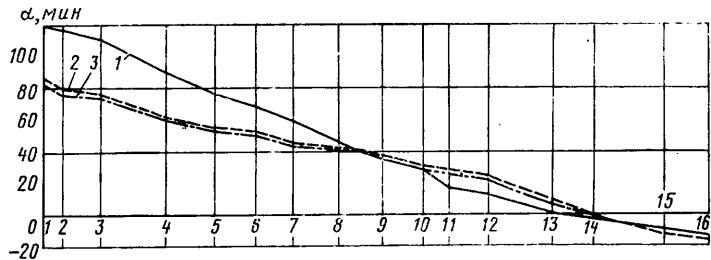


Рис. 4. Углы закручивания в правом лонжероне:
1 — экспериментальные данные; 2 — расчетные углы при использовании обычного балочного элемента и фальшressоры; 3 — расчетные углы при использовании сдвигового балочного элемента и фальшressоры

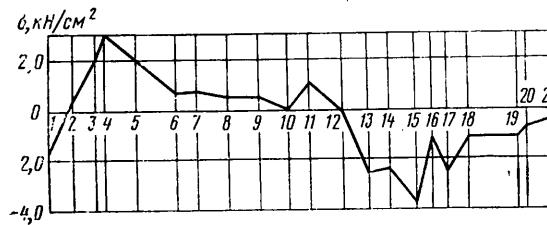


Рис. 5. Напряжения в правом лонжероне, построенные по значениям напряжений в первом узле элементов

ственным. Погрешность решения в случае неучета фальшressоры в расчетной схеме составляет в сечении 8—7,5%, в сечении 16—44% (см. рис. 3), т. е. особенно сказывается в зоне шестой поперечины. Разработанный комплекс программ позволяет анализировать напряжено-деформированное состояние тонкостенных конструкций, таких, как рамы автомобилей, кузова автобусов и легковых автомобилей и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Петушкиов В. А. Поля деформаций при малоцикловом нагружении. М.: Наука, 1979.
- Gallagher R. H., Zienkiewicz O. C. Optimum Structural Design. Theory and Applications. John Wiley and Sons. London. New-York. Sydney. Toronto. 1973.
- Бочаров Н. Ф. Расчет автомобильных рам на прочность. — В Сб.: Автомобиль. МВТУ им. Н. Э. Баумана, вып. 61. М.: Машгиз, 1955.
- Гельфгат Д. Б. и Ошинков В. А. Рамы грузовых автомобилей. М.: Машгиз, 1959.
- Постнов В. А., Хархурин И. Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974.
- Зузов В. Н. Проблемы использования метода конечных элементов для исследования несущей способности кузова автобуса. — Известия вузов. Машиностроение, 1979, № 11.
- Курс сопротивления материалов, ч. II/М. М. Филоненко-Бородич, С. М. Изюмов, Б. А. Олисов и др. М.: Гостехиздат, 1956.
- Davis R., Henshell R. D. and Warburton G. B. A Timoshenko Beam Element of Sound and Vibration. 22, 4, 1972, p. 475—487.

Формула объема кузова строительного автомобиля-самосвала

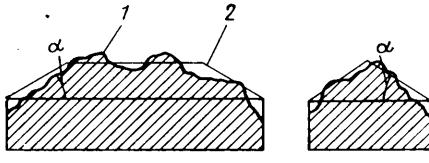
(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. С. МЕЛИК-САРКИСЯНЦ, канд. техн. наук О. В. ГЛАДКОВ, А. А. СИДОРОВ

Мытищинский машиностроительный завод

РАЗМЕРЫ кузова характеризуют одно из основных эксплуатационных свойств автомобиля-самосвала. Строительные автомобили-самосвалы перевозят разнообразные, в основном насыпные, навалочные и полужидкие грузы объемным весом 0,10—3,50 т/м³. Загружают автомобили-самосвалы различными машинами и вручную, при этом, как правило, ориентиром является степень использования грузовместимости кузова. Фактическая загрузка автомобиля-самосвала является случайной величиной и по своему значению практически никогда не совпадает с паспортной грузоподъемностью.

В связи с указанными обстоятельствами определить оптимальный объем кузова можно с применением методов математической статистики. Погрузочный объем кузова значительно превышает его геометрический объем, так как в реальных условиях эксплуатации автомобиль-самосвал загружается с «шапкой» (см. рисунок).



Геометрический объем кузова V в м³ может быть определен по формулам

$$V = V_{\text{п}} - V_{\text{ш.ф}};$$

$$V_{\text{п}} = \frac{C_{\text{пол}}}{Z};$$

$$V_{\text{ш.ф}} = V_{\text{ш}} k;$$

$$V_{\text{ш}} = 1/12 b^2 (3a - b) \operatorname{tg} \alpha,$$

где $V_{\text{п}}$ — погрузочный объем кузова в м³;
 $V_{\text{ш.ф}}$ — фактический объем шапки в м³;
 $V_{\text{ш}}$ — расчетный объем шапки в м³;
 $C_{\text{пол}}$ — грузоподъемность (полезная нагрузка) в т;
 Z — объемная масса груза в т/м³;
 k — поправочный коэффициент объема шапки;
 α — угол естественного откоса груза в град;
 a — внутренняя длина кузова в м;
 b — внутренняя ширина кузова в м.

После преобразований получим

$$V = C_{\text{пол}}/Z - 1/12 b^2 (3a - b) \operatorname{tg} \alpha k. \quad (1)$$

Для определения средних значений случайных величин Z , a и k , относящихся к строительным автомобилям-самосвалам, необходимо было получить достаточный объем экспериментальных и статистических данных. При этом определяли: основные грузы, перевозимые автомобилями-самосвалами, и их процентное распределение; характер штабелирования различных грузов в кузове; фактическую нагрузку самосвалов в эксплуатации; статистические данные по объемам кузовов отечественных и зарубежных автомобилей-самосвалов. Как показал анализ грузов, перевозимых строительными организациями, например, Москвы и Ленинграда, основным из них является грунт (объемная масса $Z=1,12 \div 2,05$; угол естественного откоса $\alpha=30^\circ$).

Для определения среднего значения поправочного коэффициента k объема «шапки» выполняли экспериментальную загрузку автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555 ($V=3$ м³; $C_{\text{пол}}=4,5$ т) различными строительными грузами с использованием различных погрузочных машин. Затем измеряли геометрию «шапки», взвешивали общее количество груза и сравнивали эти данные с расчетными. Установлена существенная разница между фактическим (кривая 1) и теоретиче-

ским (кривая 2) объемом «шапки» (см. рисунок). Получено приемлемое для практических целей значение поправочного коэффициента $k=0,7$.

Для определения фактической загрузки самосвалов в эксплуатации было проведено более 5000 взвешиваний автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555.

Полученные результаты обрабатывали методами математической статистики. Были определены математические ожидания (средние значения) случайной величины загрузки автомобиля-самосвала

$$M | X | = \sum_{i=1}^n X_i P_i, \quad (2)$$

где X_i — величина принятого интервала нагрузки в кузове в т; P_i — частота появления принятого (i -го) интервала; n — число интервалов.

Были определены дисперсии, характеризующие разброс величин нагрузок по сравнению со средними значениями, по формуле

$$D | X | = \sum_{i=1}^n (X_i - M | X |)^2 P_i. \quad (3)$$

Результаты приведены в таблице, из которой видно, что среднее значение загрузки самосвалов грузами всех видов (кроме снега) значительно превышает номинальную грузоподъемность (4,5 т). На основном грунте — грунте — перегрузка составляет 7%, из чего можно сделать вывод о возможности уменьшения геометрической емкости кузова автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 на 7% — с 3 до 2,79 м³.

Вид груза	$M X $	$D X $
Бетон . . .	4,80	0,45
Асфальт . . .	6,49	1,15
Раствор . . .	5,23	0,40
Грунт . . .	4,80	0,42
Щебень . . .	4,86	0,34
Песок . . .	4,70	0,23
Уголь . . .	6,49	0,31
Снег . . .	3,12	0,21

Исходя из полученного соотношения грузоподъемности и емкости кузова ($C_{\text{пол}}=4,5$ т; $V=2,79$ м³), определим оптимальное значение Z для автомобилей-самосвалов по формуле

$$Z = \frac{C_{\text{пол}}}{V + \frac{1}{12} b^2 (3a - b) \operatorname{tg} \alpha k}. \quad (4)$$

Подставляя значения величин (применительно к автомобилю-самосвалу ЗИЛ-ММЗ-555): $C_{\text{пол}}=4,5$ т; $V=2,79$ м³; $a=2,595$ м, $b=2,210$ м; $\alpha=30^\circ$; $k=0,7$, получим $Z=1,2$ т/м³, откуда

$$V = \frac{C_{\text{пол}}}{1,2} - 0,03 b^2 (3a - b), \quad (5)$$

где a и b — параметры компоновки автомобиля-самосвала.

Из формулы (5) видно, что с увеличением площади кузова уменьшается его расчетный геометрический объем, так как с увеличением площади растет относительная доля груза, размещенного в «шапке».

До последнего времени объемы кузовов самосвалов регламентировались отраслевой нормалью автомобильстроения Н 8033—63. Объемы кузовов зависели от назначения и грузоподъемности самосвала. Влияние площади кузова не учитывалось. Нормаль устанавливали значительно большие объемы кузовов, чем по приведенному расчету. Так, для строительного автомобиля-самосвала грузоподъемностью $C_{\text{пол}}=4,5$ т объем кузова по нормали должен быть 3,3 м³, а по расчету 2,79 м², т. е. на 17% меньше.

Исходя из приведенных исследований, необходимо рекомендовать разработку нового стандарта на основные параметры кузовов самосвалов взамен нормали Н 8033—63.

Исследование гистерезиса тормозных механизмов как звеньев антиблокировочных систем

А. Р. СПИРИН, канд. техн. наук Л. В. ГУРЕВИЧ, канд. техн. наук Р. А. МЕЛАМУД

НИИавтоприборов

О НЕДАВНЕГО времени основным затруднением при создании тормозных механизмов было получение желаемой крутизны статической характеристики колесного тормоза в фазе затормаживания. Тормозной механизм считался безынерционным, обладающим практически линейными характеристиками при стабильных условиях, а все задержки его срабатывания относились за счет тормозного привода. Этого было достаточно пока тормозной механизм являлся элементом традиционного тормозного управления, работающего сравнительно медленно.

С появлением быстродействующей и работающей циклической антиблокировочной системы тормозной механизм необходимо рассматривать как часть ее объекта регулирования. Это требует знания статических и динамических характеристик тормоза в циклическом режиме работы, поскольку установлено, что применяемые сейчас тормозные механизмы обладают существенной инерционностью и гистерезисом [1–3]. Это затрудняет работу антиблокировочной системы.

Работая над созданием системы для отечественных грузовых автомобилей с пневмоприводом тормозов, исследовали барабанные тормозные механизмы автомобилей ЗИЛ и КамАЗ. Работа была проведена с целью определения гистерезиса тормозов и их инерционности, а также создания математической модели барабанного тормозного механизма, необходимой для отработки антиблокировочной системы.

Авторами исследован гистерезис тормозных механизмов — их основная нелинейность. При хорошей работе антиблокировочной системы полное растормаживание маловероятно и второй нелинейностью — зазором в рабочей паре тормозного механизма — можно пренебречь.

Принято считать, что гистерезис является следствием трения в опорно-разжимном устройстве тормоза. Однако можно предположить, что некоторая доля приводной энергии расходуется при образовании и разрушении предварительных фрикционных связей в паре накладки — барабан (рабочей паре тормоза). В связи с этим при исследовании количественно определяли гистерезис тормозных механизмов с кулачковым разжимным устройством, проверяли существование гистерезиса в рабочей паре тормоза, оценивали влияние составляющих гистерезиса на суммарный эффект.

Эксперимент проводили с помощью установки, смонтированной на инерционном тормозном стенде ЗИЛа (рис. 1). Накопительный ресивер 1 емкостью 0,06 м³ заполнялся от компрессора воздухом, сжатым до 1,0—1,1 МПа. Ресивер 1 был соединен с буферным ресивером 2 (объемом 0,02 м³) через трехходовой кран 3, который в одном положении разобщал ресиверы, в другом — соединял их, в третьем — отсекал ресивер 1 и связывал буферный ресивер 2 с атмосферой. Ресивер 2, непосредственно соединенный с тормозной камерой 4, был нужен для обеспечения очень медленного и плавного изменения давления в тормозной камере 4, которое контролировалось по образцовому манометру 5. Кроме того, ресивер 2 позволял обеспечить односторонность процессов, что в этом эксперименте крайне важно. Барабан тормозного механизма 6 был установлен на шпинделе, с которым жестко связан горизонтальный рычаг 7. К его концу с помощью гидравлического нагружателя 8 плавно прикладывалась вертикальная сила. Предпочтительнее использовать гидравлический нагружатель по сравнению с другими, так как он обладает очень малым собственным гистерезисом.

Создаваемый нагружателем момент воспринимался весовой частью установки, которая содержала тензодатчик 9, подключенный к стрелочному индикатору момента 10.

Исследования проводили следующим образом. При неподвижном тормозном барабане в камеру 4 подавалось определенное давление. После этого нагружатель 8 создавал медленно и плавно нарастающее усилие на рычаге 7. В момент, когда начиналось движение барабана, фиксировались значение давления в камере 4 и показание индикатора 10. Затем измерения повторяли при следующем значении давления в камере 4 и т. д. до максимальной его величины, после чего процесс велся в обратном направлении, т. е. при плавном уменьшении давления.

Важным положением такой методики является то, что при

дискретном изменении давления момент на тормозном барабане сохраняет значение, полученное при предыдущем изменении. Прижатием тормозных накладок к барабану создаются предварительные фрикционные связи между контрателами. Эти связи формально можно представить как разнонаправленные элементарные силы трения, на создание которых естественно, затрачивается энергия. Приложение момента к неподвижному барабану накладывает на эпюры предварительных фрикционных связей однонаправленные элементарные силы трения, изменяющие предварительные фрикционные связи. На это также тратится энергия. Если, не снимая тормозной момент, увеличить давление, то контртела, дополнительно деформируясь, опять образуют предварительные фрикционные связи, но уже в новом состоянии. Следующее наращивание момента изменит эти связи и т. д.

Таким образом, потери энергии при последовательных измерениях суммируются, и в итоговую зависимость момента от давления входит составляющей частью суммарный гистерезис от изменения предварительных фрикционных связей. Если после начала движения барабана каждый раз сбрасывать до нуля момент, затем изменять давление и снова прикладывать момент до начала движения барабана, то суммирования не произойдет. Составляющей частью итогового гистерезиса в этом случае будет лишь затрата энергии на создание и изменение фрикционных связей при данном сочетании давления и момента.

Вторая, главная, составляющая гистерезиса — трение в опорно-разжимном устройстве — практически не зависит от изменения момента и потому учитывается в итоговой зависимости вида связи с методикой эксперимента.

Действуя обоими способами, можно определить суммарный гистерезис тормозного механизма, а также гистерезис без учета потерь в рабочей паре, т. е. практически в опорно-разжимном устройстве.

Накапливания потерь можно избежать не только принципиальным снятием момента, но и его колебаниями, вызванными естественными биениями врачающегося тормозного барабана. Вследствие этого следует ожидать, что работа реального тормозного механизма будет сопровождаться гистерезисом, в котором влияние потерь на фрикционные связи в рабочей паре будет минимальным и потому близким к гистерезису, методика определения которого исключает накопление потерь энергии.

Вместе с тем процесс растормаживания заблокированного колеса при работе антиблокировочной системы ввиду отсутствия вращения барабана будет сопровождаться суммарным гистерезисом. Таким образом, оба вида потерь являются реальными.

Результаты исследования приведены на рис. 2—4. На рис. 2 показан суммарный гистерезис заднего тормозного механизма автомобиля ЗИЛ-130 и тормоза автомобиля КамАЗ. Оба механизма испытывали в исходном состоянии, т. е. с не изношенными, но приработанными накладками, со смазанным опорно-разжимным устройством. При испытаниях давление изменялось не только в полном диапазоне значений (0—0,7 МПа), но и в промежуточных интервалах, что иллюстрируется наложением частичных петель гистерезиса.

На рис. 3 для этих же тормозов показаны совмещенные петли суммарного и опорно-разжимного гистерезиса.

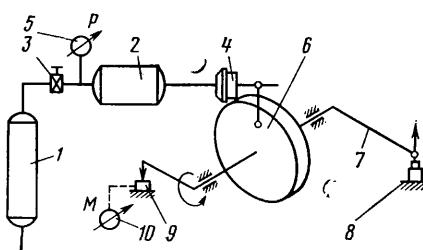


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для определения гистерезиса тормозных механизмов

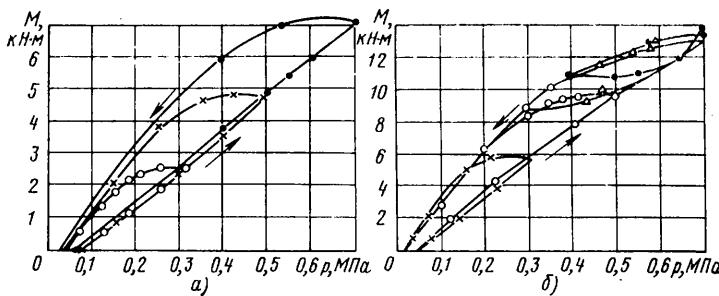


Рис. 2. Суммарный гистерезис тормозного механизма автомобилей ЗИЛ-130 (а) и КамАЗ (б)

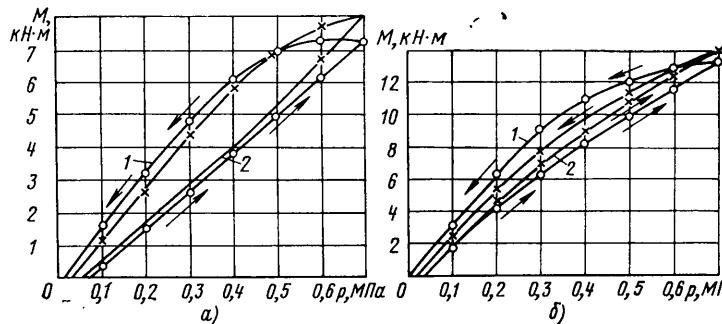


Рис. 3. Суммарный гистерезис и гистерезис опорно-разжимного устройства автомобилей ЗИЛ-130 (а) и КамАЗ (б):
1 — суммарный гистерезис; 2 — гистерезис опорно-разжимного устройства

На рис. 4 изображены петли гистерезиса для разных состояний заднего тормоза ЗИЛ-130, весьма вероятных в эксплуатации.

В результате исследования было установлено следующее:
1) барабанные тормозные механизмы с кулачковым разжимным устройством обладают существенным гистерезисом,

Рис. 4. Гистерезис тормозного механизма ЗИЛ-130 в различных эксплуатационных состояниях:
1 — исходное состояние; 2 — изношенные накладки и отсутствие смазки в опорно-разжимном устройстве; 3 — то же, с заклинившими роликами

достигающим в зависимости от конструкции и эксплуатационного состояния тормоза 30–60%;

2) гистерезис тормозных механизмов складывается из потерь в опорно-разжимном устройстве (60–85%) и потерь рабочей паре тормоза (соответственно 40–15%);

3) эксплуатационное состояние тормозного механизма влияет на его гистерезис.

Решение проблемы гистерезиса вызвано не только предстоящим внедрением антиблокировочной системы. Совершенно ясно, что в реальной эксплуатации существует бортовая неравномерность гистерезиса, за счет чего автомобиль может при торможении в сложных дорожных условиях потерять устойчивость.

Для уменьшения гистерезиса, очевидно, надо совершенствовать опорно-разжимное устройство тормоза. Введение гарантированно врачающихся роликов и подбор пар трения в опорах колодок позволят свести до минимума эту нелнейность тормозных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Локи К. Приспособление против скольжения автомобиля. — Эрекутороникусу, 1972, т. 17, № 7 (Япон.), с. 952–961. Перевод ГПНТБ № 74/11208-В.
- Fritzsche G. Elektronisches Bremsregelsystem für nutzfahrzeuge. Ausläßlich der ATG — Togung «75 Jahre Dieselmotor» 1972, s. 21.
- Schafer T. C., Howard D. W., Carp R. W. Design and performance consideration for a passenger car antiskid system. — SAE preprints, s. a. № 680458, p. 9.

УДК 629.113:629.1.07

Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой

Канд. техн. наук А. А. РЕВИН

Волгоградский политехнический институт

Н ЕЗАВИСИМАЯ антиблокировочная система, установленная на мосту автомобиля, индивидуально регулирует тормозные моменты на каждом контролируемом колесе в соответствии с условиями затормаживания, а также независимо от условий торможения одного из колес. Подобная схема обуславливает наличие модулятора в цепи управления каждого из колес. Следовательно, для независимой антиблокировочной системы характерной особенностью при эффективном ее функционировании является стремление к полной реализации

силы сцепления в пятне контакта отдельного колеса, степень которой определяется качеством работы звеньев системы.

Чтобы проанализировать, как влияет на динамику и устойчивость двухосного автомобиля при торможении такая система, установленная на обоих мостах, воспользуемся пространственной расчетной схемой (рис. 1).

Дифференциальные уравнения движения материальной системы по соответствующим степеням свободы получим, воспользовавшись уравнениями Лагранжа второго рода, которые для данного случая имеют вид

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial P}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i}, \quad (1)$$

где q_i — обобщенные координаты системы;
 T — кинетическая энергия материальной системы;
 P — потенциальная энергия материальной системы;
 Φ — диссипативная функция Релея.

При торможении автомобиля в общем случае на правых

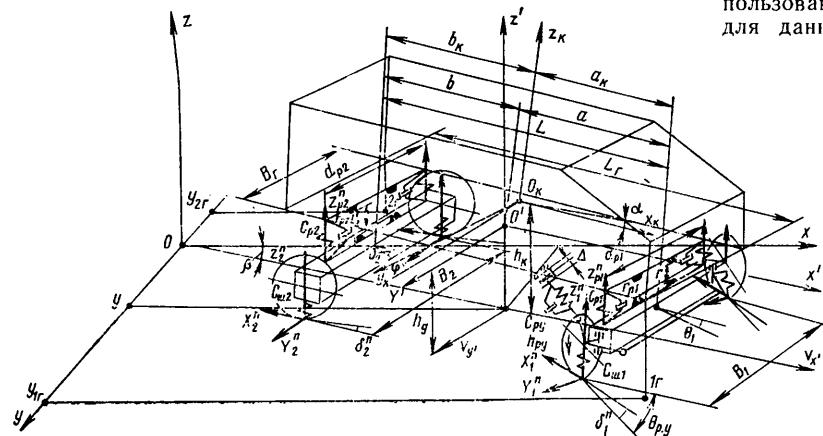


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

левых колесах моста реализуются различные по величине касательные реакции, что приводит к возникновению поворачивающего момента, действующего в горизонтальной плоскости на автомобиль [1].

Для определения реакции автомобиля на действующее возмущение и характера изменения параметров его движения на плоскости по трем степеням свободы x, y, ψ при торможении с антиблокировочной системой составим дифференциальные уравнения движения материальной системы по каждой из искомых координат. Пренебрегая производствением величин второго порядка малости, эти уравнения можно записать в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} M j_x = - \sum X_2^i - \sum X_1^i \cos \theta_1 - \sum Y_1^i \sin \theta_1; \\ M j_y = - M_{\text{ш}} (b - b_{\text{ш}}) \dot{\beta} = \sum Y_2^i + \sum Y_1^i \cos \theta_1 - \sum X_1^i \sin \theta_1; \\ J_z \ddot{\beta} = (X_2' - X_2'') 0,5 B_2 + (X_1' - X_1'') 0,5 B_1 \cos \theta_1 - \\ - \sum Y_2 b + \sum Y_1 a \cos \theta_1 - \sum X_1^i a \sin \theta_1 - \sum M_{\text{ш}}, \end{array} \right. \quad (2)$$

где M — полная масса автомобиля;

$M_{\text{ш}}$ — масса неподрессоренных частей;

J_z — момент инерции автомобиля вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс O' ;

X_j^i — тормозные силы на колесах автомобиля;

Y_j^i — боковые реакции на колесах автомобиля;

B_j — ширина колеи соответствующего моста;

$\Sigma M_{\text{ш}}$ — суммарный стабилизирующий момент на колесах;

a, b — координаты центра масс в продольном направлении;

$b_{\text{ш}}$ — расстояние центра неподрессоренных масс до задней оси;

θ_1 — среднее значение угла поворота управляемых колес.

Ускорения центра масс по соответствующим осям определяют из кинематических соотношений

$$\begin{aligned} j_x &= \dot{v}_x - v_y \dot{\beta}; \\ j_y &= \dot{v}_y + v_x \dot{\beta}, \end{aligned} \quad (3)$$

где v_i — скорость центра масс по соответствующей координате;

$\dot{\beta}$ — производная по углу разворота автомобиля.

Для определения величин действующих вертикальных реакций Z_j^i в месте контакта колес с дорогой составим основные уравнения движения центра подрессоренных масс по двум степеням свободы α, ψ . Пренебрегая в этих уравнениях членами второго порядка, получим

$$\begin{aligned} J_{\text{п.к.} y} \ddot{\alpha} + 2(r_{p1} a_k^2 + r_{p2} b_k^2) \dot{\alpha} + 2(C_1 a_k^2 + C_2 b_k^2) \alpha + \\ + M_F^a + M_{\text{п.к.}} j_{x'} (h_k - r_k) = 0; \\ (J_{\text{п.к.} x} + M_{\text{п.к.}} h_{\text{ш}}^2) \ddot{\psi} + k_{\psi} \dot{\psi} + (C_{\psi} - G_{\text{п.к.}} h_{\text{ш}}) \psi - \\ - J_{\text{п.к.} zx} \dot{\beta} - M_{\text{п.к.}} h_{\text{ш}} j_{y'} + M_F^{\psi} = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где $J_{\text{п.к.} y}$ — момент инерции подрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр масс O_k ;

$M_{\text{п.к.}}$ — подрессоренная масса автомобиля;

r_{p1} — коэффициент сопротивления амортизатора;

$h_{\text{ш}}$ — плечо крена кузова;

M_F^a — момент сухого трения в подвеске в продольном направлении;

$J_{\text{п.к.} x}$ — момент инерции подрессоренных масс относительно продольной оси, проходящей через центр масс O_k ;

$J_{\text{п.к.} zx}$ — центробежный момент инерции подрессоренных масс;

r_k — радиус колеса;

h_k, a_k, b_k — координаты центра тяжести подрессоренных масс;

C_{ψ} — приведенная жесткость рессоры в вертикальном направлении [2];

C_{ψ} — приведенная жесткость подвески в поперечном направлении [3];

$k_{\psi} = 0,5 \sum r_{pj} d_{pj}^2$ — приведенный коэффициент демпфирования в поперечном направлении;

$M_F^{\psi} = \sum F_{pj} \frac{d_{pj}}{2}$ — момент сухого трения подвески в по-

перечном направлении.

$$J_{\text{п.к.} y} \ddot{\alpha} + 2 b_k r_{p2} \dot{\alpha} + 2(a_k^2 C_{\text{ш}} + b_k^2 C_2) \alpha -$$

$$- 2 a_k (C_{\text{ш}} - C_1) l_1' + \sum F_{pj}^t b_k + M_{\text{п.к.}} j_{x'} (h_k - r_k) = 0, \quad (5)$$

где l_1' — ход передней части кузова до пробоя рессоры по оси передних колес;

$C_{\text{ш}}$ — вертикальная жесткость шины переднего колеса.

Уравнения (4) и (5) позволяют определить усилия, передаваемые через элементы подвески автомобиля на подрессоренные части. Учитывая, что угловые колебания кузова записаны от положения статического равновесия, определим вертикальные составляющие на колесах автомобиля в процессе торможения

$$Z_j^i = Z_{j \text{ ст}}^i + 0,5 Z_j^{\alpha} \pm \Delta Z_j^{\psi}, \quad (6)$$

где $Z_{j \text{ ст}}^i$ — величина статической нагрузки на колесе;

Z_j^{α} — динамическая нагрузка, передаваемая через рессору при дифференте кузова;

ΔZ_j^{ψ} — динамическая нагрузка, передаваемая через рессору при крене кузова.

После этого получим

$$Z_1^{\alpha} = 2 a_k (C_1 \alpha + r_{p1} \dot{\alpha}) \text{ при } \alpha < l_1'/a_k;$$

$$Z_1^{\alpha} = 2 a_k [C_{\text{ш}} \alpha - (C_{\text{ш}} - C_1) (l_1'/a_k)] \text{ при } \alpha \geq l_1'/a_k;$$

$$Z_2^{\alpha} = 2 b_k (C_2 \alpha + r_{p2} \dot{\alpha}); \quad (7)$$

$$\Delta Z_j^{\psi} = 0,5 (Z_j^{\psi} - Z_j^{\alpha}) = \frac{C_{\psi} \psi + K_{\psi} \dot{\psi} + M_{Fj} \text{ sign } \psi}{B_j}.$$

Траектория движения автомобиля во время торможения во многом определяется углом разворота управляемых колес θ , которые вследствие упругости деталей рулевого управления, а также зазоров в шарнирах и рулевом механизме могут разворачиваться под действием возмущающего момента при неизменном состоянии рулевого колеса в заданном водителем положении. Поскольку в рассматриваемом примере возмущающим фактором является неравенство тормозных сил на колесах одноименного моста, в том числе и управляемого, то при анализе траектории движения автомобиля необходимо учитывать действия неравномерности тормозных сил на управляемые колеса.

Принимая во внимание массу управляемых колес и считая линейной упругость рулевого управления для малых углов θ на начальном участке, что обычно не встречает возражения, запишем дифференциальное уравнение движения управляемых колес по координате θ в виде

$$\begin{aligned} J_k \dot{\theta}_{p.y} + h_{p.y} \theta_{p.y} + C_{p.y} \theta_{p.y} = (X_1' - X_1'') \times \\ \times [1 - r_k (\alpha_k + \beta_{\text{ш}})] - \sum Y_1^i r_k \gamma_{\text{ш}} - (Z_1' - Z_1'') l \gamma_{\text{ш}} - \\ - \sum M_{c.w}^i - M_{tp} \text{ sign } \dot{\theta}_{p.y}, \end{aligned} \quad (8)$$

где J_k — момент инерции колес с приводом относительно шкворней;

$h_{p.y}$ — приведенный коэффициент демпфирования;

$C_{p.y}$ — приведенная жесткость рулевого управления по координате $\theta_{p.y}$

l — величина плеча обкатки;

$\beta_{\text{ш}}$, $\gamma_{\text{ш}}$ — продольный и поперечный углы наклона шкворней;

α_k — угол развала колес;

M_{tp} — момент сухого трения;

$\sum M_{c.w}^i$ — суммарный стабилизирующий момент шины.

Траектория движения автомобиля при торможении с антиблокировочной системой определяется помимо среднего угла разворота управляемых колес также наличием углов увода переднего и заднего мостов, которые возникают под действием боковых сил Y_j^i , приложенных в пятне контакта колес с дорогой. Используя кинематические соотношения, определим величины боковых реакций на каждом колесе автомобиля для малых углов:

$$Y_1^i = k_{\delta} \gamma_{z1}^i \gamma_{x1}^i \left(\theta + \theta_{\psi} - \operatorname{tg} \frac{v_{y'} + \omega a}{v_{x'}} \right); \quad (9)$$

$$Y_2^i = k_{\delta} \gamma_{z2}^i \gamma_{x2}^i \operatorname{tg} \frac{\omega b - v_{y'}}{v_{x'}},$$

где θ_ψ — угол разворота колес управляемого моста вследствие крена кузова;
 k_δ — значение коэффициента сопротивления увода колеса при оптимальной нагрузке;
 $\gamma_{zj}^i, \gamma_{xj}^i$ — корректирующие коэффициенты.

В зависимости от величины тормозной силы и нагрузки на колесе коэффициент сопротивления боковому уводу изменяется по известному закону [4]. Значения корректирующих коэффициентов в расчетах определяли по известным формулам

$$\gamma_{zj}^i = 2,4 p_j - 1,8 p_j^2 + 0,4 p_j^3; \quad (10)$$

$$\gamma_{xj}^i = \sqrt{1 - \left(\frac{x_j^i}{Z_j^i \Phi^i}\right)^2},$$

где $p_j = Z_j^i / Z_{j\text{опт}}$;

$Z_{j\text{опт}}$ — оптимальная нагрузка на колесо;
 Φ^i — коэффициент сцепления под колесами соответствующего борта автомобиля.

Характер изменения касательных реакций на колесах автомобиля при использовании антиблокировочной системы определяется рядом факторов. Во время анализа динамики изменения тормозных сил темп начального нарастания X_j^i не зависит от этой системы, а определяется темпом нажатия водителем на педаль. При этом до срабатывания системы изменение тормозных сил на колесах можно выразить в общем виде

$$X_j^i = \Phi_j (n_p, K_j, t, \text{const}), \quad (11)$$

где $K_j = \frac{X_j' - X_j''}{X_j'} 100\%$ — коэффициент, характеризующий

начальную неравномерность торможения колес [1];

t — время процесса торможения;

n_p — темп нарастания давления в цилиндре при нажатии водителем на тормозную педаль.

Момент срабатывания антиблокировочной системы расположен в окрестности эвакуации X_j^{i*} , найденного из эллипса трения

$$X_j^{i*} = \sqrt{(\varepsilon Z_j^i \Phi_{ct}^i)^2 - (\kappa Y_j^i)^2}, \quad (12)$$

и определяется алгоритмом функционирования антиблокировочной системы. Коэффициенты ε и κ определяют форму эллипса трения.

Максимальная величина коэффициента сцепления Φ_{ct}^i при расчете корректируется по скорости линейной зависимостью вида

$$\Phi_{ct} = \Phi_{ct}^0 - k_\Phi v_x, \quad (13)$$

где k_Φ — коэффициент, характеризующий падение сцепных свойств колеса по скорости.

Характерной особенностью независимой схемы антиблокировочной системы является индивидуальное функционирование ее на каждом колесе, что приводит к определению момента срабатывания системы на соответствующем колесе при расчете по уравнению (12).

Моделирование изменения тормозной силы на колесе осуществляется по зонам регулирования табличным методом, узловые точки которой определяются факторным анализом при обработке теоретических или экспериментальных результатов [5]. В этом случае для независимой системы в общем виде можно записать

$$X_j^i \downarrow = \Phi_j (X_j^{i*}, F, t, d); \quad (14)$$

$$X_j^i \uparrow = \Phi_j (X_j^{i**}, c_x, t, \text{const}),$$

где F — коэффициенты таблицы;

d — степень падения тормозного усилия при растормаживании;

c_x — темп нарастания тормозного усилия, определяемый антиблокировочной системой;

X_j^{i**} — минимальное значение тормозной силы за цикл регулирования (зоны регулирования тормозной силы при функционировании этой системы обозначены стрелками).

Определив законы изменения основных силовых факторов, действующих на автомобиль в процессе торможения с независимой антиблокировочной системой, найдем основные параметры траектории движения центра масс, получим

при решении системы дифференциальных уравнений (1). Для удобства системы приведем к виду

$$\begin{aligned} \dot{\omega} &= A; \\ \dot{v}_{x'} &= v_y' \omega - B; \\ \dot{v}_y' &= -D \dot{\omega} = -v_{x'} \omega + B, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \text{где } A &= \frac{\sum Y_1 a \cos \theta}{J_z} - \frac{\sum Y_2 b}{J_z} + \frac{(X_2' - X_2'') B_2}{2 J_z} + \\ &+ \frac{(X_1' - X_1'') B_1}{2 J_z} - \frac{\sum X_1 a \sin \theta}{J_z}; \\ B &= \frac{\sum X_2 + \sum X_1 \cos \theta + \sum Y_1 \sin \theta}{M}; \\ B &= \frac{\sum Y_2 + \sum Y_1 \cos \theta - \sum X_1 \sin \theta}{M}; \\ D &= \frac{M_h (b - b_h)}{M}; \\ \omega &= \dot{\beta}. \end{aligned}$$

Тогда координаты траектории движения центра масс автомобиля

$$\begin{aligned} \beta &= \int_0^t \omega dt; \\ x &= \int_0^t (v_{x'} \cos \beta - v_y' \sin \beta) dt; \\ y &= \int_0^t (v_y' \cos \beta + v_{x'} \sin \beta) dt, \end{aligned} \quad (16)$$

где x, y — координаты центра масс механической системы на плоскости;

β — угол разворота продольной оси.

Решение систем дифференциальных уравнений с помощью ЭЦВМ осуществлялось методом Рунге — Кутта с шагом интегрирования 0,01 с.

Анализ динамики протекания процесса торможения и траектории движения проведен для автомобиля специализированного подвижного состава, основные параметры которого соответствовали следующим величинам: $M = 2900$ кг; $M_a = 2590$ кг; $L = 2,3$ м, $B_1 = B_2 = 1,44$ м, $a = 1,25$ м, $b = 1,05$ м, $h_g = 0,75$ м, $J_z = 4850$ кг·м²; $J_{y\text{п}} = 3800$ кг·м², $J_{x\text{п}} = 6,4$ кг·м², $h_{p,y} = 64,0$ Н·м, $M_{tr} = 40,0$ Н·м, $c_1 = 43600$ Н/м, $c_2 = 53500$ Н/м.

Алгоритм функционирования независимой антиблокировочной системы на всех колесах основан на соотношении угловых скоростей колес и продольной скорости автомобиля при двухтактном цикле регулирования и ограничении амплитуды падения давления рабочего тела в модуляторе этой системы за цикл регулирования. Основные характеристики модулятора — темпы падения и нарастания тормозного момента, амплитуда падения давления и время запаздывания срабатывания модулятора — варьировались при анализе.

На рис. 2 в качестве примера представлены теоретические графики динамики изменения основных параметров исследуемого процесса торможения. Для наибольшей наглядности показан процесс торможения на поверхности с высоким значением коэффициента сцепления $\Phi_{ct}^0 = 0,8$ при начальной бортовой неравномерности $K = 20\%$. На графике показаны два интервала процесса торможения, соответствующие периодам времени: 0—1,5 с и 2,5—3,0 с. Торможение осуществлялось со скоростью $V_x = 19,45$ м/с. Темп нарастания тормозных моментов в начальный период торможения, определяемый темпом нажатия водителем на педаль, соответствовал рекомендациям ОСТ 37.001.016—70 для категории N_1 . В представленном примере на начальной стадии до момента срабатывания антиблокировочной системы нарастание тормозного усилия по формуле (11) аппроксимировалось линейной зависимостью. Обработка экспериментальных данных для автомобиля данного

типа с гидроприводом тормозов показала корректность подобного допущения.

Рост тормозных сил X_j^t на колесах сопровождается дифферентом кузова α и перераспределением вертикальных нагрузок на колесах, которые в исходном состоянии соответствуют нормальным величинам при $Z_1^t < Z_2^t$.

Действующий в горизонтальной плоскости поворачивающий момент обуславливает появление боковых реакций на колесах и углов увода, а кроме того, приводит к развороту передних управляемых колес за счет податливости деталей рулевого привода (8), что способствует появлению дополнительного угла разворота управляемых колес $\theta_{r,y}$, который в данном случае выступает как дестабилизирующий фактор.

Отмеченные выше явления приводят к началу движения автомобиля по криволинейной траектории еще до момента срабатывания системы, что отражено на графике появлением угловой скорости ω и продольного угла разворота β . Движение по криволинейной траектории сопровождается действием на поддросселевые массы поперечной силы инерции за счет возникновения бокового ускорения j_y . Это приводит к крену кузова φ и соответствующему перераспределению вертикальной нагрузки Z_j^t в сторону колес с меньшей эффективностью торможения (в данном случае в сторону колес левого борта $Z_1^t > Z_2^t$). Следовательно, до момента срабатывания антиблокировочной системы на передних колесах, т. е. в конце нерегулируемой стадии торможения, при наличии неравномерности торможения колес имеем возмущенный характер движения автомобиля. Однако в отличие от процесса торможения автомобиля с блокированными колесами достижение предельной силы сцепления, на задних колесах не приводит к потере ими способности воспринимать боковые усилия без скольжения и развитию вследствие этого заноса [6]. Начавшееся антиблокировочное регулирование тормозных моментов на задних колесах уже в переходной стадии, т. е. до момента работы системы на всех колесах автомобиля, удерживает задний мост от заноса.

Переходная стадия заканчивается срабатыванием антиблокировочной системы на последнем колесе автомобиля (X_1^n). В данном анализе предельное давление в тормозном приводе выбиралось из расчета срабатывания системы на всех колесах. При изменении тормозной силы X_j^t на колесе для моделируемой антиблокировочной системы следящего типа период регулирования включает два максимума, которые реализуются при прохождении точки критического проскальзываивания, и два минимума, меньший из которых получен при торможении в закритической по проскальзывающему области зависимости $\varphi = \varphi(\sigma)$, а больший — по значению, полученному при растормаживании. Непостоянство периодов регулирования и узловых точек работы системы объясняется на графике рис. 2

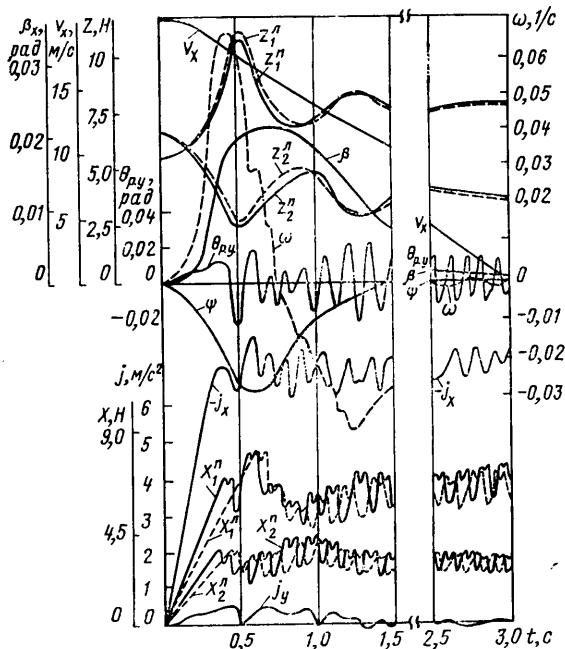


Рис. 2. Динамика изменения основных параметров автомобиля при торможении

изменением вертикальных нагрузок Z_j^t , боковых сил на колесах Y_j^t и алгоритмом системы следящего типа.

При торможении автомобиля на поверхности с высоким значением сцепных свойств максимум вертикальных реакций Z_1^t , обусловленный начальным дифферентом поддросселевых масс, приходится на начало стадии регулирования, которая характеризуется работой антиблокировочной системы на всех колесах.

Срабатывание антиблокировочной системы независимого типа приводит к устранению начальной неравномерности торможения колес, поскольку среднереализуемая за цикл регулирования на каждом из колес сила X_j^t зависит от силовых факторов в контакте колеса Z_j^t, Y_j^t , качества работы системы и сцепных свойств поверхности Φ .

Работа антиблокировочной системы независимого типа на передних управляемых колесах приводит к действию переменного по амплитуде и знаку поворачивающего момента, вызванного наличием мгновенной неравномерности [1], что способствует возникновению высокочастотных колебаний $\theta_{r,y}$, которые не влияют на траекторию движения центра масс автомобиля вследствие явления фильтрации частот.

Следовательно, только после срабатывания системы независимого типа на всех колесах ликвидируются причины, вызывающие возмущенное движение автомобиля при торможении в условиях неравномерности, что и определяет в этой ситуации требование к повышению максимального давления в тормозном приводе.

Устранение основного возмущения способствует снижению величины параметров возмущенного движения ω, ψ, j_y и т. п., которому содействует изменение направления действия среднего значения поворачивающего момента, поскольку последний при работе антиблокировочной системы на всех колесах определяется среднереализованными за цикл тормозными силами X_j^t , зависящими при прочих равных условиях от вертикальной нагрузки Z_j^t , действующей на колесе. В случае неравенства нагрузок на правых и левых колесах, поскольку $Z_1^n > Z_2^n$, суммарный поворачивающий момент ΣM меняет свой знак, так как при этом соотношение среднереализованных за цикл сил складывается уже в пользу колес левого борта $X_1^n > X_2^n$. Следовательно, наличие независимой антиблокировочной системы на колесах обуславливает при торможении на однородном покрытии появление стабилизирующих сил, стремящихся вернуть автомобиль к исходной траектории, а также снизить величины параметров возмущенного движения.

На рис. 3 показаны теоретические (сплошные линии) и экспериментальные (штриховые линии) траектории движения центра масс исследуемого автомобиля, полученные при торможении с независимой антиблокировочной системой на сухом асфальте при различных начальных значениях неравномерности. Кроме того, приведены углы разворота, полученные в конце торможения во время теоретического анализа. При малых значениях неравномерности $K < 2\%$ экспериментальные результаты находятся в пределах погрешности регистрирующего гироскопа и оцениваются условно нулем.

Снижение величины начальной неравномерности способствует уменьшению отклонений центра масс от направления движения. Изменение радиуса кривизны траектории движения, для которой характерно стремление к выравниванию, объясняется наличием положительного стабилизирующего эффекта при $Z_1^n \neq Z_2^n$. Однако при больших значениях неравномерности выравнивание характеристик процесса заканчивается при некотором положительном угле β разворота продольной оси, под которым впоследствии автомобиль продолжает движение. В случае отсутствия корректирующего воздействия со стороны водителя в данной ситуации возможен выход автомобиля из своего ряда движения. Для исследуемого автомобиля это получено при бортовой неравномерности $K = 40\%$.

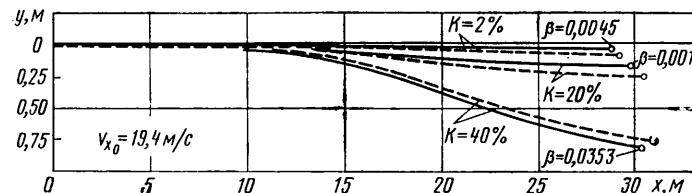


Рис. 3. Траектории движения центра масс автомобиля при торможении с антиблокировочной системой

Чтобы определить крайние точки автомобиля при теоретическом анализе, воспользуемся координатой смещения центра масс в боковом направлении y и углом разворота продольной оси β . С учетом габаритных размеров запишем отклонение крайних точек для передней и задней частей кузова

$$y_1 = y + a_r \sin \beta - 0,5 B_r \cos \beta \operatorname{sign} \beta; \\ y_2 = y - b_r \sin \beta - 0,5 B_r \cos \beta \operatorname{sign} \beta, \quad (17)$$

где a_r, b_r — расстояние от центра масс соответственно до передней и задней части кузова;

B_r — ширина кузова автомобиля.

Тогда значение коэффициента устойчивости определим из отношения разности величин допускаемой полуширины полосы дороги и максимального отклонения крайних точек кузова автомобиля в процессе торможения от осевой линии к разности этих же величин в исходном положении при нахождении центра масс на осевой линии полосы:

$$\eta_i = \frac{0,5 B_d - |y_i|}{0,5 (B_d - B_r)}, \quad (18)$$

где B_d — ширина коридора безопасности.

Из этой формулы следует, что потеря устойчивости наблюдается при $\eta_i < 0$, причем степень неустойчивости характеризуются отрицательные величины коэффициента η_i .

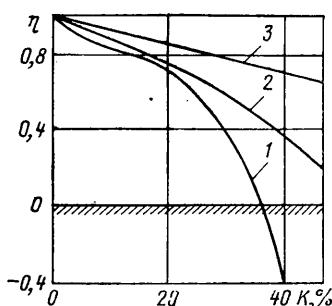


Рис. 4. Изменение коэффициента устойчивости автомобиля с антиблокировочной системой при торможении от бортовой неравномерности:
1 — $\varphi = 0,8, v_x = 19,45$ м/с; 2 — $\varphi = 0,45, v_x = 16,7$ м/с; 3 — $\varphi = 0,45, v_x = 8,34$ м/с

На рис. 4 показано изменение коэффициента η_i при торможении автомобиля с независимой антиблокировочной системой в функции от начальной неравномерности. Характерно, что увеличение начальной бортовой неравномерности до 25—30% не приводит к существенному падению η_i и лишь при больших значениях бортовой неравномерности наблюдается нарушение устойчивости $K=40\%$. Это объясняется отмеченными выше причинами, поскольку одновременно увеличивается период до срабатывания системы на передних колесах. Так, при дорожных исследованиях в условиях неравномерности

увеличение нерегулируемой стадии за счет снижения темпа нажатия водителем на педаль приводило к росту боковых отклонений. Снижение абсолютных значений возмущающего фактора, которое, несомненно, происходит при снижении сцепных свойств поверхности, а также наблюдаемое при этом уменьшение доли нерегулируемой и переходной стадий в процессе торможения (см. осциллограмму на рис. 5) приводят к повышению устойчивости автомобиля (рис. 4, кривые 2 и 3).

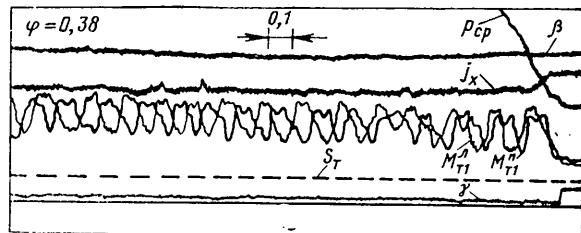


Рис. 5. Осциллограмма записи процесса торможения автомобиля с антиблокировочной системой на поверхности с $\varphi = 0,38$

Описанный выше анализ показал, что вследствие присущего независимой антиблокировочной системе закона управления торможением колес значительно повышается устойчивость автомобиля даже в условиях действия мощного возмущающего фактора, обусловленного неравномерностью торможения колес. Причем устойчивость сохраняется при довольно широком диапазоне действующей неравномерности вследствие присущего автомобилю с антиблокировочной системой независимого типа явления самостабилизации при торможении на однородной поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Косолапов Г. М., Ревин А. А. О неравномерности торможения колес автомобиля с антиблокировочной системой. В Сб.: Динамика колесно-гусеничных машин. ВГИ, Волгоград: изд-во «Волгоградская правда», 1975.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972.
3. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобилей. М.: Машиностроение, 1966.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971.
5. Ревин А. А. Колебания автомобиля с антиблокировочной системой при торможении. — Автомобильная промышленность, 1976, № 9, с. 14—17.
6. Косолапов Г. М., Сидоров Е. Н. Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении. — Автомобильная промышленность, 1973, № 2, с. 26—30.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Согласно ГОСТ 7.1—76 при подготовке материала для опубликования следует в пристатейном списке литературы наряду с фамилией автора (или коллектива авторов) и названием книги или статьи указывать: город, где издана книга, издательство (или название журнала), год издания, общее количество страниц книги (или страницы, на которых напечатана статья).

Проектные решения корпуса серого и ковкого чугуна литейного завода Камского объединения по производству большегрузных автомобилей

К. Л. ЩЕРБАКОВ, М. И. СИЦИНСКИЙ

Гипроавтопром

КОРПУС серого и ковкого чугуна предназначен для удовлетворения потребности в отливках Камского объединения по производству большегрузных автомобилей, а также комплектующих заводов.

Режим работы в корпусе принят двухсменный, параллельный с 41-часовой рабочей неделей, за исключением термического отделения, работающего в три смены.

В отличие от общепринятого структурного деления литейных цехов по роду литейного сплава (цех серого чугуна, цех ковкого чугуна) или по массе отливок (цех мелкого литья, цех крупного литья) и т. д. в проекте корпуса серого и ковкого чугуна цехи разделены по технологическому признаку, что объясняется крупным масштабом производства. По проекту в состав корпуса входят четыре цеха: плавильный (для производства серого и ковкого чугуна), имеющий отделения плавильных и миксерных печей, склад шихтовых материалов и отделение вспомогательных служб (ремонт и хранение ковшей, сводов и др.); формовоочный цех в составе формовоочно-заливочно-выбивного и смесеприготовительного отделений; общий стержневой цех, имеющий два отделения: стержневое и приготовления стержневых смесей, и термообратный цех, включающий отделение очистки и зачистки отливок, термическое отделение, отделение окраски отливок и склады годной продукции.

Двухэтажное здание корпуса имеет в плане прямоугольную конфигурацию размером $715,5 \times 241,5$ м (по осям колонн) с отметкой пола второго этажа +8,4 м и частично 10,2 м. Исключением является одноэтажный пролет склада шихтовых материалов длиной 30 м. Корпус состоит из десяти продольных пролетов длиной 588 м и пяти поперечных, примыкающих к продольным. Все поперечные пролеты, кроме одного (склада шихтовых материалов), имеют ширину 24 м и длину 241,5 м. Высота основных пролетов 19,2 м, пролеты плавильного и смесеприготовительного отделений имеют высоту 26,4 м. Площадь корпуса составляет $\sim 172,8$ тыс. м², площадь второго (производственного) этажа $\sim 165,5$ тыс. м². Взаимное расположение цехов и отделений в корпусе показано на рис. 1, а их размеры и площади приведены в табл. 1.

При выборе плавильного оборудования рассматривалась целесообразность использования индукционных и дуговых электропечей. Анализировались надежность каждого метода плавки, получение жидкого металла стабильного химического состава и температуры, стойкость футеровки. Учитывались также жесткие условия контроля загрязнения окружающей среды. В результате этих анализов и сопоставлений было принято решение установить дуговые электропечи фирмы Свинг-дэйл Дресслер (США). При этом исходили из следующих соображений: дуговые электропечи обеспечивают гибкость технологического процесса плавки, так как при использовании

любой шихты имеется возможность получения высококачественного металла, футеровка дуговых электропечей более надежна и менее трудоемка по сравнению с футеровкой крупных тигельных индукционных печей; вредные выделения, образующиеся при плавке в дуговых электропечах, улавливаются в пределах допустимых норм.

В плавильном цехе (рис. 2) было запроектировано к установке девять дуговых плавильных печей 1 с кислой футеровкой вместимостью по ~ 50 т (по твердой завалке) и восемь раздаточных дуговых печей-миксеров 2 каждая вместимостью ~ 75 т по жидкому металлу. Производительность плавильных печей ~ 25 т/ч, мощность трансформатора 35 мВА, мощность электродвигателей электропечи ~ 260 кВт. Конструктивные решения всех плавильных печей одинаковы и отличаются только правым и левым исполнением. Все плавильные печи имеют диаметр кожуха 5,18 м, поворотный свод (загрузка шихты сверху) и сегментный механизм наклона печи, обеспечивающий наклон печи при выдаче металла до 40° и при удалении шлака до 15° .

Миксерные печи имеют тот же диаметр, что и плавильные (5,18 м), мощность питающего трансформатора 7,5 МВ·А, суммарную мощность электродвигателей 266 кВт. Загрузка печи жидким металлом — боковая. Механизм наклона миксера — гидравлический. Печь при выдаче металла вковши наклоняется, поворачиваясь вокруг оси, расположенной вблизи сливного носка. Соотношение между суммарной производительностью плавильных печей (~ 225 т/ч) и емкостью миксеров (600 т) выше двухчасовой потребности в жидком металле, что обеспечивает, как показала практика, стабильность химического состава и температуры металла, выдаваемого на заливку.

Жидкий чугун из плавильных печей в миксеры передается мостовыми кранами 5 в подогретых ковшах вместимостью ~50 т. Грузоподъёмность кранов 100/20 тс. В кабинах этих кранов установлены кондиционеры с воздушным охлаждением конденсата и фильтрами, улавливающими газ CO. Всего установлено восемь кранов (по четыре в пролетах) плавильных и миксерных печей. В миксерном отделении размещены четыре газовые установки 4 для подогрева ковшей. Передаточные ковши устанавливают на стеллы 3, смонтированные у

Т а б л и ц а 1

Наименования цехов и отделений	Обозначения по компонентному плану корпуса (рис. 1)	Размеры цехов и отделений в м	Площади цехов и отделений в тыс. м ²
Плавильный цех	II-V	241,5×102	24,7
Отделения:			
плавильных печей	IV	241,5×24	5,8
миксерных печей	V	241,5×24	5,8
вспомогательных служб	III	241,5×24	5,8
Склад шихтовых материалов	II	241,5×30	7,3
Формовочный цех	VI-VII	241,5×168	40,6
Формовочно-заливочно-выбивное отделение	VII	241,5×120	29,0
Смесеприготовительное отделение	VIII	241,5×48	11,6
Стержневой цех	IX	217,5×120	26,1
Цех очистки, зачистки и термооб- работки отливок	X	217,5×276	60,3
Продел вентиляционных установок	I	241,5×24	5,8
Вспомогательные отделения	VIII	241,5×24	5,8
Ремонтные службы	XI	396×24	9,5

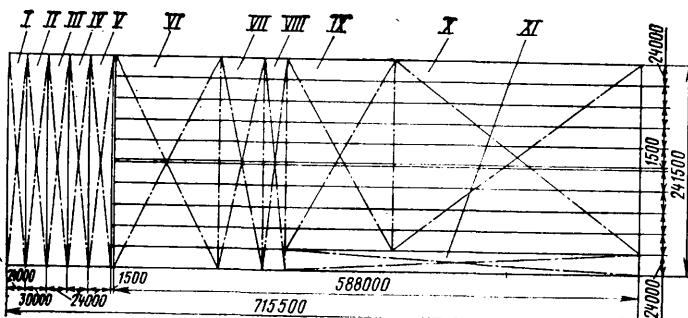


Рис. 1. Ремонтные службы

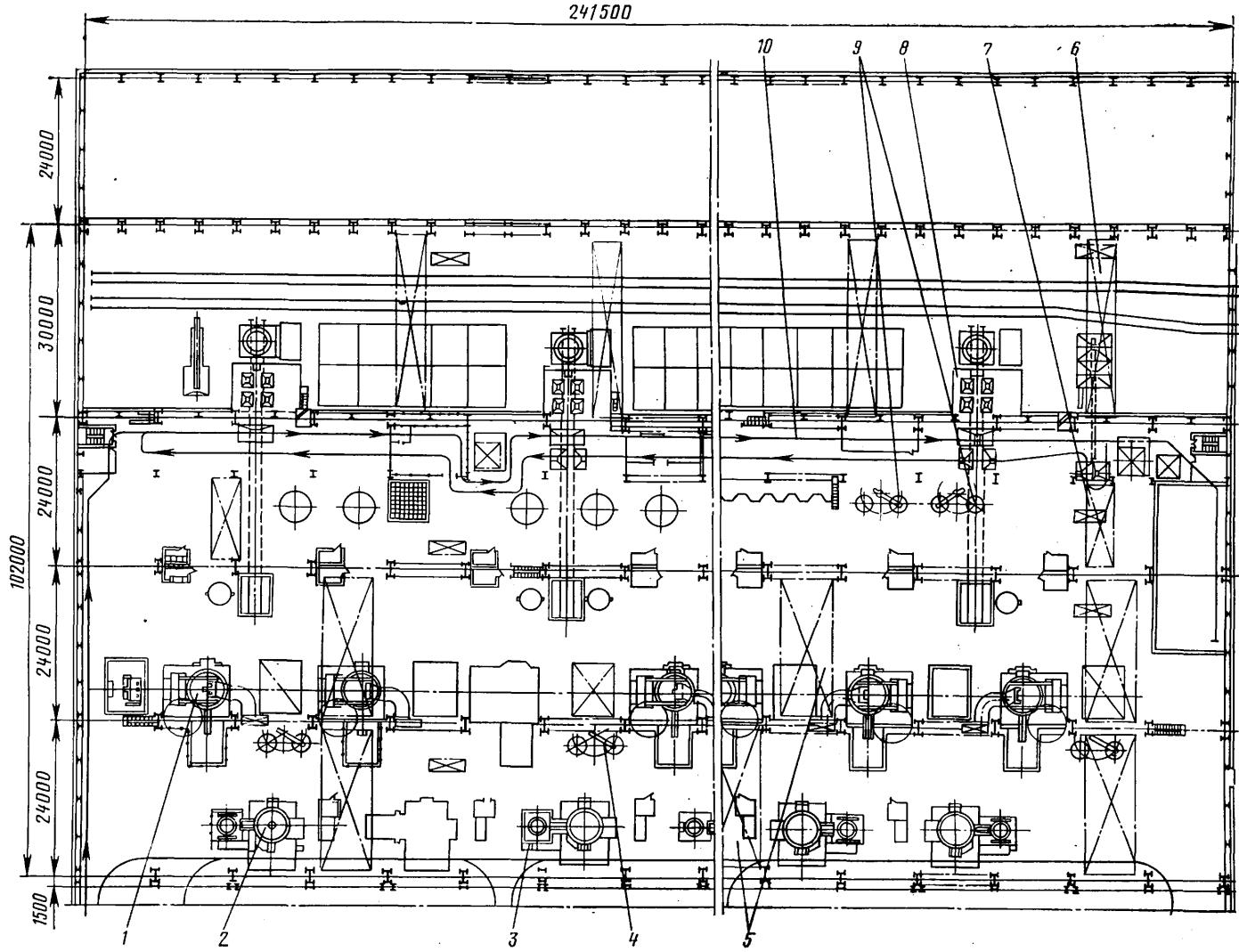


Рис. 2

раздаточных миксеров. Стенды имеют гидравлические устройства поворота ковшей. Металл из миксеров выдается в ковши емкостью 3 и 1,5 т.

На склад шихтовых материалов покупной металл в разделенном и сортированном виде доставляется железнодорожным транспортом и автомобилями из центральной скрапбазы. Собственные возвраты производства — очищенные литники в дробленом виде — поступают на склад при помощи подвесных толкающих конвейеров 10. Склад шихты оборудован шестью мостовыми магнитными кранами 6 грузоподъемностью по 20/5 тс с шайбой диаметром ~2100 мм, пятью шихтовальными устройствами 8 и передаточными весовыми тележками грузоподъемностью 100 тс каждая (на рис. 2 не показаны). Пиролет вспомогательных служб плавильного цеха оборудован мостовыми кранами 7 грузоподъемностью 50/10 тс и газовыми установками 9 для сушки ковшей емкостью 50 т.

По проекту намечено использовать электронно-вычислительную технику для ведения процессов шихтовки и плавки металла. В функции ЭВМ «IBM S/17» (США) входит контроль наличия шихтовых материалов на складе раздельно по компонентам и маркам, расчет состава шихты, добавок, легирующих элементов для каждой работающей печи с учетом вида и марки выплавляемого чугуна, определение и контроль расхода электроэнергии, температуры и химического состава металла в процессе плавки и т. д.

Формовочное отделение цеха оборудовано девятью формово-заливочно-выбивными линиями, в том числе пятью автоматизированными линиями «SPO» (США) и четырьмя автоматическими линиями фирмы Диза (Дания). Линии 1, 2 и 3 (табл. 2) предназначены для производства отливок из серого чугуна. Две другие линии 4 и 5 — для отливок из ковкого чугуна. Линии 6—9 предназначены для мелких отливок из серого и ковкого чугуна. Организация работы на всех конвейерах формово-заливочно-выбивных линий «SPO» идентична. Все литьевые конвейеры оснащены парой формовочных автоматов (верх и низ) модели 400HSS (для линий

1, 2 и 5) и модели 180HSS (для линий 3 и 4), имеющих пневматические встряхиватели и гидравлические прессы. Все опоки не имеют крестовин. Из-за значительной массы верхних заформованных опок крепление форм грузами или скобами не применяется. Все литьевые конвейеры пяти формовочных линий «SPO» снабжены двухшарнирными цепями, допускающими

Таблица 2

№ линии	Вид металла	Формовочные автоматы	Размер форм в мм	Масса одной отливки в кг	Число отливок в форме	Производительность в форм/ч	Загрузка линий, %
1	Серый чугун	Фирмы SPO: 400HSS	1500×1100× Х500/400	298,0 238,0	1 32,8—90,0	225 225	90
2	То же	400HSS	1500×1100× Х400/400	5,4—17,9	6—16	225	84
3	»	180HSS	1100×750× Х300/300	0,4—8,3	4—24	240	96
4	Ковкий чугун	180HSS	1100×750× Х300/300	2,7—19,2	4—24	240	83
5	То же	400HSS	1500×1100× Х400/400	3,3—56,0	2—16	225	93
		Фирмы Ди- за:					
6	Серый чугун	2013	480×600 до 300	0,13—3,8	2—56	300	73
7	Ковкий чугун	2013	480×600 до 300	0,07—1,5	4—56	300	55
8	То же	2013	480×600 до 300	0,1—4,3	4—56	300	86
9	Серый и ковкий чугун	2013	480×600 до 300	0,04—7,1	2—30	300	72

шими изменениями трасс конвейера в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Такие конвейеры позволяют длинные зоны остыния заливных форм располагать в два яруса и более, что значительно экономит формовочную площадь цеха.

На каждом конвейере установлено три-четыре комплекта заливочных устройств. В комплект каждого входит одна автоматическая стационарная раздаточная электропечь и два передвижных заливочных устройства.

Все автоматические линии фирмы Диза (линии 6—9) — безопасные с вертикальным разъемом форм, оборудованы формовочным автоматом модели «Дизаматик-2013» с автоматически действующим укладчиком стержней, автоматическим заливочным устройством и автоматической выбивной решеткой.

В табл. 2 приведена техническая характеристика каждой формовочно-заливочно-выбивной линии с указанием модели формовочных автоматов, размеров форм, количество отливок, формуемых на линии, количество отливок в форме, масса огливки, а также производительность и разгрузка каждой линии. Средняя загрузка формовочных линий $\sim 81\%$.

Рядом с формовочными линиями фирмы Диза расположены экспериментальный участок, предназначенный для разработки технологий формовки и изготовления стержней вновь осваиваемых отливок и отладки и доводки модельной оснастки до кондиции. В экспериментальном отделении совместно с соответствующими лабораториями завода ведутся исследования, связанные с разработкой технологии и оснастки новых технологических процессов, проводятся работы, направленные на улучшение качества отливок и уменьшение их стоимости.

С помощью экспериментального участка решаются проблемы, возникающие в период производственных неполадок. В соответствии с назначением участок оснащен оборудованием, аналогичным оборудованию основного производства, но с ручным управлением. На участке установлены формовочный автомат «SPO» модели 400HSS, две однопозиционные стержневые машины фирмы Саттер моделей 1630, 1710 и другое оборудование. Все технологическое оборудование связано при помощи механизированного транспорта.

Смесеприготовительное отделение формовочного цеха включает шесть самостоятельных смесеприготовительных систем, в том числе по одной на формовочных линиях 1—5 и одну общую для линий 6—9. Все системы работают по единому технологическому процессу смесеприготовления и имеют идентичное оборудование. Смесеприготовительные системы формовочных линий 1, 2 и 5 отличаются от остальных только наличием двух смесителей производительностью по 350 т/ч и двух линий переработки отработанных смесей, в то время как остальные имеют по одному смесителю производительностью 220—300 т/ч и по одной линии переработки смеси. Все технологическое оборудование смесеприготовления поставлено фирмой Националь Енжинеиринг Ко (США).

Единая формовочная смесь готовится в сдвоенных бегунах непрерывного действия типа «Мульти-Мулл». На каждом смесителе имеется прибор для контроля пластиности формовочной смеси. Готовая смесь ленточными конвейерами подается в бункеры формовочных автоматов, по пути подвергаясь разрыхлению аэраторами. Выбитая отработанная смесь системой непрерывного транспорта подается для переработки, проходя последовательно следующие операции: магнитную сепарацию ленточными попечными сепараторами, первичный грубый просев в виброробилке, дополнительную магнитную сепарацию также ленточными сепараторами, разбивку оставшихся комьев над ленточными аэраторами и тонкий просев на виброгрохоте. Затем следуют операции по искусственному охлаждению смеси — испарительное охлаждение в смешивающем охладителе типа «Мульти-Колер» и окончательное охлаждение на ленточном вибрационном охладителе (с циклоном). В результате этой переработки обеспечивается гомогенизация отработанной смеси с понижением ее температуры до 30—40°C.

Изготовление всех стержней запроектировано методом горячих ящиков при использовании промытых высушенных кварцевых песков, а в качестве связующих — фурановых или других смол, а также кислого катализатора. Этот процесс получил широкое распространение в автотракторной промышленности, так как применяемая смола является относительно дешевым связующим, цикл изготовления стержней сравнительно короткий (~ 50 циклов в 1 ч), а выбиваемость хорошая.

Изготовление стержней организовано на четырех поточных линиях: первая линия предназначена для изготовления стержней блока цилиндров двигателей, вторая линия — для корпусных отливок, третья линия — для мелких отливок и четвертая линия — для изготовления стержней картеров заднего моста и ступни колец. Всего установлено 42 стержневые машины фирмы Саттер (США).

С целью ускорения отверждения стержней и повышения производительности стержневых автоматов каждая из поточных линий изготовления стержней оборудована одной сушильной горизонтальной газовой печью непрерывного действия с общим циклом нахождения стержней в ней 45 мин, в том числе 30 мин в зоне нагревания при температуре 175—205°C и 15 мин в зоне охлаждения. Эти печи также используются для сушки стержней после их склеивания. Все печи этого назначения размещены на первом этаже здания корпуса. Кроме этих печей в стержневом цехе на втором этаже установлено еще пять печей, аналогичных по конструкции, назначение которых — сушка стержней после их окраски. Цикл сушки составляет 60 мин, в том числе в зоне нагрева ($\sim 205^{\circ}\text{C}$) 45 мин и охлаждение 15 мин. После выхода из печей первой группы стержни подвергаются зачистке и окраске. В зависимости от массы, конфигурации, количества стержней применяются следующие методы окраски: распыление, ручное, полуавтоматическое и автоматическое окунание. Основным межоперационным транспортом в стержневом цехе являются подвесные толкающие конвейеры. Они же обслуживают склады стержней и транспортируют стержни на формовочные линии.

Смесеприготовительное отделение стержневого цеха оборудовано восемью смесителями фирмы Симпсон (США) вместимостью 1 м³, производительностью 10 м³/ч.

Свежие пески из силоных емкостей системой непрерывного транспорта подаются в бункеры смесителей стержневого цеха. Связующие (смола) и катализатор, хранящиеся в баках вместимостью соответственно 20 и 15 м³, поступают к смесителям по системе трубопроводов замкнутого типа, а сухие добавки — пневмотранспортом. Смесители укомплектованы приборами реле времени, а также вибропитателями со взвешивающими устройствами и насосами, обеспечивающими подачу компонентов смеси в ранее заданных дозах. Испытание качества стержневой смеси осуществляется без перерыва технологического процесса смешения. Готовая смесь с помощью монорельсовой системы в кабелях раздается по бункерам стержневых машин. Живучесть стержневой смеси ~ 2 ч.

В цехе запроектировано шесть поточных линий обработки отливок, в том числе четыре для обработки отливок серого чугуна: блоков цилиндров двигателей, крупных отливок, маховиков, тормозных барабанов и мелких отливок, а также две линии для обработки отливок ковкого чугуна.

Наиболее сложными для обработки являются отливки блока цилиндров, которые доставляются в цех подвесным толкающим конвейером и размещаются на приемном пункте, где производится первичный контроль и удаление литниковой системы. Затем следует первичная очистка блоков в дробимых агрегатах, выбивка стержней на выбивных машинах и дополнительное охлаждение отливок на подвесном толкающем конвейере в течение 4 ч.

После повторного охлаждения блоки подвергаются зачистке на автоматическом агрегате, повторной дробимой очистке, удалению дроби из карманов отливок, снятию заусенцев на 26-позиционной машине. После ручной доработки (зачистки и обрубки) блоки подаются в печь для снятия внутренних напряжений. Для блоков и сложных корпусных деталей установлены четыре газовые печи толкающего типа.

Блоки загружаются в печь на поддонах размером 860×710 мм, а корпусные детали в коробах размером 810×660×380 мм. Цикл термообработки 6 ч, в том числе нагрев до 600°C в течение 2 ч, выдержка при этой температуре 3 ч и охлаждение в печи до 440°C в течение 1 ч. После окончательного охлаждения блоков на воздухе, контроля на твердость ($\sim 1\%$ общего выпуска), окончательного визуального осмотра и испытания на герметичность годные отливки направляются на окраску и затем на склад годной продукции.

Отливки блоков и других крупногабаритных деталей, требующие исправления дефектов методом заварки, подвергаются термообработке в газовых печных агрегатах, состоящих из двух секций: печи нагрева отливок перед заваркой и печи нагрева после заварки. Продолжительность цикла перед заваркой — нагрев до 600°C — составляет $\sim 1,7$ ч, выдержка при этой температуре $\sim 2,4$ ч; после заварки — нагрев до 600°C в течение $\sim 0,4$ ч, выдержка с этой температурой $\sim 1,6$ ч и охлаждение в печи до 370°C в течение $\sim 1,3$ ч. Продолжительность полного цикла 3,3 ч. На участке установлено четыре комплекта агрегатов. После исправления дефектов отливки проходят контроль и необходимую доработку.

Крупные отливки ковкого чугуна доставляются в цех подвесным толкающим конвейером и разгружаются на пластинчатый транспортер для ручной отбивки литниковой системы. Затем следует дробимая очистка отливок и хранение их на промежуточном складе перед термическими печами. Для

отжига всех отливок (включая и мелкие) установлены десять печей непрерывного действия с контролируемой атмосферой (азотом) и газовыми радиантными трубками.

Укладка отливок производится в короба размером 950×1650×380 мм, которые устанавливают на поддоны 965×1660 мм. Поддоны расположены по три в ряд по ширине печи. С целью лучшего использования объема коробов, в которых уложены крупные отливки (ступицы заднего колеса 56 кг, картер редуктора заднего моста 52,6 кг и др.), последние догружаются отливками малой массы. Полный цикл отжига принят 25 ч, в том числе подогрев до 955°C в течение 6 ч, выдержка при этой температуре 7 ч, охлаждение до 755°C в течение 1,5 ч и продолжение охлаждения в печи до 695°C в течение 10,5 ч. После термообработки отливки выгружают на вибрационные конвейеры для последующего охлаждения на воздухе, сортируют по контейнерам и направляют последовательно на участки проверки твердости и повторной дробеметной очистки для удаления возможной окалины.

Затем отливки транспортируются к зачистным станкам с прессом, а также к рабочим местам для ручной зачистки. Годные отливки после окраски направляются в автоматизированный склад.

Цеховые лаборатории предназначены для осуществления постоянного контроля за технологическим процессом производства литья. В корпусе запроектированы лаборатории химических и спектральных анализов поступающей металлической шихты, жидкого чугуна, образцов и отливок, анализ исходных формовочных материалов, стержневых составов, механических свойств и микроструктуры металла отливки и т. д.

В функции ремонтно-механических и энергетических служб входит повседневное обслуживание оборудования и технологической оснастки корпуса, проведение малых и частичных средних плановых и неплановых ремонтов, частичное изготавление наиболее изнашиваемых запасных частей оборудования и оснастки, выполнение несложных работ, связанных с внедрением новой техники, и т. д.

УДК 621.785.620.186

Механизм накопления деформаций поверхностного слоя деталей при обработке поверхностным пластическим деформированием

Канд. техн. наук В. М. СМЕЛЯНСКИ

Московский автомеханический институт

К ОБРАБОТКА поверхностным пластическим деформированием (ППД) можно отнести группу методов, которые, несмотря на конструктивные отличия деформирующих инструментов, с физической точки зрения могут рассматриваться как процессы одного класса, например, поверхностное обкатывание, раскатывание, выглаживание и т. п.

Существенным фактором, позволяющим обосновать эту точку зрения является единая для этих процессов схема напряженно-деформированного состояния в зоне контакта инструмента с деталью (в очаге деформации). Различия между этими методами заключаются лишь в граничных условиях на контакте, таких, как форма площади контакта, характер распределения на этой площади скоростей, величина трения и т. д. Эти различия хотя и оказывают некоторое влияние на картину напряженно-деформированного состояния, однако не изменяют ее в целом.

Не останавливаясь подробно на анализе всех признаков напряженно-деформированного состояния процессов IIIД, отметим, что наиболее существенными его признаками являются размер и форма внеконтактных зон очага деформации. Различают три вида геометрического очага деформации [1], которые образуются в зависимости от соотношения глубины внедрения деформирующего инструмента в деталь (натяга h_d) и параметров исходной шероховатости $Rz_{исх}$.

Установлено, что обработка ПИД на оптимальных режимах в большинстве случаев сопровождается образованием очага деформации третьего вида и лишь в отдельных случаях, например при обработке деталей с большой исходной шероховатостью или закаленных деталей, возможно образование очага деформации второго или даже первого вида.

Очаг деформации третьего вида показан на рис. 1. Его напряженно-деформированное состояние можно анализировать без учета шероховатости.

Характерным признаком очага третьего вида является появление впереди инструмента в направлении подачи пластической волны металла, которая поднимается выше уровня исходной поверхности на величину h_v . Форма и высота устанавливаются профилометрированием с применением специальной методики. Исследования показали, что высота волны и ее форма зависят от технологических факторов, среди которых основными являются отношения $h_v/R_{\text{пр}}$ и $S/R_{\text{пр}}$, где $R_{\text{пр}}$ — профильный радиус инструмента; S — подача инструмента на один оборот детали.

При соблюдении оптимальных режимов обработки, принятых при ППД, волна имеет форму, соответствующую форме линии AB (рис. 1). При увеличении h_d увеличивается высота волны h_w , изменяется ее форма, которая приобретает форму линии AB' , а затем при дальнейшем увеличении h_d — форму линии AB'' . С изменением высоты и формы волны изменяется упрочнение поверхностного слоя детали. Волна, соответствующая линии AB'' , возникает при обработке ППД на режимах

макс, вызывающих разрушение поверхности в виде шелушения. Таким образом, высота и форма волны отражают характер деформированного состояния в очаге деформации могут служить его косвенной характеристикой. Однако количественную оценку этого состояния можно получить, применив для исследования соответствующие методы теории пластичности.

При выборе метода исследования деформированного состояния необходимо принимать во внимание то, что процессы ППД рассматриваемого класса по своему характеру являются дробными. За один оборот детали (или инструмента) какая-либо точка очага деформации испытывает единичный акт пластической деформации. Число таких воздействий $N = l/S$, где l — длина очага деформации.

Если взять такую точку на поверхности детали, то длина l равна горизонтальной проекции АВСД. Это значит, что пластическая деформация начинается в точке А и заканчивается в точке Д. В результате прохождения точки вдоль очага деформации в ней накапливается пластическая деформация, однако характер накопления пластической деформации довольно сложный, так как интенсивность единичного акта деформации изменяется как по длине очага, так и по глубине.

Учитывая такой характер деформирования, при исследовании деформированного состояния применялись методы микротвердости [2] и координатных сеток [3], которые позволяют определить неравномерность пластической деформации глубине и длине очага деформации.

Для исследования методом микротвердости был принят сплав ЛС59-1, на котором можно получить большой по величине очаг деформации, а также малую пятнистость твердости. Сплав отжигался при $t=665^{\circ}\text{C}$ с выдержкой 3

Механические свойства материала устанавливались путем растяжения и сжатия образцов. При растяжении использовались образцы типа V по ГОСТ 1497—61, а при сжатии

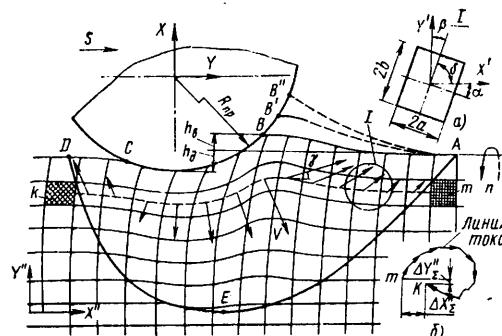


Рис. 1

цилиндрические образцы по ГОСТ 2055—43 с отношением длины к диаметру 1,5 и 2.

Деформация образцов осуществлялась до различных степеней, после чего их разрезали по меридиональной плоскости, вдоль оси симметрии которой измеряли микротвердость H_μ при нагрузке 0,49 Н.

В результате испытаний были получены следующие механические характеристики: $\sigma_t = 153$ МПа, $\sigma_{vp} = 423$ МПа, $\sigma_{vc} = 687$ МПа, $\delta = 32,5\%$.

Уравнения связи между интенсивностью напряжений σ_i и интенсивностью деформации e_i , а также между H_μ и e_i , H_μ и σ_i имеют вид

$$\sigma_i = 12,3 + 160 e_i - 108 e_i^2;$$

$$H_\mu = 115,5 + 233,8 e_i - 159,8 e_i^2;$$

$$H_\mu = 95,1 + 1,5 \sigma_i.$$

Обработку ППД цилиндрической детали диаметром 27 мм проводили путем алмазного выглаживания на токарном станке инструментом с цилиндрической формой рабочей части, имеющего $R_{np} = 2,7$ мм. Режимы обработки ($n = 50$ мин⁻¹, $S = 0,02$ мм/об, $P_y = 2300$ Н) выбирали из условия получения крупного очага деформации и максимального его упрочнения.

Обработку дали на указанных режимах прерывали в середине рабочего хода, после чего образец разрезали и приготавливали шлиф. Плоскость шлифа совпадала с меридиональной плоскостью образца и включала по длине часть необработанного участка, часть обработанного и собственно очаг деформации.

Измерение микротвердости поверхности шлифа проводили на микротвердомере ПМТ-3 при нагрузке 0,49 Н. Шаг измерения по длине составлял 0,4 мм, а по глубине 0,2 мм. Результаты измерений микротвердости аппроксимировались полиномом второй степени. По результатам этих измерений в очаге деформации строились, а затем аппроксимировались линии равной интенсивности деформаций и напряжений. Распределение этих характеристик напряженно-деформированного состояния по очагу показано на рис. 2.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что деформация поверхности начинается на значительном расстоянии от инструмента. Наиболее интенсивное ее накопление происходит в области, примыкающей к вершине волны. Интенсивность накопления деформации под инструментом, особенно в нижней части, незначительна.

В данном случае 50—60% общей деформации в поверхностном слое накопилось до встречи с инструментом. На эту цифру оказало влияние большое усилие обработки и малая подача, которые вызвали впереди инструмента большую волну ($h_w = 0,175$ мм), однако факт проявления внеконтактного механизма упрочнения отражает специфику процессов ППД.

Изменений твердости за инструментом обнаружить не удалось, что связано, очевидно, с незначительным изменением твердости, сопоставимой по величине с погрешностью метода измерения микротвердости.

Метод измерения микротвердости хотя и обладает сравнительно низкой трудоемкостью исследования напряженно-деформированного состояния, однако информация о процессе, полученная с его помощью, весьма ограниченная. Получить характеристики главных компонентов деформации и интенсивность деформации этим методом нельзя.

Большой информативностью при исследовании деформированного состояния обладает метод сеток [3]. Основные положения методики исследования деформированного состояния с помощью координатной сетки заключались в следующем. Цилиндрический образец состоял из двух строго фиксированных относительно друг друга частей, соединенных по притертому меридиональным плоскостям. На этих плоскостях фотометодом или царапанием наносилась квадратная сетка с шагом 0,05—0,25 мм.

Выбор меридиональной плоскости для нанесения сетки объясняется тем, что метод сеток дает наиболее удовлетворительные результаты, если плоскость сетки совмещена с одной из плоскостей главных деформаций. Деформации в направлении подачи инструмента в большинстве случаев превышают деформации в направлении скорости, что и определило плоскость среза образца.

Обработка ППД составного образца осуществлялась на токарном станке, оснащенном специальными центрами и оптической системой, которые позволяют расположить образец таким образом, чтобы продольные риски исходной сетки располагались параллельно оси его вращения. Конструкция образца позволяет на любом этапе снять одну его половину, на которой нанесена сетка, для измерения параметров сетки или фотографирования ее на микроскопе.

Методика исследования деформаций с помощью сеток зависит от того, исследуется ли стационарный или нестационарный период процесса ППД. Стационарным называется такой период, при котором напряжено-деформированное состояние очага деформации не меняется во времени.

У всех рассматриваемых методов ППД при оптимальных режимах обработки имеются два нестационарных периода (заход и выход инструмента) и один стационарный. Однако стационарный период может и не наступить, если силовой режим обработки приведет к образованию волны с профилем AB'' (рис. 1).

Внешним признаком нестационарности процесса может служить непостоянство формы и высоты волны, зафиксированых на различных участках обработки по длине детали.

В этом случае для выявления характера накопления деформаций следует применить методику покадровой съемки. В соответствии с этой методикой после каждого единичного акта дробной деформации следует разъединять образец и проводить измерение сетки.

При исследовании стационарного режима ППД картину накопления деформаций можно получить измерением сетки одного кадра очага деформации, зафиксированного в любой период времени.

На рис. 1 показан характерный вид искаженной сетки в очаге деформации. Поместим в центре профиля инструмента подвижную систему координат XY , которая движется вместе с инструментом со скоростью минутной подачи в направлении оси Y . Условие стационарности процесса требует, чтобы картина искажения сетки не изменялась во времени относительно этой системы. В то же время очаг деформации перемещается вместе с инструментом относительно неподвижной системы координат $X''Y''$. Любой квадрат сетки (на рисунке заштрихован) относительно инструмента переместится из исходного состояния t в деформированное K , принимая последовательно все промежуточные положения и накапливая при этом деформацию.

Считаем, что стороны деформированной ячейки прямолинейны. В этом случае ее деформированное состояние относительно локальной системы координат $X''Y'$, помещенной в центре ячейки, определяют параметры a , b , α , β , δ (рис. 1, а).

При малой базе сетки, сопоставимой с величиной подачи, можно считать, что перемещение какой-либо ячейки сетки из одного состояния в соседнее будет происходить в результате единичного акта монотонной деформации.

Принимая два последовательных положения, ячейки перемещаются относительно неподвижной системы координат на величины $\Delta X''$ и $\Delta Y''$, которые в свою очередь определяют вектор скорости смещения v и угол γ между этим вектором и осью X'' . На рис. 1 показан характер распределения скоростей смещения центров ячеек в результате одного акта дробной деформации. Суммированием этих векторов можно получить линию тока какой-либо точки очага деформации и величину ее суммарного смещения $\Delta X_\Sigma''$, $\Delta Y_\Sigma''$ как результата ее прохождения через очаг деформации (рис. 1, б). Если линию тока спроектировать на подвижную систему координат XY , то она будет представлять собой линию, соединяющую центры всех ячеек. Это значит, что линиями тока в системе координат XY будут продольные линии сетки.

Границу очага деформации — линию AED определяют из анализа смещения узлов координатной сетки. Ниже ее должно выполняться условие $\Delta X'' = 0$, $\Delta Y'' = 0$.

В процессе ППД, наряду со смещением центров ячеек, происходит ее деформация. Каждая ячейка, занимая свое последовательное положение вдоль линии тока, меняет свои размеры a , b , α , β , а также углы α , β .

Характер изменения этих величин вдоль очага деформации показан на рис. 3, а. Эти данные получены в результате вы-

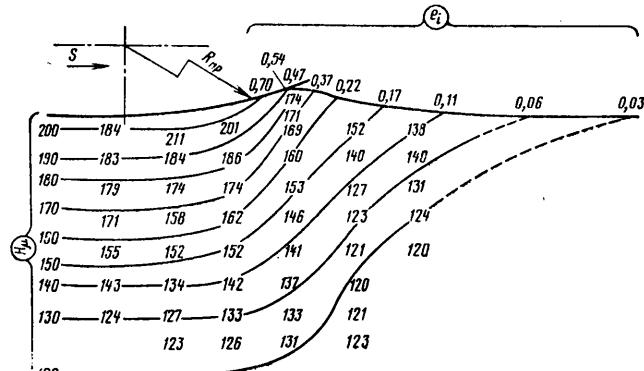


Рис. 2

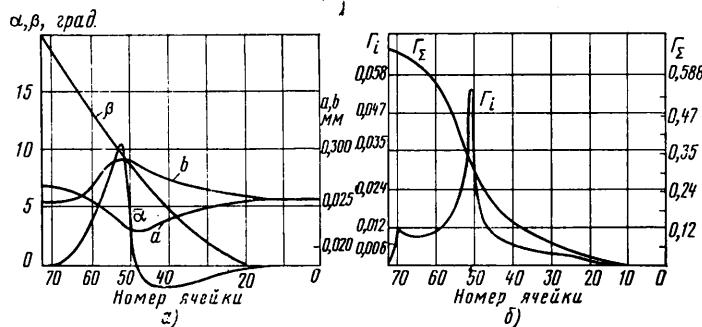


Рис. 3

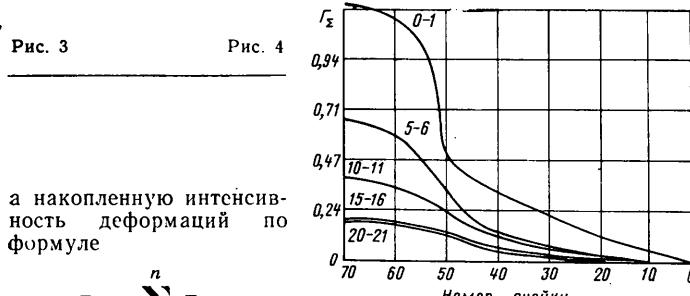


Рис. 4

а накопленную интенсивность деформаций по формуле

$$\Gamma_{\Sigma} = \sum_{i=0}^n \Gamma_i,$$

где n — число ячеек сетки по длине очага деформации.

Результаты расчета этапной и накопленной интенсивностей деформаций для пятой и шестой линий приведены на рис. 3, б.

Наибольший скачок этапной деформации Γ_i наблюдается на границе первой и второй зон, что связано с изменением знака деформаций в этих зонах. Отмечено, что этапная деформация под инструментом незначительна. Накопленная интенсивность деформации Γ_{Σ} увеличивается на протяжении всего очага деформации и имеет максимальное значение за инструментом.

Анализ деформированного состояния вдоль других линий очага деформации показал, что на них качественно сохраняется характер распределения компонентов деформаций. Изменяются лишь их количественные величины, которые убывают от поверхности вглубь очага. Об этом свидетельствуют, например, результаты распределения суммарной интенсивности деформаций по глубине очага деформации (рис. 4).

Представляет интерес сопоставление этих результатов с аналогичными, но полученными методом конечных деформаций. При методе конечной деформации анализируются лишь две ячейки — начальная m (см. рис. 1) и конечная K .

Для линии 5—6 методом конечной деформации получают величину $\Gamma_{\Sigma} = 0,175$, а методом этапной деформации $\Gamma_{\Sigma} = 0,65$. Следовательно, для исследования процессов ППД необходимо применять только методы этапной деформации.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что процессы ППД сопровождаются сложной по характеру протекания пластической деформаций. Главные компоненты деформации дважды изменяют свой знак, что позволяет при сравнительно небольших энергетических затратах получить значительную накопленную деформацию поверхностного слоя и, как следствие этого, его упрочнение. Полученные результаты позволяют разработать математическую модель процесса ППД с целью расчета технологических показателей процесса и прогнозирования физико-механических характеристик поверхностного слоя после обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Маркус Л. И., Смелянский В. М. Алмазное выглаживание. М.: НИИНавтпром, 1971, с. 117.
- Дель Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости. М.: Машиностроение, 1971, 130 с.
- Ренне И. П. Обобщение метода обработки результатов искащения делительной сетки, предложенного П. О. Пацковым для исследования процессов сложного деформирования. — В сб.: Технология машиностроения. Вып. 1. Тула: Приокское книжное изд-во, 1967, с. 92.

УДК 621.74:669.13.621.385.833.2

Возникновение трещин в отливках из высокопрочного чугуна

М. П. ШЕБАТИНОВ

НИИТавтпром

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности высокопрочный чугун находит все большее применение, в частности для получения деталей легковых и грузовых автомобилей, работающих в тяжелых условиях нагружения — при циклических нагрузках и износе. Например, на Волжском автомобильном заводе им. 50-летия СССР из высокопрочного чугуна отливаются коленчатые валы, шатуны и другие детали, что способствует увеличению надежности и долговечности отдельных узлов автомобиля и значительной экономии проката.

В связи с этим необходимо проведение исследований особенностей разрушения высокопрочного чугуна в конструкциях. Механизм образования трещин в отливках из чугуна еще недостаточно изучен, поскольку в процессе их изготовления и получения в них окончательной микроструктуры возникает множество переменных факторов. То же можно сказать и о различных составляющих микроструктуры, доле их участия в процессе разрушения, поэтому независимо от характера излома, возникновение и развитие трещины имеет первосте-

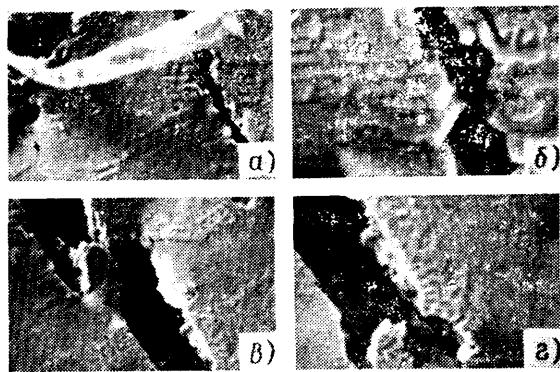


Рис. 1. Фрактограммы, полученные в процессе растяжения в растром электронном микроскопе



Рис. 2. Характер разрушения ферритной составляющей, расположенной вокруг включений графита шаровидной формы:
а — увеличение 300; б — увеличение 500

пенное значение в разрушении материала. Изучение связи характера разрушения со структурными составляющими представляет особый интерес. Следовательно, установление такой связи должно позволить описать механизм разрушения в условиях нагружения.

Характер зарождения и распространения трещины в высокопрочном чугуне изучался на растровом электронном микроскопе со специальной приставкой на растяжение с усилием до 2000 Н. Для исследования плоскости разрывных образцов размером $5,5 \times 2,0 \times 1,5$ мм из феррито-перлитного чугуна с шаровидной формой графиташлифовали, после чего подвергали химическому травлению в зависимости от поставленной задачи.

На рис. 1, а — г приведены фотографии, полученные в процессе действия прикладываемой нагрузки на образец. Видно, что в отдельных местах возникает рельеф, увеличивающийся по мере роста нагрузки.

Известно [1], что в процессе нагружения деформация происходит первоначально в объеме отдельных зерен, в которых за счет возникающих касательных напряжений возможен сдвиг. Однако плоскости сдвига в зернах могут не совпадать с плоскостью действия максимальных касательных напряжений, в результате чего отдельные микрообъемы за счет анизотропии свойств и сложного взаимодействия находятся в напряженном состоянии, отличающемся от напряженного состояния макрообъема образца. Поэтому в начальный период нагружения образца перлитные зерна не претерпевают существенной внутренней деформации, а поворачиваются один относительно другого в основном за счет деформации по границам.

В объеме отдельных зерен матрицы величина напряжений невелика и не вызывает заметной их деформации. На отсутствие деформаций в перлитных зернах, не лежащих на линии локализованных напряжений, указывает и то обстоятельство, что имеющиеся в матрице неметаллические включения неблагоприятной формы (типа MnS), как правило, служат концентриаторами напряжений, а следовательно, очагами зарождения микротрещин.

В ферритной зоне протекает пластическая деформация, которая вызывает образование пустот около включений графита шаровидной формы (рис. 2, а, б). Однако величина этой деформации не так значительна из-за того, что ферритная оболочка релаксирует напряжения, возникающие вокруг включений графита. Кроме этого, пластическая деформация перлита также снижает часть напряжений, особенно на границе феррит — перлит, т. е. зона пластической деформации может пересместиться в область перлита на расстояние, зависящее от его структуры, ориентации в нем пластин цементита и уровня напряжений.

Исходя из этих положений, рассмотрим изменение напряжений в ферритной оболочке вокруг включений графита шаровидной формы и окружающей перлитной матрице. Макси-

мальное напряжение создается у включений графита шаровидной формы. Если модуль упругости феррита и перлита принять одинаковым, то на границе феррит — перлит изменение концентрации напряжений не произойдет. С повышением прикладываемой нагрузки уровень напряжений увеличивается вплоть до предела текучести, т. е. начала пластической деформации феррита.

При еще большей нагрузке повышение упругих напряжений будет проходить в зоне, не подвергнутой пластической деформации, т. е. в перлите, а в феррите напряжения не изменяются за счет действия пластической деформации. В результате с дальнейшим ростом нагрузки увеличение упругих напряжений происходит только в перлите, а напряжения в феррите остаются на прежнем уровне. Учитывая, что перлит достаточно хрупок, максимальное напряжение достигнет предела прочности перлита, которое вызовет появление трещины (рис. 3). Поскольку максимальное напряжение возникает на границе раздела феррит — перлит, именно в этой области можно ожидать образования трещины.

Из рис. 1 видно, что зарождение трещины может происходить за счет разрушения отдельных карбидов. Кроме этого, трещины возникают на границе с металлической основой в зависимости от их ориентации к направлению плоскости нагружения, а также на границах с перлитом. В области феррита, обладающего большой пластичностью, рост трещины замедляется. Напротив, перлит хрупок и разрушается с незначительной пластической деформацией при напряжении, равном пределу текучести.

Изучение фрактограмм (рис. 4), полученных с образцов чугуна после испытаний, позволяет уточнить образование, развитие и распространение трещин. На рис. 4 видно, что трещины зарождаются в микроучастках с повышенной концентрацией напряжений с образованием транскристаллитного излома.

На рис. 4, а видна система трещин, сформировавшихся и получивших развитие в металлической основе. Общий характер излома (рис. 4, б) позволяет отнести его к пластичному виду. Проявляется слабо выраженный вид речного узора; однако вместо полос, характеризующих речной узор, наблюдаются гребни отрыва, являющиеся характерными элементами пластического разрушения. Характерно, что распространение зародившейся трещины незначительного размера блокирует

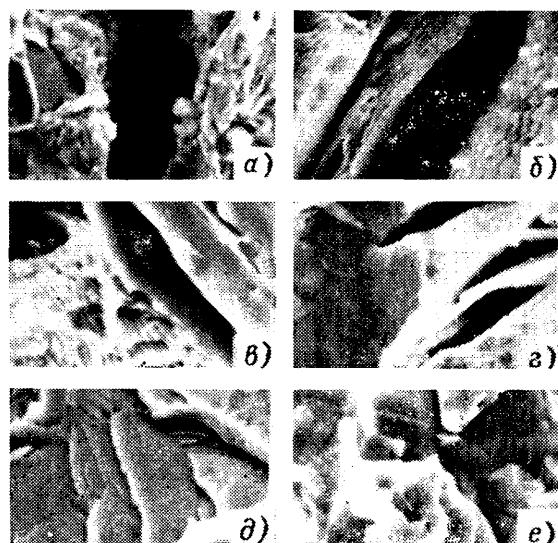


Рис. 4. Микрофотографии, показывающие зарождение и развитие трещин в чугуне:

а, б — транскристаллитное разрушение ($\times 600$ и 2000); в, г — интеркристаллитное разрушение ($\times 3000$); д — пластичное разрушение ($\times 2500$); е — распространение трещины в перлите ($\times 2000$)

ся границами зерен, что создает большие концентрации напряжений у границ, а следовательно, новые очаги зарождения трещин.

Аналогичная картина разрушения показана на рис. 4, e, но с явно выраженной трещиной. Разрушение перлитной структурной составляющей (рис. 4, б — г) происходит не только по границам перлитных зерен, но и по телу зерна с выявлением их структуры (рис. 4, е). Во всех трех явно выраженных зернах структура их границ не выявляется, но на рис. 4, е все же видны незначительные элементы их строения.

Известно, что напряжения, возникающие в материале при нагружении в процессе испытаний при растяжении, меньше или того же порядка, что и вызываемые расщепление атомных плоскостей. Из теории следует [2], что когда скольжение происходит в металле по зерну, но не распространяется на соседние зерна, то на концах полосы скольжения возникает концентрация напряжений, величина которых может получиться путем умножения среднего напряжения на число дислокаций, скопившихся в конце полосы скольжения.

Скопления дислокаций, вызывающие большие локальные концентрации напряжений, достаточные для образования микротрещин, могут встречаться тогда, когда полоса скольжения узкая, т. е. когда может происходить поперечное скольжение дислокаций, как это бывает при различных температурах в металлах с ГЦК- и ОЦК-решеткой [2].

Таким образом, в чугуне с феррито-перлитной матрицей образование трещины носит характер хрупкого разрушения. Трещина в чугуне с ферритной матрицей распространяется со значительной пластической деформацией. Однако при низких температурах матрица чугуна оказывает большое сопротивление пластической деформации и напряжение при растяжении может сопровождаться только путем разрыва связей по плоскостям скольжения с образованием хрупкого излома.

В результате этого на поверхности разрушения появляются ступеньки скола, которые перпендикулярны направлению распространения трещины в любой точке и возникают тогда, когда рост трещины временно останавливается вследствие релаксации приложенных напряжений. Ступеньки обычно образуют так называемый речной узор вследствие своей тенденции к объединению. Их образование способствует распространению трещины за счет энергии, затраченной на пластическое течение, происходящее во время образования ступеньки.

Ступеньки хрупкого излома могут образовываться на пересечении микротрещин или когда развивающаяся трещина, имеющая характер хрупкого разрушения, пересекает границу зерна. Механизм хрупкого разрушения у феррито-перлитных чугунов может быть подобен механизму хрупкого разрушения ферритных чугунов, т. е. кристаллическому разрушению через колонии перлита.

Ступенчатый хрупкий излом по кристаллографическим плоскостям скольжения может возникать в результате расположения плоскости вторичного расщепления под прямыми углами относительно плоскости первичного расщепления, так как это обеспечивает соединение прерывисто расщепленных микротрещин. Ступеньки, образованные вторичным расщеплением по плоскостям под прямым углом к плоскости первичного расщепления, имеют вид полена [3].

Кинетика распространения трещины зависит от структуры сечения образца, в плоскости которого движется трещина. Движение трещины, особенно с большой скоростью, нестабильно [4], что проявляется в сложном характере разрушения и существенном отклонении его от исходного направления. Это происходит в тот период, когда перед движущейся трещиной возникают новые трещины, с которыми она объединяется, меняя свое направление (рис. 1).

Иногда развитие магистральной трещины приостанавливается, что, по-видимому, можно связать с неблагоприятным кристаллографическим расположением структурных составляющих матрицы по отношению к плоскости ее распространения. Это можно объяснить действием пластической деформации, а следовательно, соответствующей релаксацией упругих деформаций [5]. Такое явление может наблюдаться тогда, когда концентрация напряжений у вершины трещины оказывается равной уровню предела текучести.

В области феррита снижение уровня напряжений у вершины трещины происходит за счет пластической деформации, в результате уменьшается скорость развития трещины, а включения графита шаровидной формы останавливают распространение трещины (рис. 5). В этом случае процесс дальнейшего разрушения будет протекать в результате формирования новой трещины. Однако включения графита, сульфиды и фосфиды, как правило, не разрушаются, а являются препятствиями дальнейшего распространения трещины, выполняя функцию ингибиции (рис. 5), и требуют дополнительной энергии для их разрушения или вырывания [5].

Следовательно, включения графита в чугуне являются



Рис. 5. Микрофотографии, показывающие, что эффективным барьером при распространении трещины являются включения графита: а — увеличение 500; б — увеличение 1000

источниками поглощения напряжений и поэтому не могут быть очагами зарождения и распространения трещин, что, в частности, подтверждается общизвестным световым металлическим изломом чугуна, аналогичным излому стали.

Возникающая концентрация напряжений вокруг включений графита шаровидной формы обеспечивается локальной деформацией матрицы, т. е. происходит перераспределение упругой деформации в микрообъемах металлической основы чугуна. Авторы работы [6] считают, что степень шаровидности включений графита не оказывает существенного влияния на вязкость разрушения. Однако в работе [7] показано, что только форма включений графита и их распределение в чугуне определяют отличие в поведении материала при разрушении. Чем ближе включения графита к пластинчатой форме тем в большей степени трещина распространяется вдоль этих включений.

Поскольку скорость распространения трещины зависит от величины упругой энергии в ее устье, то можно утверждать что включения графита существенно влияют на удельную энергию упругой деформации в устье трещины. При разрушении энергия упругой деформации рассеивается на границе матрица — включение графита с раскрытием полостей и частичным разрушением матрицы между этими полостями. Другими словами, разрушение чугуна идет не только по границе матрица — включение графита с образованием чашек, но и в прилегающих областях, причем тем больше, чем меньше ферритная структурная составляющая.

Другим наиболее распространенным и независимым методом поглощения энергии является образование множества ручейков вследствие локального смещения трещины за счет пластической деформации, приводящей к притуплению вершины трещины и вводу винтовых дислокаций в зону, расположенную перед фронтом распространения трещины. Когда этот фронт пересекает зону с большой концентрацией винтовых дислокаций [2], то образуется множество трещин, которые располагаются вместе и обычно анигилируют, так как имеется равное число ступенек разных знаков. В результате образование больших трещин происходит при остановке фронта распространения трещины вследствие релаксации приложенных напряжений, поэтому из-за поглощения большой работы распространение идет медленно, что и объясняется большой пластической деформацией.

В хрупком материале развитие трещины происходит в области линейного изменения деформации при нагружении. В материале, имеющем повышенные пластические свойства, развитие трещины протекает уже в области нелинейного изменения деформации [8]. При этом происходит резкое падение напряжений, а затем они снова увеличиваются, что свидетельствует о прекращении развития трещины. Следовательно, дальнейшее развитие трещины начинается уже при более высоком уровне напряжений.

В этом случае вязкость материала характеризуется длиной трещины или критическим значением интенсивности напряжений при пластическом разрушении, которое больше значения при хрупком разрушении. Таким образом, характер развития трещины в материале зависит от уровня пластических свойств его структурных составляющих и наличия включений графита шаровидной формы. Исследования с помощью электронного микроскопа показали, что трещины, приводящие к разрушению чугуна и определяющие его специфическое состояние под действием различных факторов (качество, наличие концентраторов напряжений и др.), образуются на границе зерен металлической основы, а также в зернах перлита, где его пластины не ориентированы в плоскости излома. После появления трещины зона пластической деформации локализуется в устье трещины, где создается очень жесткое напряженное состояние [9]. Если этап зарождения трещины зависит от результирующего касательного напряжения, действующего на незакрепленные дислокации и источники дислокаций, то этап развития трещины зависит от величины растягивающего напряжения, действующего в устье трещины и приводящего к окончательному разделению матрицы по определенным плоскостям. Их распространение направлено в сторону включе-

ний графита, поэтому разрушение ферритной оболочки происходит за счет распространения трещины из области ее зарождения.

Следовательно, работа развития трещины феррито-перлитного чугуна определяется дисперсностью хрупкой составляющей, способностью более вязкого феррита сопротивляться развитию трещины, а также количеством, формой и размерами включений графита. Работоспособность феррита зависит прежде всего от размера первичного зерна (чем оно мельче, тем больше работа развития трещины), наличия в нем мелкодисперсных сульфидов и фосфидов и их распределения.

Установлено, что в феррито-перлитном чугуне возникают две зоны концентрации напряжений — ферритная оболочка и перлитная матрица. Напряжения в перлитной матрице на границах с ферритной оторочкой максимальны и приводят к деформированию перлита, а следовательно, его разрушению. В ферритной оболочке напряжения релаксируются за счет ее пластической деформации, следствием которой является образование «чашек» вокруг включений графита шаровидной формы.

Сложность процесса пластической деформации поликристаллического материала и многообразия возможных случаев взаимодействия зерен между собой обуславливает необходимость изучения закономерностей пластической деформации на основании большого числа измерений деформаций на микроучастках и привлечения методов математической статистики ввиду того, что вид напряженного состояния играет большую роль в поведении отдельных микрообъемов материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кукса И. В., Ковальчук Б. И. Влияние вида напряженного состояния на характер распределения микродеформаций в металлах. — Проблемы прочности, 1976, № 6, с. 55.
2. Любовиц Г. Разрушение. М.: Мир, 1973.
3. Rickard P. J. Ductile and brittle fracture in ferritic nodular graphite irons. J. of the Iron and Steel Institute. March, 1971, vol. 209, part. 3, p. 190—196.
4. Финкель В. М., Барышев Г. А. Некоторые методы стабилизации траектории трещины. — Проблемы прочности, 1976, № 10, с. 3—4.
5. Шебатинов М. П. Роль неметаллических включений при разрушении высокопрочного чугуна. — Литейное производство, 1976, № 10, с. 3—4.
6. Lazaridis A. S. The influence of microstructural constituents on the fracture toughness of nodular cast iron. Mech. Behav. Mater., Kyoto, 1971, vol. 1, Kyoto, 1972, p. 525—542.
7. Гузь И. С., Любченко А. П. Влияние содержания магния на характер распространения трещины в чугунных отливках при динамическом изгибе. — Литейное производство, 1976, № 9, с. 13—14.
8. Little A., Heine H. J. The fracture toughness of malleable and ductile iron. Met. Cast Iron Proc. and Int. Symp., Geneva, 1974. St. Saphorin, 1975, p. 767—787.
9. Бернштейн М. Л., Платонова С. И. Влияние термомеханической обработки на сопротивление высокопрочной стали разрушению. — В сб.: Вязкость разрушения высокопрочных материалов. Пер. с англ. М.: Металлургия, 1973.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113:658.5.011

РАЗВИТИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА АВТОЗАВОДЕ им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

ОСНОВНАЯ деятельность центра автоматизированного проектирования направлена на выявление трудоемких элементов проектирования, поддающихся формализации, автоматизацию их решения с помощью вычислительных методов и электронной техники.

В первую очередь на ЭВМ были переложены инженерно-конструкторские расчеты, выполняемые ранее вручную. В настоящее время идет процесс накопления библиотеки методик инженерно-конструкторских расчетов, выполняемых на ЭВМ. Большая часть алгоритмов и программ создается на заводе, меньшая — разрабатывается в научно-исследовательских институтах и заимствуется из фондов научно-технической библиотеки. С появлением на заводе электронного чертежно-замеряющего оборудования, при помощи которого можно готовить данные для ЭВМ и данные, полученные с ЭВМ, преобразовывать в графическую форму, появилась возможность автоматизировать большое количество графических работ [1, 2].

В статье показан опыт завода в области автоматизированного проектирования. Математическое обеспечение для решения приведенных задач разработано и реализовано на ЭВМ ICL 4-62 (Англия), «Наира-2» (СССР) и ЭКВМ Н/Р 9830 (США).

При решении различных задач автоматизированного проектирования возникает потребность в математическом описании линий, заданных графически или таблично координатами точек. Существуют различные методы интерполяции и аппроксимации линий. Как показывает опыт, при проектировании автомобиля наиболее практичен метод визуального контроля и оценки качества аппроксимации графического изображе-

ния, так как заключение о плавности и сохранении стиля линии можно сделать только на основе опыта и художественной оценки. Чтобы сформировать математическое описание, графически заданную линию располагают на двухкоординатном замеряющем устройстве, и оператор при помощи визирного устройства фиксирует на перфоленте координаты некоторых точек, определяющих характер этой линии. Координаты точек таблично заданных линий вводятся в память ЭВМ через клавишное устройство. Если линия должна точно проходить через некоторые заданные точки под заданными углами, то их координаты и значения углов касательных также вводятся в память ЭВМ. Линия автоматически разбивается на фрагменты, заключенные между каждыми двумя заданными точками, которые аппроксимируются независимо друг от друга. Фрагмент линии, представленный координатами замеренных точек, трансформируется так, что соответствующий ему участок вписывается в прямоугольник размером 200×300 мм и выводится на графопостроитель. Такое искажение исходной кривой аналогично построению диаграммы сжатия, с которой обычно работает конструктор при сглаживании длинных кузовных линий. Диаграмма выявляет дефекты плавности линий и позволяет визуально контролировать подбор аппроксимирующей кривой, параметры которой вводятся с клавиатуры ЭВМ. При наличии некоторого опыта для подбора параметров аппроксимирующей функции достаточно от трех до шести попыток, что во времени занимает 5—10 мин. При описании «спокойных» кривых используются полиномы второго — четвертого порядка, линии с резким изменением кривизны опи-

сыаются полиномом более высокого порядка или разбиваются на части.

Так как на концах каждого фрагмента можно задавать первую и вторую производные, то, объединяя отдельные фрагменты, получим линию любой сложности.

На рис. 1 изображены две составные линии, для хранения математического описания которых потребовалось всего 76 шестнадцатибитовых слов памяти ЭВМ.

Поиск внешней формы автомобиля начинается с рисунков художника. Однако, найдя удачное решение в одном ракурсе, художник не может без искаений перенести идею на чертеж или повторить найденную форму в другом ракурсе. В центре автоматизированного проектирования завода разработан метод формирования математической модели поверхности кузова автомобиля до построения объемного макета. Для получения математического описания поверхности, соответствующей основной форме внешнего вида автомобиля, достаточно нескольких линий, определенных в соответствии с техническим заданием, условиями компоновки и замыслом дизайнера. Эти линии при помощи координат точек, скопированных с эскизного чертежа, преобразуются в математическое описание изложенным выше способом.

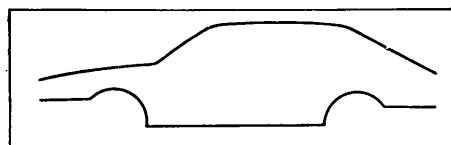


Рис. 1

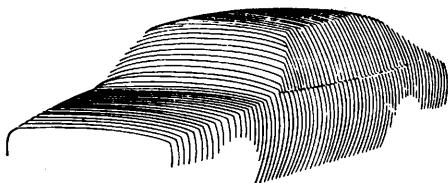


Рис. 1

В ЭВМ соответствующее математическое обеспечение формирует математическую модель поверхности. Варьируя определенными параметрами, можно деформировать полученную математическую модель поверхности в пределах, допустимых техническим заданием. На чертежном автомате сформированная в ЭВМ математическая модель преобразуется в графическую форму в виде перспективного изображения поперечных сечений поверхности в любом требуемом ракурсе (рис. 2). После этого художник имеет возможность изготовить объективно-точные демонстрационные изображения внешнего вида автомобиля в различных ракурсах.

Получив удачные рисунки, можно при помощи ЭВМ на основе соответствующей этим рисункам математической модели поверхности подготовить управляющую информацию для автоматического вычерчивания всех необходимых чертежей поверхности и изготовления макета в масштабе 1:5 из мягкого материала. Далее поиск формы продолжается на малых масштабах. Макет корректируется дизайнером, и математическая модель приводится в соответствие с исправлениями. Окончательная проверка внешней формы производится на демонстрационном макете в масштабе 1:1.

В настоящее время описанный метод проектирования поверхности кузова находится на стадии эксперимента. Разработка внешней поверхности кузова ручным способом занимает сравнительно много времени и исключает оперативную проработку вариантов. Кроме того, не имея математической модели поверхности, невозможно автоматизировать решение весьма трудоемких задач разработки конструкций кузова, изготовление мастер-моделей, штампов и другого инструмента. Математическая модель поверхности является эталоном при контроле на всех этапах подготовки кузова к производству и в процессе производства.

При компоновке кузова и конструировании колесных кожухов необходимо точно знать огибающую поверхность колес с учетом их подъема и поворота во время движения автомобиля. Такую работу может выполнить высококвалифицированный инженер-конструктор, затратив очень много времени, а огибающая поверхность будет определена весьма приблизительно. Теперь эту работу выполняет оператор, заложив в ЭВМ математическое описание линий поперечного сечения поверхности колеса и параметры передней подвески. На рис. 3 показана огибающая поверхность предельных положений переднего колеса в виде горизонтальных сечений через 20 мм.

На основе плосового чертежа, содержащего графическую информацию о поверхности кузова и его конструкции, изготавливаются чертежи отдельных деталей. Ввиду сложности деталей кузова возникают трудности при чтении чертежей. Для наглядного представления отдельных деталей и конструкций всего кузова приходится строить их изометри-

ческие изображения. Автомобильный кузов состоит из нескольких сотен деталей, поверхность которых образована пространственными линиями общего положения, и для построения пространственного сборочного чертежа необходимо много времени. Автоматизация значительно облегчает и ускоряет эту работу. Разработаны алгоритмы и программы, позволяющие с помощью двухкоординатного измерительного устройства определять в произвольном порядке координаты точек двух ортогональных проекций каждой пространственной линии. В ЭВМ координаты плоских проекций представляются в виде соответствующих цилиндрических поверхностей, в пересечении которых находится искомая линия. Это дает возможность получить чертежи деталей в изометрии или в перспективном изображении на чертежном автомате. Нанося изображения деталей на один чертеж, можно получить объективно-точную графическую информацию для исполнения наглядного сборочного чертежа всего кузова.

Каждая новая модель автомобиля подвергается проверке на соответствие международным нормам и стандартам. Для определения параметров обзорности готового автомобиля применяется устройство, размещаемое внутри салона. На стадии изготовления пластилинового макета и тем более на стадии эскизного проектирования воспользоваться этим методом нельзя. Однако разработанные численные методы проверки параметров обзорности на стадии компоновки и эскизного проектирования позволяют с помощью ЭВМ правильно выбрать параметры передних оконных стоек, контура прозрачной зоны ветрового стекла, параметры стеклоочистителей и положение сиденья водителя.

Как правило, расчеты и вычислительные задачи являются промежуточным звеном в процессе проектирования. Если выходная информация ЭВМ состоит из нескольких чисел, то конструктор может быстро оценить или сопоставить их с известными величинами, но на практике в результате расчетов на ЭВМ получаются большие массивы чисел, определяющие некоторые зависимости. Такие расчеты нуждаются в графическом оформлении. В настоящее время вновь разрабатываемые на ЭВМ инженерные расчеты дополняются выводом графической части на графопостроитель. Оформление графиков и чертежей делается по ГОСТ так, чтобы их можно было без переделок включить в отчеты. Большой эффект дает автоматизация

оформления графической информации по результатам испытаний автомобиля.

В центре автоматизированного проектирования разработано и внедрено математическое обеспечение автоматизированной подготовки управляющих программ к станкам с ЧПУ. С помощью входного языка в диалоговом режиме оператор передает информацию о детали с чертежа в блок памяти ЭВМ. Если контур детали задан в виде сопряженных дуг окружностей и прямых, что характерно при ручном проектировании, то функции предпроцессора — блока математического обеспечения, воспринимающего геометрическую информацию, сводятся к обработке нескольких видов геометрических элементов. Более сложные функции ЭВМ выполняют в случае, когда контур детали задан в виде таблицы, определяющей линию общего положения. Ранее изготовление таких деталей производилось по шаблону, вырезанному вручную. В настоящее время математическое описание контура детали формируется с помощью ЭВМ и сплайновой аппроксимации.

Для управления станком точное математическое описание контура аппроксируется с заданной степенью точности ломаной линией или для сокращения длины выходной перфоленты производится дуговая аппроксимация. В зависимости от величины радиуса инструмента рассчитывается эквидистантный контур. Постпроцессор — блок математического обеспечения, располагающий данными о системе команд конкретного станка, формирует управляющие кадры и выдает их на перфоленту. Самый трудоемкий этап описанного процесса — перенос информации с чертежа, выполненного вручную, в блок памяти ЭВМ.

Однако при комплексном подходе к решению задачи автоматизированного проектирования и чертеж, и управляющая программа будут одновременно сформированы в ЭВМ на базе параметров, полученных в процессе автоматизированного проектирования детали.

Автоматизация решения отдельных задач существенно ускоряет процесс их выполнения, но в меньшей степени влияет на общие сроки проектирования, так как конструктор, получив новый инструмент и новые возможности, стремится углубить разработку, провести ее более тщательно. Это приводит к очень важному фактору эффективности — повышению качества проектирования, от которого зависит качество изделия.

Сроки проектирования могут быть

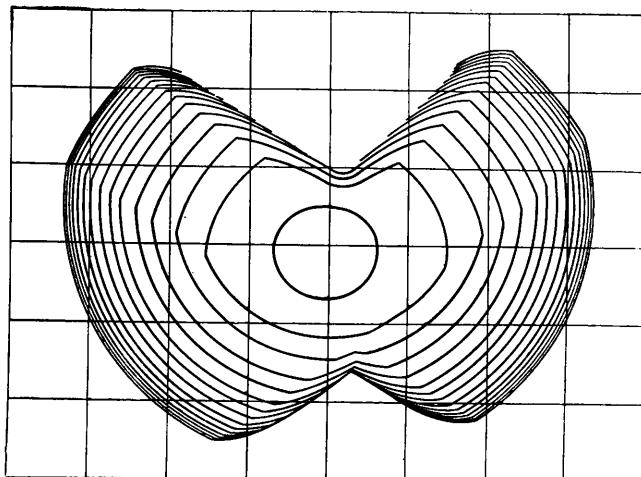


Рис. 2

значительно сокращены при слиянии отдельных элементов автоматизации на основе общего банка данных, т. е. различные службы, имеющие отношение к проектированию и пользующиеся средствами автоматизации, могут получать необходимую для работы информацию из блока памяти ЭВМ, при помощи ЭВМ выполнять свои работы и полученные результаты сохранять в том же блоке памяти ЭВМ.

Следовательно, результаты деятельности каждой службы могут быть исходными данными при выполнении дру-

гих работ, что позволит решить одну из самых больших проблем автоматизации — сбор и кодирование данных. Таким образом, при комплексном подходе к процессу автоматизированного проектирования число задач, поддающихся формализации, значительно увеличивается, а автоматизация проектирования переходит на качественно более высокую ступень.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайцев И. А., Малышенко Б. П., Ракша А. А., Тараторин В. И. Маши-

ное проектирование автомобильных кузовов. — Автомобильная промышленность, 1977, № 6, с. 25—26.

2. Зайцев И. А., Малышенко Б. П., Ракша А. А., Тараторин В. И. Применение электронных устройств в художественном конструировании автомобильных кузовов. — Техническая эстетика, 1977, № 8, с. 16—17.

Ю. А. ТКАЧЕНКО, А. А. РАКША,
И. А. ЗАЙЦЕВ, В. И. ТАРАТОРИН,
М. К. ЕПИФАНОВ
Автозавод им. Ленинского комсомола

УДК 629.113.004(4U)

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ИСПАНИИ

В 1977 г. Испания вошла в число стран, производящих более 1 млн. автомобилей в год. Первый автомобильный завод страны был создан в 1904 г. (г. Барселона). Развитие отрасли на современном уровне началось только с 1953 г., когда Институт Национальной Индустрии (НИИ) создал государственную автомобильную компанию и начал выпуск легковых автомобилей по лицензии итальянской фирмы ФИАТ.

В настоящее время автомобилестроение стало одной из ведущих отраслей промышленности и почти полностью удовлетворяет потребности страны в легковых и грузовых автомобилях, автобусах и тягачах (таблица).

мость от иностранного капитала чрезвычайно высока. Так, например, из 696 тыс. легковых автомобилей, выпущенных в 1975 г., на первом месте по их изготовлению стояла фирма СЕАТ (328,8 тыс. шт.), 36% капитала которой принадлежит итальянской фирме ФИАТ; на втором месте — филиал фирмы Рено, на третьем — Ситроен-Испания, на четвертом — Крайслер.

В секторе грузовых автомобилей действуют 12 фирм, среди которых первое место занимает фирма Енаса, выпускающая грузовики с дизелем по лицензии компании Бритиш Лейланд.

Предприятие компании Ситроен-Испания производит грузовые автомобили.

Автомобили	1950	1955	1960	1965	1970	1975	1977
Легковые автомобили	—	14,4	42,3	160,0	460,6	696,1	1042,3
Грузовые автомобили	0,2	—	17,2	73,2	79,4	131,1	127,8

По производству автомобилей Испания занимает девятое место в мире и пятое в Западной Европе.

Импорт иностранных машин составляет в последние годы только 5% от продажи грузовых и 3% легковых автомобилей на внутреннем рынке.

В 1972 г. опубликован ряд законов по регулированию развития автомобильной промышленности. Этот сектор промышленности рассматривается (вместе с судостроением) как ключевой для специализации Испании и повышения конкурентоспособности ее товаров на мировом рынке.

Несмотря на эти благоприятные условия для развития национальной автомобильной промышленности, ее зависи-

В г. Сарагоса построен автомобильный завод, принадлежащий американо-испанской компании Крайслер (и НИИ).

В г. Барселона функционирует головное предприятие фирмы СЕАТ, совладельцем которой является концерн ФИАТ, выпускающий легковые автомобили.

В г. Валенсия вступил в строй филиал концерна ФОРД, который получил право сбывать 10% выпускаемых легковых малолитражных автомобилей «Фиеста». По кооперации с другими заводами фирмы Форд в Западной Европе этот концерн получает коробки передач, изготавляемые в г. Бордо (Франция), блоки цилиндров из Англии. Готовые машины продаются кро-

ме Испании во Франции, Италии и в небольшом количестве в ФРГ, Швейцарии, Нидерландах.

Усиливается кооперация между заводами фирм СЕАТ и Ситроен-Испания, совладельцем которых является концерн ФИАТ. В 1972 г. между фирмой Ситроен-Испания и заводом «Црвена застава» (Югославия) достигнута договоренность, по которой Югославия экспортит в Испанию некоторые детали в обмен на автомобили «Ситроен».

В связи с расширением внутреннего рынка, ростом грузо- и пассажироперевозок значительное развитие получил автомобильный транспорт Испании. В составе парка неуклонно увеличивается доля легковых автомобилей, составлявшая в 1950 г. — 54%, в 1960 г. — 61% и в 1976 г. 82%. В секторе грузовых автомобилей предпочтение отдается автомобилям грузоподъемностью до 1 т, что составляет ~50% парка. На грузовые автомобили грузоподъемностью 1—3 т приходится в течение ряда лет около 25% парка. Постоянно увеличивается количество грузовых автомобилей грузоподъемностью более 1 т.

Поскольку на внутреннем рынке Испании, несмотря на его быстрое расширение, не может быть реализован весь объем производимых автомобилей, то все большая доля их выпуска экспортится. В 1968 г. экспортировалось 4 тыс. автомобилей, а в 1972 г. уже 108 тыс., или 17% объема их производства. В 1975 г. было экспортировано 154 тыс. легковых автомобилей, т. е. 22% их производства.

В 1981 г. предполагается увеличение выпуска легковых автомобилей в Испании до 1,4 млн. шт., что составит более 90% всего их производства. Общее увеличение парка автомобилей страны составит 36%.

А. И. КУЛЯБИН

УДК 629.113:656.13.05.031.1

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В НАСТОЯЩЕЕ время разрабатываются унифицированные методы экспериментального определения и оценки топливной экономичности автомобилей. Например, в США разработаны новые методы SAE и EPA (Агентство по охране окружающей среды среди США) [1, 2].

Особенностями новых показателей и методов определения и оценки топлив-

ной экономичности легковых автомобилей являются учет неустановившихся режимов движения автомобиля и широкое применение для испытаний автомобилей стендов с беговыми барабанами.

Во Франции, ФРГ и Великобритании [3] современные методы испытаний предусматривают оценку топливной экономичности автомобилей по двум, трем по-

казателям, характерным для установившегося и неустановившегося движений автомобиля. Причем топливная экономичность установившегося движения оценивается при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге¹ с постоянными скоростями 90

¹ Допускается также проведение испытаний и на стенде с беговыми барабанами.

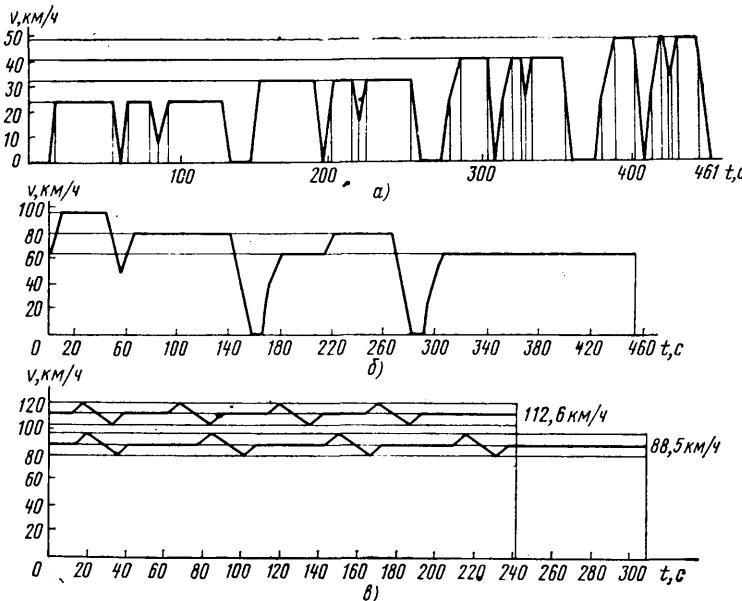


Рис. 1. Ездовые циклы для имитации автомобилей по SAE J1082:
а — движение в городских условиях; б — движение в пригородах; в — междугородное движение

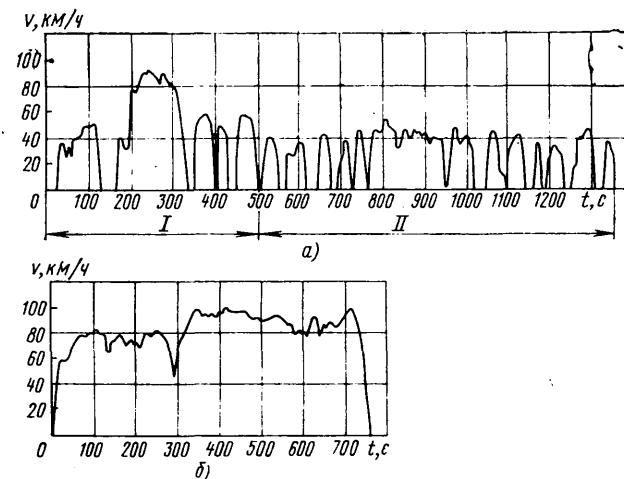


Рис. 2. Ездовые циклы EPA для имитации движения автомобилей:
а — движение в городских условиях; б — магистральное движение

Автомобильная промышленность № 3, 1980 г.

Характеристика цикла	Городские условия	Движение в пригороде	Движение по междугородному шоссе
Средняя скорость в км/ч	25,1	74,9	88,5
Пределы изменения скорости в км/ч:			
нижний	0,0	0,0	80,5
верхний	48,3	96,5	96,5
Допустимые отклонения при выполнении цикла:			
скорости в км/ч	±1,6	±1,6	±1,6
ускорения, замедления в м/с ²	±0,3	±0,3	±0,3
Продолжительность цикла в с	461	455	308
Путь за цикл в м	3220	8370	—
Диапазон скоростей движения на передачах в км/ч:			
первая	До 24,1	До 24,1	—
вторая	24,1—40,2	24,1—40,2	—
третья	40,2—48,3	40,2—56,3	—
четвертая	—	56,3—96,5	80,5—96,5
			104,6—120,6

и 120 км/ч (Франция, ФРГ) и 80 км/ч (Великобритания). Топливная экономичность неустановившегося движения оценивается по результатам имитации на стенде с беговыми барабанами условий движения автомобиля в городе с использованием ездового цикла действующих европейских правил по определению токсичности отработавших газов.

Методом SAE (стандарт США SAE J 1082) предусматривается определение в условиях дорожных испытаний легкового автомобиля следующих трех показателей топливной экономичности (полезная нагрузка при испытаниях составляет 136 кг, включая водителя, контролера и измерительные приборы): расход топлива при имитации движения автомобиля в городских условиях (рис. 1, а, табл. 1); расход топлива при имитации движения автомобиля в пригородах (рис. 1, б, табл. 1); расход топлива при имитации междугородного движения (рис. 1, в, табл. 1).

Испытания с имитацией каждого вида движения повторяются до тех пор, пока различие в расходах топлива в двух последовательных однотипных испытаниях не будет превышать 2% (при этом

различие суммарного времени цикла не должно превышать 1%).

Особый интерес представляет метод EPA определения расхода топлива легковых автомобилей, так как на эту организацию возложена обязанность оценивать среднюю топливную экономичность, достигнутую каждой фирмой, и соответствие этого показателя разработанным в США до 1985 г. новым нормам на допустимый средний расход топлива [4]. Так называемый средний расход топлива в соответствии с методом EPA представляет собой комплексный показатель, рассчитываемый по результатам определения расходов топлива при испытаниях автомобиля на стенде с беговыми барабанами при имитации условий движения в городе и на магистралях и получаемый суммированием долей (0,55 и 0,45 соответственно) указанных результатов испытаний. Циклы для проведения испытаний по методу EPA приведены на рис. 2 и в табл. 2.

Движение в городских условиях имитируется по ездовому циклу (рис. 2, а). Испытание, начинающееся с пуска холодного двигателя, состоит из последовательного непрерывного вы-

Характеристика цикла	Движение в городе	Движение на магистрали
Средняя скорость в км/ч	31,7	77,4
Продолжительность цикла в с	1372	765
Путь за цикл в м	12100	16400
Количество остановок	18	—

полнения первой (0—505 с) и второй (505—1372 с) частей цикла. Затем двигатель останавливают. После десятиминутной паузы двигатель пускают вновь и повторяют первую часть ездового цикла (0—505 с) с прогретым двигателем. По суммарному расходу топлива за весь объем испытаний определяют показатель топливной экономичности при имитации движения в городских усло-

виях.

Приведенный на рис. 2, б и в табл. 2 ездовой цикл характеризует непрерывное движение автомобиля по автомагистрали, причем испытание проводится при прогревом двигателе.

Показатели топливной экономичности, полученные в результате указанных испытаний, соответствуют статистическим данным по расходу топлива в масштабе всей страны.

С использованием рассмотренного метода Агентство EPA ежегодно определяет не только средние расходы топлива, достигнутые фирмами на отдельных моделях автомобилей, но и средний расход топлива, достигнутый фирмой в целом. Последний показатель определяется суммированием производственных средних расходов топлива для отдельных моделей автомобилей на соответствующие доли их выпуска от общего числа легковых автомобилей, изготовленных фирмой в рассматриваемом году.

Сопоставление некоторых характеристик рассматриваемых методов по определению топливной экономичности легковых автомобилей проведено в табл. 3.

В табл. 4 приведены показатели топливной экономичности (в л/100 км) некоторых моделей легковых автомобилей

Таблица 3

Наименование показателей	Имитация условий городского движения			Имитация условий пригородного движения	Имитация условий магистрального движения		
	Великобритания, Франция, ФРГ	EPA (США)	SAE J1082 (США)		Великобритания, Франция	EPA (США)	SAE J1082 (США)
Длина пути цикла в км Продолжительность цикла в мин Средняя скорость в км/ч	2,026 6,5 19,0	12,1 22,9 31,7	3,22 7,7 25,1	8,37 7,58 74,9	2 В зависимости от скорости 90, 120 — Франция, ФРГ; 80 — Великобритания —	16,4 12,75 77,4	7,56 5,13 88,5
Диапазон изменения скорости в км/ч Число остановок в цикле Максимальные ускорения при разгоне автомобиля на передачах в м/с ² :	0—50 6 —	0—91,2 18 —	0—48,3 8 —	0—96,5 — —	— — —	0—96,0 — —	80,5—96,5 — —
первой второй третьей четвертой	1,04 0,94 0,52 Не используется	2,1 1,5 1,5 Не используется	2,1 1,5 0,9 —	2,1 1,5 0,9 —	— — — —	— — — —	Не используется То же — 0,3
Тепловое состояние двигателя перед началом испытаний	Горячий	Холодный	Горячий	Горячий	—	Горячий	Горячий
Способ прогрева двигателя и автомобиля	Пробег 5,06 км (пятикратное повторение ездового цикла)	—	Пробег не менее 32 км со скоростью 88 км/ч	Пробег не менее 32 км со скоростью 88 км/ч	Пробег не менее 10 км со скоростью испытания	—	Пробег не менее 32 км со скоростью 88 км/ч

Т а б л и ц а 4

Модель автомобиля	Рабочий объем двигателя в см ³	Мощность в кВт	Методика Франции			Методика ЕРА (США)		
			При скорости 90 км/ч	При скорости 120 км/ч	Имитация условий городского движения	Имитация условий городского движения	Имитация условий магистрального движения	Средний расход топлива
Ауди-100LS	2000	84,6	7,2	9,2	12,3	13,1	8,7	11,2
Фiat-128	1300	44,2	6,8	8,7	11,5	10,2	6,72	8,7
Форд Мустанг П	2300	65,5	8,7	11,6	13,3	11,8	8,7	10,2
Хонда CVCC	1600	51,5	6,0	9,7	9,7	6,18	4,9	5,6
Пежо 504L Дизель	2300	46,7	6,6	9,3	9,3	8,4	6,72	7,85
Рено-5TS	1300	47,1	6,6	9,35	10,0	9,43	5,74	7,85
Рено-17	1650	73,6	7,2	8,6	13,1	11,2	6,54	9,05
Фольксваген	1600	55,2	8,6	9,0	10,5	8,1	5,46	6,93

с механической трансмиссией, определенные различными методами [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Mandatory* Fuel Consumption Tests for cars in U. K. The SAE — Australasia, 1976, 36, № 2, p. 77.
 2. Fuel economy measurement — road

test procedure—SAE J 1082.—SAE Handbook, 1976, 2, p. 25, 109—25, 117.

3. Auf Sparkurs. — Auto Motor und Sport, 1976, № 10, S. 72—74.

4. Шершер С. А. Новые нормы топливной экономичности легковых автомобилей в США. — Автомобильная промышленность. 1977, № 7, с. 41.

5. Complete EPA mileage figures.—
Automotive News, 1976, 21 march, p. 84.
86

**Канд. техн. наук А. Г. ШМИДТ
Е. А. ИСАЕВ**

УДК 629.113.007

ПОЛУАВТОМАТ ДЛЯ КЛЕПКИ РЫЧАГА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ЛЮКА КАБИНЫ АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ

В КАБИНЕ автомобиля КамАЗ крепление и фиксация в открытом положении вентиляционного люка производятся при помощи рычага (рис. 1), который состоит из собственно рычага 2, пружины 1 и ролика 3.

На кабину устанавливают четыре рычага. Крепление пружины и ролика на рычаге в собранном виде производится методом расклепывания с двух сторон. Для обеспечения высокопроизводительной сборки и клепки рычага применяется полуавтомат, принципиальная схема которого показана на рис. 2. Рычаг, собранный с пружиной и роликом, укладывают в магазин 6 полуавтомата, из которого при помощи толкателя он попадает в зону расклепывания. Механизм расклепывания состоит из дневмоцилиндра 1, поршня со штоком

16, соединенного с конусным копиром 3 и скользящего во втулке 2. По поверхности конусного копира катятся ролики 4, 10 рычагов обжимного устройства.

В исходном положении шток пневмоцилиндра втянут. В этом случае воздух при открытом вентиле 12 через воздухораспределитель 13 поступает в правую полость пневмоцилиндра. При подаче сигнала электромагнит воздухораспределителя перемещает золотник, и сжатый воздух поступает в левую полость пневмоцилиндра. Шток пневмоцилиндра выдвигается и толкает конусный копир. При движении роликов по прямолинейному участку конусного копира происходит сжатие пружины рычага вентиляционного люка 20 при помощи цилиндрического хвостовика втулки 9.

дается в боковую поверхность направляющей 7, и при дальнейшем движении роликов по наклонной поверхности конусного копира производится сжатие

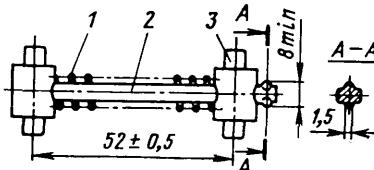


Рис. 1

ножей 8 и расклепывание рычага. Ролики к конусному копиру прижимаются пружиной 5. Расстояние A от торца втулки 9 до боковой поверхности направляющей 7 регулируют крышкой 11.

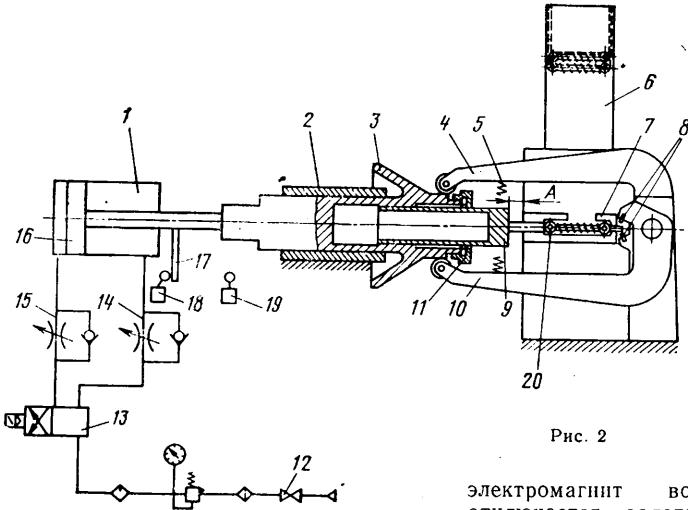


Рис. 2

которая навернута на конец конусного копира. Расклепанный узел направляется по лотку в тару, а следующий узел поступает из магазина по направляющей 7 в зону клепки. Управление работой подающего и выбрасывающего механизмов производится также при помощи рычага от конусного копира.

В конце хода штока рычаг 17 нажимает на конечный выключатель 19 и

электромагнит воздухораспределителя отключается, золотник возвращается в первоначальное положение, воздух подается в правую полость пневмоцилиндра и шток возвращается в исходное положение. В конце обратного хода рычаг 17 нажимает на конечный выключатель 18, и цикл повторяется. Скорость перемещения штока пневмоцилиндра регулируют дросселями 14, 15, а хдш штока выбирают из расчета полного соприкосновения ножей 8. Количество из-

готовленных узлов отсчитывается при помощи счетчика.

Электросхема полуавтомата выполнена на бесконтактных транзисторно-логических элементах. Управление полуавтоматом осуществляется на пульте в наладочном и полуавтоматическом режимах.

Техническая характеристика полуавтомата приведена ниже.

Производительность в шт/ч	300
Привод механизма обжима	Пневматический
Режим работы	Полуавтоматический
Управление	При помощи кнопочной станции пульта
Номинальное давление пневмосети в Па	6-7·10 ⁵
Потребляемая мощность в Вт	150
Габаритные размеры в мм	1050×1000×1422

Внедрение полуавтомата для клепки рычага вентиляционного люка кабины автомобиля КамАЗ позволило повысить производительность труда в 2,5 раза по сравнению с ручной клепкой на прессе.

Ю. Б. ЯРХОВ, Л. М. АНДРЕЕВА,
Ю. В. УМНОВ

Камское объединение по производству
большегрузных автомобилей

УДК 621.757.061.3

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «СБОРКА — 79»

В ЛЕНИНГРАДЕ в ноябре 1979 г. проведена научно-техническая конференция «Научно-технический прогресс в технологии, механизации и автоматизации сборочных работ в машиностроении». В работе конференции приняли участие специалисты различных предприятий автомобильной промышленности, научно-исследовательских и учебных институтов, а также зарубежные специалисты.

О состоянии и перспективах развития механизации и автоматизации сборки в машиностроении рассказал в своем докладе канд. техн. наук А. В. Бутузов (НИИГавтоПром).

В автомобильной промышленности удельный вес сборочных работ в общей трудоемкости изготовления изделий составляет 25—30%, а уровень механизации 60%, что свидетельствует о недостаточном уровне механизации и автоматизации сборочных процессов. В последние годы в сборочном производстве машиностроения достигнуты определенные успехи. На крупных машиностроительных заводах страны созданы комплексно-механизированные сборочные цехи и участки по выпуску автомобилей, железнодорожных вагонов, экскаваторов и т. д. Расширяются области применения сборочных автоматов и полуавтоматов, причем при их создании используются такие новые методы, как ориентация и поштучная выдача мелких деталей типа шайб, втулок, колец с помощью электромагнитных полей; сборка изделий с помощью вращающегося потока газов и т. п.

Однако наряду с достигнутыми успехами отмечены и недостатки, препятствующие широкому развитию сборочного производства.

В докладе канд. техн. наук Д. М. Левчука (ВСНГО) говорится о задачах науки в области механизации и автоматиза-

ции сборки изделий. Научные исследования должны быть направлены на изыскание простых способов математического описания технологических процессов при помощи ЭВМ. Среди основных направлений в области механизации сборочных операций можно отметить следующие: разработка рациональных типажей одношпиндельного пневматического электрического и гидравлического сборочного инструмента; проведение работ по повышению качества сборочного инструмента; развитие механизации вспомогательных транспортных и упаковочных работ; разработка и создание типовых средств механизации, в том числе сборочных конвейеров, складского и транспортного оборудования.

Перспективными являются следующие направления научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ: создание автоматизированных линий, включая несинхронные линии с контрольными и специальными устройствами, позволяющими производить подбор элементов компенсирующих звеньев; разработка автоматических сборочных манипуляторов и роботов; внедрение одиночных сборочных автоматов, в том числе с управлением от ЭВМ и др., а также поиск новых форм организации труда сборщиков.

Д-р техн. наук С. П. Митрофанов (ЛИТМО) в докладе «Научно-технические проблемы в организации сборочного производства» отметил, что большое внимание необходимо уделить разработке научных основ автоматизации и механизации сборки, подготовке инженерно-технических и научных кадров для области сборочного производства. Необходима организация соответствующих специальностей в вузах для выпуска инженеров-технологов и конструкторов по сборочному производству.

Доклад канд. техн. наук А. И. Федотова

(СЗПИ, г. Ленинград) посвящен вопросам совершенствования технологии и организации работ в сборочном производстве. Совершенствование технологии сборки непосредственно связано с неизбежностью совершенствования организационных принципов сборки, важнейшим из которых являются поточный и поточнопруповой методы сборки. Удачно примененная групповая сборка способствует существенному повышению производительности труда.

На конференции работали три секции: «Механизация и автоматизация процесса сборки», «Технология и организация работ в сборочном производстве», «Производственный опыт эксплуатации сборочного оборудования и средств технологического оснащения».

С докладом «Исследование вопросов механизации и автоматизации сборочных процессов» выступили специалисты из Народной Республики Болгария В. Гановски, И. Бояджиев, Т. Нешков. На основании исследований работающих устройств для комплексной механизации и автоматизации дискретных производственных процессов и анализа действующих связей между устройствами были определены факторы, которые оказывают влияние на выбор технических средств автоматизации процесса. Это позволило разработать алгоритмы для определения потребност в технических средствах.

Большую эффективность от применения технических средств можно получить при международном разделении труда, специализации и повышении объема производимых изделий. Для этого нужно более полно использовать возможности, обеспечиваемые социалистической интеграцией стран СЭВ.

Исследование технологических возможностей универсальных роботов для автоматизации дискретных процессов прово-

дено также специалистами из НРБ В. Гановски, В. Станковым, П. Папазовым.

Специалист из Венгерской Народной Республики Сей Шандор представил доклад «Методика выбора системы сборки», в котором приведены классификация и анализ различных систем сборки.

Канд. техн. наук А. А. Гусев (Станкин, Москва) представил доклад «Условия, обеспечивающие предотвращение заклинивания деталей сложных форм в процессе автоматической сборки изделий». Разработанная универсальная методика позволяет учесть определенные условия заклинивания деталей на всех этапах сборочного процесса и этим исключить возможность нарушения хода технологического процесса сборки изделий. Это гарантирует необходимую надежность и работоспособность сборочных машин, требуемую их производительность и эффективность.

О производственном опыте эксплуатации сборочного оборудования и средств технологического оснащения говорится в докладе А. Г. Андреева, В. С. Крупнова, М. Е. Махаенка (МКТЭИавтпром, г. Минск) «Опыт создания комплексно-механизированных и автоматизированных сборочных линий в автомобилестроении».

Наиболее эффективные решения по совершенствованию процессов сборки находятся в области создания комплексных проектов сборочных производств. При этом важнейшим этапом является проработка изделия на технологичность. Не менее эффективный путь — унификация конструкции изделия, создание на этой базе типовых технологических процессов сборки и типового оборудования для них. Необходим также и переход к быстропререналаживаемым сборочным системам, так как в условиях массового производства автомобилей постоянно увели-

чивается число их моделей и модификаций, ускоряется смена моделей.

МКТЭИавтпром разработал и сейчас заканчивается внедрение проекта комплексной механизации цеха сборки грузовых автомобилей ГАЗ. Комплексное решение позволило существенно модернизировать сборочное производство и вы свободить условно свыше 400 сборщиков. Решена также важная социальная задача — цех сборки переведен на двухсменную работу вместо трехсменной.

Для завода микроавтобусов «РАФ» им. XXV съезда КПСС в г. Елгаве был спроектирован комплекс сборочно-сварочных линий и главный сборочный конвейер, пуск которых обеспечил ритмичную работу сборочного производства. Экономическая эффективность от реализации проекта составляет около 500 тыс. руб. в год, условно высвобождено свыше 540 рабочих-сборщиков.

Об опыте проектирования и эксплуатации прогрессивного сборочного оборудования на Горьковском автозаводе рассказал В. М. Воронин (г. Горький). Длительное время на заводе эксплуатируется автоматизированное оборудование по сборке водяных и масляных радиаторов, участок механизированных линий сборки задних мостов ГАЗ-53 и т. д.

Опыт эксплуатации этого оборудования показывает, что наиболее перспективной является автоматизация процесса сборки, так как механизация в основном облегчает труд.

В результате работ, проводимых в Институте механической технологии Варшавского политехнического института, было создано несколько систем управления сборочными автоматами. Об этом говорится в докладе специалиста из ПНР Т. Стшелецки. Одна из систем предназначена для управления сборочным мани-

пулятором, приводимым в действие при помощи трех сервомоторов. Последовательность срабатывания сервомоторов можно программировать в любой очередности. Это позволяет применять манипуляторы для обслуживания различных по кинематике сборочных автоматов.

На Московском автозаводе им. И. А. Лихачева были проведены исследования, целью которых являлось создание метода ориентирования и сборки широкой номенклатуры сборочных единиц. Были исследованы колебания плоской поверхности вокруг горизонтальных осей (доклад В. М. Бедрина, Москва).

Для осуществления колебаний заданного характера использовался пневмовибратор генератор колебаний. На основе разработанного метода на заводе создан автомат для сборки штока разобщительного крана тормозной системы автомобиля. Конструкция автомата является типовой и с незначительными изменениями может быть использована при создании автоматов для сборки ряда узлов. На метод ориентирования и отдельные узлы автомата получены авторские свидетельства.

Механизация и автоматизация сборочных работ на базе создания прогрессивного и высокопроизводительного сборочного оборудования, передовой технологии и организации производства решит основную задачу — повышение производительности труда и обеспечит высокое качество собираемых изделий.

Решение этих задач будет способствовать успешному выполнению постановления XXV съезда КПСС о развитии машиностроения как основы технического перевооружения всех отраслей народного хозяйства.

А. Н. САВЕРИНА

Изготовление стержней методом «Hardoх-Cold-Box»

На выставке «GJFA — 79» в Дюссельдорфе продемонстрирован способ изготовления стержней «Hardoх-Cold-Box», разработанный во Франции. Этот способ — единственный с применением холднотвердеющей смолы, при котором возможна пересработка смеси из песка и смолы после 24 ч без уменьшения прочностных свойств. Смола отверждается под действием серной кислоты, добавляемой не в качестве отвердителя, а получаемой при взаимодействии кислорода и двуокиси серы: $2\text{O}_2 + \text{O}_2 + 2\text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{H}_2\text{SO}_4$. Кислород добавляется в смесь песка и смолы в качестве носителя окиси. Получаемая серная кислота входит в реакцию со смолой, что продолжается в течение 1 с. Время насыщения SO_2 составляет 4 с. Добавка смолы в среднем варьируется в пределах 1%, а при изготовлении крупных стержней даже менее 1%. После отверждения стержней достигается прочность на изгиб примерно 25—35 Н/см². Изготавливается также все оборудование для метода «Hardoх».

Gieneral-Praxic, октябрь 1979, № 19—20, с. 402.

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новый способ изготовления керамических стержней

В США фирма Unicast Development Corp. разработала новый способ изготовления керамических стержней высокой точности и стабильности, применяющихся не только для точного литья. При этом керамический шликер подается в вакуумную камеру, которая после отсасывания воздуха подключается ко второй вакуумной камере. Во второй камере находится стержневой ящик. Эта камера закреплена на поворотном столе, который перемещается под первой камерой. Путем продувки верхней (первой) камеры и вращения поворотного стола керамическая масса под атмосферным давлением перемещается в стержневой ящик нижней (второй) камеры и заполняет его. Весь процесс, включая отверждение, длится несколько минут. Восковые вставки, помещаемые в стержневой ящик, выплавляются при горячем отверждении стержня. Керамическая масса содержит керамические волокна, обеспечивающие стержням более высокие прочностные свойства по сравнению с обычными керамическими стержнями. После охлаждения отливок стержни легко расщепляются.

Gieneral-Praxic, сентябрь 1979, № 17, с. 350.

Новые роботы для литья под давлением

На X Международной выставке машин литья под давлением в США демонстрировался новый робот «Unimate 1000», разработанный фирмой Unimation Inc. Робот снабжен электронным управлением и электрогидравлическим приводом. Запоминающее устройство его охватывает 32 шага, т. е. практически все операции, выполняемые машиной литья под давлением (включая извлечение отливок, охлаждение и зачистку).

Выпускается также стандартный робот «Unimate 2000», предназначенный для обслуживания машин литья под давлением средних размеров. Для очень крупных отливок (массой до 90 кг) фирма несколько изменяет конструкцию робота «Unimate 2000». Для больших рабочих диапазонов фирма изготовила робот «Langfinger-Unimate 2100». Диапазон перемещения этого робота составляет 1345 мм, тогда как робот «Unimate 2000» может перемещаться на 1041 мм. Самым крупным промышленным роботом в мире является робот «Unimate

4000», выпущенный для автоматизации крупных машин литья под давлением. Максимальная грузоподъемность робота 160 кг, рабочий диапазон 6 м.

Cieneral-Pgxic, сентябрь 1979, № 17, с. 350—351.

Отбортовочный пресс

В ФРГ запатентован отбортовочный пресс нового типа. Пресс обычного типа для уменьшения прогиба нижней и верхней траперс имеет растягивающийся ремень, соединенный на шарнирах с помощью опорной цапфы с концами траперс. По центру ремень соединен с напорным цилиндром, который при возрастающем усилии прессования оказывает вертикальное сжимающее усилие на траперс.

Вследствие того, что опорные цапфы растягивающихся ремней могут зацепляться не больше чем за два вкладыша, расположенных концентрически вокруг осей средних шарнирных цапф, можно достигнуть изменения характеристики линий прогиба.

Werksat und Betrieb, август 1979, № 8, с. 586.

Новая сталь для легковых автомобилей

Японская фирма Kawasaki Steel Corp. разработала новую листовую сталь марки CHLY, предназначенную для изготовления кузовов легковых автомобилей. Толщина листа 1,2 мм, ширина 1300 мм. Новая сталь выпускается семи сортов в зависимости от величины предела текучести. Сталь CHLY можно применять для изготовления таких деталей кузова, как дверь, капот, крышка багажника, крыло, буфер и кирпич. Фирма сообщает, что при использовании новой стали для изготовления наружных панелей ку-

зова вместо обычной низкоуглеродистой стали можно снизить массу детали на 6%, что способствует улучшению топливной экономичности автомобиля.

Новая сталь является холоднокатаной, она обладает низким пределом текучести и высоким сопротивлением разрыву. Сталь — двухфазная, ее микроструктура представляет собой пластинчатый феррит и прочный мартенсит. Несмотря на высокую прочность, сталь имеет легкую формуемость. Кроме того, она обладает способностью к упрочнению. При обжиге деталей из новой стали после окраски в печи при температуре 170°C их твердость и сопротивление удару значительно увеличиваются.

Фирма Kawasaki Steel Corp. поставляет ежемесячно основным японским автомобильным фирмам 500 т стального листа. Чтобы увеличить производство этой стали, фирма строит сейчас на своем заводе Chiba Works печь для непрерывного отжига. Эта печь будет перерабатывать 30 тыс. т литья в месяц.

Steel Times International, сентябрь 1979, т. 207, № 9, с. 72.

Автомат для удаления заусенцев

На Международной выставке в Милане (Италия), функционировавшей с 10 по 18 октября 1979 г., впервые демонстрировался автомат «NN 2000», сконструированный фирмой RSA, Lüdenscheid (ФРГ). Автомат предназначен для удаления заусенцев с одной рабочей операцией заусенцев с внешних и внутренних кромок отверстий в трубах, профилях и сплошном материале диаметром 12—100 мм и длиной 100—2000 мм. Если исполь-

зовать специальные приспособления, то на автомате можно обрабатывать детали длиной 35—22 мм. Детали во время обработки вращаются и проходят между двумя вращающимися краевыми щетками. Щетки изготовлены из стальной проволоки, имеющей прочность на растяжение 240 МПа. Щетки врачаются с окружной скоростью около 30 м/с. Производительность автомата регулируется бесступенчато в пределах 1700—5000 шт/ч. Система привода транспортера смонтирована в станину, чтобы облегчить встраивание автомата в линию станков.

Maschine und Werkzeug, сентябрь 1979, № 23, с. 60.

Лазерная установка резонатором

Фирмой Coherent создана промышленная установка со стабилизованным по температуре резонатором, которая предназначена для получения отверстий и резки. Установка создана в нескольких модификациях, поэтому обработка может вестись одним, двумя или четырьмя лучами лазера. Выход каждого луча включается независимо от выходов других лучей. Стабильность параметров обработки достигается благодаря применению резонатора. Луч фокусируется в точке диаметром 0,12 мм, диаметр точки остается постоянно неизменным. Зоны обрабатываемых детали, подверженные влиянию теплоты, ограничены. Почти все материалы при обработке испаряются в зоне действия луча и легко устраняются из нее. Обработанные лазером детали в основном не нуждаются в последующей обработке.

Maschinennmarkt, сентябрь 1979, № 73, с. 1433.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113:621.43.004

Технические и экономические аспекты выбора противотоксичных мероприятий для двигателей. Кутенев В. Ф. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.

Приведен анализ необходимости комплексного метода оценки эффективности противотоксичных мероприятий, номенклатура единичных показателей, эффективность мероприятий по снижению токсичности серийного карбюраторного двигателя. Габл. 3. Рис. 3. Библ. 4.

УДК 629.113.004

О структуре мощностного баланса многоприводного автомобиля. Шуклин С. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.

Предложена уточненная схема мощностного баланса многоприводного автомобиля, конкретизирующая структуру баланса с позиций практического определения и объективной оценки его составляющих. Рис. 1. Библ. 11.

УДК 629.113-585.2

Гамма автоматических гидромеханических передач для автомобилей большой грузоподъемности. Шейнкер И. Г., Шимков А. А., Красневский Л. Г., Кацельсон Д. Э., Меленцевич В. П., Косткин О. Л., Каган Е. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.

Рассмотрены кинематические схемы и конструкции гаммы автоматических планетарных гидромеханических передач, в которую входят модификации с числом ступеней 3+1 и 4+2 с различными вариантами раздачи мощности. Рассмотрены принципы, положенные в основу разработки основных узлов — планетарного механизма, гидротрансформатора, фрикционов, высокоскоростных подшипниковых узлов, системы командного и автоматического управления, также мероприятия, проведенные для обеспечения их работоспособности. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 6.

УДК 629.113.004

Оценка проходимости полноприводных автомобилей. Платонов В. Ф., Чистов М. П., Аксенов А. И. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.

Рассматриваются вопросы оценки проходимости с использованием комплекса показателей, характеризующих различные аспекты ее. Приведены результаты сравнительных испытаний полноприводных автомобилей по предложенной методике в различных грунтовых условиях. Табл. 4. Рис. 1. Библ. 2.

УДК 629.113:629.1.075

Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой. Ревин А. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.

Проанализирована устойчивость двухосного автомобиля при торможении с антиблокировочной системой, установленной по независимой схеме на обоих мостах автомобиля в условиях действующей неравномерности торможения колес. Рис. 5. Библ. 6.

КНИГИ ИЗДАТЕЛЬСТВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Балюк Б. К., Божко А. Е. **Надежность механизмов газораспределения быстроходных дизелей.** М.: 1979. 160 с., ил., 40 к. 1500 экз.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований клапанных механизмов газораспределения быстроходных поршневых двигателей по обеспечению требуемого уровня их надежности. Комплексный анализ влияния различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на надежность механизмов газораспределения. Практические рекомендации по обеспечению надежности газораспределения на стадии их проектирования.

Бахтиаров Н. И., Логинов В. Е. **Производство и эксплуатация прецизионных пар.** М.: 1979. 208 с., ил., 75 к. 5000 экз.

Технология изготовления, эксплуатация и способы восстановления изношенных прецизионных пар топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Анализ причин отказов прецизионных пар.

Гинцбург Б. Я. **Теория поршневого кольца.** М.: 1979. 272 с., ил. В пер.: 1 р. 40 к. 1900 экз.

Основные вопросы теории поршневого кольца: приспособляемость, перераспределение давлений, вибрация, оптимальные параметры, выбор и расчет параметров, специальные способы изготовления.

Грузовые автомобили / М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др. М.: 1979. 384 с., ил. (Проектирование автомобиля). 2 р. 11 000 экз.

Классификация грузовых автомобилей. Условия эксплуатации автомобилей большой грузоподъемности. Критерии оценки технического уровня и основных эксплуатационных качеств автомобилей и автопоездов. Стадии проектирования. Компоновка автомобиля. Определение основных параметров двигателя и трансмиссии. Технико-экономический анализ и расчет.

Каталог деталей автомобиля «Москвич-1500» моделей 2140, 2137, 2734. М.: 1979. 200 с., ил. 2 р. 40 к. 200 000 экз.

Развёрнутые спецификации и иллюстрации сборочных единиц и деталей автомобиля, сгруппированных по функциональному и конструктивному признакам. Указание номеров сборочных

единиц и деталей, их наименования и количество на спецификуемый узел.

Колебания автомобиля: Испытания и исследования / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридацов, А. Д. Конев и др. М.: 1979. 208 с., ил., 85 к. 3000 экз.

Методы лабораторных и дорожных испытаний и экспериментальных исследований колебаний автомобиля. Основные методы, применяемые для оценки свойств подвески, определения ее параметров и характеристик; решения задач, возникающих при доводочных работах.

Осипов В. А. **Машинные методы проектирования непрерывно-каркасных поверхностей.** М.: 1979. 248 с., ил. В пер.: 2 р. 80 к. 950 экз.

Теоретические основы автоматизированной системы геометрических расчетов. Машинные методы расчета и проектирования плоских кривых — образующих непрерывно-каркасных поверхностей. Составление алгоритмов и блок-схем для расчетов.

Перевалов Ю. Н., Тихонов В. И., Ломоносов Б. П. **Автоматизированная система управления Волжским автозаводом.** М.: 1979. 80 с., ил. (Опыт создания и внедрения АСУП). 25 к. 5300 экз.

Опыт создания и внедрения автоматизированной системы управления предприятием с массовым и крупносерийным характером производства. Принципы построения системы, описание основных подсистем АСУП, характер эффективности системы, пути дальнейшего развития АСУП.

Теория и конструкция автомобиля. / В. А. Иларионов, М. М. Морин, Н. М. Сергеев и др. М.: 1979. 304 с., ил. В пер.: 80 к. 60 000 экз.

Расчетные и экспериментальные методы исследования эксплуатационных свойств автомобиля. Требования к механизмам шасси, преимущества и недостатки различных конструкций. Перспективы развития конструкции автомобиля.

Тессер Е. **Кузова большегрузных автомобилей.** Пер. с польск. Г. В. Коршунова. М.: 1979. 232 с., ил. В пер.: 1 р. 40 к. 6700 экз.

Классификация кузовов транспортных средств большой грузоподъемности. Основы расчетов на прочность. Новые конструктивные концепции.

Книги, выпускаемые издательством «Машиностроение», можно приобрести в местных книжных магазинах, распространяющих техническую литературу, а также в специализированном московском магазине № 8 «Техника» (103031, Москва, ул. Петровка, 15). Иногородним специалистам магазин высылает имеющуюся в ассортименте литературу наложенным платежом.

**ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ
НАМИ**

**Объявляет прием в аспирантуру
по специальностям:**

АВТОМОБИЛИ

Теория, принципы конструирования и расчеты автомобилей и их агрегатов. Безопасность конструкции автомобилей. Исследование и пути повышения долговечности, качества и надежности автомобилей, отдельных узлов и агрегатов. Исследования устойчивости и управляемости автомобилей и автопоездов. Автомобили высокой проходимости, их движители и привод.

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Теория, конструирование и расчет автомобильных двигателей. Современные оптические методы исследования рабочих процессов сгорания автомобильных двигателей. Снижение токсичности и шума двигателей. Износостойкость, качество и надежность систем, узлов и деталей двигателей. Принципиально новые схемы двигателей. Математическое моделирование рабочих процессов в автомобильных двигателях.

ТУРБОСТРОЕНИЕ

Теория, расчет и исследование теплообменных аппаратов, компрессоров, систем автоматики автомобильных газотурбинных двигателей.

ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА И ПРИБОРЫ

Разработка приборов, устройств и автоматизированных систем управления испытаниями и диагностики автомобильной техники. Автоматизация сбора и обработки экспериментальной информации, получаемой при стендовых и дорожных испытаниях автомобилей и двигателей. Автоматизация проектно-конструкторских работ и планирования эксперимента.

**МЕТАЛЛОВЕДЕНИЕ И ТЕРМИЧЕСКАЯ
ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ
ТЕХНОЛОГИЯ И ПЕРЕРАБОТКА
ПЛАСТИЧЕСКИХ МАСС И СТЕКЛОПЛАСТИКОВ**

Переработка и применение полимерных материалов в автомобилестроении.

**ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ
И ПЛАНИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

В аспирантуру с отрывом от производства принимаются граждане СССР не старше 35 лет, в аспирантуру без отрыва от производства — не старше 45 лет, имеющие законченное выс-

шее образование, проявившие способность к научно-исследовательской работе и имеющие опыт практической работы по профилю избранной научной специальности после окончания высшего учебного заведения.

Выпускники заочных и вечерних высших учебных заведений, имеющие опыт практической работы по профилю избранной научной специальности не менее двух лет, могут быть допущены приемной комиссией к сдаче вступительных экзаменов в аспирантуру непосредственно после окончания вуза.

Заявление о приеме в аспирантуру подается на имя директора института с приложением:

- а) личного листка по учету кадров с фотокарточкой;
- б) характеристики с последнего места работы;
- в) списка опубликованных научных работ, научно-технических отчетов, сведений об изобретениях, опытно-конструкторских работах; лица, не имеющие опубликованных научных работ, предоставляют научные доклады, рефераты по избранной специальности;
- г) удостоверения по форме № 6 о сдаче кандидатских экзаменов, предусмотренных по данной специальности для лиц, полностью или частично сдавших кандидатские экзамены;
- д) паспорт и диплом об окончании высшего учебного заведения предъявляются лично поступающим в аспирантуру.

Поступающие в аспирантуру сдают вступительные экзамены по специальности, истории КПСС и одному из иностранных языков в объеме программы для высших учебных заведений.

Лица, полностью сдавшие кандидатские экзамены, предусмотренные по данной специальности, освобождаются от вступительных экзаменов. Сдавшие частично экзамены кандидатского минимума решением приемной комиссии могут быть освобождены от сдачи соответствующих вступительных экзаменов.

Лицам, допущенным к сдаче экзаменов в аспирантуру, предоставляется дополнительный отпуск в 30 календарных дней с сохранением заработной платы по месту работы для подготовки и сдачи экзаменов.

Аспирантам с отрывом от производства выплачивается стипендия в установленном размере.

Общежитием институт не располагает.

*Прием заявлений с 5 января до 1 октября 1980 г.
Вступительные экзамены с 5 апреля (весенний прием) и с 5 октября
(осенний прием).*

Адрес института:
Москва, 125438, Автомоторная улица, 2.
Телефон: 456-32-61