

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

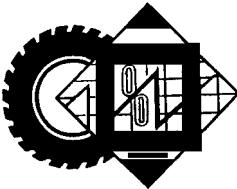
Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,  
науки и технологий РФ,  
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • ИЮЛЬ • 2016



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 05.22.10

### МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ

Е.А. ДУБОВИК

Донской ГТУ (+ 7.863.273-85-11)

Рассматриваются методики оценки конкурентоспособности предприятий.

Ключевые слова: методика, конкурентоспособность, предприятие.

Dubovik E.A.

THE METHODOLOGY FOR ASSESSING THE COMPETITIVENESS  
OF ENTERPRISES

Methodologies for the assessment of the competitiveness of enterprises.

Keywords: methodology, competitiveness, enterprise.

Наряду с теоретическими исследованиями сущности конкуренции и конкурентоспособности в экономической литературе давно обсуждается проблема практической оценки последней. Можно констатировать, что в вопросах оценки конкурентоспособности услуг (работ) на сегодняшний день достигнуты определённые успехи. В частности, уже разработаны вполне приемлемые методики оценки конкурентоспособности идентичных услуг. Сложнее дело обстоит с оценкой конкурентоспособности предприятий. Несмотря на то, что определённые шаги в этом направлении предпринимались и предпринимаются, универсальной и общепризнанной методики комплексной оценки конкурентоспособности предприятия экономистами пока не выработано.

В то же время потребность в оценке конкурентоспособности того или иного предприятия существует. Изучение конкурентов и условий конкуренции в отрасли требуется предприятию в первую очередь для того, чтобы определить, в чём его преимущества и недостатки перед конкурентами и сделать выводы для выработки предприятием собственной успешной конкурентной стратегии и поддержания конкурентного преимущества. Определение конкурентоспособности предприятия — неотъемлемый элемент деятельности любого хозяйствующего субъекта. В частности, оценка конкурентоспособности хозяйствующего субъекта необходима в целях разработки мероприятий по повы-

шению конкурентоспособности, выбора контрагентов для совместной деятельности, составления программы выхода предприятия на новые рынки сбыта, осуществления инвестиционной деятельности, осуществления государственного регулирования экономики. В любом случае осуществление оценки конкурентоспособности предприятия преследует цель: определить положение предприятия на исследуемом рынке.

Основной задачей каждого экономиста (руководителя), изучающего проблему оценки конкурентоспособности предприятий, является отыскание критерии конкурентоспособности, её источников и факторов. Анализ литературы [1—5] по рассматриваемой тематике позволяет выделить несколько подходов к решению сформулированной задачи.

Рассмотрим эти методики конкурентоспособности предприятия.

Первая группа методик — *матричные методы*. Такие методы базируются на оценке маркетинговой стратегии предприятия на основе построения матрицы конкурентных стратегий. В основе методики лежит анализ конкурентоспособности с учётом жизненного цикла продукции предприятия. Сущность оценки состоит в анализе матрицы, построенной по принципу системы координат: по горизонтали — темпы роста (сокращения) объёма продаж; по вертикали — относительная доля предприятия на рынке. С некоторыми вариациями подобный подход можно встретить в работах И. Ансоффа, А. Томпсона и А. Стрикланда, разработках Бостонской консалтинговой группы, а также МакКинзи и Ко. Наиболее конкурентоспособными считаются те предприятия, которые занимают значительную долю на быстрорастущем рынке.

Преимущества матричных методов состоят в том, что при наличии информации об объёмах реализации и относительных долях рынка конкурентов они позволяют обеспечить высокую адекватность оценки. Однако такие методы исключают проведение анализа причин происходящего и осложняют выработку управленческих решений, а также требуют наличия достоверной маркетинговой информации, что влечёт необходимость проведения соответствующих исследований.

Вторая группа — *продуктовые методы*. Они базируются на суждении о том, что конкурентоспособность предприятия тем выше, чем выше конкурентоспособ-

ность его продукции. Для определения конкурентоспособности продукции используются различные маркетинговые и квадиметрические методы, в основе большинства которых лежит нахождение соотношения цена—качество. Расчёт показателя конкурентоспособности по каждому виду продукции ведётся с использованием экономического и параметрического индексов конкурентоспособности. В свою очередь, указанные индексы определяются путём суммирования частных индексов по каждому оцениваемому параметру с учётом весовых коэффициентов.

Каждый из частных индексов по соответствующему параметру принимается как отношение фактического значения оцениваемого параметра к значению соответствующего показателя у конкурирующей продукции (либо иной продукции, выбранной за базу сравнения). При этом параметрический индекс определяется на основе оценки технических (качественных) параметров продукции, экономический — стоимостных. Перечень стоимостных и технических параметров, а также вес каждого из параметров устанавливается экспертым путём. В частности, в ряде методов в качестве одного из стоимостных параметров рассматривается величина затрат по послепродажному обслуживанию продукции.

Параметрический и экономический индексы конкурентоспособности позволяют рассчитать интегральный показатель конкурентоспособности рассматриваемой продукции по отношению к конкурирующей продукции. Он определяется как отношение параметрического индекса к экономическому.

Показатели конкурентоспособности вычисляются по каждому виду продукции предприятия. Далее определяется коэффициент конкурентоспособности самого предприятия: находится средневзвешенное значение среди показателей по каждому виду продукции, где в качестве весов выступает объём реализации соответствующего вида продукции.

К несомненным преимуществам рассматриваемого подхода можно отнести то, что он учитывает одну из наиболее важнейших составляющих конкурентоспособности предприятия — собственно конкурентоспособность его продукции. При этом он позволяет получить весьма ограниченное представление о преимуществах и недостатках в работе самого предприятия, так как не затрагивает другие аспекты его деятельности, кроме производства продукции. Определённые нарекания вызывает сведение конкурентоспособности продукции к оценке соотношения цена—качество, не учитывающее степень инновационности продукции, имеющей существенное значение при позиционировании продукции на рынке.

Третья группа методик — *операционные методы*. Согласно им наиболее конкурентоспособными считаются те предприятия, где наилучшим образом организована работа всех подразделений и служб. На эффективность деятельности каждой из служб оказывает влияние множество факторов — ресурсы предприятия. Оценка эффективности работы каждого из подразделений предполагает оценку эффективности использования им этих ресурсов. При этом ресурсы предприятия понимаются широко — это не только капитал в финансовой и материальной форме, но и персонал, и состояние управления, и качество связей с контактными аудиториями, и организация маркетинга. Каждый ресурс предприятия, определённый таким

образом, может быть оценён и представлен соответствующим количественным или качественным показателем. Таким образом, конкурентоспособность предприятия представляет как совокупность частных показателей эффективности выполнения им отдельных аспектов хозяйственной деятельности — операций.

Для оценки конкурентоспособности исследуемого предприятия операционным методом в первую очередь необходимо определить перечень операций и показателей, являющихся значимыми для обеспечения конкурентоспособности. Как правило, указанные показатели классифицируются на экономические, производственные, маркетинговые, организационные, кадровые и др. Состав и структура оцениваемых показателей и операций существенно варьируются в зависимости от исследуемой отрасли и представлений автора методики. Для оценки выполнения операций используются как известные экономической науке, так и вновь вводимые авторами показатели. Количество их может достигать нескольких десятков (от рентабельности и ликвидности, до текущести кадров, степени удовлетворённости контрагентов, и способности предприятия адаптироваться к нововведениям). В случае невозможности сбора и обработки тех или иных показателей широко применяются экспертные методы.

В целях оценки конкурентоспособности исследуемого предприятия каждый из показателей сопоставляется с аналогичным показателем конкурирующего хозяйствующего субъекта (либо эталонным значением), в результате чего определяются частные коэффициенты эффективности по всем операциям. В дальнейшем полученные частные коэффициенты эффективности подвергаются различной математической обработке. Чаще всего показатель конкурентоспособности предприятия находится путём вычисления средневзвешенного значения из частных коэффициентов эффективности с учётом удельного веса, который присваивается каждой из оцениваемых способностей в достижении конкурентных преимуществ предприятия.

К преимуществам данного подхода следует отнести учёт весьма разносторонних аспектов деятельности предприятия. В то же время лежащий в основе подхода посып о том, что показатель конкурентоспособности предприятия может быть определён путём элементарного суммирования способностей предприятия к достижению конкурентных преимуществ, является недоказанным, поскольку сумма отдельных элементов сложной системы (каковой является любое предприятие), как правило, не даёт того же результата, что и вся система в целом.

Четвёртая группа методик — *комбинированные методы*. Оценка конкурентоспособности предприятия в их рамках ведётся на основании выделения не только текущей, но и потенциальной конкурентоспособности предприятия. В основе подхода лежит утверждение, в соответствии с которым конкурентоспособность хозяйствующего субъекта есть интегральная величина (комбинация) текущей конкурентоспособности предприятия и его конкурентного потенциала.

Текущая и потенциальная конкурентоспособность и их соотношения в рамках интегрального показателя конкурентоспособности предприятия в зависимости от метода могут варьироваться. В большинстве случаев текущая (достигнутая) конкурентоспособность определяется на основании оценки конкурентоспособности продукции предприятия (продуктовые методы),

потенциальная — путём оценки частных показателей эффективности выполнения им отдельных аспектов хозяйственной деятельности (по аналогии с операционными методами).

В рамках рассматриваемого подхода представляет интерес метод, предложенный П.В. Забелиным, в котором конкурентоспособность предприятия рассматривается как аддитивная функция текущей конкурентоспособности предприятия и его конкурентного потенциала с соответствующими весовыми коэффициентами. Текущая конкурентоспособность предприятия, в свою очередь, определяется как способность хозяйствующего субъекта приносить прибыль на вложенный капитал в краткосрочном периоде не ниже заданной прибыльности и рассматривается автором как отношение агрессивности существующей стратегии к необходимому в будущем уровню агрессивности (стратегический норматив).

Весовые коэффициенты показывают долю совокупных стратегических капитальных вложений, которые идут соответственно на вложения в стратегию и мощности (затраты на стратегическое планирование, исследования рынков, разработку новой продукции и запуск её в серийное производство, здания и оборудование, сбытовую сеть, маркетинг); вложения в потенциал предприятия (наём и обучение персонала, приобретение технологий, затраты на создание функциональных служб и т. д.). Определение каждого из рассмотренных выше показателей в рамках данного метода осуществляется экспертным путём на основании различных оценочных таблиц и матриц.

К достоинствам комбинированных методов следует отнести то, что они учитывают не только достигнутый уровень конкурентоспособности предприятия, но и его возможную динамику в будущем. Взаимодополнение продуктовых и операционных методов, казалось бы, должно нивелировать их слабые стороны и объединить сильные. Однако конкретные способы и приёмы, используемые при определении текущей и потенциальной конкурентоспособности в конечном счёте воспроизводят методы, используемые в рассмотренных ранее подходах, что влечёт за собой и недостатки соответствующих подходов. Можно с сожалением констатировать, что в результате "скрещивания" подходов вместо усиления достоинств произошло преумножение их недостатков: методологическая противоречивость продуктовых методов усугубилась трудоёмкостью операционного подхода, в результате чего комбинированные методы находят наименьшее применение среди исследователей конкурентоспособности предприятий. Таким образом, практика экономического анализа неумолимо свидетельствует о том, что абсолютно верный посыл объединения достоинств продуктового и операционного методов в итоге позволил объединить лишь их недостатки.

Заметим, что ни один из вышеуказанных подходов к оценке конкурентоспособности предприятий не нашёл широкого применения в практике экономического анализа. На наш взгляд, это обусловлено тем, что помимо частных недостатков, отмеченных выше, анализ существующих подходов позволяет отметить следующие общие их недостатки.

Подавляющее большинство методик основывается на выявлении факторов, определяющих конкурентоспособность хозяйствующих субъектов, при этом упор делается на выявлении максимального количества этих

факторов, создании их исчерпывающего списка. Далее выделенные факторы обрабатываются с помощью различных математических методов. Однако, как было показано ранее, система факторов конкурентоспособности предприятия является открытой, а множество элементов этой системы — нечётким. Действительно, оценивая трудовые ресурсы предприятия, можно прийти к выводу о зависимости эффективности труда от психофизиологического благополучия работников, а значит, в том числе... и от уровня разводов в конкретной местности. Рассматривая производственные возможности предприятия, приходим к выводу о зависимости технологического потенциала предприятия от уровня финансирования научных программ в данном государстве, а значит — степени наполненности бюджета.

Подобным образом (когда углубление анализа приводит к неизмеримому возрастанию количества факторов) дело обстоит по всем направлениям исследования хозяйствующего субъекта: финансы, производственно-экономический потенциал, трудовые ресурсы, конкурентная среда и т. д. Можно утверждать, что в конечном итоге вся совокупность случайных и закономерных элементарных событий, происходящих в исследуемом пространстве, в той или иной степени оказывает влияние на конкурентоспособность предприятия.

Таким образом, количество факторов конкурентоспособности практически бесконечно, следовательно, как бы ни был обширен их перечень, он все равно не будет исчерпывающим, а значит, и основанная на таком неполном перечне оценка конкурентоспособности предприятия будет неадекватной. Таким образом, все существующие перечни факторов конкурентоспособности весьма условны, использовать их для точной оценки конкурентоспособности предприятий нельзя. Ставя во главу угла исчерпывающий перечень факторов конкурентоспособности предприятия, исследователи попадают в тупик, поскольку такой перечень невозможен в принципе. Ограниченный же перечень обуславливает ограниченность метода.

Даже если бы и удалось установить абсолютно полный перечень факторов конкурентоспособности, то согласно теории систем, оценка свойств объекта на основании оценки предельно элементарных его составляющих в итоге не даёт адекватной оценки рассматриваемого объекта, так как эти элементарные составляющие определяют свойства объекта не автономно, а в совокупности, во взаимодействии друг с другом, что не учитывается при поэлементной оценке исследуемого объекта. Помимо этого, чрезмерное увеличение количества факторов конкурентоспособности (в случае теоретического допущения возможности формирования абсолютно полного перечня факторов) ведёт к тому, что трудоёмкость их математической обработки становится чрезвычайно высокой, а задача по сбору необходимых данных — практически неосуществимой, что существенно снижает практическую применимость подобных методов оценки конкурентоспособности предприятий.

Для оценки выявленных исследователями факторов конкурентоспособности, а также определения ряда других показателей используются приблизительные, примерные оценки, "экспертные методы", страдающие существенной субъективностью и условностью. Конечно, в ряде случаев избежать такого подхода невозможно, однако использование подобных оценок в качестве базового метода приводит к весьма слабой

математической связи исходных условных факторов с оцениваемым показателем конкурентоспособности.

В связи с этим отметим следующее. Ряд методик при оценке конкурентоспособности предприятий основывается на весьма сложных идеализированных построениях: вводятся новые для экономической науки определения и показатели, строятся различные матрицы, новые системы координат и др. И хотя логическая обоснованность используемых теоретических моделей не вызывает сомнения, в конкретных экономических условиях конкретного хозяйствующего субъекта эти модели предстают как весьма абстрактные. В результате этого в ряде случаев не только невозможно осуществить сколько-нибудь точную количественную оценку того или иного предлагаемого параметра, но и вовсе сложно дать ему чёткое определение. Все это существенно снижает возможность математической обработки вводимых категорий, а значит — и адекватной оценки конкурентоспособности предприятия.

Определённые нарекания вызывает сведение разноразмерных и неоднородных показателей (к примеру, уровня производительности труда и вероятности банкротства предприятия) в единый показатель конкурентоспособности хозяйствующего субъекта. Здесь экономисты вводят коэффициенты, определяющие весовое значение каждого из оцениваемых факторов, а заодно и приводящие в порядок размерность показателей. Однако применяемые коэффициенты в большинстве случаев весьма условны, что влечёт за собой неадекватность оценки влияния тех или иных факторов на конкурентоспособность предприятия. Но дело не только в условности весовых коэффициентов. Как было показано ранее, различные экономические факторы в каждой конкретной экономической ситуации в различной степени влияют на конкурентоспособность различных предприятий, поэтому неадекватным является заведомое установление единых весовых коэффициентов для оценки конкурентоспособности различных хозяйствующих субъектов.

Большинство методик предполагает сопоставление практически идентичных предприятий, производящих схожие товары и услуги и действующих в схожих экономических условиях. Вместе с тем развитие товарно-денежных отношений приводит ко всё большей диверсификации предприятий, всё большей дифференциации товаров и услуг, всё более усугубляющимся различиям в экономических условиях деятельности предприятий. Всё сложней становится определить чёткие географические границы того или иного рынка, установить перечень конкурирующих товаров и предприятий, что влечёт за собой неприменимость подобных методик оценки конкурентоспособности предприятий.

Отмеченные недостатки существующих подходов к оценке конкурентоспособности предприятий обуславливают невысокие возможности практического применения большинства из них. Основной причиной такового, по нашему мнению, является изначально недостаточно чётко определяемое большинством экономистов понятие конкурентоспособности предприятия и критерии оценки этого показателя. Это, в свою очередь, обуславливается отсутствием общепринятого понятия конкурентоспособности предприятия.

Очевидно, что наиболее точные результаты оценки конкурентоспособности предприятий могут быть получены путём взаимного дополнения сильных сторон продуктового и операционного методов, если перед

тем, как объединять указанные методы, удастся избавиться от их недостатков. Желаемого взаимодополнения можно добиться только путём синтеза, но не механистического "нагромождения" методик, путём уточнения понятия и критериев оценки конкурентоспособности хозяйствующих субъектов, но не суммирования разнородных категорий.

Сформулированных целей позволяет достичь *динамический метод* оценки конкурентоспособности предприятия, позволяющий очень эффективно оценивать конкурентоспособность не только в статике, но и в динамике. Применение указанного подхода делает возможным анализ динамических рядов частных и общих показателей конкурентоспособности хозяйствующих субъектов (как в табличной, так и в графической форме).

Динамический подход учитывает как уровень конкурентоспособности продукции предприятия, так и эффективность выполнения им операционной деятельности. При этом методологическая основа оценки конкурентоспособности хозяйствующего субъекта настолько проста, что обеспечивает возможность проведения расчётов не только текущего (анализируемого) периода, но и в ретроспективе, что, в свою очередь, позволяет на основе полученных динамических рядов осуществлять глубокий факторный анализ изменений конкурентоспособности предприятия и прогнозировать соответствующие величины на перспективу.

Динамический метод оценки конкурентоспособности предприятия основывается на допущении о том, что основным способом получения прибыли в условиях рыночной экономики выступает реализация продукции и заложенной в ней прибавочной стоимости. При этом производство и реализация продукции осуществляются посредством использования ограниченных экономических ресурсов. Отсюда следует, что получение прибыли в условиях рыночной экономики определяется эффективностью использования экономических ресурсов, т. е. соотношением полученного результата и затрат, осуществлённых для его достижения. Стало быть, суть рыночной конкуренции заключается в борьбе за получение максимальной прибыли путём максимально эффективного использования экономических ресурсов.

Степень эффективности использования экономических ресурсов предприятием определяется относительно достигнутого общественным производством уровня развития производительных сил и, разумеется, производственных и прочих отношений, относительно эффективности использования ресурсов конкурентами.

Таким образом, конкурентоспособность предприятия в условиях рыночной экономики есть обобщающая характеристика деятельности хозяйствующего субъекта, отражающая уровень эффективности использования хозяйствующим субъектом экономических ресурсов относительно эффективности их использования конкурентами.

## Литература

1. Воронов Д.С. Конкурентоспособность предприятия: оценка, анализ, пути повышения. Екатеринбург: Изд-во УГТУ-УПИ, 2001. — 96 с.
2. Моисеева Н.К. Современное предприятие: конкурентоспособность, маркетинг, обновление. М.: Внешторгиздат. Т. 2. — 1993. — 304 с.
3. Портрет М. Конкурентная стратегия: методика анализа отраслей и конкурентов. М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. — 453 с.
4. Портрет М. Конкуренция. М.: Издательский дом "Вильямс", 2000. — 495 с.
5. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность: экономика, стратегия, управление. М.: ИНФРА-М, 2000. — 311 с.



В Коломне прошел IX Международный автотранспортный фестиваль "Мир автобусов", организаторами которого выступили ГУП МО "Мострансавто" и МАП № 2 "Автоколонна 1417" при поддержке Правительства Московской области и Министерства транспорта Московской области. Нынешний фестиваль был посвящен 90-летию "Мострансавто".

На выставочных площадках разместились стенды 40 участников и 30 экземпляров современной автобусной техники. Деловая программа фестиваля была насыщена презентациями новой техники.

Компания "Даймлер КамАЗ Рус" представила туристический автобус "Сетра S 516 HDH" — новый флагманский лайнер с местами бизнес-класса в салоне. Производители позиционируют эту модель, как автобус для спортивных команд. В нем всего 29 мест, формат салона "2 + 1" с широким проходом. В задней части салона расположен "клубный уголок" со столиком в центре — идеальное место для общения спортсменов с тренерами перед игрой или для послематчевого разбора игры. Интересная особенность автобуса — прозрачная панорамная крыша "ТопСкай", создающая необыкновенный обзор и обеспечивающая впечатляющие виды во время поездки. Автобус оснащен системой "умного торможения", сочетающей активные и пассивные системы безопасности. Автобус также является примером в своем классе с точки зрения экономической эффективности — при вы-



ской мощности обеспечивает низкие расход топлива и выбросы вредных веществ.

Еще одна новинка от "Даймлер КамАЗ Рус" — междугородный автобус большого класса "Мерседес-Бенц Интуро", предназначенный для обслуживания пассажиров на пригородных и междугородных маршрутах средней протя-



женности. Сегодня это один из оптимальных на европейском рынке с точки зрения соотношения цены и качества.

Компания "МАН Трак энд Бас Рус" привезла в Коломну флагман туристической линейки — трёхосный "МАН Лайонс Кош R 08", который представлен в России комплектацией повышенной вместимости (59 мест), и новую мо-

дель междугороднего автобуса "МАН Лайонс Интерсити", продолжение предыдущей модели A72 в модернизированном варианте. Последний — единственный в России автобус большого класса, сертифицированный с локальной системой ЭРА "Глонасс". Модель представлена в двух спецификациях — 55/59 мест и полностью приспособлена под перевозку школьников.

Минский автозавод совместно с официальным дилером ООО "АвтоМАЗВосток" показали сразу три автобуса — городской большого класса МАЗ-203988 Евро-6, городской низкопольный автобус МАЗ-206085 среднего класса с новым дизайном салона и междугородний МАЗ-231062. Последний — абсолютно новая разработка. При длине кузова 12 метров салон автобуса вмещает 71 пассажира, в том числе 51 сидящих, и имеет вместительное багажное отделение. Автобус полностью соответствует экологическим требованиям Евро 5, имеет дизайн европейского уровня и эргономичное рабочее место водителя.

Компания "Ивеко Россия" привезла в Коломну пригородный автобус "Кроссней", оборудованный системой "Глонасс" и городской микроавтобус "Дейли", работающий на метане.

Группа ГАЗ выставила четыре модели 2016 года. Три из них представляют линейку "Некст" ("Вектор" и две "ГАЗели"). Четвертая — газобаллонный автобус "Крузис CNG". Отличительная черта этих машин — четырех- и шестилитровые литровые двигатели нового семейства ЯМЗ 530 стандарта Евро 5.

Традиционно на фестивале "Мир автобусов" находят друг друга деловые партнёры и заключаются сделки. В последний день фестиваля автобус "Хайгер 6122" от компании "РусБизнесАвто" прямо с площадки фестиваля уехал к своему новому хозяину, в Сочи. Автобус оснащён двигателем "Камминз" Евро-5, независимой передней подвеской, несущим кузовом, коробкой передач "Цанрадфабрик"; оборудован мультимедийной системой GBOS, биотуале-



том, спальным местом для водителя, холодильником и другими полезными опциями.

В рамках фестиваля состоялись тематические конференции и круглые столы по актуальным для автобусной отрасли темам. На них обсуждали перспективы развития автобусного ту-



ризма в России, вопросы технического сервиса автобусов и технологии для обеспечения мобильности, безопасности и эффективности автобусных перевозок. Говоря о вопросах технического сервиса, участники круглого стола отметили, что сегодня потребитель уделяет значительное внимание не только приобретению новой техники, но и обслуживанию и ремонту уже имеющейся. Трендом 2016 года и одним из перспективных направлений признали развитие сервисного обслуживания. Одним из спикеров по теме современных технологий на пассажирском транспорте стал генеральный директор ООО "ЕТК" Павел Буяджи. Он рассказал об истории запуска в Подмосковье проекта ЕТК "Стрелка" и обозначил ближайшие планы компании — начать распространять карту "Стрелка" через сети МФЦ, интегрировать карту с транспортной картой "Тройка" и начать реализацию аналогичных проектов в других регионах России. По словам Буяджи, сегодня в Подмосковье реализованы более 1 млн транспортных карт. Коломна лидирует по использованию "Стрелки" — её используют 80 % наших пассажиров.

Одним из центральных событий фестиваля стала конкурс профессионального мастерства среди водителей автобусов ГУП МО "Мострансавто". Его участниками стали 64 водителя из 33 филиалов "Мострансавто". Каждый конкурсант должен был продемонстрировать знание правил дорожного движения и навыки скоро-



стного маневрирования на автобусе ЛиАЗ-5292. В итоге почти весь пьедестал заняли сотрудники "Автоколонны 1417".

В последний день фестиваля как всегда подвели его итоги и вручили награды. Лучшим в "Мире автобусов" по итогам зрительского



голосования стали: среди микроавтобусов — "ГАЗель Некст" (компания "Коммерческие автомобили — Группа ГАЗ"), среди городских автобусов — МАЗ 206085 (компания "АвтоМАЗВосток"), среди междугородних туристических автобусов — "Сетра S 516 HDH", компания "Даймлер КамАЗ Рус". Лучший стенд выставки — компания "Даймлер КамАЗ Рус".



# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.369

## АЭРОДРОМНЫЕ ТЯГАЧИ БелАЗ

А.С. УРБАНОВИЧ

ОАО "БелАЗ" (+3751775)7-06-41

Выпуск аэродромных тягачей уже более 40 лет занимает важное место в производственной программе Белорусского автомобильного завода. На протяжении этого времени аэродромные тягачи БелАЗ-74211, БелАЗ-74212 (рис. 1) успешно эксплуатируются в аэропортах многих стран мира в качестве буксировщика для самолётов с взлётным весом до 260 т.

Конструктивно серийный аэродромный тягач БелАЗ представляет собой рамную машину колёсной формулы 4×4, с обоими управляемыми мостами. На ней применяется хорошо зарекомендовавший себя в аэродромных хозяйствах России и стран СНГ простой и надёжный дизель ТМЗ 8424.10-04 мощностью 312 кВт (425 л.с.), а также надёжная гидромеханическая трансмиссия с передаточным числом 3 + 1. Спереди и сзади тягача имеется по два сцепных устройства. Основная кабина водителя для улучшения обзора во время рабочих операций способна приподниматься на неко-

торую высоту. В настоящий момент наибольшей популярностью белорусская продукция данного типа пользуется на рынке Российской Федерации, куда в 2013 и 2014 годах поставлено 14 единиц БелАЗ-74212, в 2015 году — 10 машин.

Сегодня, в условиях жёсткой конкурентной борьбы потребители отдают предпочтение машинам, способным обеспечить наибольшую производительность при наименьших затратах на их обслуживание. В связи с этим перед разработчиками встало необходимость создания новых надёжных высокотехнологичных и перспективных моделей машин для всех категорий самолётов по их максимальной взлётной массе.

Разработку гаммы новых аэродромных тягачей в ОАО "БелАЗ" было решено начать с создания автомобиля балластного типа колёсной формулы 4×4 для буксировки широкофюзеляжных воздушных судов пятой категории со взлётной массой от 400 до 600 т, таких как "Боинг-747" и "Эйрбас А-380", тяжёлые транспортные самолёты Ан-124, Ан-225, "С-5 Гэлакси". И сегодня на предприятии завершена сборка первого образца такой машины — мод. БелАЗ-74270 (рис. 2, таблица).



Рис. 1. Аэродромный тягач БелАЗ-74212



Рис. 2. Новый аэродромный тягач БелАЗ-74270

### Технические характеристики аэродромного тягача БелАЗ-74270

Габаритные размеры, мм:	
длина (без передней и задней сцепки)	7990
ширина	3380
высота (на шинах 18.00R25):	
без верхнего балласта	1725
с балластом	1970
по кабине	1850
База, мм, не менее	3630
Дорожный просвет, мм, не менее	200
Габаритный радиус поворота (внешний), мм, не более	7600
Подъём кабины оператора, мм, не менее	450
Скорость подъёма и опускания кабины водителя, м/с	0,2
Тяговое усилие, кН, при полной массе, т:	
40 (без балласта)	280
49,2	344
58,4	410
70	460
Распределение нагрузки на оси, %	50:50
Максимальная скорость движения тягача без буксируемого самолёта, км/ч:	
вперёд	32
назад	25
Максимальная скорость при полной загрузке, км/ч, не менее	12
Ёмкость топливного бака, л	280

Какими же конструктивными особенностями обладает новый аэродромный тягач, и чем он отличается от серийно выпускаемых моделей?

Во-первых, изменена компоновка АТС. Максимально рационально использован компоновочный объём сварной несущей конструкции (рамы тягача), обеспечен удобный доступа к узлам и системам. Это позволило оставить БелАЗ-74270 в габаритных размерах машин предыдущей серии (БелАЗ-74212), при том что новый тягач позволяет осуществлять буксировку более тяжёлых воздушных судов.

Во-вторых, применён надёжный экономичный дизель фирмы "Дойц" мод. TCD 2015 мощностью 330 кВт (449 л.с.) с электронной системой управления и диагностики. Новый двигатель соответствует стандартам экологической безопасности ЕРА/ СОМП.

В-третьих, установлена современная, трёхместная кабина повышенной комфортабельности с全景ным лобовым стеклом, кондиционером, информационным жидкокристаллическим дисплеем на панели приборов, улучшенными обивочными шумоизоляционными материалами. Как и прежде положение кабины регулируется по высоте, а для ещё большего улучшения обзорности установлена камера заднего вида.

В-четвёртых, применены новые ведущие управляемые мосты с многодисковыми тормозами в масляной ванне, позволяющие реализовать четыре способа поворота: поворот передними колёсами, поворот задними колёсами, поворот передними и задними колёсами

с минимальным радиусом поворота, движение "крабом" (поворот передних и задних колёс в одну сторону).

В-пятых, установлена новая автоматическая гидромеханическая передача собственного производства ОАО "БелАЗ" с четырьмя ступенями переднего хода и тремя заднего хода. Система автоматического управления передачей позволяет выбрать наиболее оптимальный тягово-скоростной режим движения машины, что облегчает управление транспортным средством и обеспечивает безопасность движения.

В-шестых, использованы новые легкосъёмные балласты с удобными захватными элементами позволяющие быстро адаптировать тягач под буксировку самолётов с определённой взлётной массой. Для подъёма шасси применены гидравлические аутригеры.

На новом тягаче предусмотрена бортовая система пожаротушения с дистанционным включением.

В скором времени производственная линейка аэродромных тягачей БелАЗ пополнится очередными вос требованными на рынке моделями других классов. Так, концу 2016 г. запланировано окончание разработки аэродромного тягача для буксировки воздушных судов второго класса — со взлётной массой до 150 т. Далее придёт очередь замены на новую машину первенца — БелАЗ-74211: новый тягач для буксировки воздушных судов третьего класса — со взлётной массой до 260 т планируется изготовить во второй половине 2018 г.

---

УДК 621.436

## ЦЕНТРОБЕЖНАЯ ФОРСУНКА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Канд. техн. наук В.Д. БУРДЫКИН

Воронежский ГАУ имени императора Петра I (8.920.404-56-77)

*Рассмотрены проблемы, связанные с качеством смесеобразования топлива в дизелях; предложена центробежная форсунка, повышающая качество распыливания топлива, рассмотрена методика определения основных параметров форсунки.*

**Ключевые слова:** дизель, топливная аппаратура, центробежный распылитель, качество распыливания топлива, параметры распылителя.

Burdykin V.D.

Centrifugal atomizer for diesel

*The problems associated with the quality of atomization of fuel in diesel engines; proposed a centrifugal nozzle, which increases the quality of fuel atomization, the technique determining the main parameters of the injector.*

**Keywords:** diesel fuel injection equipment, centrifugal atomizer, the quality of fuel atomization, the parameters of the spray gun.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания — три общепризнанных и наиболее эффективных направления, связанные с повышением мощностных, экономических и экологических показателей современных дизелей. И по каждому из этих направлений сделано многое. Более того, кое-кто из специалистов утверждает, что резервы такого совершенствования уже практически исчерпаны. Однако это далеко не так. Взять, скажем, процесс смесеобразования. Его совершенствование в основном связано с изменением формы камеры сгорания и направлением движения потока воздуха, т. е. оно идёт за счёт значи-

тельного изменения конструкции днища поршня и головки блока цилиндров дизеля. И, действительно, нужно очень потрудиться, чтобы найти какой-то резерв впрыскивания и конструкции распылителя.

Но вот что касается топлива, то здесь картина совсем другая. В этом легко убедиться, рассмотрев процесс впрыскивания и распада топливных струй дизельной форсункой. Данный процесс можно разделить [1] на три периода. Для первого из них характерны относительно небольшие (до 1...2,5 МПа) давления впрыскивания, невысокие скорости истечения топлива и наличие внутри его струи сплошного, нераспавшегося участка (стержня) топлива. Периферийная же её часть распадается на мелкие частицы в основном под воздействием капиллярных и аэродинамических сил. Продолжительность этого периода небольшая, а количество впрыскиваемого при этом топлива не превышает 5...10 % цикловой подачи на рабочих режимах дизеля.

Второй период — основной. Для него характерны высокие давления впрыскивания и большие скорости истечения топлива. При этом струя распадается на мелкие частицы ещё внутри распыливающего отверстия форсунки, т. е. топливо выходит из отверстия раздробленным.

Третий период — конечный. Для него характерно уменьшение давления впрыскивания и скорости истечения топлива из распыливающего отверстия до нуле-

вых значений. Количество впрыскиваемого топлива так же, как в первый период, составляет 5...10 % цикловой подачи. И процесс распада топливных струй определяется теми же факторами, что и в первом периоде.

Влияние каждого из этих трёх периодов на работу дизеля различно. Так, установлено, что мелкость распыливания топлива, подаваемого в цилиндр двигателя в течение первого периода впрыскивания, оказывает большое влияние на предпламенные процессы и на протекание рабочего цикла. В частности, ряд исследований подтверждают, что с увеличением среднего диаметра капель топлива, подаваемого в данный период, возрастает жёсткость работы дизеля. От мелкости распыливания топлива во втором периоде зависит процесс горения основной его массы, а значит, все показатели дизеля. При ухудшении процесса дробления струи в третьем периоде в камеру сгорания может попадать почти не расплавшаяся жидкостная струя со всеми вытекающими отсюда последствиями для индикаторного КПД дизеля.

Поэтому при конструировании новых топливо-впрыскивающих систем их разработчики особое внимание уделяют именно третьему периоду — стремятся уменьшить его продолжительность за счёт более резкого снижения давления, быстрой посадки иглы на седло форсунки и уменьшения объёма полости перед её сопловыми отверстиями.

Все это, конечно, даёт определённые результаты. Однако улучшить мелкость распыливания топлива, особенно при малом давлении впрыскивания, можно и с помощью устройств, увеличивающих интенсивность завихривания топлива в сопловом канале распылителя форсунки. Более того, такие устройства, если их грамотно спроектировать, позволяют изменять не только мелкость распыливания топлива, но и закономерность его распределения по сечению факела топливной струи.

Например, доказано [2], что для улучшения мелкости распыливания топлива при малых давлениях впрыскивания можно использовать центробежный эффект, т. е. применять устройства, закручивающие топливо перед распыливающим отверстием струйной форсунки. Благодаря им можно повысить качество распыливания топлива в первом и третьем периодах впрыскивания, что улучшит пусковые свойства дизеля и снизит дымность его отработавших газов.

Данную задачу решают центробежные форсунки, и такие форсунки у нас есть. Например, простотой конструкции, надёжностью в эксплуатации и малым удельным расходом энергии на распыливание отличается центробежная форсунка, состоящая из трёх основных элементов — входных тангенциальных каналов, камеры закручивания и выходного отверстия, называемого соплом истечения (пат № 2006658с1, РФ).

Принцип её действия заключается в том, что потоку жидкости сначала придаётся закрутка, а затем — сужение. Благодаря ему существенно возрастает окружная составляющая скорости потока, в нём возникают значительные центробежные силы, образующие в выходном отверстии тонкую пленку кольцевого сечения, которая по выходе из форсунки распадается на

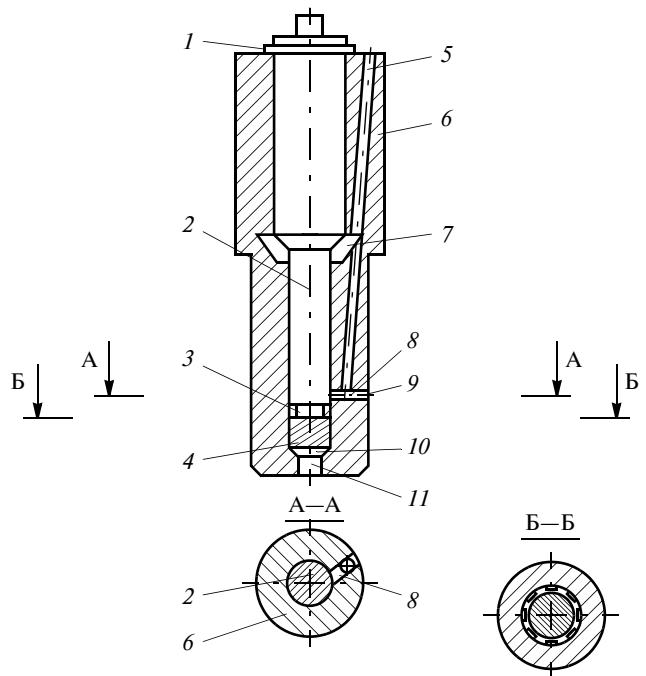


Рис. 1. Центробежный распылитель

мелчайшие капли. При этом вдоль оси форсунки образуется воздушный (газовый) вихрь, аналогичный вихревой воронке, которая возникает при истечении жидкости из сосуда через донное отверстие, которое представляет собой двойную структуру: по периферии это кольцо или плёнка топлива, центральная часть — воздушный вихрь, простирающийся от выходного сопла до задней стенки.

Основными параметрами центробежной форсунки при расчёте процессов горения являются её производительность, угол распыливания, средняя и локальная плотности орошения в сечениях на равных расстояниях от её торца, средний диаметр капель распылённой струи в целом и в отдельных её точках, спектр распределения капель по размерам в струе в целом. Все эти параметры определяются геометрией форсунки, свойствами жидкости и процессом течения топлива.

Так, установлено, что мелкость распыливания топлива центробежными форсунками практически не зависит от его вязкости. Это означает, что дизели, оснащенные такими форсунками, могут надёжно работать при очень низких температурах окружающей среды.

Не менее интересна и вторая из разработанных у нас центробежных форсунок (пат. № 2451205, РФ), распылитель которой (рис. 1) работает следующим образом.

Топливо по каналу 5 подается в полость 7 и канал 8. При этом давление в полости 7 возрастает. И когда оно достигнет уровня давления начала впрыскивания, запорный клапан 2, преодолевая усилия пружины, перемещается вверх и упирается в ограничитель своего верхнего положения (на чертеже не показан). В этот момент кольцевая проточка 3 соединяется с каналом 8, и топливо по наклонным каналам 4 поступает в камеру 10 закручивания распылителя и распыливающее отверстие 11 форсунки.

В камере 10 оно совершает интенсивное, с большой угловой скоростью, вращательное движение. Причём по мере продвижения к распыливающему отверстию форсунки его угловая скорость вращения многократно возрастает, поскольку диаметр отверстия уменьшается. Кроме того, топливо в процессе впрыскивания, двигаясь по наклонным пазам 4, придает игле 2 вращательное движение. Это делает износ цилиндрической поверхности иглы в районе канала 8 равномерным по всей окружности, т. е. повышает срок службы распылителя.

При прекращении подачи топлива ТНВД и снижении давления в полости 7 пружина перемещает запорный клапан 2 вниз, который перекрывает отверстие 8. Поэтому поступление топлива в цилиндр дизеля прекращается.

Перемещение запорного клапана вниз прекращается в момент, когда он своим ограничителем 1 хода соприкасается с корпусом 6 распылителя. При этом следует подчеркнуть, что площадь соприкосновения ограничителя хода иглы и корпуса распылителя у центробежной форсунки значительно больше, чем у конических поверхностей запорного клапана с запорным конусом обычного распылителя. Поэтому и удельные ударные нагрузки получаются значительно меньшими, что уменьшает износ этих поверхностей.

При конструировании распылителя данной центробежной форсунки стояла задача определить основные геометрические размеры форсунки, предназначенный для конкретного дизеля (с цикловой подачей, равной 100...120  $\text{мм}^3/\text{цикл}$  при частоте вращения коленчатого вала 2000  $\text{мин}^{-1}$ ). Для этого необходимо было подобрать размеры основных конструктивных параметров форсунки, обеспечивающие высококачественное распыливание топлива при давлении впрыскивания 25 МПа и часовом расходе 105 кг/ч.

Решая эту задачу, разработчики форсунки исходили из следующих соображений. В струе любой жидкости содержатся капли широкого спектра размеров. Чтобы

при расчётах не "гоняться" за каждым из размеров капель, струю характеризуют средним диаметром капель, т. е. принимают, что она состоит из капель одинакового, среднего диаметра. Во-вторых, средний диаметр капель струи топлива, как и в случае любой другой полидисперской системы, не полностью характеризует её свойства. При этом большое значение имеет закон (спектр) распределения капель в ней. Так, при распыливании топлива нужна определённая доля мелких капель, поскольку именно она определяет способность струи к воспламенению. И этот закон, в общем-то, известен: опытами установлено [3], что распределение размеров капель в распылённой струе следует закону больших чисел и хорошо описывается формулой Розина—Раммлера (формула № 1 в таблице).

При  $d_i = d_k$  эта формула примет вид формулы № 2, из которой следует, что 36,79 % (по массе) капель в струе имеют диаметр больше  $d_k$ .

Постоянное число  $k$ , характеризующее степень разнородности капель, можно определить из формулы № 1. Для этого её нужно дважды прологарифмировать в десятичных логарифмах. В итоге получается формула № 3. Это уравнение прямой.

Таким образом, экспериментальные исследования позволяют найти значения  $d_k$  и  $k$ , определяющие качество распыливания топлива. При этом размер  $d_k$  капель, по опытным данным, удовлетворительно укладывается на кривую, уравнение которой имеет вид формулы № 4, а значение входящего в эту формулу параметра  $d_s$  даёт формула № 5. Подставив в формулу № 4 заданные значения расхода  $G$  и давление  $P_{\text{вх}}$  перед форсункой, легко получить уравнение для определения диаметра  $d_k$  капель (формула № 6).

Расчёты по этой формуле при заданных расходе ( $G$ ) топлива и среднем давлении ( $P_{\text{вх}}$ ) впрыскивания показали, что средний диаметр капель топлива составляет 100 мкм, что вполне удовлетворяет требованиям, предъявляемым к качеству распыливания топлива в данном дизеле. Что касается значения параметра  $K$ , то

№	Формула	Примечания
1	$N = 100e^{-(d_i/d_k)k}$	$N$ — массовая доля капель в струе, диаметр которых больше $d_i$ %; $d_i$ — текущее значение диаметра капель; $d_k$ — постоянный диаметр капель, соответствующий определенному значению $N$ (36,79 %); $k$ — постоянное число, характеризующее степень разнородности капель
2	$R = 100/e = 36,79 \%$	—
3	$\lg(100/N) = k' \lg d_i - k' \lg d_k + \lg \lg e = = \text{const} + n \lg d_i$	где $k'$ — угловой коэффициент прямой, получаемый графически; $n$ — число распыливающих отверстий в форсунке
4	$d_k/d_s = 18,3/\text{Re}_s^{0,59}$	$2280 < \text{Re}_s < 18\,280$ число Рейнольдса; $d_s$ — эффективный диаметр распылителя форсунки
5	$d_s = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi}}$	$F_s$ — площадь эквивалентного отверстия
6	$d_k = 1,81 \frac{v^{0,59} G^{0,205} \rho^{0,192}}{P_{\text{вх}}^{0,397}}$	$v$ — вязкость топлива, $\text{см}^2/\text{с}$ ; $G$ — расход топлива, $\text{кг}/\text{ч}$ ; $\rho$ — плотность топлива, $\text{г}/\text{см}^3$ ; $P_{\text{вх}}$ — давление во входных каналах форсунки, $\text{кгс}/\text{см}^2$
7	$k = 4,42 - 0,42(D/d_c)$	$D$ — диаметр камеры закручивания топлива в форсунке; $d_c$ — диаметр ее распыливающего сопла
8	$D/d_c = (4,42 - k)/0,42$	—

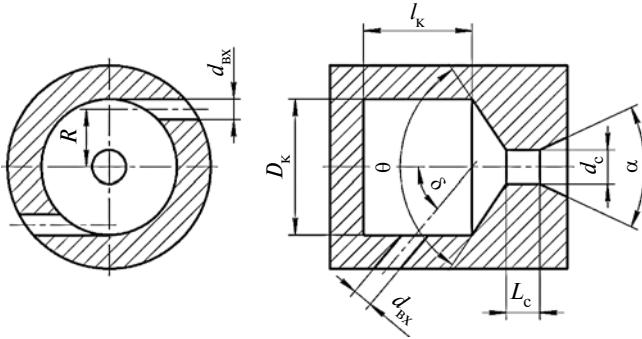


Рис. 2. Основные параметры центробежной форсунки

в работе [4] сообщается, что для хорошего качества распыливания это значение должно находиться в пределах  $2 \leq k \leq 4$ , а зависимость  $k = f(D/d_c)$  приближённо может быть представлена прямой, соответствующей формуле № 7.

Решив это уравнение относительно  $D/d_c$ , получим формулу № 8 и вполне удовлетворительного качества распыливание топлива при  $k = 3$ , т. е. при  $D/d_c = 3,38$ . Но в общем случае рекомендуемые значения  $2,3 \leq D/d_c \leq 6$ .

Геометрические параметры центробежной форсунки (рис. 2) её разработчики выбирали по рекомендациям, изложенным в той же работе [4], предварительно вычислив величину отношения  $G/P_{\text{bx}}$ , которую принято считать удельной производительностью форсунки. (В рассматриваемом случае  $G/P_{\text{bx}} = 6,65$ .)

УДК 629.3

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕКРЫТИЕМ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ

Д-р техн. наук В.П. ТАРАСИК

Белорусско-Российский университет (375.222.25-36-45)

*Предлагается математическая модель трансмиссии, предназначенная для исследования процесса переключения передач с перекрытием характеристик управления.*

**Ключевые слова:** гидромеханическая передача, фрикцион, управление фрикционами, время регулирования, перекрытие характеристик переключения передач, баланс энергии.

Tarasik V.P.

### MATHEMATICAL MODELING OF GEAR SHIFT WITH OVERLAPPING CONTROL CHARACTERISTICS

*A mathematical model of the transmission designed for research the gear shift with overlap control characteristics is considered.*

**Keywords:** hydromechanical transmission, friction clutch, clutch control, regulation time, overlap of gear shift characteristics, energy balance.

Автоматические трансмиссии позволяют существенно улучшить реализацию потенциальных тягово-скоростных свойств автомобиля, управления его движением, повысить безопасность этого движения [1]. Поэтому получают всё большее распространение. При этом наиболее часто их выполняют на основе гидромеханической передачи, состоящей из гидродинамического

трансформатора и многоступенчатой коробки передач, передачи в которой переключаются посредством многодисковых фрикционов с гидроприводом управления.

Такова, так сказать общая картина. Но на ней есть " пятна", главное из которых — необходимость научного поиска решений и разработки предъявляемых к этим трансмиссиям требований. Например, такого

По результатам расчётов и рекомендациям этой работы [4] были получены следующие параметры форсунки:  $D = 3,25$  мм;  $d_c = 0,67$ ;  $L_k = 3,0$  мм;  $l_{\text{bx}} = 4,7$  мм;  $f_{\text{bx}} = 4,7$  мм<sup>2</sup>;  $L_c = 0,3$ ;  $\theta = 120^\circ$ ;  $\delta = 60^\circ$ ;  $\mu = 0,304$ ;  $\alpha = 80^\circ$ . Число  $n$  входных отверстий — 4, что и было реализовано в металле.

Рассмотренная выше методика расчёта геометрических параметров центробежных форсунок позволяет, таким образом, определить их основные параметры, использовав в качестве исходных параметров цикловую подачу топлива и требования к качеству распыливания топлива, в частности, средний диаметр капель. Что весьма удобно с практической точки зрения.

### Литература

- Гришпан А.З., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Расчёт образования смеси в топливном факеле при дизельном впрыске на ЭВМ "Минск-32" / А.З. Гришпан, С.А. Романов, Ю.Б. Свиридов // Труды ЦНИИА. — 1975. — Вып. 67. — С. 53—67.
- Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях: монография / Кутовой В.А. — Москва: Машиностроение, 1981. — 119 с.
- Патент РФ № 2006658 С1, МПК F02M61/10. Распылитель форсунки / Кухарев М.Н., Журавец И.Б., Бурдыкин В.Д., Грибанов А.В. (Россия). — № 4935051/06, заявлено 05.05.1991; опубл. 30.01.1994. Бюл. № 2. — 5 с.
- Патент РФ № 2451205, МПК F 02M 61/10, B 05B/34. Распылитель форсунки для дизеля / Бурдыкин В.Д. (Россия). — № 2010110173/06; заявлено 17.03.2010; опубл. 20.05.2012, Бюл. № 32. — 4 с.
- Блох А.Г., Кичкина Е.С. Распыливание жидкого топлива механическими форсунками центробежного типа / Вопросы аэродинамики в котельно-топочных процессах. — Москва, 1959. — Гл. 6. — С. 48—56.
- Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. — Ленинград: Машиностроение, 1976. — 168 с.

важнейшего, по мнению автора, как обеспечение непрерывного подвода энергии двигателя к ведущим колёсам автомобиля в моменты переключения передач. Важнейшего уже потому, что в эти моменты автомобиль теряет скорость своего движения, а водитель и пассажиры попадают в дискомфортные условия (автомобиль "дёргается"). Поэтому специалисты считают: поток энергии через механизмы коробки передач должен быть непрерывным, т.е. цепь её передачи должна быть постоянно замкнутой.

Это не очень сложно и сводится к выбору характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами, участвующими в переключении передачи, и соответствующим согласованием этих характеристик во времени (такое управление называют переключением передач с перекрытием). Для современных автоматических трансмиссий, имеющих мехатронные системы управления,

получить любые желаемые характеристики переключения передач — не проблема [2 и др.]. Но это на первый взгляд. Опыт испытаний карьерных самосвалов БелАЗ, оснащённых мехатронными системами автоматического управления, показал: при переключении передач с перекрытием в цепи передачи энергии возникают замкнутые контуры, в которых происходит её циркуляция, приводящая к существенному возрастанию нагрузок в трансмиссии. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для её надёжности. В связи с чем возникает вопрос: возможно ли решение этой проблемы?

Чтобы ответить на него, рассмотрим конкретный пример — ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъёмностью 60 т, конструкция коробки передач которой представлена на рис. 1. Основные элементы этой коробки: входной (18), промежуточный (23) и выходной (27) валы, вал 13 реверса и шесть фрикционов. При этом фрикцион 11 первой передачи и фрикцион 9 передачи реверса расположены на валу 13 реверса, на валу 18 — фрикции второй (7) и третьей (20) передач, а на промежуточном валу 23 — фрикции понижающего (5) и повышающего (22) диапазонов.

Такая конструктивная схема называется диапазонной и выполнена по кинематической схеме с тремя степенями свободы. В её состав входит базовая трёхступенчатая коробка передач и встроенная в общий корпус двухступенчатая диапазонная коробка, позволяющие получить шесть передач переднего хода и две передачи реверса. Причём для получения любой из них должны быть замкнуты одновременно два фрикциона — один из фрикционов базовой коробки передач и фрикцион соответствующего диапазона. Переключение же передачи внутри диапазона осуществляется сменой одной пары фрикционов, а при переходе на другой диапазон — сменой двух пар фрикционов. Например, для перехода со второй на третью передачу необходимо выключить фрикцион 7 второй передачи, а вместо него замкнуть фрикцион 20 третьей передачи. Фрикции же 5 и 22 диапазонов в этом процессе участия не принимают: первый из

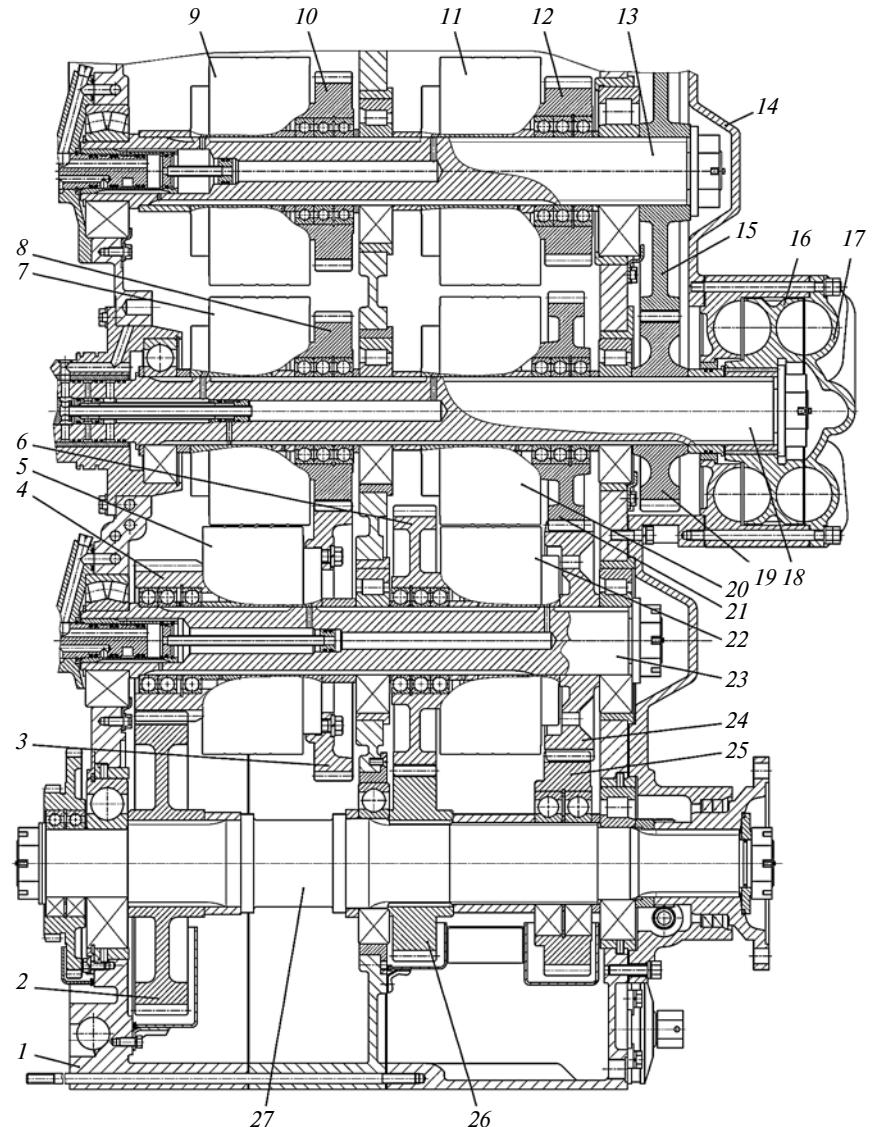


Рис. 1. Коробка передач карьерного самосвала БелАЗ-7555Е:

1 — картер коробки передач; 2, 4 — шестерни понижающего диапазона; 3 — ведомая шестерня второй передачи и реверса; 5 — фрикцион понижающего диапазона; 6, 26 — шестерни повышающего диапазона; 7 — фрикцион второй передачи; 8 — ведущая шестерня второй передачи; 9 — фрикцион реверса; 10 — ведущая шестерня реверса; 11 — фрикцион первой передачи; 12, 25 — ведущая и паразитная шестерни первой передачи; 13 — вал реверса; 14 — корпус шестёрёй привода вала реверса; 15 и 19 — шестерня привода вала реверса; 16 и 17 — ротор и статор гидродинамического тормоза-замедлителя; 18 — входной вал; 20 — фрикцион третьей передачи; 21, 24 — шестерни первой и третьей передач; 22 — фрикцион повышающего диапазона; 23 — промежуточный вал; 27 — выходной вал

них (5) остается в замкнутом состоянии, а второй (22) — в разомкнутом. Для переключения с третьей на четвёртую передачу нужно сменить одновременно два фрикциона: вместо фрикциона 20 третьей передачи включается фрикцион 11 первой передачи, а вместо фрикциона 5 понижающего диапазона — фрикцион 22 повышающего диапазона.

Рассмотрим процесс переключения с перекрытием, переход со второй передачи на третью.

Для осуществления такого процесса сжатие фрикционных дисков

фрикциона 20 третьей передачи начинается с некоторым опережением по отношению к моменту выключения фрикциона 7 второй передачи. В результате образуется замкнутый контур циркуляции энергии, в который входят следующие элементы коробки передач: включаемый фрикцион 20 третьей передачи (находится в режиме буксования) — зубчатые колёса 21 и 24 третьей передачи — участок промежуточного вала 23 между ведомыми шестернями 24 и 3 третьей и второй передач — зубчатые колёса 3 и 8 второй передачи —

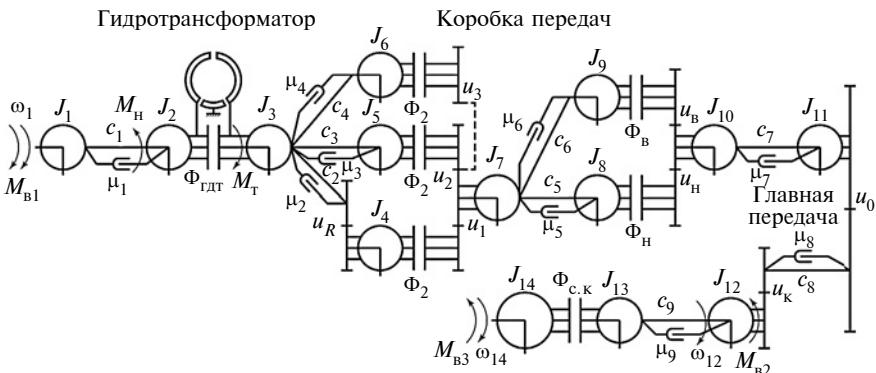


Рис. 2. Динамическая модель системы "двигатель — трансмиссия — ведущие колеса — дорога"

фрикцион 7 второй передачи (замкнут или начинает пробуксовывать) — участок входного вала 18 между фрикционами 7 и 20 соответственно второй и третьей передач. Чтобы определить величину циркулирующей в таком замкнутом контуре энергии в процессе переключения передач, а значит, и нагрузки на механизмы, входящие в него, очевидно, необходимо иметь соответствующую динамическую модель коробки передач, позволяющую учесть отмеченные выше особенности процесса и физические свойства объекта моделирования. Однако анализ самых различных [1, 3 и др.] литературных источников показал, что рассматриваемые в них динамические модели с линейной целью передачи энергии для решения проблемы трансмиссии самосвала БелАЗ-7555Е неприемлемы. Поэтому для неё разработана динамическая модель (рис. 2), позволяющая исследовать процессы переключения передач с перекрытием характеристик управления фрикционами. В этой модели приняты следующие обозначения параметров элементов:  $J_i, i = \overline{1, 14}$  — моменты инерции вращающихся сосредоточенных масс, отображающие инерционные свойства двигателя, трансмиссии, ведущих и ведомых колёс и поступательно движущейся массы самосвала;  $c_j, \mu_j, j = \overline{1, 9}$  — коэффициенты жёсткости и демпфирования механизмов трансмиссии и ведущих колёс, отображающие их упругие и диссипативные свойства;  $u_k, k = \overline{1, 3}$  — передаточные числа соответствующих ступеней коробки передач;  $u_h, u_b, u_0, u_k$  — передаточные числа понижающего и повышающего диапазонов этой коробки, главной и колёсной передач;  $\Phi_{\text{гдт}}$  —

фрикцион блокировки ГДТ;  $\Phi_n, n = \overline{1, 3}$  — фрикции включения первой, второй и третьей передач коробки передач;  $\Phi_h, \Phi_b$  — фрикции понижающего и повышающего её диапазонов;  $\Phi_{c,k}$  — фрикцион, отображающий сцепление ведущих колёс с опорной поверхностью;  $M_{B1}$  — вращающий момент двигателя;  $M_{B2}$  — момент, отображающий сопротивление качению ведомых колёс;  $M_{B3}$  — момент, отображающий суммарное сопротивление движению самосвала;  $M_h, M_t$  — моменты насосного и турбинного колёс ГДТ. Составлялась она на основе закона сохранения кинетической и потенциальной энергии системы. В итоге получилось, что в этой модели для исследования переключений между первой, второй и третьей передачами можно выделить три замкнутых контура. Например, при переключении со второй передачи на третью замкнутый контур образуют упругие элементы с параметрами жёсткости  $c_3$  и  $c_4$ , фрикции второй и третьей передач  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$ , зубчатые передачи с передаточными числами этих передач  $u_2$  и  $u_3$ . Очевидны и элементы, образующие замкнутые контуры при переключениях со второй на третью, с третьей на четвёртую и при обратных их переключениях с первой на вторую и с третьей на четвёртую передачу, т.е. с высших на низшие. Кроме того, для моделирования процессов переключения диапазонов был выделен замкнутый контур, в который входят упругие элементы с параметрами  $c_5$  и  $c_6$ , фрикции включения низшего и высшего диапазонов ( $\Phi_h$  и  $\Phi_b$ ), зубчатые передачи с передаточными числами этих диапазонов  $u_h$  и  $u_b$ .

На следующем этапе работы была построена математическая модель трансмиссии. При этом автор применил структурно-матричный метод и получил модель, которая включает два типа уравнений — топологические и компонентные, первые из которых описывают структуру динамической модели, взаимодействие её элементов и учитывают воздействия внешней среды, а вторые — физические свойства упругих и диссипативных элементов. В итоге топологических уравнений получилось 14 (табл. 1), а компонентных — восемнадцать, девять из которых описывают упругие элементы, а ещё девять аналогичных — диссипативные, только в них вместо  $c_j$  необходимо подставить  $\mu_j$ .

Обе группы дифференциальных уравнений сводятся в единую систему. Результатом их интегрирования являются функции  $\omega_i = f(t)$  угловых скоростей сосредоточенных масс и функции  $M_y = f(t)$  моментов в упругих элементах системы, где  $t$  — текущее время (аргумент).

Входящие в эту систему дискретные функции определяются следующим образом.

Функцию  $L_n$  состояния  $n$ -го фрикциона даёт формула № 3, функция  $P_n$  размыкания  $n$ -го фрикциона — формула № 4, в которой если масса расположена на входе фрикциона, принимается знак "минус", а если на выходе, — знак "плюс", момент  $M_{\Phi n}$  трения фрикциона, в свою очередь, определяется по формуле № 5. При этом входящий в неё коэффициент  $\mu_\Phi$  трения определяется по формуле № 6. На рис. 3 представлены исследованные возможные варианты характеристики управления фрикционами рассматриваемой ГМП, т.е. графики изменения во времени  $t$  давления  $p$  рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры фрикциона. Их, как видим, здесь четыре варианта. При первом и втором из них переключение осуществлялось с нулевым перекрытием характеристик управления фрикционами  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$  второй и третьей передач, а в третьем и четвёртом — с положительным перекрытием. На время переключения передачи гидротрансформатор разблокировался, выключая фрикцион блокировки  $\Phi_{\text{гдт}}$ . Причём в

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{(M_{\text{в1}} - M_{y,\text{д1}})}{J_1};$ $\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\left[ M_{y,\text{д1}} - M_{\text{h}} - M_{\Phi,\text{tt}} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{\text{tt}}) - \right.}{(J_1 + J_3 L_{\text{tt}})} \\ \left. - (M_{y,\text{д2}} + M_{y,\text{д3}} + M_{y,\text{д4}}) L_{\text{tt}} P_{\text{tt}} \right];$ $\frac{d\omega_3}{dt} = \frac{\left[ M_{\text{t}} + M_{\Phi,\text{tt}} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{\text{tt}}) + \right.}{(J_2 L_{\text{tt}} + J_3)} \\ \left. + M_{y,\text{д1}} L_{\text{tt}} P_{\text{tt}} - M_{y,\text{д2}} - M_{y,\text{д3}} - M_{y,\text{д4}} \right];$ $\frac{d\omega_4}{dt} = \frac{\left\{ M_{y,\text{д2}} u_R \eta_R - \left[ \begin{array}{l} M_{\Phi 1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7 u_1)(1 - L_1) + \\ + \frac{(M_{y,\text{д5}} + M_{y,\text{д6}}) L_1 R_1}{u_1 \eta_1} \end{array} \right] D_1 \right\}}{\left( J_4 + \frac{J_7 L_1 D_1}{u_1^2} \right)};$ $\frac{d\omega_5}{dt} = \frac{\left\{ M_{y,\text{д3}} - \left[ \begin{array}{l} M_{\Phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7 u_2)(1 - L_2) + \\ + \frac{(M_{y,\text{д5}} + M_{y,\text{д6}}) L_2 R_2}{u_2 \eta_2} \end{array} \right] D_2 \right\}}{\left( J_5 + \frac{J_7 L_2 D_2}{u_2^2} \right)};$ $\frac{d\omega_6}{dt} = \frac{\left\{ M_{y,\text{д4}} - \left[ \begin{array}{l} M_{\Phi 3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7 u_3)(1 - L_3) + \\ + \frac{(M_{y,\text{д5}} + M_{y,\text{д6}}) L_3 R_3}{u_3 \eta_3} \end{array} \right] D_3 \right\}}{\left( J_6 + \frac{J_7 L_3 D_3}{u_3^2} \right)};$ $\frac{d\omega_7}{dt} = \frac{\left\{ \begin{array}{l} \left[ M_{\Phi 1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7 u_1)(1 - L_1) + \right. \\ \left. + M_{y,\text{д2}} u_R \eta_R u_1 \eta_1 L_1 R_1 \right] D_1 + \\ + \left[ M_{\Phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7 u_2)(1 - L_2) + \right. \\ \left. + M_{y,\text{д3}} u_2 \eta_2 L_2 R_2 \right] D_2 + \\ + \left[ M_{\Phi 3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7 u_3)(1 - L_3) + \right. \\ \left. + M_{y,\text{д4}} u_3 \eta_3 L_3 R_3 \right] D_3 - M_{y,\text{д5}} - M_{y,\text{д6}} \end{array} \right\}}{(J_7 + J_4 u_1^2 L_1 D_1 + J_5 u_2^2 L_2 D_2 + J_6 u_3^2 L_3 D_3)};$ $\frac{d\omega_8}{dt} = \frac{\left\{ M_{y,\text{д5}} - \left[ \begin{array}{l} M_{\Phi \text{H}} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10} u_{\text{H}})(1 - L_{\text{H}}) + \\ + \frac{M_{y,\text{д7}} L_{\text{H}} R_{\text{H}}}{u_{\text{H}} \eta_{\text{H}}} \end{array} \right] D_{\text{H}} \right\}}{\left( J_8 + \frac{J_{10} L_{\text{H}} D_{\text{H}}}{u_{\text{H}}^2} \right)};$ $\frac{d\omega_9}{dt} = \frac{\left\{ M_{y,\text{д6}} - \left[ \begin{array}{l} M_{\Phi \text{B}} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10} u_{\text{B}})(1 - L_{\text{B}}) + \\ + \frac{M_{y,\text{д7}} L_{\text{B}} R_{\text{B}}}{u_{\text{B}} \eta_{\text{B}}} \end{array} \right] D_{\text{B}} \right\}}{\left( J_9 + \frac{J_{10} L_{\text{B}} D_{\text{B}}}{u_{\text{B}}^2} \right)};$ $\frac{d\omega_{10}}{dt} = \frac{\left\{ \begin{array}{l} \left[ M_{\Phi \text{H}} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10} u_{\text{H}})(1 - L_{\text{H}}) + \right. \\ \left. + M_{y,\text{д5}} u_{\text{H}} \eta_{\text{H}} L_{\text{H}} R_{\text{H}} \right] D_{\text{H}} + \\ + \left[ M_{\Phi \text{B}} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10} u_{\text{B}})(1 - L_{\text{B}}) + \right. \\ \left. + M_{y,\text{д6}} u_{\text{B}} \eta_{\text{B}} L_{\text{B}} R_{\text{B}} \right] D_{\text{B}} - M_{y,\text{д7}} \end{array} \right\}}{(J_{10} + J_8 u_{\text{H}}^2 L_{\text{H}} D_{\text{H}} + J_9 u_{\text{B}}^2 L_{\text{B}} D_{\text{B}})};$	$M_{y,\text{дj}} = M_{yj} + M_{dj}; L_n, P_n, D_n$ — дискретные функции: $L_n$ — функция состояния $n$ -го фрикциона (при $L_n = 0$ фрикцион буксует; при $L_n = 1$ — замкнут); $P_n$ — функция размыкания замкнутого фрикциона при недостаточном моменте трения; $D_n$ — функция управления фрикционами (при $D_n = 1$ механизм управления $n$ -м фрикционом включен, его гидроцилиндр находится под давлением рабочей жидкости $p_{\Phi n}$ ; при $D_n = 0$ этот гидроцилиндр соединён со сливом), она формируется в соответствии с заданными характеристиками автоматического переключения передач, которые зависят от положения педали акселератора, скорости и ускорения АТС

№ формулы	Формула	Примечания
	$\frac{d\omega_{11}}{dt} = \left[ \frac{M_{y,dk} - M_{y,da}}{J_{11}} \right] u_0 \eta_0; \quad \frac{d\omega_{12}}{dt} = \frac{(M_{y,da} u_k \eta_k - M_{y,dk} - M_{b2})}{J_{12}};$ $\frac{d\omega_{13}}{dt} = \frac{[M_{y,dk} - M_{\phi k} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_k) - M_{b3} L_k P_k]}{(J_{13} + J_{14} L_k)};$ $\frac{d\omega_{14}}{dt} = \frac{[M_{\phi k} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_k) + M_{y,dk} L_k P_k - M_{b3}]}{(J_{14} + J_{13} L_k)}$	
2	$\frac{dM_{y1}}{dt} = c_1(\omega_1 - \omega_2); \quad \frac{dM_{y2}}{dt} = c_2(\omega_3 - \omega_4 u_R); \quad \frac{dM_{y3}}{dt} = c_3(\omega_3 - \omega_5);$ $\frac{dM_{y4}}{dt} = c_4(\omega_3 - \omega_6); \quad \frac{dM_{y5}}{dt} = c_5(\omega_7 - \omega_8); \quad \frac{dM_{y6}}{dt} = c_6(\omega_7 - \omega_9);$ $\frac{dM_{y7}}{dt} = c_7(\omega_{10} - \omega_{11}); \quad \frac{dM_{y8}}{dt} = c_8\left(\frac{\omega_{11}}{u_0} - \omega_{12} u_k\right); \quad \frac{dM_{y9}}{dt} = c_7(\omega_{12} - \omega_{13})$	—
3	$L_n = \begin{cases} 1 & \text{при }  \omega_{\text{вдш}n} - \omega_{\text{вдм}n}  \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при }  \omega_{\text{вдш}n} - \omega_{\text{вдм}n}  > \Delta\omega \end{cases}$	$\omega_{\text{вдш}n}, \omega_{\text{вдм}n}$ — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого фрикционных элементов фрикциона; $\Delta\omega$ — допустимая разность между ними ( $\Delta\omega = 0,001...0,01$ рад/с; после замыкания фрикциона принять ( $\Delta\omega = 0$ ))
4	$P_n = 0,5 \lfloor 1 + \text{sign}(M_{\phi n} -  M_{y,dk} \pm J_i \varepsilon_i ) \rfloor$	$M_{\phi n}$ — момент трения $n$ -го фрикциона; $M_{y,dk}$ — суммарный момент $k$ -х упругого и диссипативного элементов, примыкающих к $i$ -й массе на входе или выходе фрикциона; $J_i$ — момент инерции $i$ -й массы; $\varepsilon_i$ — её угловое ускорение; если $J_i$ на входе фрикциона, знак "минус", иначе — знак "плюс"
5	$M_\phi = \mu_\phi F_{cж} r_\phi z$	$\mu_\phi$ — коэффициент трения буксующего фрикциона (после замыкания принять $\mu_\phi = 0,12$ ); $F_{cж}$ — усилие сжатия фрикционных дисков; $r_\phi$ — средний радиус трения фрикционных дисков; $z$ — число пар трения фрикциона
6	$\mu_\phi = \mu_{\min} + (\mu_{\max} - \mu_{\min}) \exp(-k_e r_\phi  \omega_{\text{вдш}} - \omega_{\text{вдм}} )$	$\mu_{\max} = 0,1, \mu_{\min} = 0,06, k_e = 0,265$ — коэффициент экспоненты
7	$W_t = \int_0^{t_6} M_t \omega_t dt$	$W_t$ — энергия, генерируемая на валу турбины ГДТ за время $t_6$ ; $M_t$ — момент турбины ГДТ
8	$\Delta E_{ki} = \frac{J_i}{2} (\omega_{hi}^2 - \omega_{ki}^2)$	$\omega_{hi}, \omega_{ki}$ — начальная и конечная угловые скорости вращения $i$ -й массы
9	$W_{yj} = \int_0^{t_6} M_{yj} \omega_j dt$	$M_{yj}$ — момент на $j$ -м упругом элементе; $\omega_i$ — угловая скорость $i$ -й массы, непосредственно связанной с этим упругим элементом
10	$W_{\phi k} = \int_0^{t_6}  M_{\phi k} \omega_{\phi k}  dt$	$M_{\phi k}$ — момент трения фрикциона; $\omega_{\phi k}$ — угловая скорость относительного скольжения фрикционных дисков $k$ -го фрикциона
11	$W_{\text{пот}} = -(W_{\phi 3} + W_{\phi 2} + \Sigma \Delta E_k^- + W_\mu)$	$\Sigma \Delta E_k^-$ — сумма изменений кинетической энергии всех масс коробки передач за время $t_6$ ; $W_\mu$ — работа диссипативных элементов
12	$\eta_{\text{к.п.ср}} =  W_{y5}/\Sigma W_{\text{подв}} $	$\Sigma W_{\text{подв}}$ — суммарное количество энергии, подводимой к КП за время $t_6$
13	$\Sigma W_{\text{подв}} = W_t + \Sigma \Delta E_k^-$	—

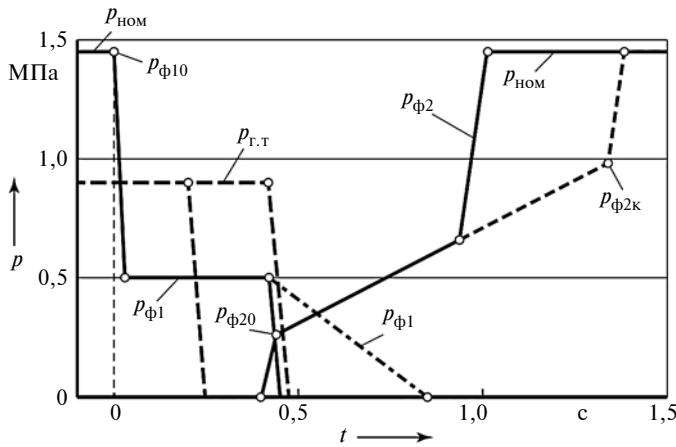


Рис. 3. Характеристики управления фрикционами ГМП

первом и третьем вариантах фрикцион  $\Phi_{\text{гдт}}$  выключался в момент подачи сигнала на включение фрикциона  $\Phi_2$ , во втором и четвёртом вариантах — с опережением на 0,2 с. В гидроцилиндре выключаемого фрикциона  $\Phi_2$  давление предварительно, за 0,4 с до включения фрикциона  $\Phi_3$ , снижалось ступенчато до величины  $p_{\phi2} = 0,5$  МПа, а затем в первом и втором вариантах резко уменьшалось до нуля, что соответствовало условию переключения с нулевым перекрытием. В третьем и четвёртом вариантах на интервале времени нарастания давления  $p_{\phi3}$  в гидроцилиндре фрикциона  $\Phi_3$  осуществлялось постепенное плавное снижение давления  $p_{\phi2}$  в гидроцилиндре фрикциона  $\Phi_2$  (штрихпунктирная линия на рис. 3), что позволяло имитировать переключение с положительным перекрытием характеристик управления фрикционами (время этого перекрытия составляло 0,4 с). Была также предусмотрена возможность процесса регулирования времени  $t_p$ , изменяя давление  $p$  в гидроцилиндре включаемого фрикциона на интервале времени  $t_p = 0,9$  с, что позволяло плавно включить фрикцион при любых дорожных условиях и уровнях нагрузки самосвала. Но чтобы исключать буксование фрикциона  $\Phi_3$ , давление в момент его замыкания сразу же поднималось до名义ного  $p_{\text{ном}}$ .

Обеспеченные перечисленными выше мерами графики изменения во времени удельной мощности  $P_{\phi3}$  и удельной работы  $W_{\phi3}$  фрикциона  $\Phi_3$  приведены на рис. 4, *a*, прира-

щении поверхностной ( $\Delta T_{\text{n},\phi3}$ ) и объёмной ( $\Delta T_{\text{об},\phi3}$ ) температур фрикционных дисков при переключении с нулевым перекрытием — на рис. 4, *в*, а изменения характеристик тех же процессов при переключении с перекрытием — на рис. 4, *б* и 4, *г* соответственно. Как из них видно, в последнем случае значения  $P_{\phi3}$ ,  $W_{\phi3}$ ,  $\Delta T_{\text{n},\phi3}$ ,  $\Delta T_{\text{об},\phi3}$  оказались существенно выше, чем в первом. Кроме того, произошло буксование выключаемого фрикциона  $\Phi_2$ , что отображается графиком его удельной мощности  $P_{\phi2}$ . Но  $P_{\phi2}$  получилось значительно меньшим  $P_{\phi3}$ , что объясняется небольшим временем буксования фрикциона  $\Phi_2$ , обусловленным слишком большой разницей в значениях статического и динамического коэффициентов трения используемого фрикционного материала: их значения различаются практически в 2 раза.

Таким образом, можно сделать вывод: теплонапряжённость работы фрикционов при их переключении с перекрытием существенно выше, чем без перекрытия.

Для определения температуры нагрева фрикционных дисков за время буксования фрикционов использовалась математическая модель теплопередачи. Интегрирование системы дифференциальных уравнений этой модели и формул № 1 и 2 осуществлялось совместно.

Для оценки влияния характеристик управления на нагрузки механизмов трансмиссии рассмотрим графики изменения вращающих моментов, приведённые на рис. 5. На этих графиках упругие элементы с параметрами  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $c_4$ ,  $c_5$ ,  $c_6$  отображают физические свойства валов коробки передач, а упругий элемент  $c_7$  — карданного вала.

При переключении передачи с нулевым перекрытием (см. рис. 5, *а* и *в*) фрикцион  $\Phi_2$  выключается практически одновременно с началом буксования фрикциона  $\Phi_2$  включаемой передачи, поэтому энергия в коробку передач в основном поступает

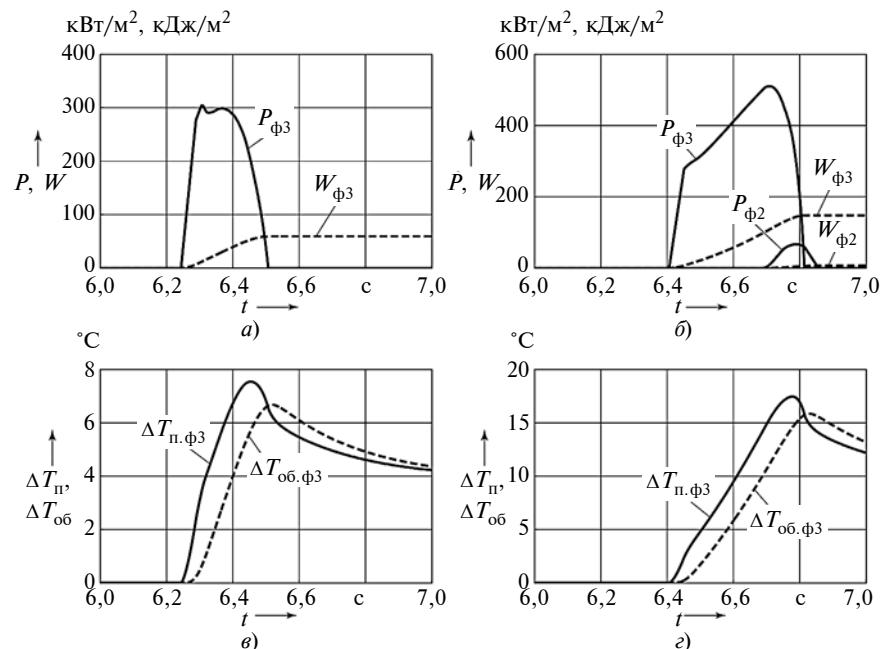


Рис. 4. Графики показателей теплонапряжённости работы фрикционов коробки передач при включении передач с нулевым (*а*, *в*) и положительным (*б*, *г*) перекрытиями

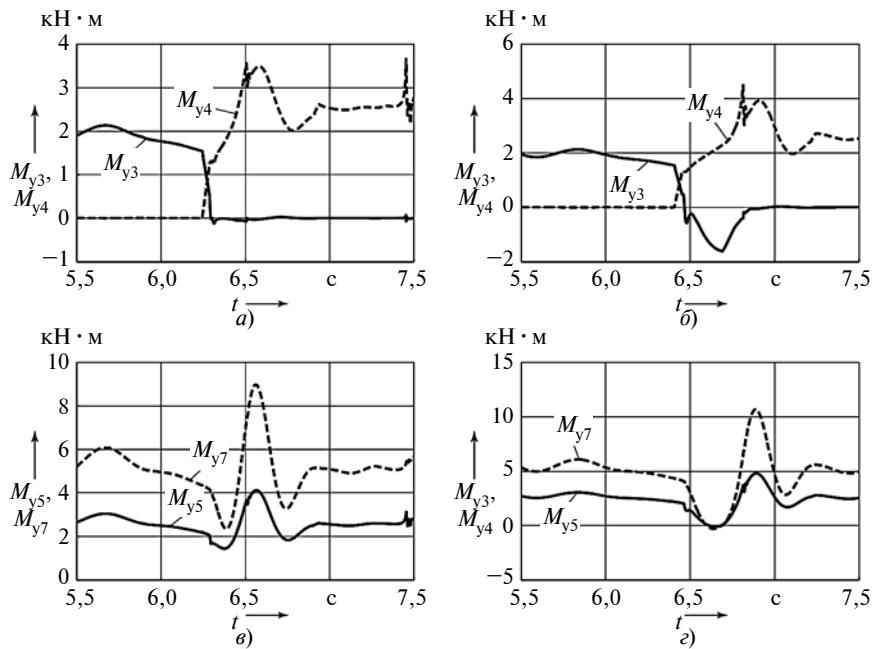


Рис. 5. Графики динамических нагрузок на валах трансмиссии при переключении передач с нулевым (а, б) и положительным (б, г) перекрытием

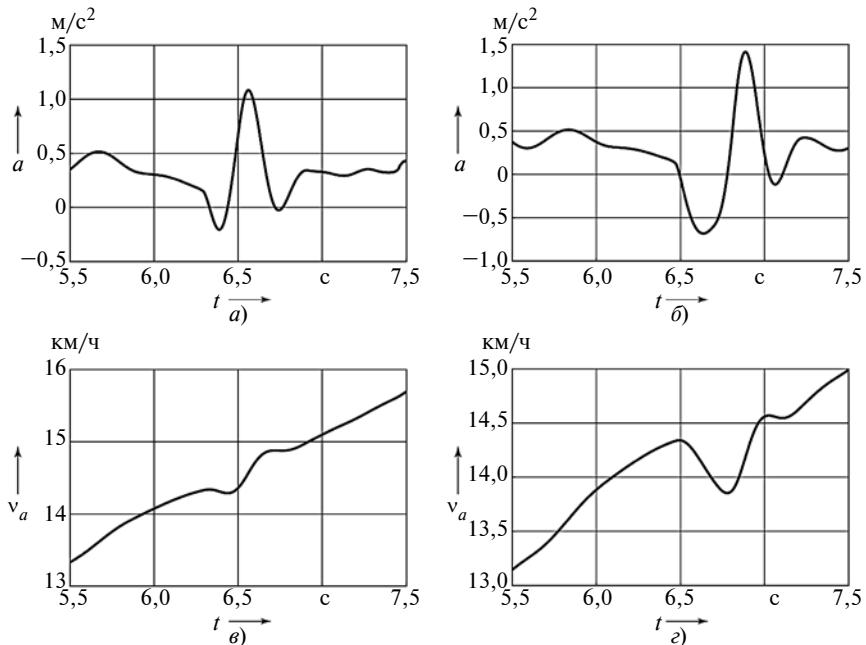
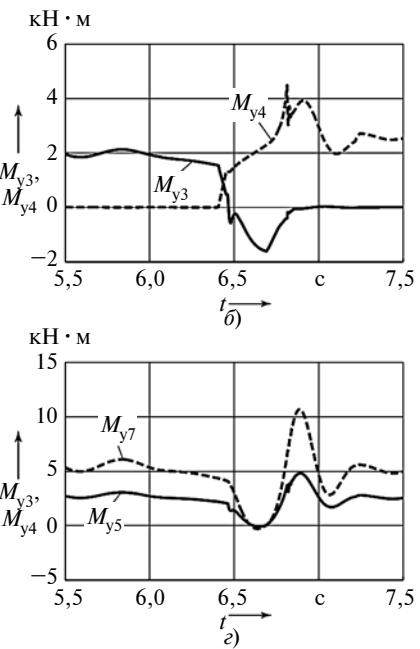


Рис. 6. Графики изменения ускорения  $a$  и скорости  $v_a$  автомобиля в процессе переключения передач с нулевым (а, б) и положительным (в, г) перекрытием

через упругий элемент  $c_4$  и далее передаётся к упругому элементу  $c_5$ , и замкнутый контур циркуляции энергии не образуется. Небольшие колебания момента  $M_{y3}$  после выключения фрикциона  $\Phi_2$  обусловлены колебаниями массы  $J_5$  и выделяемой ею накопленной кинетической энергией.

При переключении передачи с перекрытием (см. рис. 5, б и г) буксование фрикциона  $\Phi_3$  начинается



момент  $M_{y4}$  в упругом элементе  $c_4$  и, как следствие, увеличиваются моменты в упругих элементах  $M_{y5}$  и  $M_{y7}$ , т.е. на промежуточном и выходном валах коробки передач и на карданном валу, что хорошо видно из рис. 5, г. Но минимальные их значения, наоборот, меньше, чем в вариантах переключения с нулевым перекрытием, что приводит к замедлению самосвала и потере скорости его движения.

На рис. 6, а и б показаны графики изменения во времени ускорения, а на рис. 6, в и г — скорости движения самосвала в процессе переключения передач. Из них видно, что характеристики управления фрикционами существенно влияют на параметры движения самосвала при переключении с перекрытием: возрастают максимальное значение ускорения  $a_{\max}$  и амплитуда его колебания  $\Delta a = a_{\max} - a_{\min}$ , увеличивается потеря скорости за время переключения, ухудшается плавность движения и комфортность машины.

В табл. 2 приведены значения исследуемых параметров, которые представляют собой показатели качества процесса переключения передач. При этом оценка соотношения показателей дана не только в абсолютных цифрах, но и в процентах (за 100 % приняты значения показателей, полученные в первом варианте, соответствующем переключению с нулевым перекрытием и совмещением момента времени выключения фрикциона  $\Phi_{\text{гдт}}$  блокировки ГДТ с моментом включения фрикциона  $\Phi_3$ ).

Из этой таблицы следует, что перекрытие передач, действительно, существенно увеличивает нагрузки в трансмиссии и теплонапряжённость работы фрикционов, ухудшает плавность хода самосвала, характеризуемую амплитудами изменения ускорения и джерка (скорости изменения ускорения). То есть рекомендуемое многими специалистами переключение передач с перекрытием не оправдывает возлагаемых на него надежд. Однако уменьшить все эти вредные последствия всё-таки можно. Как показывают исследования автора, наилучшие значения показателей качества процесса переключения достигаются при нулевом пе-

перекрытии с синхронным разблокированием ГДТ.

Чтобы убедиться в правильности этого вывода, проанализируем баланс потока энергии, передаваемой механизмами коробки передач за время  $t_6$  буксования включаемого фрикциона  $\Phi_3$ .

К коробке передач подводится энергия  $W_T$ , генерируемая на валу турбины ГДТ за время  $t_6$ , а также часть  $\Delta E_{k3}$  накопленной массой  $J_3$  кинетической энергии, выделяемой в связи со снижением угловой скорости  $\omega_T$ . Значения энергии  $W_T$ , очевидно, даёт формула № 7, изменения  $\Delta E_{ki}$  кинетической энергии  $i$ -й массы коробки передач за время  $t_6$  — формула № 8, энергии  $W_{yj}$  передаваемой валами коробки через  $j$ -й упругий элемент (вал коробки передач) за время  $t_6$ , — формула № 9, а энергию  $W_{\phi k}$  буксования  $k$ -го фрикциона — формула № 10.

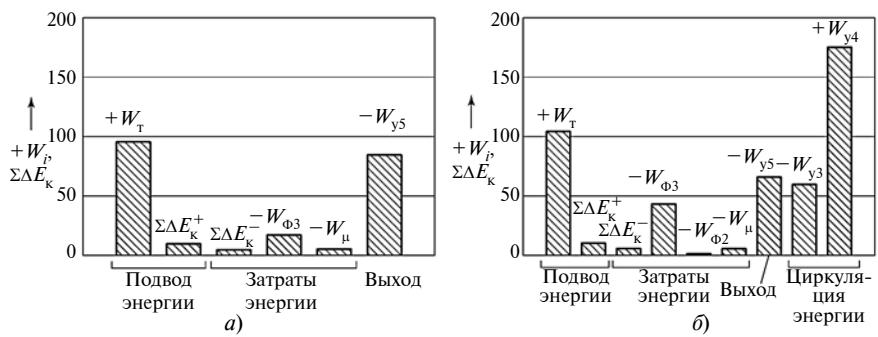


Рис. 7. Диаграмма баланса энергии в коробке передач при переключении со второй на третью передачу с нулевым (а) и положительным (б) перекрытием

Диаграмма баланса энергии при переключении со второй на третью передачу, осуществляя с нулевым перекрытием передач (первый вариант характеристик управления), приведён на рис. 7, а, а при положительном перекрытии (третий вариант) — на рис. 7, б. На них принятые следующие обозначения составляющих баланса энергии:  $\Sigma E_k^+$  — суммарная кинетическая энергия, выделенная массами  $J_3$ ,  $J_4$ ,  $J_5$ ,  $J_6$  за время  $t_6$  в связи со снижением их угловых скоростей;  $\Sigma E_k^-$  — энергия, затраченная на увеличение кинетической энергии массы  $J_7$  в связи с её разгоном;  $W_{y3}$  — количество энергии, передаваемой через упругий элемент  $c_3$  за время  $t_6$  в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре (знак "минус" в обозначении этой энергии означает, что она передаётся через замкнутый фрикцион  $\Phi_2$  к упругому элементу  $c_3$  и далее к упругому элементу  $c_4$ );  $W_{y4}$  — количество энергии, передаваемой через упругий элемент  $c_4$ ;  $W_{y5}$  — количество энергии, поступающей через упругий элемент  $c_5$  к фрикциону  $\Phi_h$  понижающего диапазона.

Таблица 2

Параметр	Вариант управления фрикционами без перекрытия		Вариант управления фрикционами с перекрытием	
	первый	второй	третий	четвертый
Время буксования фрикциона $\Phi_3$ , с (%)	0,263 (100)	0,327 (125)	0,408 (155)	0,421 (161)
Удельная работа буксования, кДж/ $m^2$ (%): фрикциона $\Phi_3$ фрикциона $\Phi_2$	58,9 (100) 0	81,3 (138) 0	148,3 (252) 5,2	158,9 (270) 3,0
Удельная мощность буксования, кВт/ $m^2$ (%): фрикциона $\Phi_3$ фрикциона $\Phi_2$	304,8 (100) 0	308,9 (101) 0	511,1 (168) 65,9	530,4 (174) 47,1
Температура фрикционных дисков, град. (%)	7,6 (100)	10,0 (133)	17,5 (232)	18,8 (249)
Максимальный врачающий момент, Н · м (%): на турбине ГДТ на входном валу КП в замкнутом контуре КП на карданном валу	3104 (100) 3557 (100) −119 (100) 8969 (100)	3342 (108) 3974 (112) −475 (399) 7479 (83)	3696 (119) 4490 (126) −1610 (1359) 10670 (119)	3669 (118) 4569 (129) −1248 (1053) 10540 (118)
Ускорение самосвала, м/ $s^2$ : максимальное минимальное	1,08 (100) −0,20 (100)	0,79 (73) −0,39 (195)	1,41 (131) −0,68 (340)	1,39 (129) −0,39 (195)
Скорость изменения ускорения (джерк) самосвала, $m/s^3$ : максимальный минимальный	11,73 (100) −9,88 (100)	8,60 (73) −6,30 (64)	20,70 (176) −13,90 (141)	20,94 (179) −13,56 (137)
Снижение скорости самосвала за время переключения передачи, %	0,35	1,43	3,42	3,73

марная кинетическая энергия, выделенная массами  $J_3$ ,  $J_4$ ,  $J_5$ ,  $J_6$  за время  $t_6$  в связи со снижением их угловых скоростей;  $\Sigma E_k^-$  — энергия, затраченная на увеличение кинетической энергии массы  $J_7$  в связи с её разгоном;  $W_{y3}$  — количество энергии, передаваемой через упругий элемент  $c_3$  за время  $t_6$  в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре (знак "минус" в обозначении этой энергии означает, что она передаётся через замкнутый фрикцион  $\Phi_2$  к упругому элементу  $c_3$  и далее к упругому элементу  $c_4$ );  $W_{y4}$  — количество энергии, передаваемой через упругий элемент  $c_4$ ;  $W_{y5}$  — количество энергии, поступающей через упругий элемент  $c_5$  к фрикциону  $\Phi_h$  понижающего диапазона.

Значения составляющих компонентов потока энергии, полученные для исследуемых вариантов управления фрикционами при переключении со второй на третью передачу, приведены в табл. 3. Из неё, а также рис. 7 видно, что при третьем варианте управления фрикционами в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре через упругий элемент  $c_4$  передаётся 175,2 кДж энергии, в то время как при первом варианте — только 95,7 кДж, т.е. в 1,83 раза меньше. Это увеличивает, по сравнению с первым вариантом, максимальное значение врачающего момента на данном упругом элементе в 1,26 раза (см. табл. 2). За тот же период времени  $t_6$  через упругий элемент  $c_3$  передаётся 59,8 кДж энергии. Это её количество и представляет собой энергию циркуляции, создающую перегрузку участка входного вала коробки передач, расположенного между фрикционами  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$  (см. рис. 1).

Таблица 3

Составляющая баланса энергии, кДж	Вариант управления фрикционами без перекрытия		Вариант управления фрикционами с перекрытием	
	первый	второй	третий	четвертый
Энергия гидротрансформатора $W_t$	95,6	118,8	104,3	108,1
Изменение кинетической энергии масс:				
$\Sigma \Delta E_k^+$	9,8	11,5	10,4	10,0
$\Sigma \Delta E_k^-$	-4,7	-3,1	-5,8	-5,6
Работа буксования фрикционов:				
$W_{\phi 3}$	-17,2	-23,8	-43,3	-46,5
$W_{\phi 2}$	0	0	-1,5	-0,9
Работа диссипативных элементов $W_\mu$	-5,4	-6,3	-5,6	-5,3
Энергия в контуре циркуляции:				
$W_{y3}$	0	0	-59,8	-66,0
$W_{y4}$	95,7	128,2	175,2	181,2
Энергия на выходе КП $W_{y5}$	-84,6	-102,6	-66,0	-63,5
КПД $\eta_{к.п.ср}$	0,803	0,787	0,576	0,538

Суммарные затраты (потери)  $W_{\text{пот}}$  энергии в коробке передач можно подсчитать по формуле № 11. Они в рассматриваемом случае (ГМП самосвала БелАЗ-7555Е) при переключении передач без перекрытия (первый вариант) составляют 27,3 кДж, а при переключении с перекрытием — 56,2 кДж, т.е. возрастают в 2,06 раза. При этом работа буксования  $W_{\phi 3}$  фрикциона  $\Phi_3$  увеличивается в 2,52 раза.

Среднее значение КПД коробки передач  $\eta$  за время буксования  $t_b$  фрикциона  $\Phi_3$  можно вычислить по формуле № 12 (полученные по ней его значения для всех четы-

рёх вариантов приведены в той же табл. 3).

Рассмотренная выше математическая модель описания физических свойств гидромеханической трансмиссии самосвала, как видим, позволяет выявлять наличие замкнутых контуров циркуляции энергии при переключении передач, а значит, исследовать нагрузки элементов этих контуров, их влияние на нагрузки во всех других элементах трансмиссии, теплонапряжённость фрикционов и характеристики движения автомобиля в интервале времени переключения передачи. В частности, в нашем конкретном случае удалось

легко установить, что при переключении передачи с перекрытием характеристик управления фрикционами в коробке передач самосвала БелАЗ-7555Е возникает замкнутый контур циркуляции энергии. При этом величина передаваемой энергии в одном из упругих элементов контура, соединяющих между собой включаемый и выключаемый фрикции, значительно превышает то её количество, которое подводится к коробке передач от двигателя и гидротрансформатора на интервале времени  $t_b$ . Что, естественно, значительно увеличивает моменты на всех валах трансмиссии и работу буксования фрикциона включаемой передачи, а также амплитуду изменения ускорения автомобиля и величину падения его скорости, ухудшает его комфортность. Оптимальные же значения показателей качества процесса переключения передачи достигаются только при нулевом перекрытии характеристик управления фрикционами включаемой и выключаемой передач при одновременном синхронном разблокировании ГДТ.

#### Литература

- Альгин В.Б. Расчёт мобильной техники. Кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларуская наука, 2014. — 271 с.
- Гирукский О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О.И. Гирукский, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. — М.: Транспорт, 2000. — 213 с.
- Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей / А.Н. Нарбут. — М.: Гринлайт, 2010. — 192 с.

УДК 62-235

## УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКОЙ ДИАПАЗОННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ "ЭКОТРАНС"

Л.А. РУМЯНЦЕВ

(Leonrum@yandex.ru)

В современных автомобильных диапазонных гидропередачах, выполняемых по схеме "автоматически блокируемый гидротрансформатор — сцепление — коробка передач с ручным управлением", во избежание значительных потерь мощности гидротрансформатор включается в работу только при трогании автомобиля на 1,5—2 с, а также для увеличения тягового усилия на колёсах

во время движения автомобиля по опорной поверхности с повышенным сопротивлением. Получается, что доля времени использования гидротрансформатора незначительна, а значит, применение диапазонной гидропередачи практически ведёт к перерасходу топлива по сравнению с обычными механическими передачами, содержащими сцепление и коробку передач.

Такая передача придаёт автомобилю многие достоинства: обеспечивает плавное трогание в тяжёлых дорожных условиях за счёт использования преобразующих свойств гидротрансформатора при полном включении сцепления; существенно повышает долговечность сцепления, снижает число его выключений и переключений передач. Правда, она не улучшает динамику разгона автомобиля, поскольку на всех переключаемых ступенях в коробке передач гидротрансформатор оказывается заблокированным.

Анализ, выполненный автором данной статьи, показал: все задачи,

которые решает гидравлическая диапазонная передача, может решить и механическая двухступенчатая планетарная передача с автоматически включаемым и блокируемым планетарным рядом. Причём с меньшими, чем в случае гидротрансформатора, потерями, а значит, с более высоким её КПД.

Исходя из этого автором была разработана такая передача (см. "АП", № 11, 1984). Однако её исследование показало, что в ней есть резервы совершенствования. В итоге удалось создать ещё два её варианта.

Схема первого приведена на рис. 1. Она содержит: коробку передач 1, управляемую рычагом 2, сцепление 3

и двухступенчатую планетарную передачу 4. В планетарной передаче понижающая ступень УП1 включается при соединении по каналу 5 цилиндра 6 фрикционного тормоза  $T$  с гидронасосом 7, приводимым от двигателя. При этом солнечная шестерня планетарного ряда соединяется с корпусом передачи.

Значение передаточного числа ступени УП1 выбирается равным примерно половине шага между ступенями механической коробки передач, например, УП1 = 1,315 при конструктивном параметре планетарного ряда  $K = 3,174$ . Крутящий момент трения фрикционного тормоза  $T$  рассчитывается по уравнению  $M_t = M_{dm}(\text{УП1} - 1) = 0,315M_{dt}$ , где  $M_{dm}$  — максимальный крутящий момент двигателя. Таким образом, при малой величине  $M_t$  на тормозе  $T$  на выходе планетарной передачи будет крутящий момент, равный  $1,315M_{dm}$ . При этом КПД ступени УП1 превышает 98 %, поэтому её можно использовать на каждой ступени коробки передач практически во всём диапазоне мощности двигателя.

В данной механической диапазонной передаче [1] прямая передача ( $\text{УП2} = 1$ ) включается при блокировании входного и выходного валов планетарного ряда фрикционной муфтой  $C$ , управляемой гидравлическим цилиндром, вращающимся вместе с фрикционной муфтой. При этом для блокировки планетарного ряда условный расчетный крутящий момент трения фрикционной муфты  $C$  должен быть равен максимальному крутящему моменту двигателя ( $M_\Phi = M_{dm}$ ). Аналогичное техническое решение часто используется в гидромеханических передачах, например, таких фирм, как "Ренк" и "БелАЗ". Но в таком устройстве для управления фрикционной муфтой приходится вводить масляный канал в валу фрикционной муфты и устанавливать разрезные уплотнительные кольца на вал в месте подачи масла под высоким давлением. Кроме того, существует проблема полного выключения фрикционной муфты, так как из вращающегося цилиндра фрикционной муфты масло не сливаются, создавая в нем избыточное центробежное давление. Наконец, через уп-

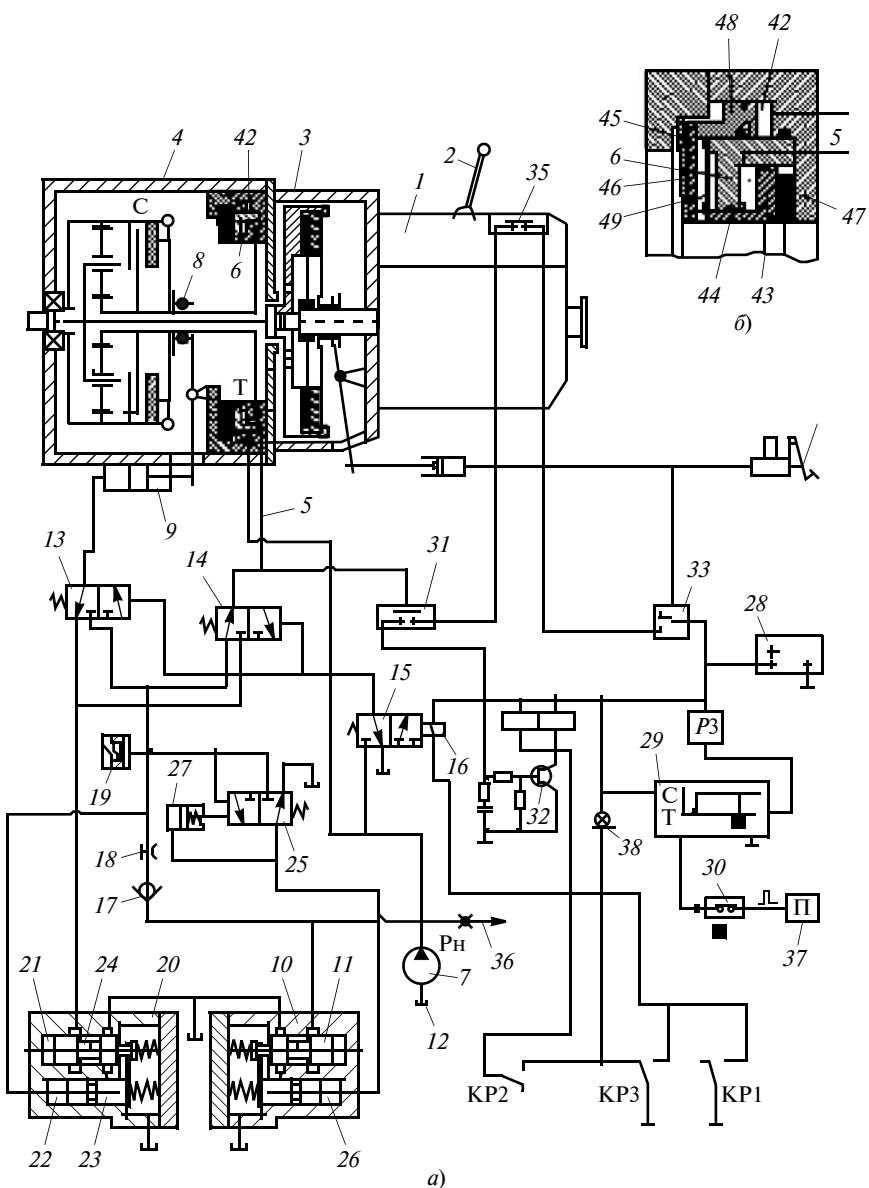


Рис. 1. Кинематическая схема устройства управления и блокировки фрикционного тормоза механической диапазонной передачей "Экомтранс":

1 — коробка передач; 2 — рычаг управления; 3 — сцепление; 4 — двухступенчатая планетарная передача; 5, 36 — каналы; 6 — цилиндр фрикционного тормоза; 7 — гидронасос; 8 — подшипник фрикционной муфты; 9 — цилиндр управления фрикционной муфты; 10 — клапан ограничитель давления; 11 — золотник; 12 — поддон; 13, 14 — двухпозиционные клапаны; 15 — клапан-пилот; 16 — электромагнит; 17 — обратный клапан; 18 — жиклер; 19 — аккумулятор давления; 20 — клапан сброса давления; 21 — полость клапана; 22 — корректирующий цилиндр; 23 — поршень; 24 — золотник клапана; 25 — предохранительный клапан; 26 — цилиндр; 27 — цилиндр обратной связи; 28 — электрический аккумулятор; 29 — электронный автомат; 30 — кикдаун; 31 — датчик давления; 32 — электронный усилитель; 33 — датчик выключения сцепления; 34 — педаль сцепления; 35 — датчик коробки передач; 37 — датчик частоты двигателя; 38 — световой индикатор; 39, 40, 41 — графики давлений; 42 — дополнительный цилиндр; 43 — поршень; 44 — хвостовик поршня; 45 — кольцо; 46 — диафрагменная пружина; 47 — фрикционный диск; 48 — поршень дополнительного цилиндра; 49 — отжимная диафрагменная пружина

лотниковые кольца на валу фрикционной муфты всегда происходит определённая утечка масла.

В схеме же, приведённой на рис. 1, фрикционная муфта *C* включается подшипником *8*, перемещаемым двуплечим рычагом с помощью гидроцилиндра *9*, установленного на корпусе передачи, при соединении гидроцилиндра с гидронасосом *7*. Блокирование планетарного ряда фрикционной муфтой *C* для получения ступени УП2 = 1 происходит при соединении входного вала передачи с солнечной шестерней. В этом случае расчётный крутящий момент трения фрикционной муфты *C* равен  $M_{\phi} = M_{dm}/(K + 1) = 0,24M_{dm}$ , так как 0,76  $M_{dm}$  передаётся через солнечную шестерню планетарного ряда [1]. Таким образом, благодаря новому соединению, фрикционная муфта *C* при малой величине  $M_{\phi}$  обеспечивает блокировку планетарного ряда с включением ступени УП2 = 1 и передачу максимального крутящего момента двигателя  $M_{dm}$ .

При включении фрикционной муфты *C* подшипником такое существенное уменьшение  $M_{\phi}$  снижает осевое усилие на подшипнике при включении фрикционной муфты и требуемое число фрикционных дисков в муфте.

Для управления включением ступеней УП1 и УП2 применён клапан-ограничитель давления *10*, который с помощью золотника *11* поддерживает на гидронасосе *7* заданное максимальное давление, например,  $p_h = 1,5$  МПа ( $15$  кгс/см $^2$ ).

Масло для работы планетарной передачи *4* содержится в поддоне *12*, куда оно сливаются из всех узлов передачи, например, из клапана ограничителя давления *11*.

Гидроцилиндры *6* и *9* планетарной передачи соединены с двухпозиционными клапанами *13* и *14*, гидравлически управляемыми клапаном-пилотом *15*, с помощью электромагнита *16*.

Гидронасос *7* через обратный клапан *17* и жиклер *18* соединён с аккумулятором давления *19*, который, в свою очередь, сообщается с двухпозиционными клапанами *13* и *14*. Масло из выключаемых цилиндров *6* и *9* сливаются избирательно в поддон *12* через двухпозиционные клапаны *13* и *14*, а также клапан

броса давления *20*, регулирующий величину давления в полости *21* и, соответственно, в цилиндре выключаемого фрикциона. Этот клапан имеет также корректирующий цилиндр *22*, соединённый с аккумулятором давления *19*. Подпружиненный поршень *23* цилиндра *22* имеет возможность воздействия на золотник *24*.

Устройство управления также содержит предохранительный клапан *25*, управляемый давлением в аккумуляторе *19*, соединённый с цилиндром *26* в клапане ограничителя давления *10*. При этом поршень данного цилиндра имеет возможность воздействовать на золотник *11* клапана *10*, а сам клапан охвачен положительной обратной связью с помощью цилиндра *27*.

Для автоматического переключения ступеней в планетарной передаче на электромагнит *16* клапана-пилота *15* подаются электрические сигналы от соединённого с электрическим аккумулятором *28* управляемого по частоте вращения коленчатого вала двигателя электронного автомата *29*, получающего сигналы от датчика *37* через выключатель кикдауна *30*. Если электромагнит *16* обесточен, то всегда включена ступень УП1. При подаче напряжения на электромагнит *16* давление в цилиндре *6* фрикционного тормоза *T* сбрасывается. Одновременно масло под давлением подаётся в цилиндр *9* фрикционной муфты *C*, что приводит к включению ступени УП2 и блокированию планетарного ряда.

В рассматриваемой механической диапазонной передаче число передач вдвое больше, чем в традиционной коробке передач. Благодаря этому эксплуатационный расход топлива двигателя существенно меньше. Причём на частотах  $n < n_2$  автоматически без разрыва потока мощности включаются промежуточные ступени, например,  $U_{3P} = U_{P1} \cdot U_3$ , где  $U_3$  — ступень в КПП. А при  $n \geq n_1$  автоматически включается фрикционная муфта *C*. В итоге общее число выключений сцепления и переключений в КПП снижается более чем на 45 %, что существенно упрощает и облегчает работу водителя.

КПД ступени УП1, как упоминалось выше, превышает 98 %, поэтому

все промежуточные ступени передачи с помощью кикдауна можно использовать вплоть до максимальной мощности двигателя. Это очень удобно и эффективно на режимах обгона или для ускорения разгона автомобиля, а также для преодоления повышенного дорожного сопротивления. При этом движение по шоссе может осуществляться с включением одной ступени в коробке передач и использованием кикдауна. Возможно также движение автомобиля накатом при "нейтрали" в коробке передач. Кроме того, во время разгона автомобиля в обычных дорожных условиях водитель с целью экономии топлива может переключать повышающие передачи в коробке передач при ступени УП2 = 1 в планетарной передаче.

Для автоматического обеспечения перечисленных выше режимов управления применён датчик давления *31*, который соединён с электронным усилителем *32*, имеющим задержку выключения. Кроме того, предусмотрен датчик *33*, срабатывающий при выключении сцепления педалью *34*. Концевой электрический датчик *35*, управляемый от механизма переключения коробки передач, на передачах *U1* и *UR* выключен. На всех остальных передачах его контакты замкнуты.

В схеме для выполнения ряда логических переключений применено три автомобильных реле, конструктивно объединяемых в один релейный блок.

В устройстве управления рассматриваемой передачи также предусмотрен канал *36*, через который поступает масло для смазки диапазонной передачи *4* и охлаждения фрикционной муфты *C* и тормоза *T*.

В устройстве управления этого варианта новой передачи удалось применить довольно простую электрическую схему коммутации, используя кикдаун *30*, установленный между датчиком частоты вращения коленчатого вала двигателя *37* и электронным автоматом *29*. Например, при движении с включенной фрикционной муфтой *C* (ступень УП2) и возрастании дорожного сопротивления частота, естественно, начинает снижаться. При  $n < n_1$ , водителю достаточно воздействовать в течение 0,5—1,0 с на

кликдаун, чтобы временно отключить сигнала от датчика 37. Обнаружив данный факт, электронный автомат за сотые доли секунды срабатывает на включение фрикционного тормоза  $T$ , т.е. в планетарной передаче 4 установится ступень УП1. Блокировка же планетарного ряда и включение ступени УП2 произойдёт только при возрастании частоты вращения коленчатого вала двигателя до  $n > n_1$ .

При движении автомобиля с включенной ступенью УП1 давление в цилиндре 6 фрикционного тормоза  $T$ , равное давлению в аккумуляторе давления 19, может изменяться в пределах от  $P_{25}$  до  $P_\Phi$ , где  $P_\Phi$  — давление, обеспечивающее включение фрикционного тормоза  $T$  до крутящего момента  $M_T$  и фрикционной муфты  $C$  до давления  $P_\Phi$  (рис. 2).

При каждом включении ступени УП1 или УП2 давление в аккумуляторе 19 всегда доходит до  $P_{25}$  при котором срабатывает предохранительный клапан 25. При этом аккумулятора давления соединяется с цилиндром 26 клапана ограничителя давления 10. Поршень цилиндра 26 воздействует на золотник 11 клапана ограничителя давления, что приводит к падению давления на выходе гидронасоса 7 до минимального  $P_{\min}$ . Благодаря такому конструктивному решению мощность, идущая на привод гидронасоса, снижается примерно в 5–6 раз.

Устройство гидравлического управления фрикционной муфтой  $C$  и фрикционным тормозом  $T$  по своему выполнению довольно герметично. Однако абсолютной герметизации в технике не бывает и возможны минимальные утечки масла (0,2–0,5 см<sup>3</sup>/ч). Поэтому в предохранительный клапан 25 введена положительная обратная связь с помощью гидроцилиндра 27: она поддерживает предохранительный клапан во включенном состоянии при падении давления в аккумуляторе до  $P_\Phi$ . Затем обратная связь отключается, что приводит к быстрому выключению предохранительного клапана 25 и к подзарядке аккумулятора давления 19 до давления  $P_{25}$  с последующим сбросом давления на гидронасос до  $P_{\min}$ .

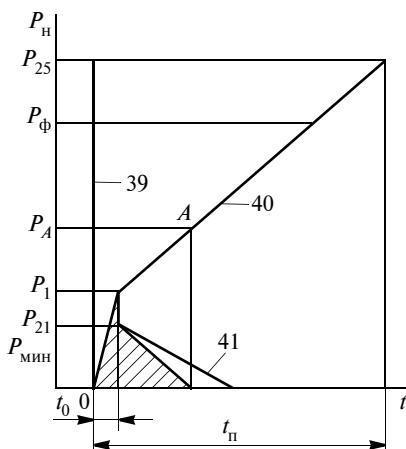


Рис. 2. Изменение давления в цилиндрах фрикционов от времени

Во время разгона автомобиля в двухступенчатой планетарной передаче 4 обычно включена ступень УП1. При этом давление в цилиндре 6 равно  $P_{25}$ , а давление масла на выходе гидронасоса 7 —  $P_{\min}$ . По достижении двигателем частоты  $n_1$  срабатывает электронный автомат 29 и реле Р3. Реле Р3 переключается и его подвижный контакт КР3 подключает электромагнит 16 клапана-пилота 15 к электрическому аккумулятору 28. В результате ранее включенный цилиндр 6 соединяется с клапаном сброса давления 20. Одновременно заряженный аккумулятор давления соединяется с выключенным цилиндром 9 управления фрикционной муфтой  $C$  блокировки планетарной передачи. Предохранительный клапан 25 выключается и цилиндр 26 соединяется с поддоном 12. На выходе же гидронасоса 7 давление повышается до  $P_{25}$ , (если оно было меньше). Аккумулятор давления 19 через большое проходное сечение быстро разряжается в цилиндр 9 фрикционной муфты  $C$ . (Объём аккумулятора давления 19 и жёсткость пружины выбираются так, чтобы при достижении в цилиндре за время  $t_0$  давления  $P_1$  поршень аккумулятора доходил до упора.) Далее аккумулятор давления начинает заряжаться через обратный клапан 17 и жиклер 18. Пропорционально с повышением давления в аккумуляторе давления до  $P_{25}$  возрастает и давление и во включаемом цилиндре 9.

При достижении во включаемом цилиндре давления  $P \geq P_1$ , пор-

шень 23, воздействуя на золотник 24 клапана сброса давления 20, начинает снижать остаточное давление  $P_{21}$  в выключаемом цилиндре 6. Если диаметр поршня в цилиндре 22 равен диаметру золотника 24, то полный сброс давления в цилиндре 6 произойдет в точке  $A$  при  $P_A - P_1 = P_{21}$ . (Получаемая при этом зона перекрытия на рис. 2 заштрихована.) При диаметре поршня в цилиндре 22 меньше диаметра золотника 24 возможно увеличить время сброса давления  $P_{21}$ . Если частота вращения коленчатого вала двигателя будет  $n \leq n_2$ , то произойдет переключение со ступени УП2 на ступень УП1. При этом процесс переключения фрикционов будет происходить аналогичным образом, только включаемым фрикционом будет тормоз  $T$ , а выключаться будет фрикционная муфта  $C$ .

В устройстве управления предусмотрен соединённый каналом с гидронасосом 7 дополнительный цилиндр 42, блокированный с цилиндром 6 управления фрикционного тормоза  $T$ . На рис. 1 крупным планом показан вариант конструктивного выполнения цилиндров 6 и 42. Данный цилиндр содержит поршень 43, снабжённый хвостовиком 44, который через кольцо 45 прижат диафрагменной пружиной 46 к фрикционному диску 47 тормоза  $T$ . В результате фрикционный тормоз  $T$  становится нормально замкнутым с крутящим моментом трения  $M_T = (0,25–0,3)M_{dm}$ , что достаточно для запуска двигателя на буксире и торможения автомобиля остановленным двигателем на стоянках.

Во время работы двигателя масло под давлением от гидронасоса 7 подаётся в дополнительный цилиндр 42. При давлении масла  $P \geq P_{\min}$  поршень 48 этого цилиндра 42 перемещается влево и через кольцо 45 сжимает диафрагменную пружину 46. Поршень 43 под действием отжимной диафрагменной пружины 49 отходит от фрикционного диска 47, что приводит к полному выключению фрикционного тормоза  $T$  и подготовки тормоза к работе в планетарной передаче.

Пуск двигателя на буксире происходит традиционно: при "нейтрали" в коробке передач автомобиль разгоняют до скорости 1–2 км/ч,

затем водитель выключает сцепление, включает высшую ступень в коробке передач и плавно отпускает педаль сцепления. Так как фрикционный тормоз  $T$  замкнут диафрагменной пружиной 46 (рис. 1, б), происходит прокрутка и запуск двигателя.

На рис. 3 приведён второй вариант механизма диапазонной передачи, который обеспечивает автоматическое управление фрикционным тормозом  $T$  при трогании автомобиля с места, а сцеплением 3 — во врем-

я движение с переключением ступеней в коробке передач. Поэтому педали сцепления в этом варианте нет [2].

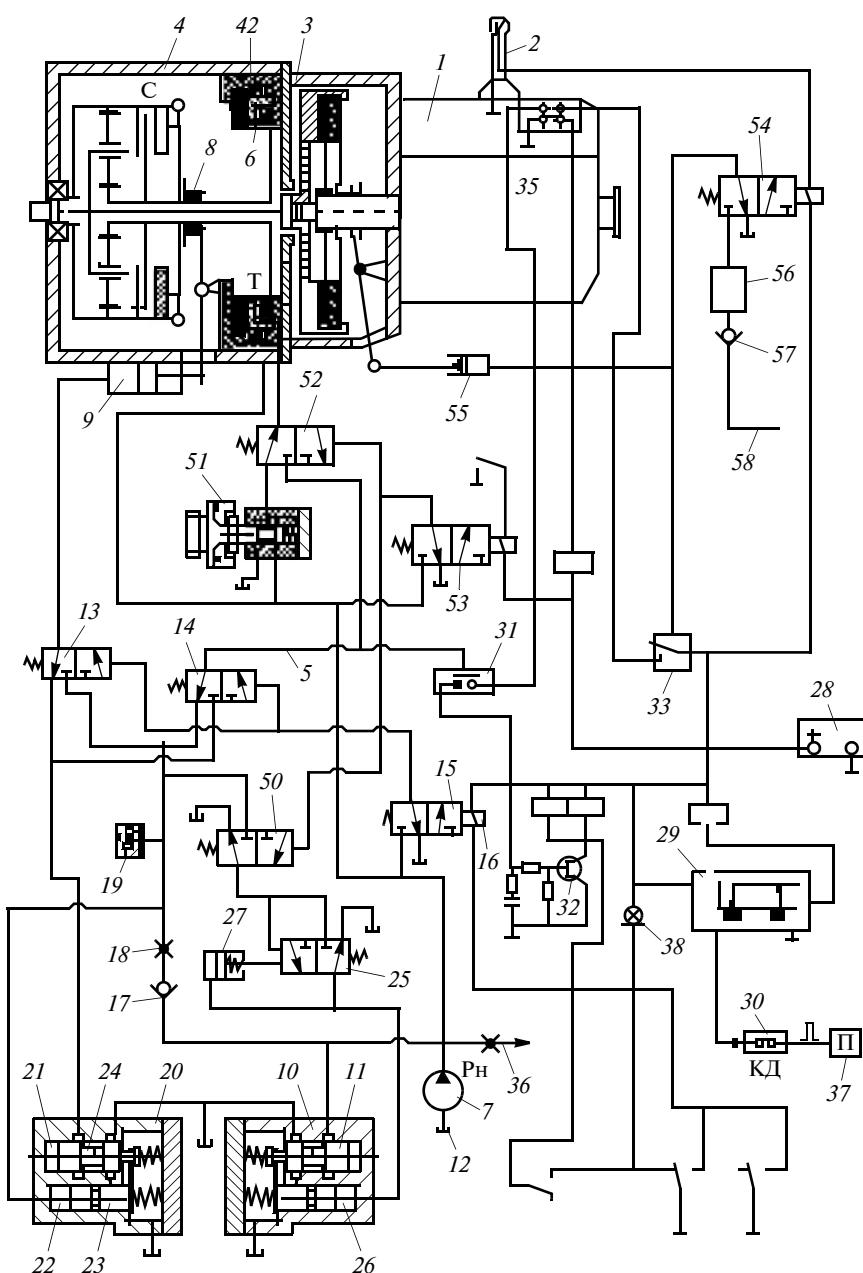
При включении в коробке передач ступени U1 (UR) введённый в устройство управления двухпозиционный клапан 50 отключает предохранительный клапан 25, поэтому давление на выходе гидронасоса 7 поддерживается на максимальном уровне (1,5 МПа, или 15 кгс/см<sup>2</sup>). Это позволяет для автоматического трогания автомобиля с места на сту-

пени УП1 применить приводимый от двигателя центробежный регулятор 51, изменяющий давление в функции частоты вращения коленчатого вала (в виде  $P_t = f(n^2)$ ), передаваемое в цилиндр 6 фрикционного тормоза  $T$  через двухпозиционный клапан 52.

У современных дизелей мощностью 177...330 кВт (240—450 л.с.) максимальный крутящий момент  $M_{d \text{ макс}}$  соответствуют довольно узкому диапазону частот ( $n_{d \text{ макс}} = 1300—1400 \text{ мин}^{-1}$ ). В механической же диапазонной передаче при  $n_{d \text{ макс}}$  давление  $P_t = P_\phi$  (рис. 2) должно обеспечивать включение тормоза  $T$  на крутящий момент  $M_t$ . То есть водитель получает возможность регулировать значение крутящего момента на фрикционном тормозе  $T$  в зоне  $n_{d \text{ макс}} - n_0$ , где  $n_0 = 700 \text{ мин}^{-1}$  — минимальная частота вращения коленчатого вала холостого хода двигателя. В частности, опыт показал, что центробежный регулятор 51, работа которого основана на законе гравитации, за счёт большого запаса устойчивости обеспечивает апериодический переходный процесс  $M_t = f(t)$  при трогании автомобиля практически в любых дорожных условиях.

На передачах U1 и UR реле Р4 через нижнюю линию электрического датчика 35 соединено с электрическим аккумулятором 28. Поэтому контакт КР4 реле Р4 разомкнут. При включении других передач в электрическом датчике 35 замыкаются контакты верхней линии, а контакты нижней линии размыкаются, что приводит к выключению реле Р4 и замыканию его контакта КР4, соединяющего электромагнит второго клапана-пилота 53 с электрическим аккумулятором 28. Данный клапан срабатывает и гидравлически переключает двухпозиционный клапан 52 и двухпозиционный клапан 50, который соединяет предохранительный клапан 25 с аккумулятором давления 19, как в схеме, приведённой на рис. 1. Поэтому процесс переключения ступеней УП1 и УП2 в планетарной передаче 4 на всех других передачах в коробке передач идёт так же, как и там.

На рис. 3 для управления сцеплением 3 при переключении передач в коробке передач 1 предусмотр-



рен электропневматический клапан 54, соединенный с пневматическим цилиндром 55 и ресивером 56, который через обратный клапан 57 и канал 58 сообщается с компрессором тормозной системы автомобиля.

При каждом переключении ступеней в коробке передач замыкаются контакты электрического выключателя, размещенного в головке рычага переключения передач 2. При этом срабатывает электропневматический клапан 54, что приводит к быстрому выключению сцепления. После окончания процесса переключения передач водитель отпускает рычаг, и сцепление 3 включается.

Такое устройство управления сцеплением — не новость: оно с успехом применялось в гидравлической передаче ДГП-6944 специальных автомобилей БАЗ [3]. Именно

поэтому автор и включил его в рассматриваемую схему.

Ресивер 56 должен иметь объем и давление, необходимые для 5—6 выключений сцепления. Причем длительное сохранение давления в нем обеспечивают резиновые клапаны в электропневматическом клапане 54 и обратном клапане 57. Более того, автор предусмотрел возможность управления сцеплением для обеспечения выхода из режима торможения автомобиля двигателем на стоянках и пуска двигателя от буксира, а также возможность подкачки ресивера 56 от другого автомобиля или от переносного компрессора.

Все рассмотренные выше полуавтоматические механические передачи отличаются низкой себестоимостью, так как в них использованы серийные сцепления и коробки передач, а устройства гидравлическо-

го управления имеют несложную конструкцию. Кроме того, за счет удвоения, по сравнению с традиционными коробками, числа ступеней снижается эксплуатационный расход топлива автомобиля, что обеспечивает быструю окупаемость передачи. Немаловажно и то, что все варианты допускают в эксплуатации торможение автомобиля двигателем на стоянках и пуск двигателя буксированием автомобиля, чего нет в известных автоматизированных механических передачах.

## Литература

- Крюков А.Д. Планетарные передачи в транспортных машинах. "Машгиз". 1950 г.
- Румянцев Л.А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений. "Машиностроение". 1975 г.
- Румянцев Л.А. и др. Диапазонная гидропередача для автомобилей большой грузоподъемности. "Автомобильная промышленность". № 11, 1984 г.

УДК 629.3.021

## О КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ МОДЕЛИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

**В.Г. МИХАЙЛОВ, Д.В. МИШУТА,** кандидаты техн. наук  
ООО "Мидивисана", г. Минск (+375.29.785-09-16)

Рассмотрена ситуация, сложившаяся с некорректностью моделирования плавности хода грузовых автомобилей, а также с проблемой формирования дорожного возмущения с помощью генераторов белого шума и фильтрации возмущения.

Предложена плоская усовершенствованная математическая модель автомобиля, обеспечивающая хорошее совпадение в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16 Гц и блок-схемы реализации этой модели в пакете Matlab/Simulink и формирования возмущения дороги, позволяющие более точно моделировать колебания грузового автомобиля.

**Ключевые слова:** грузовой автомобиль, вибрация, плавность хода, моделирование колебаний.

Mikhailov V.G., Mishuta D.V.

ABOUT VIBRATION MODEL OF THE TRUCK

*Are considered the situation which has developed with an incorrectness of modelling of vibrations of truck, and also with a problem of formation of road indignation by means of generators of white noise and an induction filtration.*

*The flat advanced mathematical car model providing good coincidence in octava strips of frequencies 2, 4, 8, 16 Hz and block diagrammes of realisation of this model in package Matlab/Simulink and formations of indignation of road is offered, allowing more to model truck fluctuations more precisely.*

**Keywords:** the truck, vibration, smoothness of a course, modelling of vibrations.

Сейчас в практику проектирования все шире внедряется компьютерное моделирование колебаний автомобиля, ставшее базой для большинства последующих расчетов. С его помощью можно оценить уровень вибраций, а также получить исходные данные для расчетов напряженно-деформированного состояния узлов автомобиля. И за счет этого — значительно сократить время проектирования или более тщательнее проработать конструкцию. Одно из первейших требова-

ний к моделированию — обеспечение сходимости результатов расчета и эксперимента. На него влияет корректность колебательной модели, возмущение дороги и спектральная обработка сигнала. Так, по данным расчетов плавности хода с учетом октавного спектра проводимых Минским автозаводом и институтом математики АН БССР в 80-е годы на ЕС ЭВМ имело место значительное расхождение (до двух раз) уровня вибраций в октавных полосах частот (рис. 1).

Необходимо отметить, что использовалась наиболее сложная модель из применяемых в то время, да и на настоящий период [1]. В этой модели упругие характеристики представляли зависимость от прогиба, а демпфирующие — зависимость от скорости. Трение рассматривалось как зависимость от относительной скорости с ограничением максимальных значений при скорости 0,05 м/с. Микропрофиль дороги за-

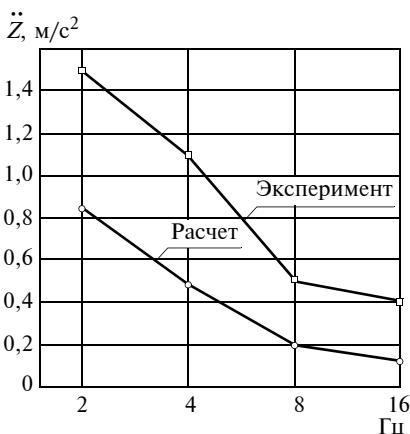


Рис. 1. Результаты эксперимента и моделирования вибраций на сиденье водителя экспериментального образца (1980 г.) автопоезда МАЗ-5432 + 9397 (передняя рессора длиной 1630 мм) при движении по асфальтированному щоссе ( $\sigma_z = 1,18$  см) со скоростью  $V = 70$  км/ч

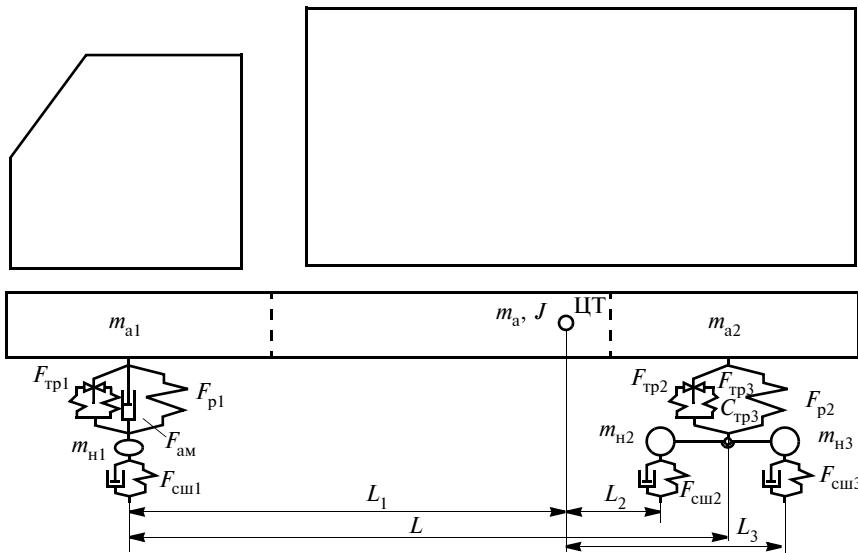


Рис. 2. Плоская модель автомобиля 6×6

давался по точкам с интерполяцией промежуточных значений. Обработка расчетных данных осуществлялась посредством реализации цифровых октавных фильтров прямоугольной формы [1]. Обработка экспериментальных данных проводилась на спектроанализаторе "Брюль и Кьер" 2631 с октавными фильтрами с формой ближе к трапециевидной.

Ранее при расчетах на ЭВМ M220 (с разрядностью 48 бит) на подобной модели в общей полосе частот 0–22,4 Гц при движении автомобиля по булыжному шоссе и переезде препятствий 100 мм имело место приемлемое совпадение (погрешность <15 %) [2]. К сожалению, причины расхождения результатов расчета и эксперимента в октавных полосах частот не были установлены и с распадом СССР интерес к плавности хода значительно снизился.

В настоящее время для моделирования широко применяются специализированные пакеты *MSC.ADAMS* и *MATLAB/SIMULINK*, использующие методы численного интегрирования дифференциальных уравнений. Анализ выполненных с помощью их работ [3–5] показывает, что в них не приводятся результаты уровня вибраций в октавных полосах частот, а также сравнение расчета и эксперимента. В основном приводятся колебательные модели и результаты расчетов при гармоническом возмущении или через пере-

даточную функцию [3–6]. Сейчас более актуальным является моделирование с реальным возмущением дороги. Учитывая, что в этих пакетах используются те же модели, подходы и методы численного интегрирования, что и ранее применявшиеся в 70–80-е годы, возникает сомнение в адекватности проводимых расчетов. В связи с чем предпринята попытка разобраться в этом вопросе путем исследования на плоской модели грузового автомобиля влияния различных факторов. Не разбравшись в этом вопросе, нельзя рассчитывать на корректность оценок нагрузок и параметров прочности и долговечности автомобиля. Все это делает данное исследование актуальным.

Для проведения моделирования создана плоская модель грузового автомобиля 6×6 (рис. 2). Выбор плоской модели обуславливался тем, что на ней проще выявить причины расхождения данных, поскольку она более простая, чем пространственная, а также учитывалось, что не всегда увеличение числа масс приводит к повышению точности расчетов. Гораздо важнее определить, что именно оказывается на точности расчетов: реальные характеристики элементов подвески, внешнее возмущение, фильтрация спектра. На эти вопросы и было акцентировано внимание.

Подпрессоренная часть автомобиля представлена в виде трех масс: передней, задней и массы связи. Уч-

тена задняя балансирная подвеска. Использованную модель можно описать следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_{a1}\ddot{z}_1 + F_{pp1} + m_{cb}\ddot{z}_2 &= 0; \\ m_{a2}\ddot{z}_2 + F_{pp2} + m_{cb}\ddot{z}_1 &= 0; \\ m_{h1}\ddot{z}_{h1} + (F_{sh} - F_{pp1}/2) &= 0; \\ m_{h2}\ddot{z}_{h2} + (F_{sh} - F_{pp2}/2) &= 0; \\ m_{h3}\ddot{z}_{h3} + (F_{sh} - F_{pp3}/2) &= 0; \\ F_{sh1} &= F_{csh1}(q_{1l}) + F_{ksh1}(\dot{q}_{1l}); \\ F_{sh2} &= F_{csh2}(q_{2l}) + F_{ksh2}(\dot{q}_{2l}); \\ F_{sh3} &= C_{sh3}(q_{3p}) + F_{ksh3}(\dot{q}_{3l}), \end{aligned}$$

где  $F_{csh1}, F_{csh2}, F_{csh3}$  — упругая характеристика шин переднего, среднего и заднего моста в виде зависимости от относительной их деформации;  $F_{p1}, F_{p2}$  — упругая характеристика рессор переднего моста и балансирной подвески в виде зависимости от их относительной деформации;  $F_{tp1}, F_{tp2}$  — характеристика трения рессор переднего моста и балансирной подвески в виде зависимости интеграла от относительной скорости перемещения с ограничениями её величины;  $F_{am1}$  — характеристика амортизаторов переднего моста в виде зависимости от относительной скорости перемещения;  $F_{pp1}, F_{pp2}$  — суммарная характеристика рессор, амортизатора и трения переднего моста и балансирной подвески;  $m_{a1}, m_{a2}, m_{cb}$  — приведенные массы подпрессоренной части передней, задней подвески, масса связи автомобиля;  $m_{h1}, m_{h2}, m_{h3}$  — неподпрессоренная масса переднего, среднего, заднего моста автомобиля;  $L_1, L_2$  — расстояние между центром масс передней и задней подвесок.

Общая блок-схема реализации данной компьютерной модели в пакете *MatLab/Simulink* приведена на рис. 3. Данная модель состоит из пяти блоков: реализации дорожного воздействия (*Road*) передней подвески (*FSusp*), задней подвески (*RSusp*), подвески сиденья (*Seat*), измерения параметров вибраций (*IzmSpectr*). Особенностью примененной блок-схемы реализации дорожного воздействия является использование цифрового полосового фильтра (1–22,4 Гц) после генератора белого шума и последующего дополнительного пропускания сигнала через

фильтры 2, 4, 8 Гц (рис. 4), а также формирования сигнала в виде виброскорости с последующим интегрированием в блок-схемах подвесок.

Это сделано для того, чтобы избавиться от прямоугольных ступенек в сигнале возмущения дороги, а также увеличить долю низкочастотных составляющих в спектре, поскольку генератор белого шума в пакете *Simulink* их плохо реализует.

Октаавные фильтры 2, 4, 8, 16 Гц реализованы на основе 12 резонансных фильтров (по три на октаву), обеспечивающие подавление сигнала на соседнюю октаву 31 дБ. Для сравнения МАЗ в 1975–1980 гг. при экспериментальной обработке сигналов вибраций использовал индуктивно-ёмкостные фильтры с избирательностью 26 дБ, а после 1980 г. перешёл на обработку данных с помощью цифрового спектроанализатора "Брюль и Кьер" 2631 с избирательностью 32–36 дБ. Как показало сравнение результатов этих обработок вибраций, разница между ними составила не более 1 %. В то же время на приборе института кибернетики АН БССР с фильтрами с избирательностью 16 дБ уровень вибраций получался на 20–30 % больше. Это даёт основание утверждать о корректности обработки спектра вибраций и сопоставимости результатов обработок расчёта и эксперимента.

Выбор режима моделирования на булыжном шоссе обусловлен тем, что автомобили 6×6 больше предназначены для эксплуатации на дорогах III–IV категорий, а также тем, что по нему имеются экспериментальные данные замеров вибраций 1980 г., позволяющие сопоставить расчёт и эксперимент.

Пример реализации блок-схемы передней подвески приведён на рис. 5. В ней применена модель трения [7, 8] с упругими элементами, которая более точнее описывает динамическую характеристику рессорной подвески и колебания при малых значениях возмущения, показанная на рис. 6.

Данная модель представляет совокупность последовательно включенных упругих элементов, максимальные значения усилий в которых ограничиваются трением. Благодаря этому реализуется переменность

жёсткости рессоры от величин её относительного прогиба и скорости.

В процессе моделирования проведены исследования со следующими моделями трения: моделью "вязкого" трения; предложенной комбинированной модели трения с упругими элементами и "вязкого"

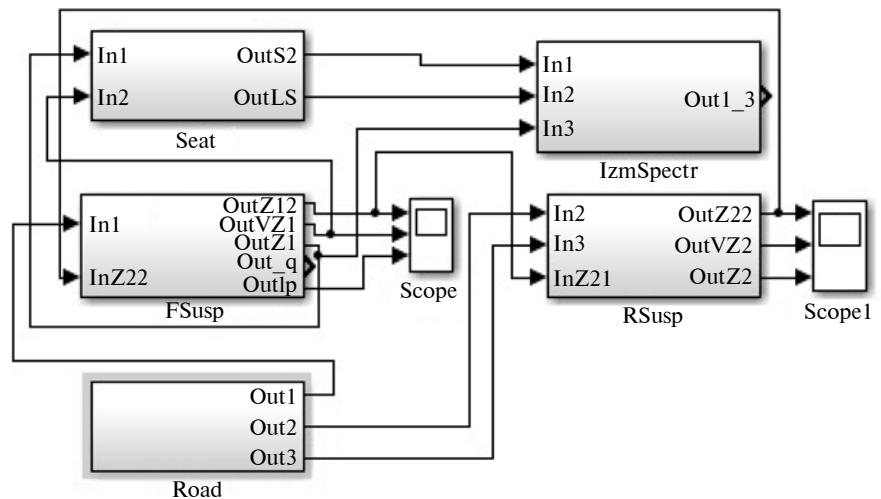


Рис. 3. Общая блок-схема реализации модели в пакете MatLab/Simulink

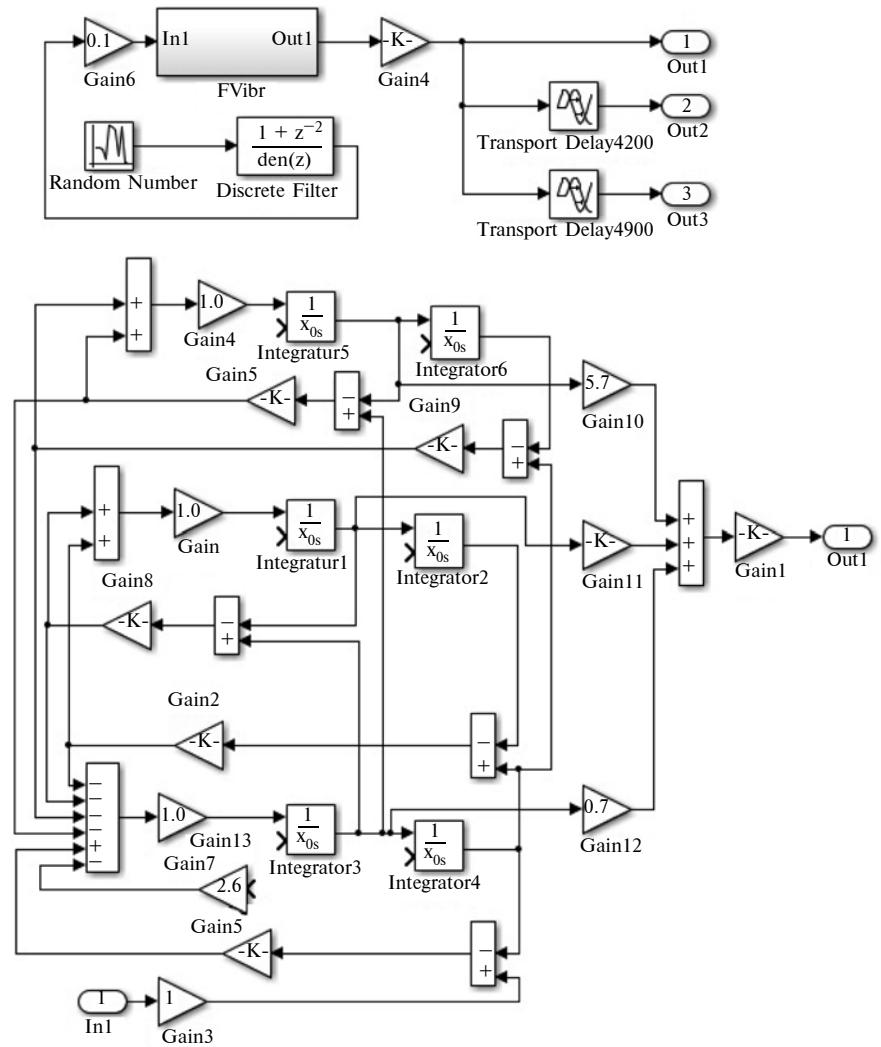


Рис. 4. Блок-схема дополнительной фильтрации сигнала после ГБШ при реализации возмущения дороги (Road)

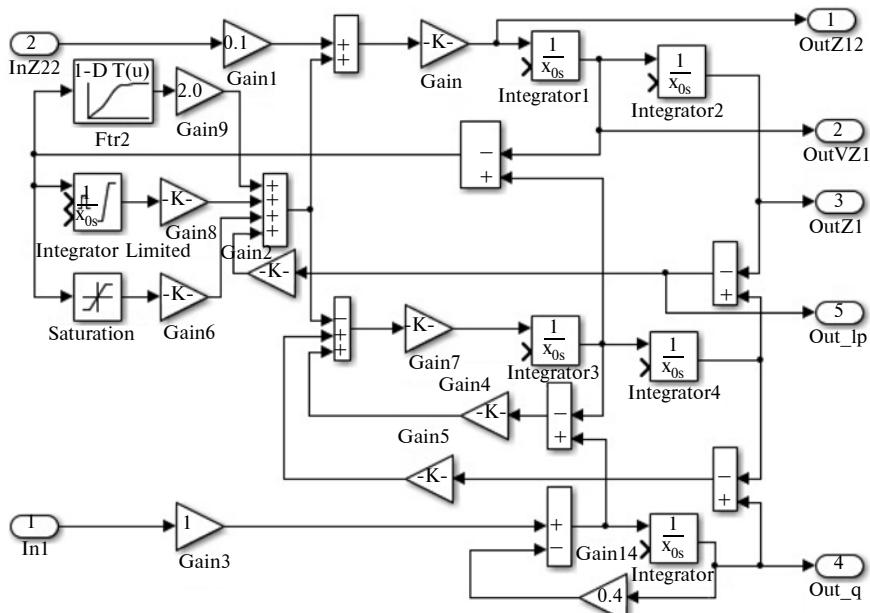


Рис. 5. Блок-схема реализации передней подвески

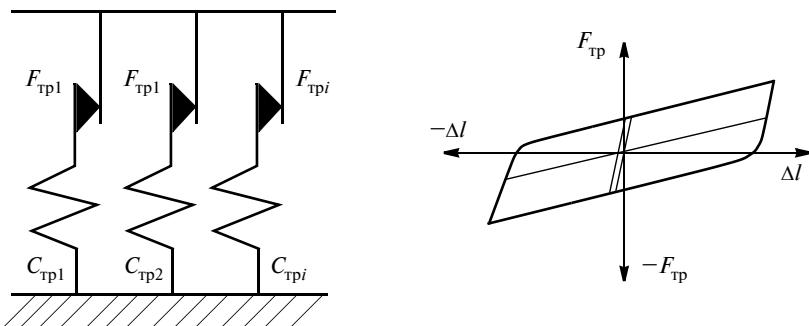


Рис. 6. Использованная модель трения и её характеристика

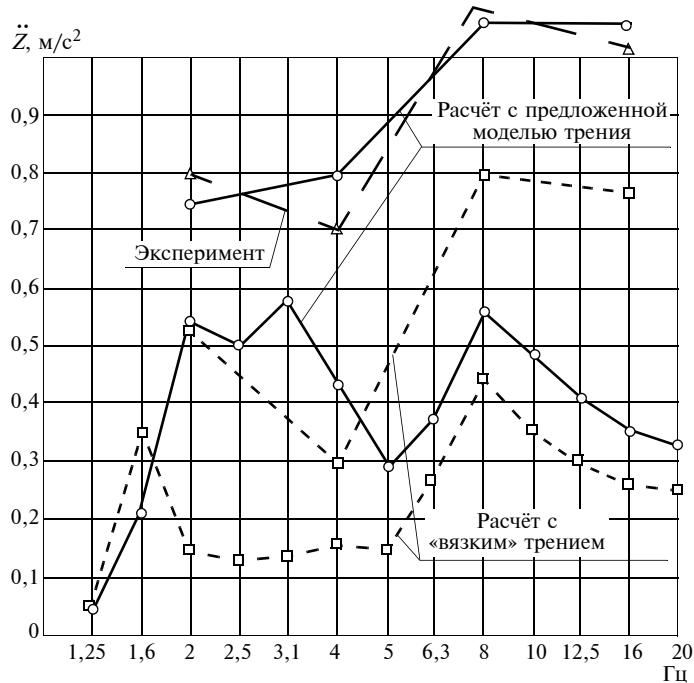


Рис. 7. Результаты моделирования колебаний автомобиля 6×6 (на раме автомобиля над передней подвеской) в октавных и третьюктавных полосах частот при движении по булыжному шоссе ( $\sigma_z = 2,93$  см) со скоростью  $V = 40$  км/ч

трения. Результаты исследования приведены на рис. 7.

Как видно из рис. 7, предложенная модель автомобиля 6×6 обеспечивает приемлемое схождение (5–14 %) результатов расчёта и эксперимента в октавных полосах частот. Это свидетельствует о её корректности и возможности её использования для оценки плавности хода автомобиля и других расчётов, не требующих данных по крутящим моментам.

В то же время результаты моделирования с использованием модели "вязкого" трения в рессорной подвеске показывают, что данная модель некорректно описывает процесс колебаний, вызывая снижение уровня вибраций. Причиной значительного расхождения результатов расчёта и эксперимента в последнем случае является совокупность следующих факторов: уменьшение резонансной частоты передней подрессоренной массы при использовании модели "вязкого" трения и сдвиг вследствие этого спектра низкочастотных вибраций (приходящихся на 1,6 Гц) к области частоты среза фильтра 1,4 Гц; ослабление уровня низкочастотных вибраций из-за попадания в зону частоты среза фильтра (коэффициент передачи фильтра на этой частоте стандартно составляет 0,707); некорректность отражения процесса блокировки листов рессор моделью "вязкого" трения, из-за чего сохраняется режим функционирования работы рессорной подвески в среднечастотной и высокочастотной области, так как жёсткость её не меняется с уменьшением амплитуды воздействия. Вследствие всего этого происходит снижение уровня вибраций для октавных и третьюктавных полос частот для данной модели трения.

В противоположность этому в случае модели трения с упругими элементами [8] происходит смещение левой ветви резонансной кривой спектра вправо, и основной спектр вибраций остаётся в октавной полосе 2 Гц и уровень в ней не снижается. А из-за блокировки листов рессоры трением происходит увеличение жёсткости подвески, и возникают колебания автомобиля на шинах (3,1 Гц). Вследствие этого

происходит увеличение уровня вибраций в октавах 4, 8, 16 Гц, и это более точно отражает предложенная модель трения с упругими элементами. Результаты данного моделирования, а также работы [8] свидетельствуют о значительном влиянии модели трения на процесс колебаний.

Полученные результаты позволяют утверждать, что причиной имевшего ранее в 80-е годы значительного расхождения данных расчёта и эксперимента является некорректность модели трения в подвеске автомобиля и спектральной обработки данных в октавных полосах частот за счёт применённых прямоугольной формы цифровых фильтров.

Как показывает анализ проведённых экспериментальных и расчётных исследований плавности хода грузовых автомобилей, в случае использования модели "вязкого" трения имеет место значительное расхождение (до двух раз) уровня вибраций в октавных полосах частот. С помощью предложенной плоской колебательной модели грузового автомобиля 6×6, учитывающей заднюю балансирную подвеску и комбинированную модель трения с

упругими элементами и "вязкого" трения в рессорах, обеспечена приемлемая сходимость результатов расчёта и эксперимента в октавных полосах частот (расхождение 10–15 %). Предложены блок-схемы реализации этой модели в пакете *Matlab/Simulink* и формирования возмущения дорожного воздействия с помощью генератора шума, полосового и дополнительных фильтров, исключающие появление плоских ступенек в сигнале, что обеспечило адекватное моделирование колебаний автомобиля. Проведённые исследования показывают, что предложенная плоская колебательная модель корректно описывает процесс вибраций грузового автомобиля и вполне пригодна для оценки плавности хода автомобиля и других расчётов, не требующих данных по крутящим моментам.

### Литература

- Петрович А.И. Программное обеспечение ЭВМ. Расчёт плавности хода автопоезда на ЕС ЭВМ / Петрович А.И., Беленький Ю.Ю., Маринич А.М., Янович Л.А. // Ин-т математики АН БССР, Минск, 1984, Вып. 49, 77 с.
- Беленький, Ю.Ю. Влияние отдельных параметров на колебания автопоезда, состоящего из тяжёлого тягача и полуприцепа (МАЗ): дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Ю.Ю. Беленький. — Минск, 1967. — 171 л.
- Shaohua Li Dynamical Test and Modeling for Hydraulic Shock Absorber on Heavy Vehicle under Harmonic and Random Loadings / Li Shaohua, Lu Yongjie and Li Liyang // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology № 4(13), 2012. P. 1903–1910.
- Вербило С.К. Создание автомобильных испытательных дорог для MSC.ADAMS [Электронный ресурс] / С.К. Вербило, А.А. Мажей; НИРУП "Белавтотракторостроение". — Режим доступа: [http://www.mscsoftware.ru/document/conf/Moscow\\_conf/conf\\_2005/stend/04\\_Belautotr\\_2.pdf](http://www.mscsoftware.ru/document/conf/Moscow_conf/conf_2005/stend/04_Belautotr_2.pdf). — Дата доступа: 26.08.2011.
- Кравец В.Н. Развитие научных методов проектирования и их реализация с целью совершенствования эксплуатационных свойств колёсных машин: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03: Н. Новгород, НГТУ, 2004. 396 с.
- Микулик Т.Н. Исследование влияния параметров сиденья на вибонагруженность оператора (водителя) / Т.Н. Микулик, Г.Н. Рейзина // Грузовик, Машиностроение. — 2014. — № 4 + прил. — С. 30–32.
- Кольцов В.И. Модель листовой рессоры / В.И. Кольцов, Ю.В. Пирковский, В.И. Ковицкий // Автомобильная промышленность 1970, № 10. С. 14–16.
- Михайлов В.Г. Анализ моделей трения в подвесках транспортных средств / В.Г. Михайлов // Трение и износ, 2014, Т. 2, № 35. С. 198–206.

УДК 629.113

## ВЛИЯНИЕ ЖЁСТКОСТИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА СИДЕНЬЯ НА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ ВОДИТЕЛЯ

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН,

кандидаты техн. наук В.В. БОГДАНОВ, И.С. ЧАБУНИН

Университет машиностроения (МАМИ) (8.495.223-05-23),  
Военный институт (общевойсковой) ВУНЦ СВ "ОВА ВС РФ"

Рассматривается система вторичного подпрессоривания сиденья водителя (пассажира) автотранспортного средства. Показаны преимущества адаптивной подвески сиденья, т.е. подвески, жёсткость которой меняется в зависимости от массы водителя (пассажира) и от различных внешних воздействиях со стороны дорожного покрытия, возникающих при движении АТС. Предложены рекомендации по оперативному регулированию жёсткости упругого элемента подвески сиденья.

**Ключевые слова:** плавность хода, колебания, сиденье водителя, вторичное подпрессоривание, сиденье транспортного средства.

Balabin I.V., Bogdanov V.V., Chabunin I.S.

INFLUENCE THE RIGIDITY OF AN ELASTIC SEAT'S ELEMENT ON THE DRIVER'S VIBRATION LOAD

In the article considered the system of a secondary cushioning the driver's (passenger's) seat of vehicle. Advantages of adaptive seat suspension, i.e. the suspension which rigidity changes depending on weight of the driver (passenger) and also from various external actions from paving, appeared at movement of the vehicle are shown. Recommendations about operative control of rigidity of the elastic element of seat suspension are offered.

**Keywords:** smoothness of running, vibration, driver's seat, secondary cushioning, vehicle seat.

На комфортабельность автомобиля с точки зрения плавности хода существенное влияние кроме прочих факторов оказывает конструкция сиденья водителя и пассажира. Создавая комфортные условия посадки и езды в течение длительного времени, сиденье косвенно повышает безопасность движения АТС [1]. То есть можно сказать, что удобное по показателям эргономичности и плавности хода (с точки зрения вторичного подпрессоривания) сиденье водителя служит одним из элементов конструктивной безопасности современного автомобиля. Для обеспечения должного комфорта подвеска сиденья должна быть адаптивной, снижающей вибонагруженность водителя (пассажира) не только вне зависимости от его массы, но и при различных внешних воздействиях со стороны дорожного покрытия. Для реализации последнего необходимо использовать демпфирующие системы, оперативно и максимально быстро реагирующие на изменение внешних силовых воздействий.

Известно, что колебания автомобиля влияют на человеческий организм, а его чувствительность к колебаниям зависит от их частоты, интенсивности, направления и продолжительности воздействия [2]. Организм человека адаптирован к колебаниям с частотой, амплитудой, ускорением, близкими к соответствующим величинам, возникающими при его ходьбе со

средней скоростью. Это частота до 1,5—2 Гц при ускорениях до 0,4г. Наиболее чувствителен человек к колебаниям в вертикальном направлении в диапазоне частот 4—8 Гц и в горизонтальном в диапазоне 1—2 Гц. Вертикальные колебания с частотой 3—5 Гц вызывают укачивание, расстройство сосудистой системы, при частотах 4—11 Гц могут возникнуть резонансные колебания головы, желудка, кишечника, печени, негативно влияющие не только на безопасность движения, но и на здоровье.

Одним из основных показателей, определяющих плавность хода при наличии системы вторичного подпрессоривания, является собственная частота вертикальных колебаний водителя на сиденье  $\omega_c$ , которую можно определить по следующей формуле 1 в таблице.

Собственная частота сиденья  $\omega_c$  должна как можно больше отличаться от собственной частоты подпрессоренной массы автомобиля в большую или меньшую сторону. Однако изготовить "мягкое" сиденье с собственной частотой менее 1 Гц затруднительно ввиду больших вертикальных деформаций упругого элемента. Увеличение же собственной частоты свыше 3—3,5 Гц недопустимо, так как собственная частота человека составляет 3—5 Гц [2]. Как правило, при расчётах собственной частоты масса человека принимается равной 75 кг, при этом на сиденье действует масса 55 кг. В работе [3] была показана целесообразность изменения жёсткости упругого элемента подвески сиденья в зависимости от массы водителя (пассажира) на примере построенных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) ускорений для автомобиля с "жёсткой" подвеской. В этом случае жёсткость упругого элемента подвески сиденья должна быть небольшой, значительно меньше жёсткости подвески.

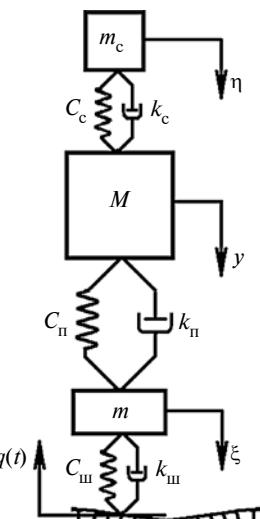


Рис. 1

Исследуем влияние жёсткостных и демпфирующих параметров сиденья водителя (пассажира) на его вибронагруженность для автомобиля с "мягкой" подвеской, наиболее распространённой среди парка легковых АТС. Существуют различные биодинамические модели человека. Простейшая модель — одномассовая, т.е. когда человек и подпрессоренная часть сиденья представляются в виде одной сосредоточенной массы [4, 5]. В самом первом приближении (при коэффициенте связи колебаний передних и задних частей автомобиля, равном единице, и при расположении сиденья над центром масс подпрессоренных частей) расчётная схема может иметь вид, представленный на рис. 1.

№	Формула	Примечания
1	$\omega_c = \sqrt{\frac{c_c}{m_c}}$	$m_c$ — масса водителя и подпрессоренной части сиденья; $c_c$ — коэффициент жёсткости подушки или её упругого элемента
2	$\begin{cases} M\ddot{y} + c_n(y - \xi) + k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) - cc(\eta - y) - k_c(\dot{\eta} - \dot{y}) = 0; \\ m_c\ddot{\eta} + c_c(\eta - y) + k_c(\dot{\eta} - \dot{y}) = 0; \\ m\ddot{\xi} - c_n(y - \xi) - k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) + c_w(\xi + q(t)) + k_w(\dot{\xi} + \dot{q}(t)) = 0 \end{cases}$	$M, m$ — подпрессоренная и неподпрессоренная массы АТС; $m_c$ — масса водителя и подвижной части сиденья; $y, \xi, \eta$ — вертикальные перемещения подпрессоренных, неподпрессоренных частей АТС и водителя соответственно; $c_n, k_n$ — приведенные жёсткость упругого элемента и коэффициент вязкого сопротивления подвески автомобиля; $c_c, k_c$ — приведённые жёсткость упругого элемента и коэффициент вязкого сопротивления подвески сиденья соответственно; $c_w$ — нормальная жёсткость шин; $q(t)$ — кинематическое воздействие со стороны дорожного покрытия
3	$\begin{cases} (Ms^2 + (k_n + k_c)s + c_n + c_c)\bar{y}(s) + (-k_ns - c_n)\bar{\xi}(s) + (-k_cs - c_c)\bar{\eta}(s) = 0; \\ (-k_ns - c_c)\bar{y}(s) + (m_c s^2 + k_c s + c_c)\bar{\eta}(s) = 0; \\ (-k_ns - c_c)\bar{y}(s) + (ms^2 + (k_n + k_w)s + c_n + c_w)\bar{\xi}(s) = (-k_ws - c_w)\bar{q}(s) \end{cases}$	
4	$\begin{cases} (-Mv^2 + (k_n + k_c)vi + c_n + c_c)\bar{y}(vi) + (-k_nv i - c_n)\bar{\xi}(vi) + (-k_cv i - c_c)\bar{\eta}(vi) = 0; \\ (-k_cv i - c_c)\bar{y}(vi) + (-m_c v^2 + k_c vi + c_c)\bar{\eta}(vi) = 0; \\ (-k_nv i - c_c)\bar{y}(vi) + (-mv^2 + (k_n + k_w)vi + c_n + c_w)\bar{\xi}(vi) = (-k_w vi - c_w) \end{cases}$	
5	$H_\eta = \frac{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}}{\sqrt{A_0^2 + B_0^2}}$	$A_1 = ((c_c k_n + c_n k_c)k_w + c_w k_c k_n)v^2 - c_n c_c c_w; A_2 = k_n k_c k_w v^3 + (-c_n c_c k_w - (c_c k_n + c_n k_c)c_w)v;$ $A_0 = C_1 v^6 + C_2 v^4 + C_3 v^2 + C_4; B_0 = C_5 v^5 + C_6 v^3 + C_7 v; C_1 = -M m_m m_c;$ $C_2 = (k_n k_w + c_n m + c_n(M + m) + k_c k_w + c_w M + k_n k_c)m_c + (k_n k_c + k_c k_w)M + k_n k_c m + c_c M m;$ $C_3 = (-c_w m_c - c_n(M + m_c + m) - k_n k_w - c_w M)c_c - (c_w m_c + k_w k_c)c_n - k_n k_c c_w; C_4 = c_n c_c c_w;$ $C_5 = ((k_c + k_n)m + (k_n + k_w)M)m_c + k_c M m; C_6 = (-c_c(k_n + k_w) - c_n(k_c + k_w) - (k_c + k_n)k_w)m_c - (c_n k_c + c_c k_n)m - (k_w c_c + c_n k_c + c_c k_n + c_w k_c)M - k_n k_c k_w; C_7 = (k_n c_w + c_n k_w)c_c + c_n c_w k_c$

Этой схемы достаточно для понимания сути проблемы. Приведённая расчётная схема может быть описана системой дифференциальных уравнений 2.

Получим амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений на сиденье водителя. Принимаем, что  $q(t)$  — гармоническая функция с круговой частотой  $v$ . Так как представленные в системе дифференциальные уравнения линейные, то применим для них преобразования Лапласа и представим их в виде системы алгебраических уравнений с комплексными переменными  $\bar{y}(s)$ ,  $\bar{\eta}(s)$ ,  $\xi(s)$ ,  $\bar{q}(s)$ , где  $s = \alpha + v_i$ . При нулевых начальных условиях она будет иметь вид 3.

Так как кинематическое воздействие описывается гармонической функцией с круговой частотой  $v$ , то и вынужденные колебания будут той же частоты  $v$ . Поэтому заменяем комплексную переменную  $s$  её мнимой частью  $vi$ . В итоге получаем систему уравнений относительно неизвестных частотных характеристик  $\bar{y}(vi)$ ,  $\bar{\eta}(vi)$ ,  $\xi(vi)$  соответствующих функций  $y(s)$ ,  $\eta(s)$ ,  $\xi(s)$  — система уравнений 4. В ней для удобства принята единичная амплитуда внешнего воздействия, т.е.  $\bar{q}(vi) = 1$ .

Решив систему уравнений, получим частотные характеристики при единичном внешнем кинематическом воздействии. Обозначим амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) перемещений сиденья водителя через  $H_{\eta}(v) = |\bar{v}(vi)|$ , получим формулу 5.

Чтобы получить амплитудно-частотную характеристику ускорений, нужно АЧХ перемещений умножить на квадрат частоты  $H_{\ddot{\eta}} = v^2 H_{\eta}$ . Определим амплитудно-частотные характеристики ускорений на сиденье водителя при различной его массе при следующих исходных данных:  $M = 500$  кг,  $m = 600$  кг,  $c_{\pi} = 26$  кН/м,  $c_{\text{ш}} = 250$  кН/м,  $c_c = 25$  кН/м,  $k_{\pi} = 708$  Нс/м,  $k_{\text{ш}} = 232$  Нс/м, относительный коэффициент затухания колебаний сиденья  $\gamma_c = 0,1$  (специальное демпфирующее устройство не предусмотрено). Графики полученных АЧХ приведены на рис. 2 для водителя массами 75 кг (кривая 1), 100 кг (кривая 2) и 50 кг (кривая 3). На этом же рисунке приведена кривая 4, соответствующая АЧХ ускорений сиденья без дополнительного подпрессоривания для водителя массой 75 кг.

Как видно из рис. 2, значительно уменьшив ускорения при частотах, близких к высокой собственной частоте колебаний подпрессоренных масс, в области низкой собственной частоты колебаний, подпрессоривание сиденья водителя практически никакого влияния не оказывает, т.е. кривые 1—4 на частоте до 1,5—1,7 Гц близки друг к другу. После первого экстремума на графиках появляется второй экстремум, обусловленный собственной частотой колебаний упругого элемента подвески сиденья. Уменьшение массы водителя (пассажира) смешает второй экстремум в область более высоких частот, одновременно увеличивая амплитуду ускорений. Экстремумы наблюдаются при частотах колебаний, совпадающих с собственной частотой колебаний человека — 3—5 Гц, что недопустимо. Введение в конструкцию сиденья дополнительного гасящего устройства с  $\gamma_c = 0,25$ , как видно из рис. 3, существенно снижает величину ускорений в области второго экстремума, но одновременно незначительно

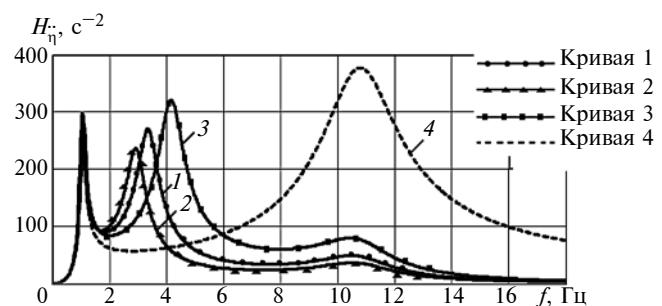


Рис. 2

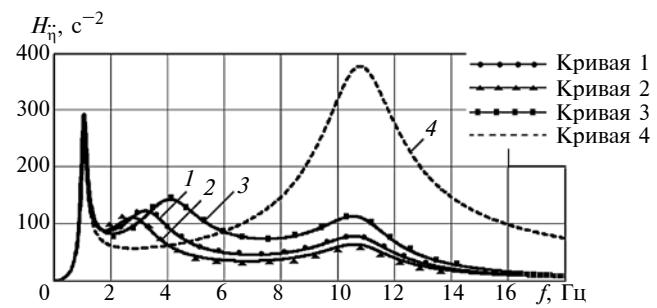


Рис. 3

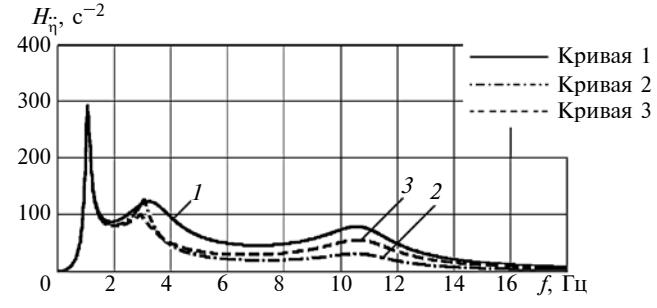


Рис. 4

увеличивает третий экстремум, обусловленный высокой собственной частотой колебаний. Обозначения кривых на рис. 3 идентичны обозначениям на рис. 2.

Как следует из рассмотренных графиков, дополнительное (вторичное) подпрессоривание сиденья водителя (пассажира) для транспортного средства с "мягкой" подвеской целесообразно в случае его движения с большими скоростями, когда проявляется высокая собственная частота колебаний подпрессоренных масс. В противном случае мы получим не улучшение, а ухудшение комфорта езды с точки зрения плавности хода. Также из рис. 2 и рис. 3 следует, что в случае изменения массы водителя (пассажира) жёсткость упругого элемента подвески также целесообразно изменять в определённом диапазоне.

Кроме того, оперативно корректировать жёсткость упругого элемента подвески сиденья целесообразно и при постоянной массе водителя, но в зависимости от внешнего воздействия со стороны дорожного покрытия. На рис. 4 представлены графики АЧХ ускорений на сиденье водителя массой 75 кг для трёх вариантов расчёта: жёсткость  $c_c$  постоянна и равна  $c_c = 25$  кН/м,  $\gamma_c = 0,25$  (кривая 1); жёсткость  $c_c$  может изменяться от 15 до 25 кН/м, т.е. на 40 % в большую или меньшую сторону,  $\gamma_c = 0,1$ , т.е. без дополнительного (вторично-

го) подпрессоривания (кривая 2); жёсткость  $c_c$  может изменяться от 15 кН/м до 25 кН/м, т.е. на 40 % в большую или меньшую сторону,  $\gamma_c = 0,25$ , т.е. в конструкции сиденья предусмотрено дополнительное гашение колебаний (кривая 3).

Как видно из рис. 4, сиденье с изменяющейся в зависимости от внешнего кинематического воздействия жёсткостью с точки зрения возникающих на сиденье водителя (пассажира) ускорений эффективнее, чем с постоянной жёсткостью и дополнительным гасящим устройством. При этом, как видно из сравнения кривых 2 и 3, дополнительных сил сопротивления не требуется.

Таким образом, использование системы подпрессоривания сиденья с изменяющейся жёсткостью целесообразно для транспортных средств как с "жёсткой", так и с "мягкой" подвесками, а конструктивным решением для оперативного вторичного подпрессоривания должно быть использование смарт-материалов, например,

таких как магнитоактивные (магнитореологические) эластомеры, способных в наведённом внешнем магнитном поле в миллисекунды менять свои жёсткостные параметры в требуемом диапазоне, о чём было сказано в [1, 3].

#### Литература

1. Балабин И.В., Богданов В.В. Безопасность автомобиля и защита от травмируемости участников движения. ISBN 978-5-905675-27-0. М.: ИНЭК, 2015. — 348 с.
2. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. — СПб. БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
3. Балабин И.В., Богданов В.В., Чабунин И.С. Влияние массы водителя на его вибронагруженность // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 4(93), с. 16—20.
4. Щербаков В.И., Чабунин И.С. Аналитическая динамика и теория колебаний в приложении к автомобильным конструкциям: Учебное пособие. 2-е изд., испр. и доп. — М.: Университет машиностроения, 2013. — 205 с.
5. Щербаков В.И., Чабунин И.С. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций: Учебное пособие. 3-е изд., испр. и доп. — М.: МГТУ "МАМИ", 2011. — 289 с.



## ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.331

### РАСЧЁТ НАГРУЖЕННОСТИ МАРШРУТОВ МЕЖДУГОРОДНЕГО СООБЩЕНИЯ КАК СПОСОБ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ АВТОБУСОВ

Доктора техн. наук А.Е. ЛЕБЕДЕВ и Б.С. АНТРОПОВ,  
М.Ю. АНАНЬИН, Д.В. ЛЕБЕДЕВ

Ярославский ГТУ (+7.920.650-90-40)

Предложен метод расчёта показателей нагруженности междугородних автобусных маршрутов. Получено выражение для дифференциальной функции распределения числа отказов в зависимости от пробега автобуса. Представлены выражения для определения наиболее вероятного пробега до наступления отказа. Расчётыным путём выявлены наиболее нагруженные маршруты, определена их "нагруженность". Полученные сведения могут быть использованы для разработки методики смены маршрутов с целью обеспечения одинаковых условий эксплуатации автобусного парка и повышения его ресурса.

**Ключевые слова:** нагруженность, двигатель, энергия, функция распределения, автобус.

Lebedev A.E., Antropov B.S., Ananin M.Y., Lebedev D.V.  
FOR EVALUATING THE LOADING OF INTERCITY ROUTE BUSES

The article is based on stochastic approach a method of calculating the load of the intercity bus routes. The resulting expression for the differential distribution function of the number of failures depending on mileage of the bus. Equations for determining the most likely run until failure. Calculation revealed the most loaded routes, to determine their "load". The information obtained can be used to develop methods of changing routes in order to ensure equal conditions of operation of the bus fleet and increase its resource.

**Keywords:** loading, engine, energy, distribution function, bus.

Автобусы — один из наиболее массовых видов пассажирского транспорта. На их долю приходится более 60 % общего, т. е. городского и междугороднего, пассажиропотока. Причём этот поток крайне неравномер-

рен. И не только по стране или по регионам, но и в отдельно взятом городе. Например, авторы статьи проанализировали процесс эксплуатации автобусного парка ПАТП-3 г. Ярославля и установили, что периодичность (частота) выхода из строя двигателей и систем автобусов одних и тех же моделей отличается явно выраженной неравномерностью. И причина тому одна — отличие маршрутов перевозок: автобусы данного ПАТП работают на маршрутах разной протяжённости, качества дорожного покрытия, числа остановочных пунктов, светофоров, пешеходных переходов и расстояниями между ними, а также числа и крутизны подъёмов и спусков. Кроме того, для маршрутов характерна и различная (причём как сезонная, так и сменная) заполненность автобусов, т. е. отношение среднего числа пассажиров к максимально допустимому. Результат — существенное различие как в силовой нагруженности систем автобусов, так и в циклической, вызванной частой сменой режимов их работы. А проще говоря — внезапные, на первый взгляд, отказы на некоторых из них.

Выход из всего сказанного очевиден: чтобы предотвратить такого рода отказы, необходимо иметь комплексную оценку нагруженности маршрутов, и на её основе прогнозировать наиболее вероятный пробег автобусов на этих маршрутах до возникновения тех или иных отказов. Но возникает вопрос: как получить такую оценку? Ведь факторов, влияющих на тяжесть маршрута, много. Причём методик, позволяющих оценить вклад каждого из них в нагруженность техники, фактически нет.

Отсюда второй очевидный вывод: необходимо разработать универсальную методику оценки условий работы систем и агрегатов автобусов, позволяющую прогнозировать их пробег до возникновения неисправностей. Авторы попытались решить данную проблему. При этом они исходили из следующего.

В процессе эксплуатации автобусов на различных маршрутах на них воздействуют факторы, которые, в общем-то, можно считать случайными. Поэтому для решения задачи целесообразно использовать стохастический метод, успешно зарекомендовавший себя при моделировании сложных систем [1]. При этом ос-

Таблица 1

№	Формула	Примечание
1	$dN = A \exp(-EE_0^{-1})d\Gamma$	$E_0$ — параметр, соответствующий мере энергии системы; $A$ — нормировочный коэффициент
2	$E = E_k + E_d + E_r$	—
3	$E_k = K_n \frac{mv^2}{2}$	$k_1$ [Н] и $k_2$ [Н · м <sup>2</sup> ] — постоянные коэффициенты, учитывающие режимы нагружения и движения автобуса соответственно; $K_n$ — коэффициент нагруженности
4	$E_d = k_1 L$	
5	$E_r = \frac{k_2}{L}$	$a_1$ — число остановок; $a_2$ — среднее расстояние между остановками; $a_3$ — число подъёмов; $a_4$ — средний уклон подъёмов; $a_5$ — занятность маршрута; $M_{cp}$ — среднее значение крутящего момента; $r_k$ — радиус качения колеса
6	$k_1 = a_4 a_5 (a_1 + a_3) M_{cp} / r_k$	
7	$k_2 = a_2 M_{cp}$	—
8	$v_1 = \frac{v}{v_0}, L_1 = \frac{L}{L_0}$	
9	$E_k = \frac{K_n m (v_1 v_0)^2}{2}$	—
10	$E_d = k_1 L_1 L_0$	
11	$E_r = \frac{k_2}{L_1 L_0}$	—
12	$N = \int dN$	$N$ — полное число отказов за исследуемый промежуток времени
13	$A = \frac{NL_0 E_0 v_0 u_1}{\sqrt{\pi} L_{1\max} u_2 \operatorname{erf}(v_0 u_1 v_{1\max}) \exp\left(\frac{-k_1 L_0^2 + k_2}{L_0 E_0}\right)}$	—
14	$u_1 = \sqrt{(2K_n m/E_0)},$ $u_2 = L_{1\max} k_1 L_0^2 + L_{1\max} k_2 - 2k_2 + 2L_0 E_0 + 2k_1 L_0^2$	—
15	$E_s = q\eta m$	$q$ — удельная теплота сгорания топлива; $m$ — масса израсходованного топлива; $\eta$ — коэффициент, учитывающий необратимые потери
16	$d\Gamma' = dv$	—
17	$f(L_1) = \frac{1}{N} \frac{dN}{dL_1} = \frac{1}{N} \int dN = \sqrt{\pi} \frac{A}{2} J_1(v_{1\min} - v_{1\max}) J_2 J_3^{-1}$	Моменты инерции
18	$J_1 = \operatorname{erf}\left(\frac{1}{\sqrt{2}} v_0 \sqrt{K_n \frac{m}{E_0}}\right),$ $J_2 = \exp[-k_1 L_1^2 L_0^2 + k_2](L_1 L_0 E_0)^{-1}], J_3 = N \sqrt{K_n \frac{m}{E_0}}$	—
19	$L_{NV} = \frac{1}{N} \int L_1 dN$	—
20	$L_{N0} = \frac{L_{NV}}{L_0}$	$L_0$ — максимальное значение $L_{NV}$

новной целью должно быть установление явного вида дифференциальной функции распределения числа отказов по одному или нескольким параметрам, на основе которой можно сформировать методику расчёта периодичности профилактических мероприятий, в том числе плановой смены маршрутов движения автобусов.

Технология реализации данного метода рассмотрена на примере двигателя автобуса. Составляется стохастическое описание двигателя, которое, согласно работе [2], выполняется в следующем порядке.

Сначала постулируется распределение, которое определяется совокупностью  $q_0$  обобщённых координат макросистемы, т. е. набором переменных, характеризующих механизм возникновения неисправностей (отказов) в ДВС в процессе его эксплуатации. Затем составляется уравнение энергетического баланса и условие нормирования, необходимое для определения неизвестных параметров искомого распределения. Далее формируется дифференциальная функция распределения числа отказов, и вычисляются статистические средние. Теперь конкретизируем эту общую схему.

При эксплуатации двигателя, как показали собственные исследования авторов и анализ опубликованных работ, фазовое пространство целесообразно представить в виде совокупности двух случайных параметров автобуса — его скорости  $dv$  и пробега  $L$ . Тогда распределение числа  $dN$  отказов в элементе фазового объёма  $d\Gamma$  ( $d\Gamma = dv dL$ ) будет экспоненциально убывать в зависимости от стохастической энергии  $E$  (формула № 1 в таблице 1).

В общем случае, как известно, стохастическая энергия  $E$  состоит (формула № 2) из кинетической энергии ( $E_k$ ), диссипативной  $E_d$  (потери на трение, сопротивление воздуха и др.) и энергии  $E_r$ , учитывающей цикличность нагружения (число переключений передач в коробке передач на 1 км, число циклов "разгон—торможение" и др.). При этом значения  $E_k$ ,  $E_d$ ,  $E_r$  могут быть рассчитаны по формулам № 3, 4, 5 соответственно, и входящие в них коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  — по формулам № 6 и 7.

В формулах № 3, 4, 5 удобнее использовать не абсолютные, а относительные безразмерные величины

Таблица 2

№	Название маршрута	Основные характеристики маршрута						
		$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5, \%$	$K_n$	$L_{N0}$
1	Ярославль — Ростов	18	3,1	18	0,09	36	0,48	0,91
2	Ярославль — Рыбинск	20	4,7	15	0,08	46	0,47	0,91
3	Ярославль — Некрасовское	22	2,1	22	0,11	37	0,43	1
4	Ярославль — Гаврилов-Ям	13	3,3	16	0,14	48	0,41	0,95
5	Ярославль — Тутаев	16	2,3	15	0,12	42	0,39	0,96
6	Ярославль — Кострома	20	3,6	28	0,10	41	0,44	0,95

скоростей и расстояний (формула № 8). Тогда эти формулы примут вид формул № 9, 10 и 11 соответственно.

Следующий этап моделирования — определение неизвестных констант  $A$  и  $E_0$ , входящих в формулу № 1. Делается это следующим образом.

Свободный параметр распределения (нормируемый коэффициент)  $A$  ... определим из нормировочного соотношения, приводимого в работе [3] (формула № 12). Значит, решая это уравнение с учётом уравнения (1) относительно  $A$ , легко получить формулу № 13. При этом значения входящих в неё параметров  $U_1$  и  $U_2$  дают формулы № 14.

Неизвестный параметр  $E_0$ , входящий в выражения (1), (8), (9), соответствующий мере энергии [3], находится из уравнения энергетического баланса, т. е. равенства стохастической и действительной энергии, затраченной на совершение транспортной работы  $E = E_s$ .

При этом величину  $E_s$  даёт формула № 15.

Дифференциальные функции распределения числа отказов по пробегу  $L_1$  в фазовом объёме  $d\Gamma'$  (формула № 16), согласно выбранному распределению числа отказов в элементе  $d\Gamma$  фазового объёма, можно вычислить по формуле № 17. При этом значения входящих в неё параметров дают формула № 18.

Уравнения № 17, 18 позволяют вычислить наиболее вероятный пробег  $L_{NV}$  автомобиля до отказа двигателя (формула № 19) на каждом из маршрутов. Сведя эти данные в таблицу, получаем картину нагруженности ДВС автобусов на маршрутах, обслуживаемых ПАТП. При этом наиболее нагруженными, очевидно, можно считать маршруты, у которых значение  $L_{NV}$  ниже.

Причём для большей наглядности анализа целесообразно брать не абсолютные, безразмерные значения пробега, а относительные  $L_{N0}$  значения пробега (формула № 20). Что авторы и сделали применительно к автобусному парку ПАТП-3 г. Ярославля (см. табл. № 2).

Из этой таблицы следует, что наиболее нагруженными для двигателей автобусов маршрутами в данном случае являются маршруты Ярославль—Некрасовское и Ярославль—Гаврилов-Ям. Поэтому именно для двигателей автобусов, работающих на данном маршруте специалисты предприятия с помощью авторов с корректировками периодичности технического обслуживания. Такая корректировка, как показала практика, полностью себя оправдала: частота отказов двигателей на проблемных маршрутах существенно снизилась. Точно такую же технологию оценки напряженности автобусных маршрутов следует применить и в отношении других систем и агрегатов автобусов. В первую очередь тех, которые в данном ПАТП чаще всего внезапно выходят из строя.

#### Литература

- Климонтович, Ю.Л. Статистическая физика. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982. — 608 с.
- Ландау Л.Д. Теоретическая физика: учеб. пособие. В 10 т. Т. 5. Ч. 1. Статистическая физика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. — 4-е изд., испр. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. литературы, 1995. — 608 с.
- Зубарев Д.Н. Неравновесная статистическая термодинамика / Д.Н. Зубарев. — М.: Наука, 1971. — 416 с.



# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 658.512

## ПРОЕКТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ДИЗАЙНЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук К.С. ИВШИН

Ижевский ГТУ имени М.Т. Калашникова (8.3412.47-90-03)

*Рассмотрено содержание проектного моделирования в дизайне транспортных средств. Определены характерные для него принципы моделирования — традиционный и инверсионный. Подробно рассмотрено поверхностное моделирование кузова транспортных средств. Разработаны методические основы моделирования поверхностей класса "A" кузова транспортных средств. Классифицированы и дифференцированы полисоставные поверхности по визуальному качеству и выявлено три класса поверхностей "A", "B" и "C". Разработаны методические рекомендации использования рукотворных и автоматизированных технологий в проектном моделировании транспортных средств.*

**Ключевые слова:** моделирование, дизайн, транспортные средства, технологии.

Ivshin K.S.

### PROJECT DESIGN MODELING IN VEHICLES

*Abstract. The paper considers the content of the project modeling in the design of vehicles. The characteristic for a traditional and inverse modeling principles. Discussed in detail the vehicle body surface modeling. Methodical bases of modeling surfaces of class "A" body vehicle. Classified and differentiated poly-composite surface visual quality and identified three classes of surfaces "A", "B" and "C". Guidelines have handmade and automated technologies in the project modeling of the vehicle.*

**Keywords:** modeling, design, vehicles, technology.

В мировой практике автомобильного дизайна за многие годы сложился традиционный дизайн-процесс разработки новой модели транспортного средства. На протяжении XX века традиционной атрибутикой и основными средствами проектного моделирования являлись художественные инструменты и материалы, позволявшие визуально представлять проектные замыслы. Ситуация изменилась в 1980-е годы — с появлением первых средств автоматизированного проектирования. Развитие компьютерного проектирования в 1990-х годах способствовало появлению профессионального программного обеспечения для двухмерного и трёхмерного электронного геометрического моделирования. Электронное трёхмерное моделирование стало сегодня основным средством реализации художественного замысла формы объекта. Актуально и взаимодействие традиционного и современного проектного моделирования для рационального и междисциплинарного процесса проектирования транспортных средств.

Проектное моделирование в дизайне можно классифицировать по следующим критериям: форма (ви-

зуальное и вербальное), среда (материалное и электронное), способ (рукотворное и автоматизированное), носитель процесса (динамическое и статическое) и средство (графическое, объёмное, математическое, словесное, художественно-образное [1, 2]) моделирования.

Существуют различные виды электронного трёхмерного моделирования, и их различают по наличию истории построения объекта: 1) параметрическое моделирование — моделирование по набору заданных варьируемых параметров операций (*CATIA*, *Solid Works* и пр.); 2) непараметрическое моделирование — моделирование без сохранения параметров построения (*AutoCAD*, *IsemSurf*, *Rhinoceros* и пр.); 3) комбинированное моделирование, когда историю построения можно удалить/отключить (*Alias Studio Tools* и пр.). По виду элементов построения модели различают моделирование каркасное, полигональное, поверхностное, твёрдотельное, конечно-элементное и генеративное [3—6]. Каждый из видов моделирования нашёл применение в процессе автомобильного дизайна.

В практике автомобильного дизайна различные моделирования ис-

пользуются в синтезе, формируя определённый принцип для создания формы транспортных средств. В результате анализа их применения сформулированы и разработаны четыре принципа моделирования: традиционный, инверсионный, генеративный, интерактивный [7]. В автомобильном дизайне используются традиционный и инверсионный, в основе которых — геометрическое моделирование.

Традиционный принцип включает 4 этапа: 1 — творческое рукотворное (*Sketch modeling*) или полигональное моделирование (*Polygonal and mesh modeling*); 2 — поверхностное моделирование класса "A"/"B"/"C" (*Surface modeling*); 3 — твёрдотельное моделирование (*Solid modeling*); 4 — прототипирование (*Prototyping*). Данный принцип обеспечивает моделирование концепт-артов и концептов автомобилей, концепций и итоговых форм кузова АТС простой, средней и повышенной сложности геометрии формы. Критерии выбора традиционного принципа моделирования таковы: оболочковая структура формы кузова, не фрактальная, не требует изменений во времени и пространстве; исходными данными для моделирования служат эскизы и чертежи. Графические модели можно классифицировать по следующим критериям: форма (набросок, рисунок, эскиз [1, 8, 9, 11]; чертёж, схема [10, 11]), функция (набросок, поисковый рисунок, эскиз, демонстрационный рисунок [1, 8, 9]); технический рисунок, схема, чертёж детали, сборочный чертёж, чертёж общего вида, чертёж компоновки, теоретический чертёж, габаритный чертёж [10—12]) изображения.

Инверсионный принцип состоит из пяти этапов: 1 — традиционное (рукотворное) макетирование (*Modeling*); 2 — трёхмерное сканирование (*3D scanning*); 3 — поверхностное моделирование класса "A"/"B" (*Surface modeling*); 4 — твёрдотельное моделирование (*Solid modeling*); 5 —

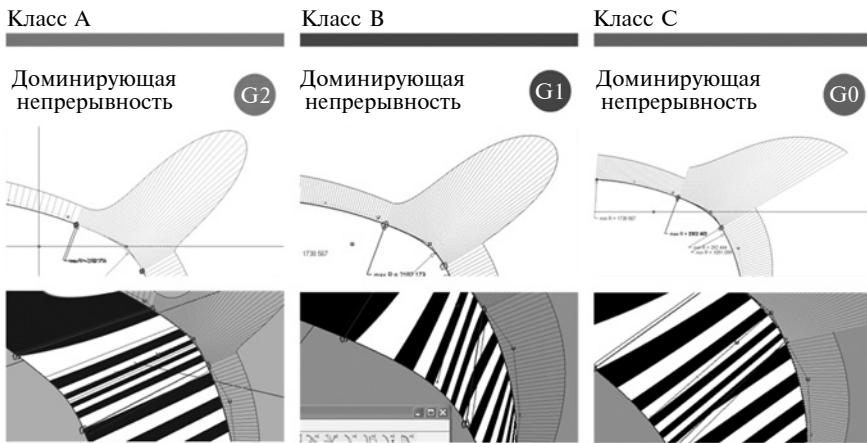


Рис. 1. Степени кривых Безье и способы сопряжения поверхностей на основе данных кривых

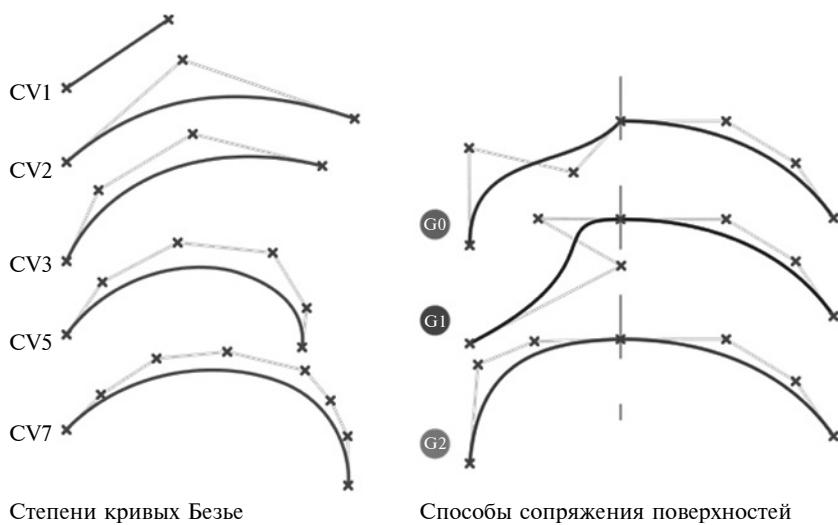


Рис. 2. Классы полисоставных поверхностей

прототипирование (*Prototyping*). Как видим, этот принцип моделирования по этапам схож с традиционным, однако для создания поверхностной модели используются данные, полученные сканированием рукотворного макета или прототипа на трёхмерном сканере. Формообразование базируется на результатах трёхмерного сканирования, т.е. исходными данными является поле точек или полигональная модель. Данный принцип подходит для моделирования кузова приближающегося к заключительной стадии производства или для рестайлинга существующей формы кузова. Он более трудоёмкий, по сравнению с традиционным, в связи с тем, что требуется создать макет или иметь в наличии готовый прототип, затрачивать время на сканирование, однако при этом параметры кузова максимально приближаются к ре-

альному объекту или макету. Критерии выбора инверсионного принципа моделирования таковы: по техническому заданию в качестве исходных данных для проектирования принят пластилиновый макет; форма не фрактальная, не требует изменений во времени и пространстве, но сложная, закрытая, оболочковая. Объёмные модели можно классифицировать по следующим критериям: форма изображения (темплет, модель, макет, опытный образец [13, 14]), стадия разработки объекта изображения (проектный и рабочий макеты [14]), этап выполнения изображения (черновой и чистовой макеты [1, 2]), функция изображения (поисковый, доводочный и демонстрационный макеты [1, 2]).

В традиционном и инверсионном принципах моделирования наиболее важную роль играет этап поверхностного моделирования. Собст-

венно, сложное поверхностное моделирование является основой автомобильного дизайна. Требования к нему постоянно возрастают одновременно с ущемлением технологий быстрого прототипирования, проведением достоверного численного анализа на прочность, аэродинамику и пр., применением системного дизайна (где одна модель одновременно идёт на создание рекламы, выставки, на производство). Даные задачи сегодня решаются с помощью высококачественных поверхностных моделей.

В настоящее время отсутствуют сформулированные требования и научное обоснование высококачественного поверхностного моделирования — поверхностей класса "A" (поверхностей разного качества). Однако в ходе исследования единого термина "поверхности класса "A"" выявлено не было, так же как и критериев оценки, принципов построения поверхностей, разделение на какие-либо классы. Моделирование класса "A" доступно на сегодняшний день только для традиционного и инверсионного принципов. Особое место занимает дизайн АТС, где кузов автомобиля непременно создаётся с помощью поверхностей класса "A", чтобы достичь достоверных результатов исследования кузова и высокого качества бликов и светотени.

На рис. 1 и 2 представлен анализ и дифференциация полисоставных поверхностей по визуальному качеству и выявлено три класса поверхностей "A", "B" и "C". Классы характеризуются количественными показателями: наличием или отсутствием определённых типов сопряжений (рис. 3) — G0 (ребро), G1 (скругление, зависимость по тангенсу, по первой производной), G2 (сглаживание, зависимость по кривизне, по второй производной); цельностью поверхности (отсутствие непреднамеренных разрывов) и качественным показателем: материалом — глянцевый/матовый.

*Поверхность класса "A"* — это полисоставная поверхность, созданная с применением непрерывностей высокого порядка G2, G3 в местах плавного перехода и G0 для моделирования ребер. При визуализации обладает неразличимыми стыками

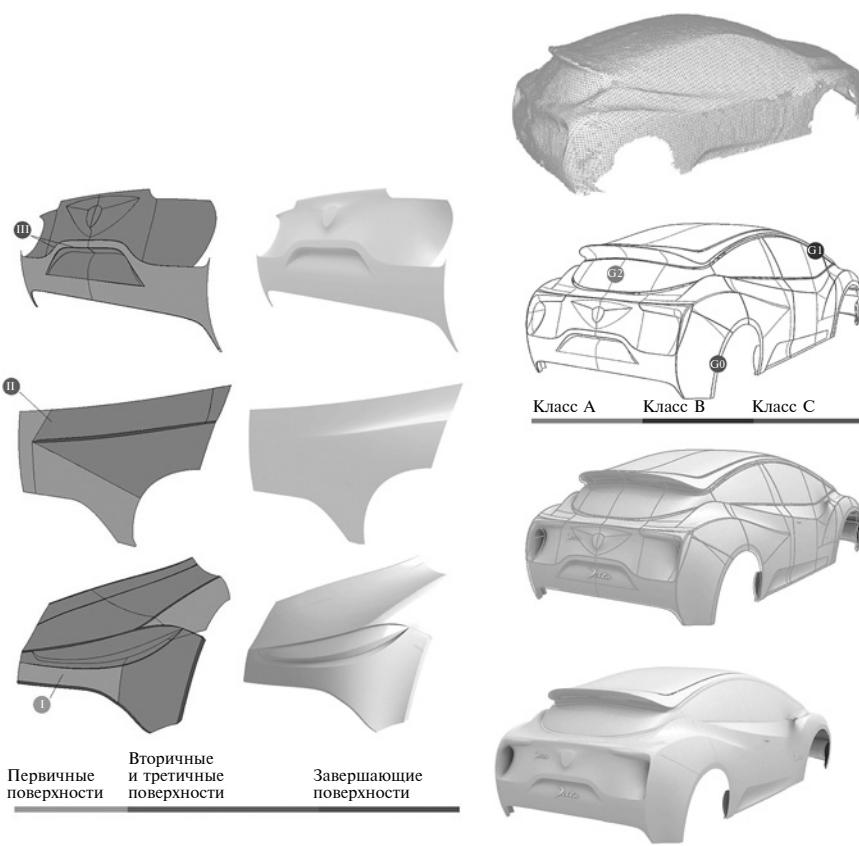


Рис. 3. Анализ формы на наличие видовых поверхностей, деление формы на "простые" поверхности и определение первичных, вторичных и третичных поверхностей

и плавными цельными бликами по всей своей поверхности (см. рис. 1 и 2). Применяется для моделирования объектов с глянцевыми видовыми поверхностями и объектов со сложной оболочковой формой.

*Поверхность класса "B"* — это полисоставная поверхность, созданная с применением непрерывностей не выше G1 (G1, G0) для всей модели. При визуализации обладает неразличимыми стыками, но приобретает некоторое искажение бликов (см. рис. 1). Применяется в производстве объектов с матовыми, по-

луматовыми поверхностями любого типа.

*Поверхность класса "C"* (использование непрерывности во всей модели не выше по G0). При визуализации обладает незначительно различимыми стыками и ломанными бликами. Используется в самых малозначимых местах модели и практически всегда — при проектировании разных узлов и агрегатов, таких как двигатель, коробка передач и т.д. Используется также в связке с классами "B" и "A" для создания характерной, агрессивной формы объ-

екта. Использование исключительно поверхности класса "C" приводит к техническому моделированию.

В сложной глянцевой видовой поверхности кузова легкового автомобиля встречаются все виды непрерывности G0, G1, G2. Применение каждого из них зависит от поставленных задач перед дизайнером и того, как будет разбита сложная поверхность на простые. Задача дизайнера при моделировании сложной поверхности в классе "A" — дробить модель на простые поверхности и добиваться визуального эффекта цельной оболочки, т.е. когда блик переходит от одной части полисоставной поверхности до другой гладко, изменяя свое направление и характер в соответствии с художественной задачей, а не с проблемами моделирования.

Целесообразными объектами моделирования поверхностей класса "A" являются кузов ТС с видовыми плоскостями с закрытой оболочкой объемно-пространственной структурой сложной вогнуто-выпуклой формы. Кузов легкового автомобиля, где требуется нюансная проработка формы и высококачественные поверхности. В других случаях моделирование поверхностей класса "A" будет экономически нецелесообразно в связи с затратами большого количества времени.

Разработан алгоритм моделирования поверхностей класса "A" (таблица, рис. 3 и 4). Он включает 11 этапов: оценку цели моделирования; анализ формы на наличие видовых поверхностей; деление формы на "простые" поверхности; определение первичных, вторичных и третичных поверхностей; выбор инструментов программного обеспечения; разработку итоговой структур-

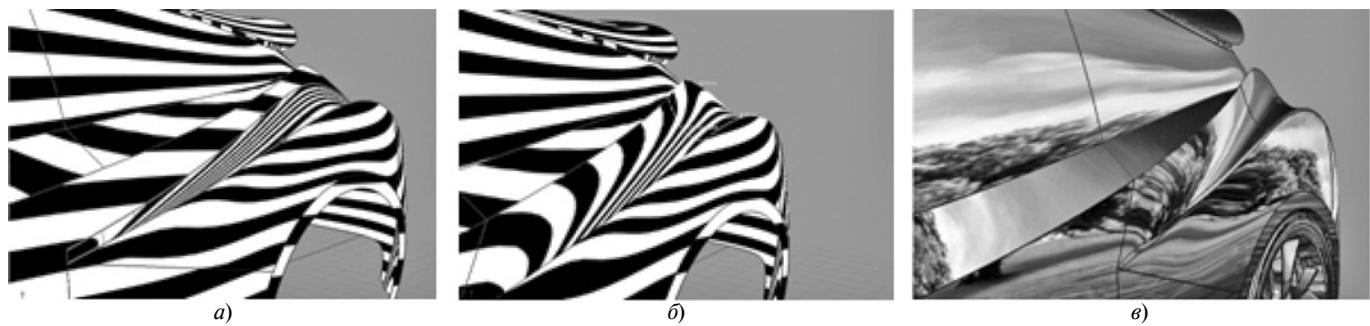
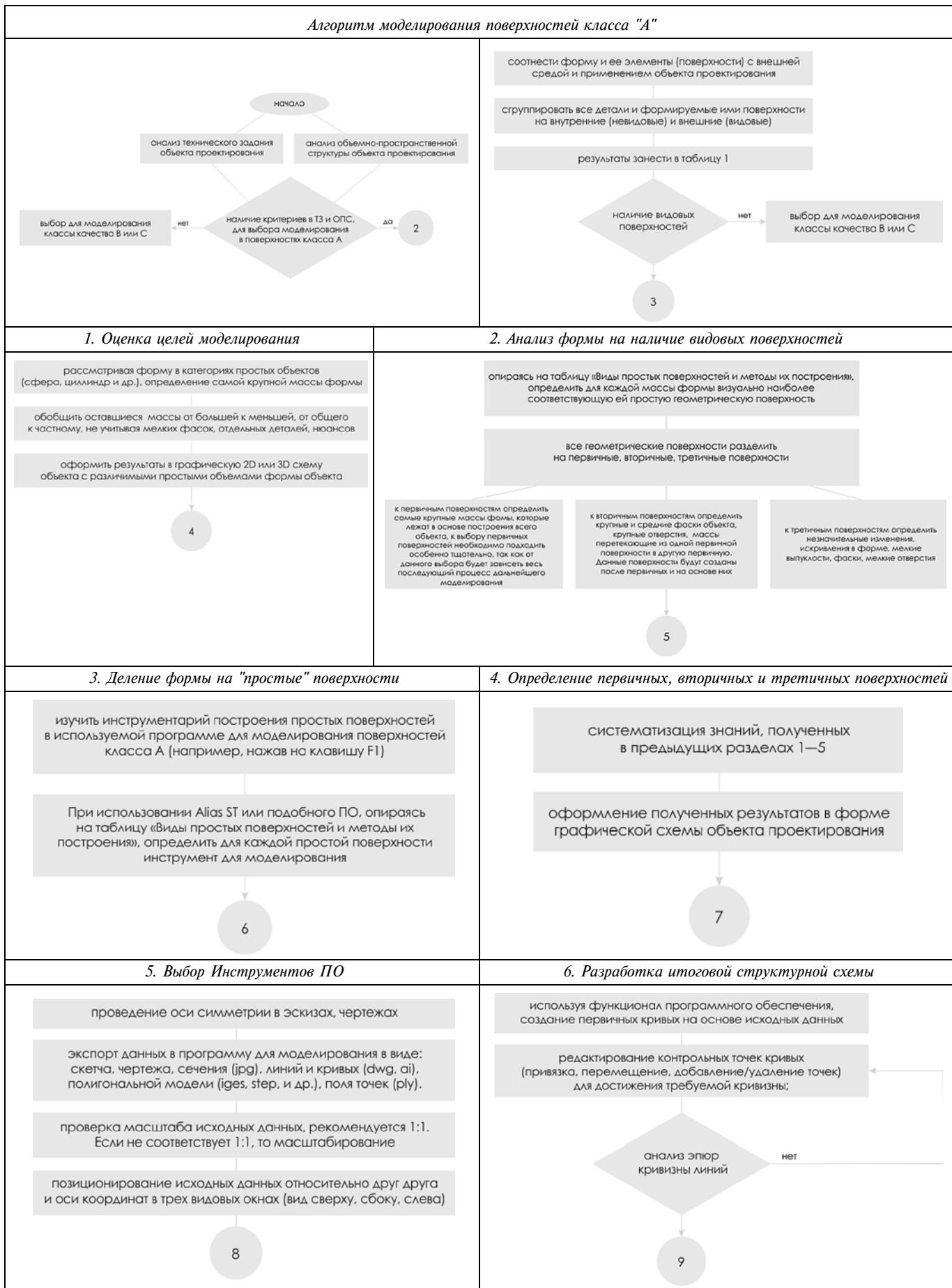
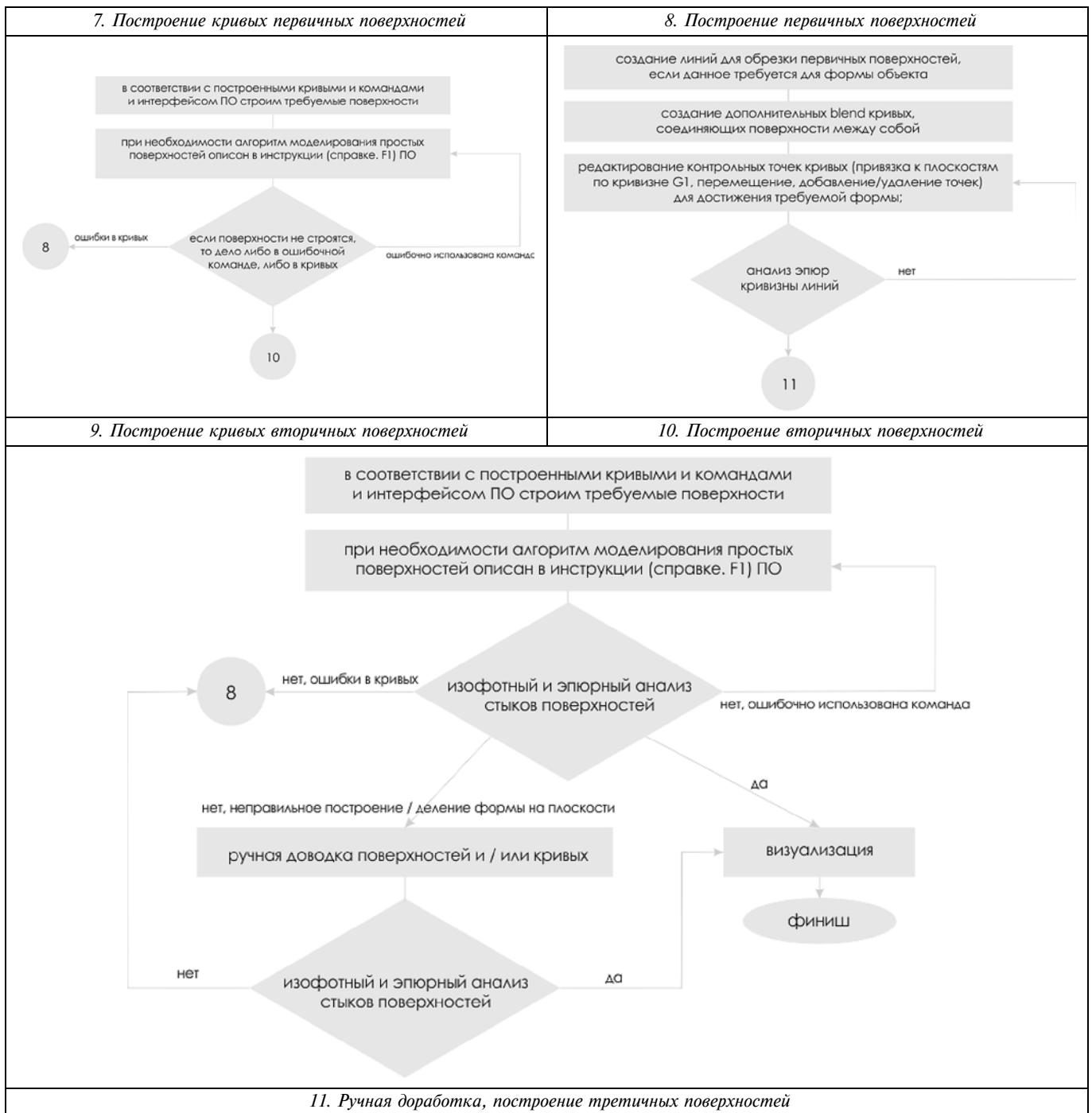


Рис. 4. Поверхность заднего крыла автомобиля:  
а, б — изофотный анализ; в — первичная визуализация





ной схемы; построение кривых первичных поверхностей; построение первичных поверхностей; построение кривых вторичных поверхностей; построение вторичных поверхностей; ручную доработку и построение третичных поверхностей.

Несмотря на значительные достижения в области компьютерного проектирования объёмно-пространственных объектов метод макетного проектирования и в настоящее время остается действенным инст-

рументом дизайнера, позволяющим наиболее плотно приблизиться к пониманию и ощущению формы кузова. При макетировании осуществляется основная работа по определению формообразования поверхностей, конструированию, разработке технологий производства кузова АТС. В зависимости от характера решаемых задач макетирование может выполняться в различных масштабах и из разнообразных материалов (макетный пластилин,

древесные материалы, стеклопластик, различные пластмассы и полимеры и т.д.). Сегодня методы макетирования в автомобилестроении классифицируются также в зависимости от способа создания макета на рукотворные и автоматизированные.

Вручную макеты выполняют из пластилина, глины, гипса и из композитных материалов — методом выклейки по тайпсам. Данные технологии используются для поиско-

вого формообразования, в экспериментальных и учебно-познавательных целях и как основа для дальнейшей выклейки деталей из твёрдых материалов или сканирования обмерочной машиной с последующей доработкой формы и доводки поверхности до класса "А" в специальном программном обеспечении с целью получения математической модели или изготовления мастер-модели. Рукотворное макетирование из композитных материалов методом выклейки по тайпсам используется также для создания макетов для аэродинамических исследований, оценки антропометрии и внешнего вида модели, оценки функциональности, в качестве мастер-модели, в качестве презентационной модели с возможностью изучить макет, а также для мелкосерийного производства.

Основные проблемы рукотворного макетирования заключаются в трудоёмкости и длительности процесса, а также в большом значении человеческого фактора, так как именно от мастерства и опыта специалистов будет сильно зависеть конечное качество. Также следует отметить, что конечный продукт получается недолговечным и хрупким, что в значительной степени приводит к сокращению количества его функций. Однако необходимо учитывать важность и незаменимость данных методов макетирования на начальной стадии разработки автомобиля.

Автоматизированные методы макетирования в автомобилестроении — это макетирование в CAD/CAM/CAE-программах с использованием многокоординатного обрабатывающего центра и с использованием технологий быстрого прототипирования: на основе фотополимеризации (стереолитография SLA-технология, облучение ультрафиолетовой лампой SGC-технология, струйное моделирование MJM-технология); на основе тепловых процессов (склеивание листовых материалов LOM-технология, выдавливание полимерной нити FDM-технология, спекание селективное лазерное SLS-технология); твёрдотельные (распыление капель смолы, нагретого полимера, трёхмер-

ные принтеры, станки с числовым программным управлением).

Макетирование в CAD/CAM/CAE-программах с использованием многокоординатного обрабатывающего центра применяется для поискового моделирования до окончательной проработки формы в поверхностях класса "А", для вывода электронной трёхмерной модели на многокоординатный обрабатывающий центр, и аппаратов быстрого прототипирования, для запуска в серийное производство, для быстрой реализации электронной трёхмерной модели в различном материале, для создания черновых болванок кузовных форм.

Макетирование в тех же CAD/CAM/CAE-программах, но с использованием различных технологий быстрого прототипирования применяется для оценки антропометрии и внешнего вида модели, оценки функциональности, в качестве мастер-модели, в качестве выставочной модели с возможностью изучить макет. Применение ограничено габаритами оборудования.

Макетирование из композитных материалов методами вакуумной формовки и термоформовки используется для производства пластиковых объёмных изделий разной сложности конфигураций, изготовления демонстрационных макетов и макетов для аэродинамических исследований, а также для мелкосерийного производства.

Автоматизированные методы макетирования основательно вошли в процесс проектирования автомобилей. Основное их преимущество заключается в минимизации влияния человеческого фактора на качество конечного продукта и возможности оперативно быстро и без больших трудозатрат изготавливать макеты в достаточном количестве. Большой вклад в расширение назначений конечного продукта вносит возможность иметь на выходе макет из твёрдых материалов. Однако следует заметить, что многокоординатный обрабатывающий центр только воссоздает в материале только то, что было смоделировано в CAD/CAM/CAE-программах, которые не могут обладать полной информативностью и непосредственной близостью с дизайнером как полноценный макет. Поиск формы

и дальнейшая её доработка на макете имеют свои неоспоримые преимущества, которые не могут заменить CAD/CAM/CAE-программы. Также необходимо знать, что сам процесс моделирования в CAD/CAM/CAE-программах требует значительного опыта и профессионализма от специалиста, что, соответственно, влияет на качество конечного продукта, хотя и в меньшей степени.

В настоящее время существуют два основных метода трёхмерного сканирования: контактный и бесконтактный.

Контактное трёхмерное сканирование основано на принципе обвода модели специальным высокочувствительным щупом, посредством которого в компьютер передаются трёхмерные координаты сканируемой модели. Критерии выбора метода сканирования следующие: простота сканирования призматических частей, независимость от освещения, прекрасное сканирование рёбер, простота использования, малый объём получаемых файлов; большое время сканирования (за один замер или перемещение осуществляется оцифровка только одной точки), невозможность сканирования органических или криволинейных поверхностей, невозможность сканирования малогабаритных и сложных деталей (щуп должен касаться объекта сканирования); человеческий фактор.

Бесконтактное трёхмерное сканирование основано на трёх технологиях: фотограмметрической; структурированный белый цвет; лазерной.

Технология на основе фотограмметрии представляет собой фотографирование объекта сканирования с различных точек и воссоздание на основе полученных изображений трёхмерной модели. Критерии выбора такой технологии сканирования — низкие затраты на аппаратную часть; бесконтактная технология; сложность процедуры установки приёмных камер и нанесения точек привязки; для базовой установки и калибровки требуется как минимум 4—6 фотографий; обработка осуществляется за счёт программного обеспечения; большое количество фотографий, необходимых для получения точной модели; сложность процедуры сшивки

изображений для получения целостной картины сканирования.

Сканирование на основе структурированного белого света заключается в проецировании на объект линий, образующих уникальный узор, каждое изменение которого сканируется приёмной камерой. Критерии выбора технологии: большая скорость сканирования; получение порядка 100 тыс. точек сканирования за один проход; высокая точность и детализировка; стационарная установка, исключающая, возможность мобильного сканирования; ограничение размера сканируемой области, не позволяющее сканировать внутренние области; сложность при сканировании объектов, находящихся вне помещений, ограничения по яркости; большая стоимость системы; необходимость проведения процедуры постпроцессинга для сшивки отсканированных частей.

Лазерная технология основана на проецировании лазерного луча на объект сканирования. Критерии выбора лазерного сканирования: недорогие трёхмерные сканеры для промышленного применения; возможность сканирования вне помещений и при различной освещённости; возможность работы с объектами, недоступными для сканирования, с использованием технологии белого структурированного света; невозможность сканирования прозрачных объектов или объектов с большой степенью светоотражения, вызывающая необходимость напыления; невозможность сканирования чёрно-белых объектов; необходимость в базовом основании, имеющем ограниченную зону досягаемости.

### Литература

1. Проектирование и моделирование промышленных изделий: Учеб. для вузов / С.А. Васин, А.Ю. Талащук, В.Г. Бандорин и др.; Под ред. С.А. Васина, А.Ю. Талащук. — М.: Машиностроение-1, 2004. — 692 с.
2. Дизайн. Иллюстрированный словарь-справочник / Г.Б. Минервин, В.Т. Шимко, А.В. Шимко, А.В. Ефимов и др.: Под общ. ред. Г.Б. Минервина и В.Т. Шимко. — М.: Архитектура-С, 2004. — 288 с.
3. Russo M. Polygonal Modeling: Basic and Advanced Techniques (Wordware Game and Graphics Library). — Plano (United States): Wordware Publishing Inc., 2005.
4. Lombard M. Solid Works 2011 Bible. — Indianapolis: Wiley Publishing Inc., 2010.
5. Krüger, R. Three Dimensional Finite Element Analysis of Multidirectional Composite DCB, SLB and ENF Specimens, ISD-Report No. 94/2. — Stuttgart: University of Stuttgart, 1994.
6. Khabazi M., Algorithmic modeling with Grasshopper, 2009, [online] Available at: <http://proquest.safaribooksonline.com/1587050773> [accessed 01/03/2012].
7. Ившин К.С., Башарова А.Ф. Принципы современного трёхмерного моделирования в промышленном дизайне // Архитектор: известия вузов. — 2012. — № 39.
8. Методика художественного конструирования. — М.: ВНИИТЭ, 1983. — 166 с.
9. Основы методики художественного конструирования. — М.: ВНИИТЭ, 1970. — 279 с.

## Уважаемые авторы и читатели!

Редакция и редакционная коллегия сообщают: научно-технический журнал "АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ" успешно прошёл аккредитацию в ВАК для публикации работ соискателей учёных степеней.

(См. <http://vak.ed.gov.ru/87>,  
третья ссылка в окне "Перечень рецензируемых научных изданий".)

Напоминаем:  
статьи для публикации следует подавать в редакцию заблаговременно!  
Адрес электронной почты — [avtoprom-atd@mail.ru](mailto:avtoprom-atd@mail.ru)  
С правилами оформления материалов можно ознакомиться на сайте [mashin.ru](http://mashin.ru)

The screenshot shows the VAK database interface. At the top, there's a message from the Ministry of Education and Science of the Russian Federation about the successful accreditation of the journal. Below it, the journal's profile is displayed with its name, address, and registration details. A large button labeled 'Автомобильная промышленность' is prominent. On the right side, there's a sidebar with various links and status information, such as 'Chemical Abstracts' and 'Moscow, Kolodenkiy per., 2a'. At the bottom, there's some footer text and a small logo.

# Содержание

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Дубовик Е.А. — Методики оценки конкурентоспособности предприятий ..... 1

АСМ-факты ..... 5

## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Урбанович А.С. — Аэродромные тягачи БелАЗ ..... 6

Бурдыкин В.Д. — Центробежная форсунка для дизельей ..... 7

Тарасик В.П. — Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления ..... 10

Румянцев Л.А. — Устройство управления полуавтоматической диапазонной передачей "Экотранс" ..... 18

Михайлов В.Г., Мишуга Д.В. — О колебательной модели грузового автомобиля ..... 23

Балабин И.В., Богданов В.В., Чабуин И.С. — Влияние жёсткости упругого элемента сиденья на вибонагруженность водителя ..... 27

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Лебедев А.Е., Антропов Б.С., Афанасьев М.Ю., Лебедев Д.В. — Расчёт нагруженности маршрутов международного сообщения как способ предупреждения внезапных отказов автобусов ..... 30

## ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Ившин К.С. — Проектное моделирование в дизайне транспортных средств ..... 33

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 18.05.2016. Подписано в печать 05.07.2016.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)

## ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: [avtoprom-atd@mail.ru](mailto:avtoprom-atd@mail.ru)

[www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В. — д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)  
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"  
Гирицкий О.И. — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ  
Гладков В.И. — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАвтоПром"  
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"  
Коровкин И.А. — исполнительный директор НП "ОАР"  
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИАвтоПром"  
Ксеневич Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"  
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Авиауниверситета (Владикавказ)  
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана  
Николаенко А.В. — д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)  
Никульников Э.Н. — канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"  
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России  
Тер-Мкртичян Г.Г. — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"  
Титков А.И. — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"  
Топалиди В.А. — канд. техн. наук, ТАДИ  
Филимонов В.Н. — ответственный секретарь "АП"  
Чернов А.В. — зам. директора по научной работе НИИАЭ

## Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б. — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларусь  
Егоров А.Н. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"  
Захарик А.М. — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"  
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ  
Мариев П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларусь  
Николаев Ю.И. — главный конструктор ОАО "МЭКТ"  
Сазонов И.С. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-российского университета (Могилев)  
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"