



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.137.2

### ОЦЕНКА ПОТРЕБИТЕЛЬСКОЙ ЦЕННОСТИ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Д-р техн. наук **КОЗЛОВСКИЙ В.Н.**,  
кандидаты техн. наук **АЙДАРОВ Д.В.**,  
**БЛАГОВЕЩЕНСКИЙ Д.И.**, **ПАНИУКОВ Д.И.**

Самарский ГТУ, Тульский ЦСМ  
(846.278-44-60)

*Представлены результаты разработки и реализации комплексной методологии оценки потребительской ценности качества автомобилей в эксплуатации.*

**Ключевые слова:** качество, автомобильная промышленность, потребительская ценность качества автомобилей.

**Kozlovskiy V.N., Aydarov D.V., Blagoveshchensky D.I., Panyukov D.I.**

### ASSESSING OF CONSUMER VALUE OF PRODUCT QUALITY IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY

*The article presents the results of the development and implementation of a comprehensive methodology for assessing the consumer value of the quality of vehicles in operation.*

**Keywords:** quality, automotive industry, consumer value of car quality.

Практикой доказано, что в условиях массового автомобилестроения производители, осуществляя сегментацию потребительского рынка в зависимости от комплекса факторов, включающих далеко не в последнюю очередь психоэмоциональный профиль (рис. 1), и столкнувшись с высоким уровнем значимости параметров воспринимаемого потребителями качества, запускают процессы по оценке качества глазами потребителей.

При сегментации потребителей следует также учитывать экономические параметры, отражающие качество продукции и определяющие потребительскую оценку (ценность качества). Необходимо обеспечивать некий приемлемый уровень ценности качества, который должен быть не ниже соответствующего текущего рыночного показателя. Выбранная ценность

определяет корпоративную стратегию и, по сути, задаёт для автопроизводителя границы эффективности и экономических возможностей в создании продукта и сервиса, а также стимулирует разработку "дорожной карты" достижения собственной рентабельности и прибыльности бизнеса. Это следует рассматривать как своего рода негласный договор между производителем и потребителем, в соответствии с которым первый гарантирует некоторый набор показателей качества продукции и сервиса, а второй соглашается с ним и формирует эмоциональный окрас лояльности (рис. 2). Такой договор обеспечивает баланс интересов автопроизводителя и потребителя. Центральное место в договоре должен занимать комплексный показатель потребительской ценности качества, включающий три взаимосвязанных, наиболее актуальных как для производителя, так и для потребителя, индекса качества продукции и услуг: *уровень дефектности в эксплуатации, уровень удовлетворённости потребителей качеством, затраты на обеспечение эксплуатационной эффективности.*

Для эффективного управления конкурентоспособностью продукции в современных условиях автопроизводителям нужно решить сложную научно-техническую задачу, связанную с определением количественных значений комплексного показателя потребительской ценности качества, при которых достигается указанный выше баланс интересов. Это можно сделать с помощью разработки и реализации *методологии прогнозирования балансовых оценок* потребительской ценности качества (МПБО) при варьировании технических параметров новых автомобилей в области сложившихся на определённый момент времени на конкурентном рынке границ достаточности.

Чем в данном случае может помочь цифровизация? В первую очередь она должна стать тем самым технологическим инструментом, с помощью которого можно достаточно быстро, эффективно и достоверно связать значительные объёмы электронных данных, отражающих качество продукции. Модели, реализующие соответствующий инструментарий МПБО, могут ба-

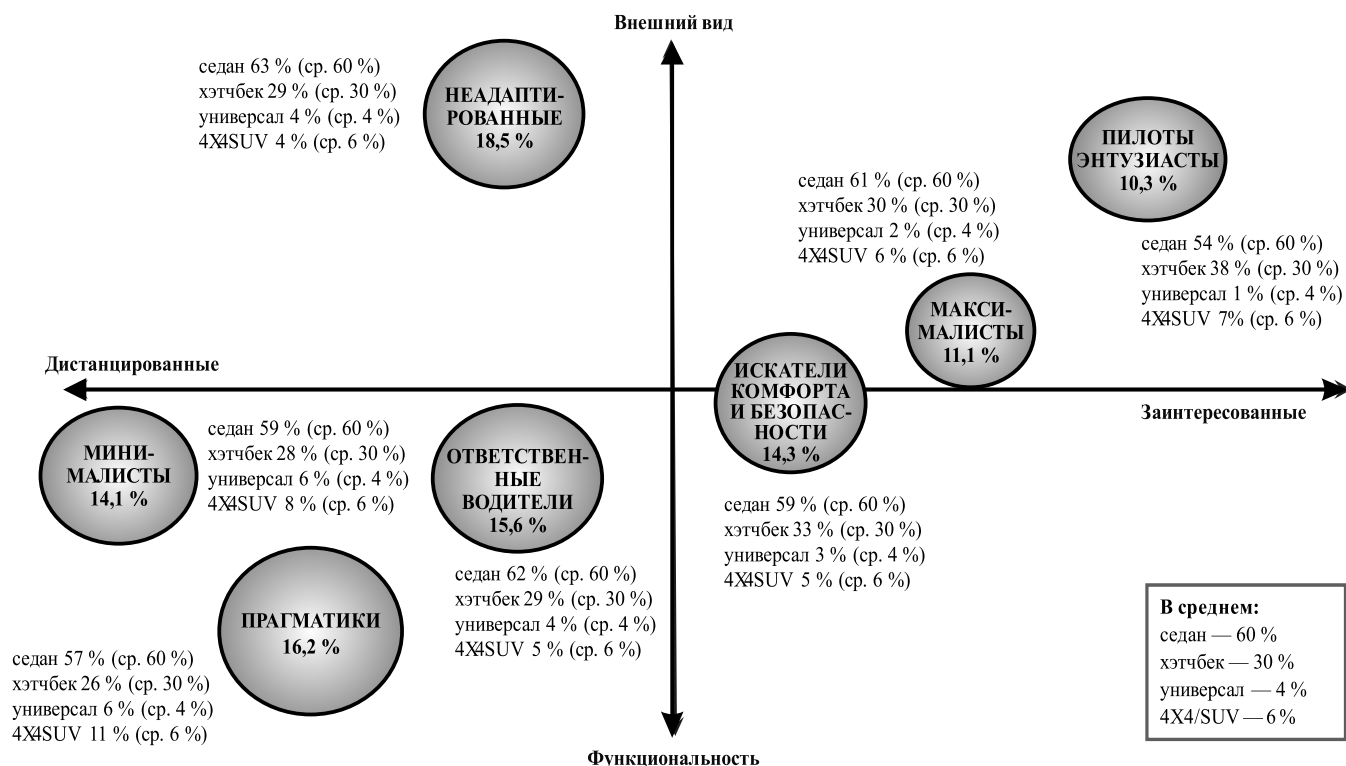


Рис. 1. Сегментация потребительского рынка по психоэмоциональному профилю

зироваться на эмпирических данных. Чем больше адекватных данных в плане хронологии и спектра оценок качества, тем лучше.

Рассмотрим пирамиду инструментов мониторинга конкурентоспособности и качества автомобилей в эксплуатации в контексте используемых индексов качества и объёмов информационных потоков и регистраций дефектов и жалоб к качеству автомобилей (рис. 3).

В современном понимании процесс управления конкурентоспособностью реализуется через всю совокупность данных, поступающих из внешней среды и относящихся к вопросам потребительской удовлетворённости качеством продукции с точки зрения дефектности в эксплуатации, с помощью инженерных исследований регистраций дефектов у автодилеров и анкетных исследований удовлетворённости потребителей качеством. При этом передовая практика управ-

ления качеством показывает, что два нижних уровня пирамиды являются обеспечивающими: они всего лишь создают фундамент для улучшения удовлетворённости потребителей при высоком базовом качестве и для обеспечения значительной долговечности. Увеличение значений индексов, относящихся к этим двум уровням, не обеспечивает значительного роста удовлетворённости, а вот их уменьшение удовлетворённость существенно снижает. Три верхних уровня пирамиды отвечают как раз за обеспечение роста удовлетворённости, которого можно добиться наиболее полным обеспечением эмоционального соответствия продукции ожиданиям потребителей, созданием и развитием экосистемы услуг при эксплуатации автомобилей, долгосрочной, системной работой в области создания в потребительской среде эмоционального ассоциирования автобренда как лидера в области инноваций и качества, а для зарубежных рынков — и экологии.

В разрезе совместного анализа первых двух уровней пирамиды выделим некоторые моменты. Информационная база первого уровня автоматически формируется корпоративными системами на основе интеграции всех данных, отражающих дефектность продукции ( $K$ ), с использованием стандартизированного кодификатора дефектов. Это происходит ежемесячно. База второго уровня не обладает таким уровнем автоматизации, поскольку на каждом этапе работы с массивами данных требуется экспертная деятельность специалистов аналитических подразделений (инцидентологов), проводящих трансляцию голоса потребителя при анализе анкет в язык инжиниринга, в систему жалоб потребителей к качеству продукции ( $E$ ). По этой причине подобного рода исследования проводятся один раз в год

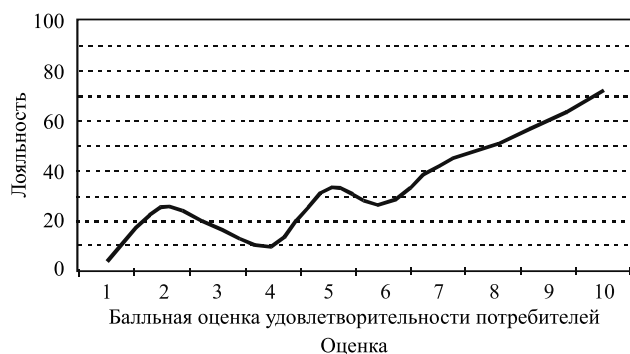


Рис. 2. Зависимость лояльности потребителей и желания повторно приобрести автомобиль той же марки (%) от удовлетворённости воспринимаемым качеством автомобилей (баллы)



Рис. 3. Пирамида управления аналитическими процессами автомобильной компании

по группам автомобилей, по результатам 12, 24, 36 месяцев эксплуатации. Необходимо отметить, что первые два уровня пирамиды определяют безусловные требования к качеству со стороны потребительской среды и являются обязательными.

Сегодня повышать удовлетворённость потребителей качеством автомобилей можно, используя три верхних уровня пирамиды. Рассмотрим третий и четвёртый уровни. Как показано на схеме, третий уровень включает анкетные исследования в области удовлетворённости потребителей качеством продукции и услуг, а четвёртый определяет исследования удовлетворённости потребителей среды с точки зрения наличия экосистемы (удобство в эксплуатации) и инноваций: это и информационное сопровождение, программы модернизации и замены старых автомобилей на новые, корпоративные бонусные программы, программы автоклубов и т.д. На данных уровнях аккумулируются массивы претензий к автомобилю и экосистеме в области "удобно — неудобно". Такие претензии лидеры автопрома рассматривают в совместной статистике с данными второго уровня пирамиды, но при этом также идентифицируют их отдельно в виде качественных информационных объёмов. Для чего это делается? Конечно, рассматриваемые претензии не могут быть однозначно определены как проблемы текущего дня, однако требования в области качества непрерывно повышаются, и такие претензии можно рассматривать как возможные в перспективе. Их учёт формирует некоторую напряжённость в будущих целевых индексах качества, а устранение выявленных недостатков обеспечивает рост удовлетворённости. Именно поэтому получается, что управлять конкретно показателями качества следует больше в тактической перспективе, с помощью индикаторов первых трёх уровней пирамиды.

Здесь нужно отметить, что на сегодняшний день нет устойчивого математического аппарата, способного связать хотя бы три нижних уровня рассматриваемой пирамиды, инженерные и эмоциональные индексы оценки качества. Создавая такой аппарат, можно претендовать на его развитие и с точки зрения верхних уровней пирамиды, поскольку работа в области формирования имиджа бренда подразумевает как раз стабильное и системное улучшение качества продукции по индексам базовых уровней пирамиды. Таким образом, получается, что решение проблемы по созданию МПБО обеспечивает автомобильным компаниям новый, более прогрессивный уровень прогнозирования и управления конкурентоспособностью с помощью индекса потребительской ценности качества.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что обеспечение удовлетворённости потребителей и её развитие через укрепление бренда во многом обеспечиваются через баланс индексов: *высокого уровня качества* (минимум дефектности и проблем); *высокой надёжности* (максимум безотказности, минимум блокирующих отказов); *минимальной цены владения автомобилем* (покупка и расходы на обеспечение эксплуатационной эффективности). Эти индексы (количественные) являются основой формирования интегрированного параметра, характеризующего потребительскую ценность качества автомобилей.

Прежде чем перейти к процессу разработки МПБО, следует установить некоторые условия. Во-первых, следует использовать эмпирические данные, отражающие показатели качества продукции автомобильной компании и (или) бенчмаркинговые показатели качества продукции по группе автопроизводителей, работающих на одном и том же рынке, в одном ценовом сегменте. Во-вторых, нужно учитывать условия экс-

плуатации продукции в одном или нескольких географических регионах, где работают автопроизводители, а также класс автотранспортных средств. Третий ключевой момент — обеспечение стабильности производства автомобилей по годам, как минимум, в течение последних четырёх-пяти лет, в зависимости от корпоративных условий гарантии. В-четвёртых, необходимо обеспечить обязательное проведение измерений и некоторую стабильность качества продукции (на практике в абсолютном большинстве случаев это достигается инструментами системы менеджмента качества).

В качестве объекта исследования, с точки зрения потребительской ценности качества, в данной статье рассматривается автомобиль популярной отечественной марки в сравнении с одноклассниками иностранного производства.

Для разработки МПБО необходимо выбрать прикладное программное обеспечение, в среде которого проводится построение эмпирических моделей, определяющих связи потребительской ценности качества продукции. В практике маркетинговых институтов, реализующих исследовательские программы измерения потребительской удовлетворённости качеством на основе анкетных комплексов, чаще всего используется *Microsoft Excel*. Соответственно, все операции по первичной обработке данных об удовлетворённости потребителей по результатам 3, 6, 12, 24, 36 месяцев эксплуатации проводятся в электронных таблицах *Excel*. В исследовательскую базу попали автомобили 2016 г. выпуска и имеющие полные 3, 6, 12, 24 и 36 месяцев эксплуатации.

При проведении работ с данными, поступающими из корпоративной системы мониторинга качества автомобилей в эксплуатации (качество в гарантии), удобно использовать инструмент выгрузки баз данных в среду *Microsoft Access*. Она используется как посредник при переносе части необходимых данных для первичной статистической обработки общей базы *Access* в таблицы *Excel*. Фактически из общей базы формируется массив электронных таблиц *Excel* по кодам стандартного кодификатора дефектов автопроизводителя, в каждой из таблиц приводится группа данных для анализа качества автомобилей в период гарантийной эксплуатации. Всего через детализацию прошло 546 кодов дефектов (546 файлов *Excel*) из порядка 2 тыс. кодов стандартного кодификатора. Данные по детализи-

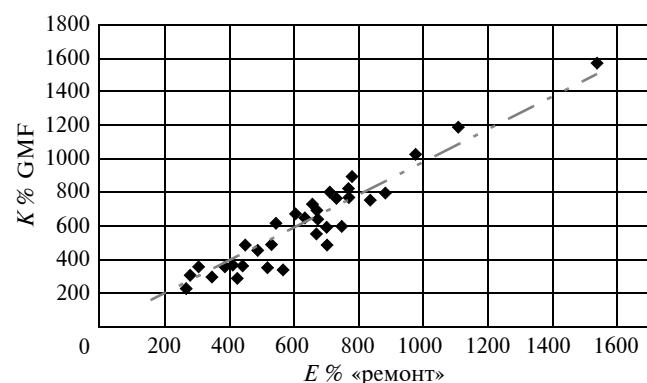


Рис. 4. Коэффициенты корреляции

рованным кодам в совокупности составляют 95 % от общего количества дефектов за анализируемый период (12, 24, 36 месяцев эксплуатации) и аккумулируют 98 % затрат на устранение дефектов.

Дальнейшая работа по реализации эмпирических моделей проводится в интегрированной математической среде *Matlab*: она обладает более широкими возможностями по сравнению с электронными таблицами *Microsoft Excel* и позволяет проводить глубокую математическую обработку крупных массивов электронных данных, в том числе заданных в табличной форме.

Оценка достоверности электронных баз данных по удовлетворённости потребителей проводится исходя из предположения о том, что существенный объём жалоб (по данным анкетирования) относится к качеству систем автомобилей (*E*). Часть этих претензий решается устранением дефектов на предприятиях фирменной дилерской сети автопроизводителя — эти сведения должны фигурировать в массиве данных о качестве автомобилей в период гарантийной эксплуатации (*K*). В соответствующей электронной базе регистрируются дефекты по стандартным кодам.

Что нужно учитывать при проведении оценки соответствия базы удовлетворённости потребителей базе качества в гарантии?

Во-первых, в качестве эталонной следует рассматривать базу данных качества в гарантии. Во-вторых, если результаты оценки соответствия положительные, исходить из того, что все объёмы дополнительной информации из базы по удовлетворённости, отражающие эмоциональные потребительские оценки, являются достоверными. Ими нужно оперировать для вскрытия ключевой информации, отражающей индексы отражающей эмоциональную оценку качества продукции и услуг.

В качестве инструментов оценки соответствия можно использовать количественно-качественные показатели. Количественные — коэффициенты корреляции, качественные — результаты перекрестного анализа данных электронных баз данных. В результате проведённых исследований сходимости (рис. 4) наблюдаем хорошую сходимость данных по удовлетворённости и качеству автомобилей в гарантии. Установленный уровень корреляционной связи приемлем для проведения совместного анализа данных о качестве автомобилей.

В МПБО реализуется комплекс эмпирических моделей, связывающих ключевые показатели качества автомобилей в эксплуатации. Построение эмпирических моделей основывается на первичном поочерёдном определении связей между показателями качества и дискретными — группами месяцев эксплуатации автомобилей (*N*), в качестве которых рассматриваются периоды 3, 6, 12, 24, 36 мес.

На базе полученных зависимостей разрабатываются эмпирические связи — теперь уже между показателями качества, которые были привязаны к дискретам. Используя данные пирамиды (рис. 3), постепенно поднимаемся вверх — от показателей базового уровня (дефектность — *K*) к показателям, отражающим второй уровень (жалобы к качеству — *E*), вплоть до по-

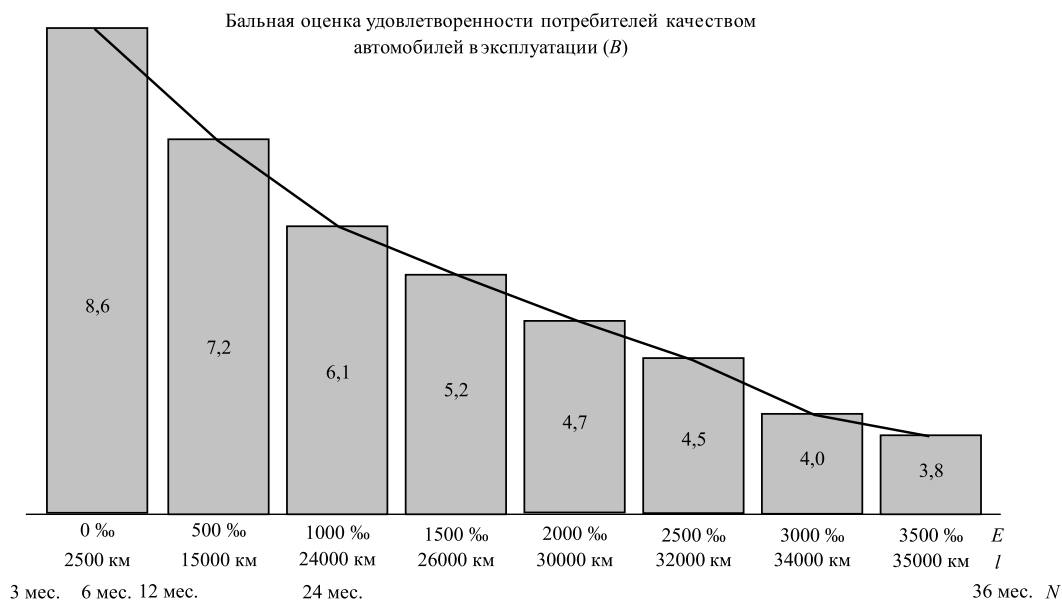


Рис. 5. Бальная оценка удовлетворённости потребителей качеством автомобилей в эксплуатации (*B*)

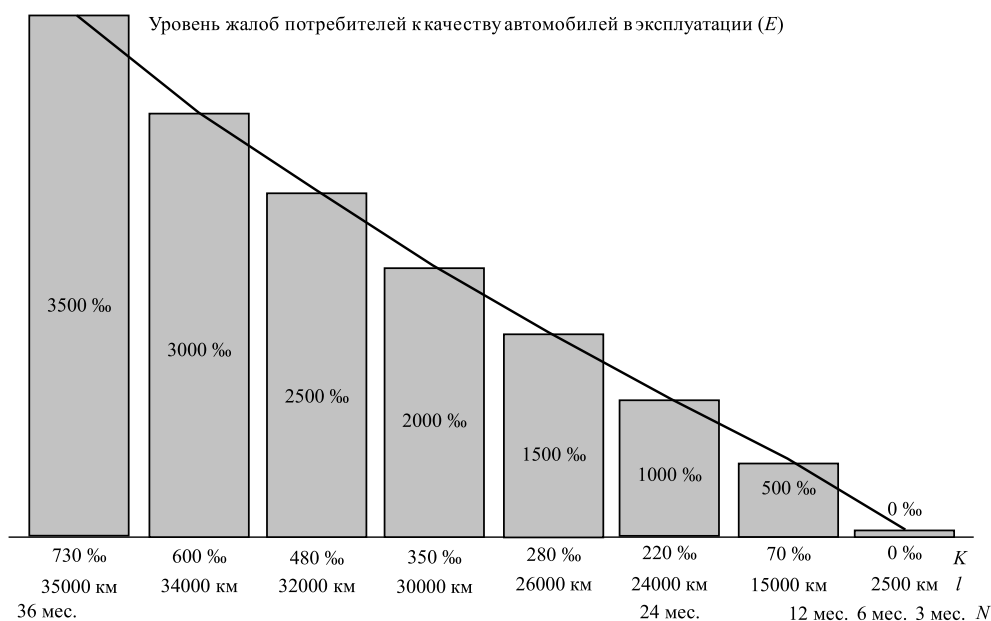


Рис. 6. Уровень жалоб потребителей к качеству автомобилей в эксплуатации

казателей третьего уровня (балльная оценка удовлетворённости и лояльность — *B*).

В качестве инструмента установления математической связи между массивами электронных данных предлагается использовать полиномиальную зависимость, в качестве формулы, определяющей зависимость параметров качества автомобилей, — полиномиальную функцию. Предварительно, с помощью программных функций *polyfit*, *polyval* системы *Matlab*, где аргумент — группа месяцев эксплуатации, а функция — соответствующий уровень дефектности, получим коэффициенты полиномиальных функций.

Далее переходим к определению связей между параметрами, отражающими уровень удовлетворённости

потребителей качеством автомобилей (*B* и *E*), группами месяцев эксплуатации (*N*) и уровнем дефектности автомобилей (*K*). Для определения связей (рис. 5, 6) используем данные анкетных исследований в области удовлетворённости качеством автомобилей рассматриваемой марки по результатам 3, 6, 12, 24, 36 мес. эксплуатации (с учётом предварительной оценки достоверности данных, как показано на рис. 4).

Привязав балльную оценку удовлетворённости потребителей качеством автомобилей (*B*) и уровень жалоб потребителей к качеству продукции (*E*) к группе месяцев эксплуатации (*N*), а также определив взаимосвязь уровней жалоб (*E*) и дефектности (*K*) по группе месяцев эксплуатации (*N*), можно, изменяя в цикле

два связанных соответствующим полиномом показателя, получить более сложную многомерную (трёхмерную) связь.

Изменяя в цикле с заданным шагом дискретизации группу месяцев эксплуатации ( $N$ ) и вторым циклом — уровень дефектности в эксплуатации по группе месяцев эксплуатации ( $K$ ), получаем зависимость балльной оценки удовлетворённости ( $B$ ) от двух связанных индексов (рис. 7, а):

$$B_{ij}(K_{ij}, N) = bkn1_{ij}(f(K_{ij}, N))^{11} + bkn2_{ij}(f(K_{ij}, N))^{10} + bkn3_{ij}(f(K_{ij}, N))^9 + bkn4_{ij}(f(K_{ij}, N))^8 + bkn5_{ij}(f(K_{ij}, N))^7 + bkn6_{ij}(f(K_{ij}, N))^6 + bkn7_{ij}(f(K_{ij}, N))^5 + bkn8_{ij}(f(K_{ij}, N))^4 + bkn9_{ij}(f(K_{ij}, N))^3 + bkn10_{ij}(f(K_{ij}, N))^2 + bkn11_{ij}(f(K_{ij}, N)) + bkn12_{ij}$$

где  $bkn1_{ij}, \dots, bkn12_{ij}$  — коэффициенты полиномиальной функции, отражающей зависимость связанных показателей группы месяцев эксплуатации, уровня дефектности и балльной оценки удовлетворённости потребителей качеством автомобилей в эксплуатации.

Изменяя в цикле группу месяцев эксплуатации ( $N$ ) и вторым циклом — связанное значение, отражающее уровни жалоб потребителей к качеству автомобилей в эксплуатации по группе месяцев ( $E$ ), получаем зависимость балльной оценки удовлетворённости потребителей ( $B$ ) от уровня жалоб потребителей и группы месяцев эксплуатации (рис. 7, б):

$$B_{ij}(E_{ij}, N) = en1_{ij}(f(E_{ij}, N))^{11} + en2_{ij}(f(E_{ij}, N))^{10} + en3_{ij}(f(E_{ij}, N))^9 + en4_{ij}(f(E_{ij}, N))^8 + en5_{ij}(f(E_{ij}, N))^7 + en6_{ij}(f(E_{ij}, N))^6 + en7_{ij}(f(E_{ij}, N))^5 + en8_{ij}(f(E_{ij}, N))^4 + en9_{ij}(f(E_{ij}, N))^3 + en10_{ij}(f(E_{ij}, N))^2 + en11_{ij}(f(E_{ij}, N)) + en12_{ij}$$

где  $en1_{ij}, \dots, en12_{ij}$  — коэффициенты полиномиальной функции, отражающей зависимость связанных показателей группы месяцев эксплуатации, уровня жалоб потребителей к качеству автомобилей и балльной оценки удовлетворённости потребителей качеством автомобилей в эксплуатации.

Изменяя в цикле значения уровня дефектности по группе месяцев эксплуатации ( $K$ ) и вторым циклом — связанное значение, отражающее уровни затрат на устранение дефектов в эксплуатации по группе месяцев ( $ZZ$ ), получаем зависимость балльной оценки удовлетворённости потребителей ( $B$ ) от затрат и уровня дефектности (рис. 7, в):

$$B_j(ZZ_{ij}, K_{ij}) = bzck1_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^{11} + bzck2_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^{10} + bzck3_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^9 + bzck4_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^8 + bzck5_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^7 + bzck6_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^6 + bzck7_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^5 + bzck8_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^4 + bzck9_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^3 + bzck10_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij}))^2 + bzck11_{ij}(f(ZZ_{ij}, K_{ij})) + bzck12_{ij}$$

где  $bzck1_{ij}, \dots, bzck12_{ij}$  — коэффициенты полиномиальной функции, отражающей зависимость связанных показателей уровня дефектности в эксплуатации, уровня затрат на устранение дефектов по группе месяцев эксплуатации и балльной оценки удовлетворённости потребителей качеством автомобилей в эксплуатации.

Рассмотрим аспекты применения разработанного аппарата МПБО. Используя данные бенчмаркинга в области качества продукции по группе брендов, включающих мировых лидеров, в сравнении с продукцией собственного производства (рис. 8, поз. 10), определяем предпочтительную зону для перспективного позиционирования бренда с точки зрения качества продукции в эксплуатации (рис. 8, поз. 4), которая соответствует уровню жалоб потребителей 2200 на 1000 автомобилей в первый год эксплуатации (см. рис. 6), что соответствует балльной оценке удовлетворённости на уровне 4,7—5,0 (см. рис. 5). Рассматривая выделенные границы изменения балльной оценки удовлетворённости, с помощью данных рис. 2 можно перейти к целевому индексу процента лояльных потребителей, который может меняться в границах 30—35%. Далее с помощью трёхмерных моделей определена зона балансового показателя потребительской ценности качества автомобилей в эксплуатации, указаны границы приемлемого изменения уровня дефектности ( $K$ ) и уровня жалоб потребителей к качеству ( $B$ ) для обеспечения

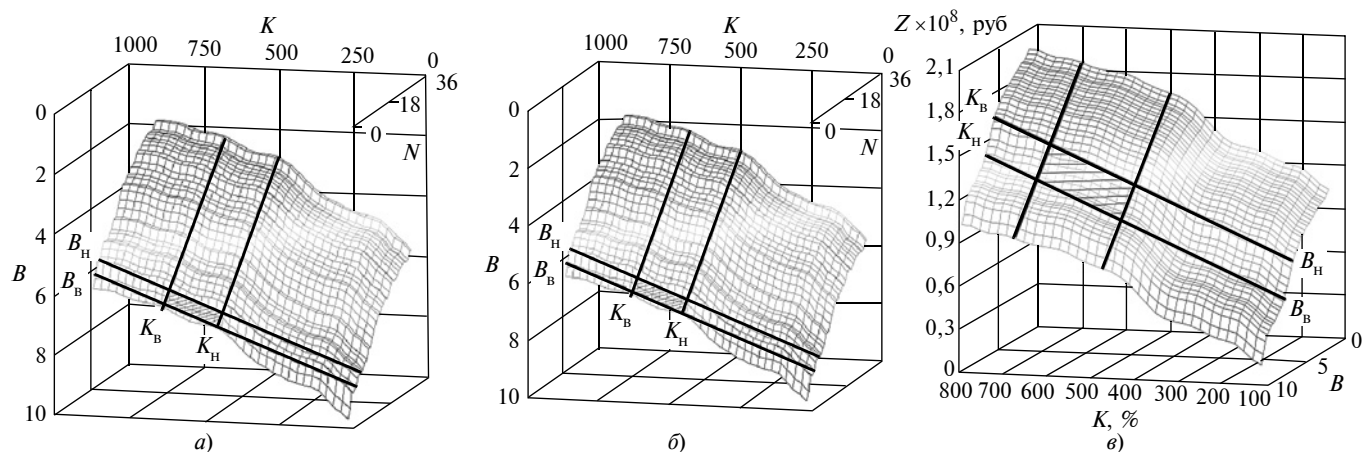


Рис. 7. Трёхмерные поверхности, отражающие связи между ключевыми индексами потребительской ценности качества автомобилей в эксплуатации

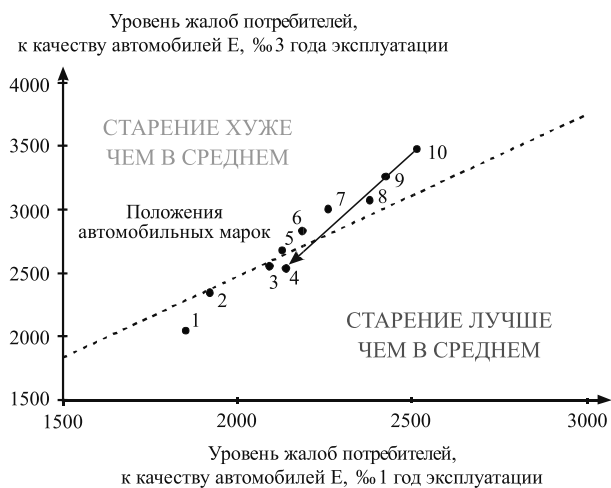


Рис. 8. Диаграмма, определяющая связи между уровнем жалоб потребителей к качеству автомобилей после первого года и после первых трёх лет эксплуатации автомобилей по автобрендам конкурентного рынка

требуемой балльной оценки удовлетворённости (см. рис. 7, а, б).

Спускаясь с уровня продукта в целом на уровень автомобильных систем и подсистем, можно провести

полную детализацию процесса образования соответствующих оценок качества и понять их вклад в совокупную оценку. Таким образом, формируется причинно-следственная связь, определяющая роль качества компонентов в формировании обобщённого качества автомобилей. Соответствующее расслоение бенчмаркинговой информации позволяет понять, как компоненты качества конкурентов влияют на формирование показателей качества продукции. Также с учетом встроенных экономических показателей можно формировать перспективную производственную политику предприятия — через цели в области качества продукции, исходя из совокупных взвешенных (балансовых) оценок, определяющих показатели качества и затрат и их влияние на удовлетворённость потребителей.

Дальнейшие исследования в области развития методологии МПБО должны идти в области цифровизации и интеллектуализации процессов выявления связей между индексами качества многомерного массива, каждый из которых должен быть привязан к общему ключу, например к группе месяцев эксплуатации.

*Работа подготовлена при поддержке гранта Президента РФ НШ-2515.2020.8*



В дилерской сети ГАЗа с 24 июня 2021 г. начался приём заказов на лёгкий коммерческий автомобиль нового поколения "ГАЗель NN". Об этом было объявлено в ходе презентации новой модели, которую дистрибьютор бренда — группа компаний "Современные транспортные технологии" — провёл в 15 крупнейших городах России. В Москве это происходило на площадке ООО "Авторитэйл", где были представлены практически все актуальные автомобили ГАЗ.



"ГАЗель NN" — не просто новая модель лёгкого коммерческого автомобиля, но и родоначальник нового поколения автомобилей ГАЗ в целом. Это платформа для дальнейше-

го развития, на базе которой в течение длительного времени будут создаваться модели и модификации коммерческого транспорта. Ключевое отличие нового поколения — переход от аналоговой к цифровой схеме управления. Принципиально новая электронная архитектура, широкое использование цифровых сервисов позволят превратить автомобиль из простого инструмента в руках предпринимателя в помощника и партнера.

По словам президента "Группы ГАЗ" Вадима Сорокина, в "Газели NN" реализовано более 50 технологических и конструкторских изменений, направленных на улучшение ходовых качеств, повышение надёжности и выносливости ключевых узлов автомобиля, безопасности и комфорта водителя и пассажиров. Новая электронная архитектура, широкое использование цифровых сервисов, множество конструктивных изменений позволят владельцам автопарков и индивидуальным предпринимателям повысить эффективность работы, сни-

зить расходы и оказаться на шаг впереди конкурентов.



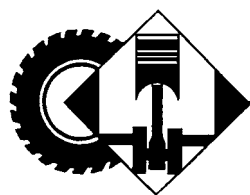
В основе концепции "ГАЗель NN" лежит идея создания максимально комфортного и информативного рабочего пространства. Совершенно новый интерьер кабины, новый интерфейс взаимодействия водителя и автомобиля, большое количество технологических и конструкторских изменений, среди которых — шестиступенчатая коробка передач и новая тормозная система: всё это направлено на то, чтобы повысить эффективность и безопасность работы, снизить вероятность ошибки и утомляемость за рулём.



ных сервисных контрактов "ГАЗ Аптайм". Оригинальная программа "ГАЗ Кампус" помогает повысить эффективность бизнеса клиента с помощью различных образовательных курсов и консалтинговой поддержки.

Начиная с 24 июня потребители получили возможность оставить предзаказ на сайте <https://gazellen.nn.azgaz.ru>. К бронированию доступны базовые модификации машин с дизельными двигателями "Камминз ISF 2.8": бортовые грузовики, цельнометаллические фургоны и микроавтобусы вместимостью 22 места. Продажи новых автомобилей стартуют спустя два месяца, 24 августа 2021.

После приобретения автомобиля владелец "ГАЗели NN" получает доступ к экосистеме сервисов. Это прежде всего телематическая система "ГАЗ Коннект", которая позволяет удалённо управлять автомобильными парками со смартфона; персонализированный подход к подбору финансовых инструментов "ГАЗ Финанс"; комплекс технических сервисов и программа помощи на дорогах "ГАЗ Ассистанс"; система долгосроч-



## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.3

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ АВТОМАТИЗАЦИИ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **ГИРУЦКИЙ О.И.**,  
канд. техн. наук **ФИСЕНКО И.А.**, **РОДЧЕНКОВ Д.А.**  
НАМИ  
(dmitriy.radchenkov@nami.ru)

*Исследована проблема выбора серийного гидротрансформатора для установки с автоматизированной коробкой передач на опытный образец автомобиля, который предполагается поставить на мелкосерийное производство.*

**Ключевые слова:** автоматическая трансмиссия, гидротрансформатор, автоматизация трансмиссии, гидромеханическая передача, согласующий редуктор.

### Girutskiy O.I., Fisenko I.A., Rodchenkov D.A. INVESTIGATION OF THE POSSIBILITY OF AUTOMATING THE TRANSMISSION OF A TRUCK

*The article examines the problem of choosing a serial torque converter for installation with an automated transmission on a prototype car, which is supposed to be put into small-scale production.*

**Keywords:** automatic transmission, torque converter, transmission automation, hydromechanical transmission, matching gearbox.

Одним из преимуществ автомобилей с автоматическими коробками передач является повышение показателей качества за счёт автоматизации управления трансмиссией: увеличение срока службы двигателя и трансмиссии, повышение проходимости и комфортабельности автомобиля, создание специальных возможностей автомобиля для беспилотного варианта исполнения или выполнения особых требований эксплуатации, например, длительное движение с минимальными скоростями в различных дорожных условиях (спуски, подъёмы, горизонтальные трассы и т.д.) [1, 2]. Для таких условий наиболее оптимальным являются трансмиссии с гидротрансформатором [3–5].

В настоящее время многие производители специализированной техники используют компоненты серийного производства. Для создания гидромеханической автоматической трансмиссии необходимо использовать гидротрансформатор, который должен быть оптимально совмещён с двигателем. В статье показан пример выбора серийного гидротрансформатора для конкретного грузового автомобиля.

Объект исследования — трансмиссия для опытного образца трёхосного грузового автомобиля, технические характеристики которого представлены в таблице [6]. В качестве гидротрансформатора для проведения исследования с двигателем "Камминз" ISF 3.8 S3141 на основе предварительного анализа, из разработанного



в НАМИ семейства гидротрансформаторов, серийно выпускаемых ЗАО "Литмашдеталь" (г. Костерево), выбран гидротрансформатор ЛГ-370-М (рис. 1).

Для получения параметров гидротрансформатора, необходимо рассчитать его безразмерную характеристику. Затем выбирается точка совмещения внешней характеристики двигателя и безразмерной характеристики гидротрансформатора (за рабочую точку, как правило, выбирают режим максимального момента) [4].

Крутящий момент, которым насосное колесо нагружает двигатель, определяется по следующей зависимости:  $M_H = \lambda_n \rho D_a^5 n_n^2$ , где  $n_n$  — частота вращения лопаточного колеса [мин<sup>-1</sup>];  $\lambda_n$  — коэффициент входного момента;  $D_a$  — активный диаметр гидротрансформатора [м];  $\rho$  — плотность жидкости (850 кг/м<sup>3</sup> для масла, используемого в гидротрансформаторах).

Полученные расчётным путём значения наносятся на график, показывающий изменение крутящего момента двигателя  $M_e$  и крутящего момента на насосном колесе  $M_H$  гидротрансформатора в зависимости от частоты вращения  $n_e$  (рис. 2). Для оптимизации строятся несколько кривых  $M_H$  для различных значений  $\lambda$  и далее выбирается рабочая точка.

Для определения тяговых и скоростных параметров автомобиля с гидротрансформатором необходимо построить выходную характеристику гидротрансформатора — зависимость крутящего момента на турбинном колесе  $M_T$ , КПД гидротрансформатора  $\eta_T$  и мощности гидротрансформатора  $N_T$  в зависимости от оборотов турбинного колеса  $n_T$ .

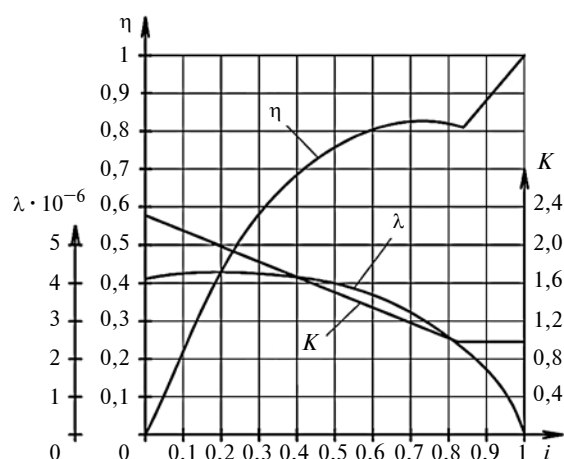


Рис. 1. Характеристика гидротрансформатора ЛГ-370-М

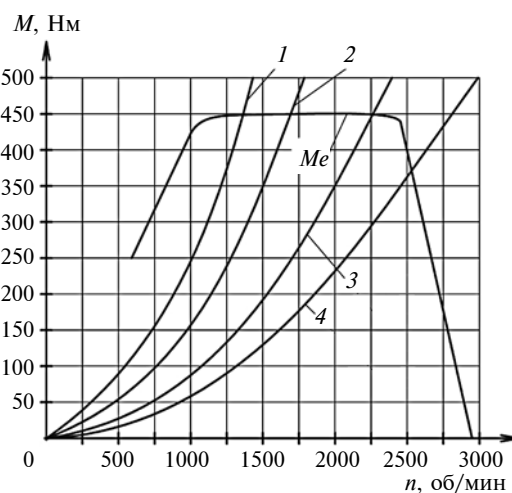


Рис. 2. Входная характеристика гидротрансформатора:

1 — при  $\lambda_0 = 4,1 \times 10^{-6}$ ; 2 —  $\lambda = 2,7 \times 10^{-6}$ ; 3 —  $\lambda = 1,5 \times 10^{-6}$ ; 4 —  $\lambda = 1 \times 10^{-6}$

Крутящий момент на турбинном колесе  $M_T$  определяется по формуле:  $M_T = M_{e1} K_{TP}$ , где  $M_{e1}$  — величина момента двигателя в точке совместной работы [Н · м];  $K_{TP}$  — значение коэффициента трансформации при текущем значении передаточного отношения (определяется по безразмерной характеристике гидротрансформатора), при переходе на режим гидромукты  $K_{TP} = 1$ .

Частота вращения вала турбины находится по формуле:  $n_T = n_{e1} i_1$ , где  $n_{e1}$  — частота вращения вала двигателя в точке совместной работы [мин<sup>-1</sup>];  $i_1$  — текущее значение передаточного отношения гидротрансформатора.

Мощность гидротрансформатора находится следующим образом:  $N_T = \frac{M_T n_T}{9555}$ .

Снимая значения в точках совместной работы для каждого значения передаточного отношения гидротрансформатора, используя входную характеристику (рис. 2) и характеристику гидротрансформатора (см. рис. 1), производится расчёт и строится выходная характеристика гидротрансформатора (рис. 3) [7].

Тип автомобиля	Грузовой, полноприводный, повышенной проходимости
Колёсная формула	6×6
Грузоподъёмность, кг	2000 (8 человек + 1200 кг)
Полная масса, кг	5600
Распределение полной массы, кг:	
• на переднюю ось	1800
• на заднюю балансирную тележку	3800
Снаряжённая масса, кг	3600
Габаритные размеры, мм	5990 × 2100 × 2392
База, мм	2510
База задней балансирной тележки, мм	1060
Максимальная скорость, км/ч	110
Двигатель	Дизель "Камминз" ISF 3.8 S3141; мощность 102 кВт (139 л.с.)
Трансмиссия	Коробка передач — механическая, 6-ступенчатая; передаточные числа: 5,065, 2,789, 1,591, 1, 0,857, 0,643. Раздаточная коробка — одноступенчатая. Передаточное число главной передачи 4,556
Шины	225/70R19,5

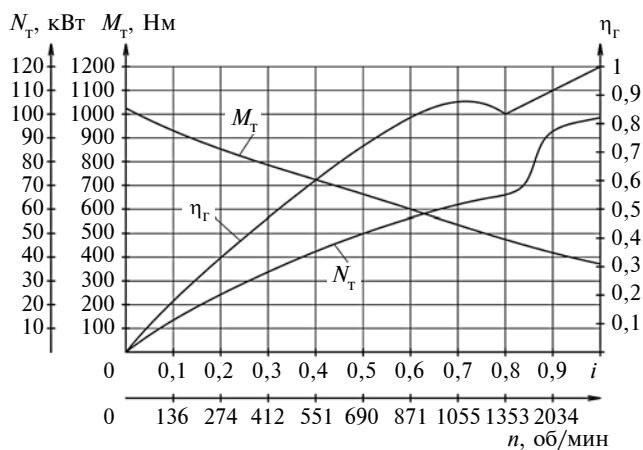


Рис. 3. Выходная характеристика гидротрансформатора

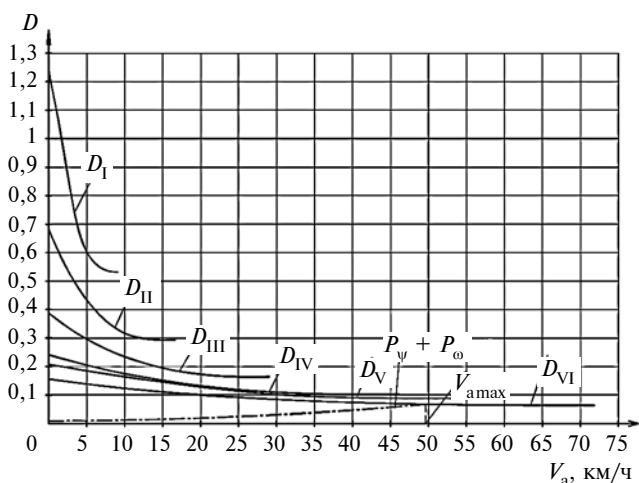


Рис. 4. Динамическая характеристика автомобиля

Следующим этапом расчёта является построение динамической характеристики автомобиля — определение динамического фактора в зависимости от скорости автомобиля на передачах. Для расчёта используются ранее полученные данные  $M_T$  и  $n_T$  выходной характеристики автомобиля (см. рис. 3), а также параметры коробки передач, главной передачи и колёс, установленных на автомобиле (табл. 1) [7].

Скорость автомобиля определяется по формуле:

$$V_a = 0,377 \frac{r_k n_T}{i_{MK} i_0}, \text{ где } r_k \text{ — текущий радиус колеса [м].}$$

Динамический фактор определяется по формуле:

$$D_t = \frac{M_T i_{MK} i_0 \eta_{TP}}{G_0 r_{k0}}, \text{ где } M_T \text{ — момент на турбинном ко-$$

лесе, его значение берётся из выходной характеристики гидротрансформатора [Н·м];  $i_{MK}$  — передаточное число механической коробки передач в составе ГМП;  $i_0$  — передаточное число главной передачи;  $\eta_{TP}$  — КПД механической линии трансмиссии;  $r_{k0}$  — радиус качения колеса в ведомом режиме.

Общий КПД трансмиссии находится по формуле:  $\eta_{MT} = \eta_{MK} \eta_{кард.п} \eta_0$ , где  $\eta_{MK}$  — КПД механической ко-

робки передач в составе ГМП;  $\eta_{кард.п}$  — КПД карданной передачи;  $\eta_0$  — КПД главной передачи.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать следующие выводы: на входной характеристике гидротрансформатора (см. рис. 2) видно, что кривая  $M_H$  на стоповом режиме, при  $\lambda_0 = 4,1 \times 10^{-6}$ , совмещается с  $M_e$  при низкой частоте вращения — 1360 об/мин. Это означает, что мощность, используемая для разгона, будет значительно меньше максимальной, динамика разгона будет недостаточной. Выбранный гидротрансформатор имеет повышенные нагружающие свойства для рассматриваемого двигателя. Для более оптимального совмещения двигателя и гидротрансформатора: необходимо сместить нагрузочные характеристики гидротрансформатора в зону больших оборотов двигателя. Это возможно выполнить за счёт установки понижающего согласующего редуктора между двигателем и гидротрансформатором. Такое решение позволит снизить частоту вращения насосного колеса и тем самым уменьшить передаваемый крутящий момент при одинаковых значениях частоты вращения двигателя.

Проанализировав методические указания по тяговому расчёту автомобиля с гидротрансформатором [8], можно сделать вывод о необходимости проводить *подбор редуктора*, соблюдая следующие условия. Точки совмещения  $M_e$  и  $M_H$  на входной характеристике должны быть при оптимальной частоте вращения коленчатого вала, так как от этого зависит мощность двигателя, передаваемая на трансмиссию. Для получения максимальной динамики точка совмещения гидротрансформатора и двигателя должна находиться в зоне максимального крутящего момента.

В случае применения согласующего редуктора между двигателем и гидротрансформатором крутящий момент на насосном колесе определяется по следующей

зависимости:  $M_H = \lambda_{HP} D_a^2 \frac{\omega_H^2}{k_{CP}}$ , где  $k_{CP}$  — передаточное

отношение согласующего редуктора.

На рис. 5 приведены характеристики гидротрансформатора на стоповом режиме ( $K_{TT} = 0$ ) при различных передаточных числах согласующего редуктора.

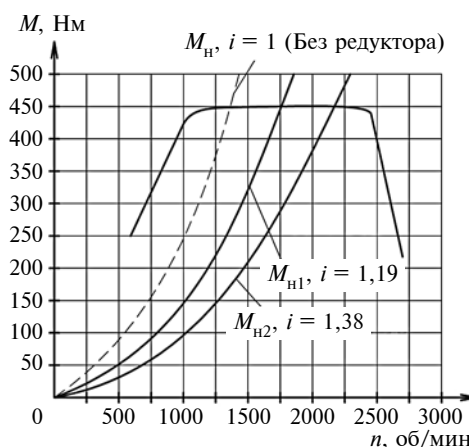


Рис. 5. Характеристика гидротрансформатора с различными передаточными числами согласующего редуктора

Как следует из графика, наиболее оптимальным выбирается согласующий редуктор с передаточным числом  $i = 1,38$ .

Для этого значения передаточного числа согласующего редуктора строятся входная и выходная характеристики (рис. 6, 7) и далее динамическая характеристика автомобиля.

На графике динамических характеристик автомобиля (рис. 8) показано, что при сопротивлении дороги  $\psi = 0,7$  на первой передаче: без редуктора  $V_a = 3$  км/ч (точка 1), с редуктором —  $V_a = 6$  км/ч (точка 2), на высшей передаче: без редуктора  $V_a = 49,5$  км/ч (точка 3), с редуктором —  $V_a = 55$  км/ч (точка 5).

На 1, 2, 3-й передачах динамическая характеристика автомобиля с согласующим редуктором выше на 10–30 %, чем без редуктора, на высших передачах это преимущество составляет 5–8 % при одинаковых скоростях движения.

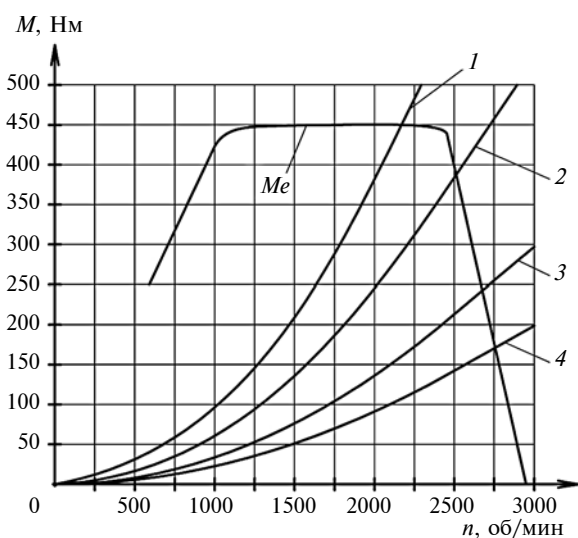


Рис. 6. Входная характеристика гидротрансформатора с редуктором  $i = 1,38$ : под номерами показаны кривые  $M_n$  с различными коэффициентами  $\lambda$ :

1 —  $\lambda_0 = 4,1 \times 10^{-6}$ ; 2 —  $\lambda = 2,7 \times 10^{-6}$ ; 3 —  $\lambda = 1,5 \times 10^{-6}$ ; 4 —  $\lambda = 1 \times 10^{-6}$

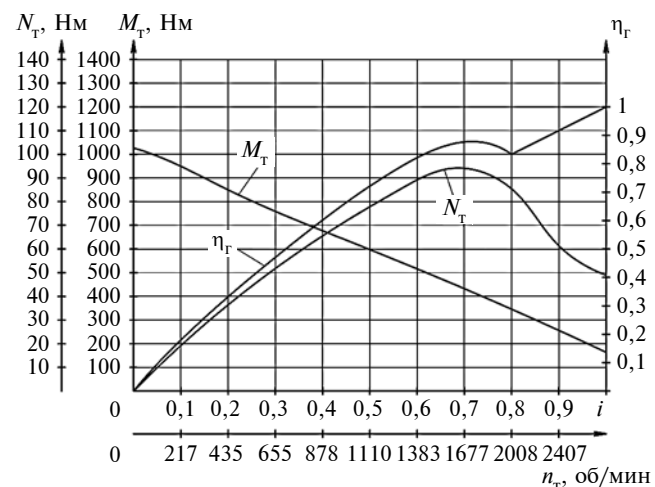


Рис. 7. Выходная характеристика гидротрансформатора с редуктором  $i = 1,38$

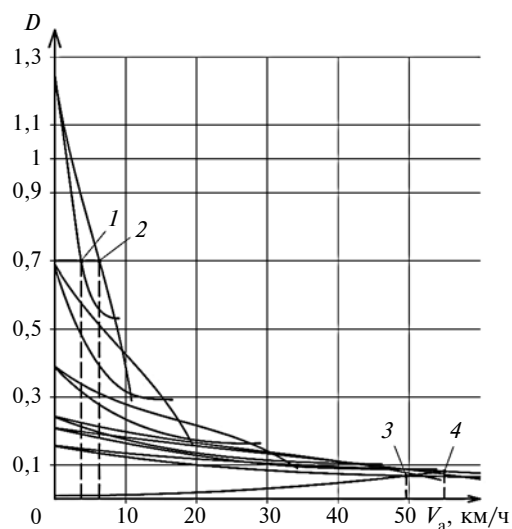


Рис. 8. Динамические характеристики автомобиля с редуктором и без редуктора:

А — динамическая характеристика автомобиля без редуктора; Б — динамическая характеристика автомобиля с редуктором; В — дорожное и аэродинамическое сопротивление ( $P_0 + P_\psi$ )

Это указывает на обоснованность установки согласующего редуктора в трансмиссии с выбранным гидротрансформатором и двигателем для конкретного автомобиля.

Таким образом, расчётные исследования показали, что предлагаемое техническое решение — применение в трансмиссии грузового автомобиля (с двигателем "Камминз" ISF3.8 S3141) серийного гидротрансформатора ЛГ-370-М обоснованно. Для установки на транспортные средства, производимые единичными сериями, такое решение (использование готовых серийных компонентов трансмиссии) будет экономически и технически оправдано, вследствие отсутствия необходимости финансирования создания новой, более оптимальной конструкции трансмиссии.

## Литература

1. Гируцкий О.И., Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Развитие конструкций и перспективы автоматических трансмиссий [Электронный ресурс] // Наука и образование. — 2014. — № 3. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/702931.html>, DOI: 10.7463/0314.0702931.
2. Селифонов В.В. Автоматические системы автомобиля. — М.: ООО "Гринлайт+", 2011. — 312 с.
3. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач. М.: Машиностроение, 1971, 296 с.
4. Румянцев Л.А. Проектирование автоматизированных автомобильных передач. М.: Инновационное машиностроение, 2017. — 288 с.
5. Трусов С.М. Автомобильные гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1977. — 271 с.
6. Дзюденидзе Т.Д., Козловская М.А. Создание и исследование опытного образца грузопассажирского автомобиля с колесной формулой 6×6 для устойчивого развития сельских территорий // Технология колесных и гусеничных машин. — 2013. — № 6 (10). — С. 22–29.
7. Громько А.Н., Мазлумян Г.С., Скоробогатов П.О., Ерусланкин С.А. Конструкции транспортных средств специального назначения. В 2-х ч. Ч. 1. Конструкции пусковых установок подвижных грунтовых ракетных комплексов: учеб. пособие — М.: МАДИ, 2019. — 268 с.
8. Версков Б.М. Теория автомобиля. Учебное пособие. — Курган: Изд-во КГУ, 2000. — 185 с.

## ТЕОРИЯ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **ВОЛКОВ Е.В.**Тихоокеанский ГУ  
(4212.37-51-99)

*Рассматриваются тормозные свойства автомобиля рабочей (основной) тормозной системы в случаях, когда оценочные параметры достигают предельных значений — в режиме экстренного (аварийного) торможения.*

**Ключевые слова:** тормозная система, тормозной механизм, тормозной привод, тормозные свойства, время торможения, установившееся и максимальное замедление, минимальный тормозной путь.

**Volkov E.V.**

### THEORY OF EMERGENCY BRAKING OF THE CAR

*The article deals with the braking properties of the vehicle by the working (main) braking system in cases when the estimated parameters reach the limit values — in the emergency braking mode.*

**Keywords:** brake system, brake mechanism, brake drive, braking properties, braking time, steady and maximum deceleration, minimum stopping distance.

Торможение, целью которого является максимально быстрая остановка автомобиля, называется экстренным, а совершаемое с целью предотвращения ДТП — аварийным. В обоих случаях торможение происходит с полным использованием сил сцепления шин с дорогой. При возникновении ситуации экстренного или аварийного торможения водитель обязан с помощью рабочей тормозной системы обеспечить быстрое снижение скорости автомобиля до его полной остановки за счёт искусственного создания необходимого (максимального) момента сопротивления движению всех колёс  $M_{\text{кол}}^{\text{max}}$ , который определяется конструкцией и давлением рабочего тела (тормозной жидкости или воздуха) тормозной системы и дорожными условиями. Оценочными показателями эффективности рабочей тормозной системы в этом случае являются установившееся замедление  $j_{\text{уст}}$ , соответствующее движению автомобиля при нормированном усилии на тормозную педаль, и минимальный тормозной путь  $S_{\text{тор}}^{\text{min}}$  — расстояние, проходимое автомобилем от момента определения препятствия до полной остановки.

Ввиду большого значения свойств, определяющих безопасность движения, нормы эффективности тормозных систем регламентированы рядом как международных, так и национальных документов. Важным международным документом является Правило № 13 Комиссии по внутреннему транспорту ЕЭК ООН "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения тормозных свойств транспортных средств". Этот документ положен в основу национальных стандартов многих стран. ГОСТ Р 41.13—2007 "Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения", регламентирующий структуру и оценочные параметры тормозных систем проектируемых автомобилей, также основан на этом документе. Для оценки тормозных свойств транспортных средств, находящихся

в эксплуатации, существует ГОСТ 33997—2016 "Колёсные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки".

При экстренном торможении силы трения роторных и статорных частей тормозных механизмов создают тормозные моменты колёс переднего  $M_{\text{тор1}}$  и заднего  $M_{\text{тор2}}$  мостов, направленные в сторону, противоположную направлению их вращения. Результирующий тормозной момент  $M_{\text{тор}} = M_{\text{тор1}} + M_{\text{тор2}}$  достигает максимального значения, равного моменту сцепления  $M_{\text{сц}}$ . В результате торможения в пятне контакта колёс переднего и заднего мостов создаются тормозные силы  $P_{\text{тор1}}$  и  $P_{\text{тор2}}$ , определяемые коэффициентом сцепления шин с дорогой  $\varphi_x$ . Поскольку в этом случае двигатель и агрегаты трансмиссии в процессе создания тормозного момента не участвуют, то накопленная к моменту начала торможения кинетическая энергия автомобиля переходит в тепловую и безвозвратно теряется, нагревая детали тормозных механизмов, т.е. она является диссипативной.

Если суммарная тормозная сила  $P_{\text{тор}} = P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}}$  станет больше сил сцепления  $P_{\text{сц}}$ , то колёса блокируются (движутся юзом), что приводит к снижению эффективности торможения из-за того, что моменты сил трения в тормозных механизмах значительно больше момента сил сцепления в пятне контакта шины с дорогой.

При экстренном торможении движущей силой является сила инерции  $P_{\text{ит}}$ , а силами сопротивления движению — суммарная тормозная сила тормозных механизмов всех колёс  $P_{\text{тор}}$  и силы сопротивления качению  $P_f$ , подъёму  $P_{\text{п}}$  и воздуха  $P_w$  (рис. 1). На силу сопротивления качению  $P_f$ , приложенную в пятне контакта колеса с дорогой, основное влияние оказывают характеристики шин, давление воздуха, вертикальная нагрузка на колесо, скорость движения, а также тип и состояние дороги. Сила сопротивления подъёму  $P_{\text{п}}$  приложена в центре масс автомобиля на высоте  $h_{\text{ц}}$  от поверхности дороги и целиком зависит от её продольного профиля, а сила сопротивления воздуха  $P_w$ , приложенная в центре парусности на высоте  $h_{\text{в}}$ , — от параметров кузова автомобиля, плотности воздушной среды и скорости движения.

Для нахождения оценочных параметров в режиме экстренного торможения использован принцип дина-

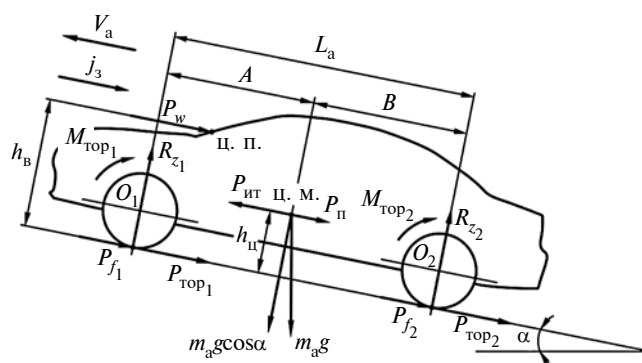


Рис. 1. Силы, действующие на автомобиль при экстренном торможении

мического равновесия, сущность которого в современном понимании заключается не только в привлечении к рассмотрению дополнительных сил, называемых силами инерции (принцип Даламбера), но и принцип Лагранжа, согласно которого силу (в данном случае мощность) инерции автомобиля определяют через кинетическую энергию (работу). Уравнение динамического равновесия в этом случае запишется в виде формулы 1 [1], представленной в табл. 1. В ней:  $\Sigma N$  — суммарная мощность системы автомобиль—тормоза—дорога—воздушная среда, Вт;  $N_{\text{кол}}^{\text{max}}$  — максимальная мощность, реализуемая тормозными механизмами колёс, Вт;  $N_c$  — мощность сопротивления движению, Вт;  $E_a$  — кинетическая энергия автомобиля при экстренном торможении, Дж.

Максимальная мощность, реализуемая тормозными механизмами колёс, определяется зависимостью 2, где  $M_{\text{кол}}^{\text{max}}$  — максимальный момент тормозных механизмов колёс,  $H \cdot \text{м}$ ;  $\omega_k$  — угловая частота вращения колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;  $M_{\text{сц}}$  — момент сцепления шины с дорогой,  $H \cdot \text{м}$ ;  $P_{\text{сц}}$  — сила сцепления шины с дорогой,  $H$ ;  $m_a$  — масса автомобиля, кг;  $r_k$  — кинематический радиус колеса, м;  $V_a$  — скорость автомобиля, м/с.

Мощность сопротивления движению  $N_c$ , имеющая существенное значение при высоких начальных скоростях торможения, складывается из мощностей сопротивления качению  $N_f$ , подъёму  $N_{\text{п}}$  и аэродинамического сопротивления автомобиля  $N_w$  (формула 3). Здесь:  $f$  — коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  — уклон дороги, град;  $i$  — уклон дороги (в долях радиана);  $k_b$  — коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F_a$  — площадь Миделева сечения автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Сумму мощностей сопротивления качению и подъёму называют мощностью сопротивления дороги и для малых углов уклона (подъёма) определяют зависимостью 4, где  $f \pm i = \psi$  — суммарный коэффициент дорожного сопротивления.

Следовательно, суммарную мощность сопротивления движению при экстренном/аварийном торможении находят по формуле 5.

Кинетическая энергия автомобиля к моменту начала экстренного торможения определяется по формуле 6, где  $V_0$  — начальная скорость экстренного торможения, м/с;  $\Sigma I_k$  — суммарный момент инерции всех колёс автомобиля,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\delta_{\text{врт}}$  — коэффициент учёта вращающихся масс колёс в сборе с роторными частями тормозных механизмов.

К вращающимся массам в процессе торможения относят только массы колёс в сборе с роторными частями тормозных механизмов. Это связано с тем, что при торможении с отсоединённым двигателем маховик не связан с колёсами автомобиля, а моменты инерции других деталей трансмиссии малы.

№	Формула	Примечания
1	$\Sigma N = N_{\text{кол}}^{\text{max}} + N_c = dE_a/dt$	—
2	$N_{\text{кол}}^{\text{max}} = M_{\text{кол}}^{\text{max}} \omega_k = M_{\text{сц}} \omega_k = P_{\text{сц}} r_k \omega_k = m_a g \varphi_x V_a$	—
3	$N_c = N_f + N_{\text{п}} + N_w$	$N_f = P_f V_a = m_a g f \cos \alpha r_k \omega_k = m_a g f \cos \alpha V_a$ ; $N_{\text{п}} = P_{\text{п}} V_a = m_a g i r_k \omega_k = m_a g \sin \alpha V_a$ ; $N_w = P_w V_a^2 = k_b F_a V_a^3$
4	$N_d = N_f + N_{\text{п}} = m_a g V_a (f \pm i) = m_a g \psi V_a$	—
5	$N_c = m_a g V_a + k_b F_a V_a^3$	—
6	$E_a = 0,5 m_a V_0^2 + \Sigma I_k = 0,5 m_a V_0^2 \delta_{\text{врт}}$	—
7	$m_a V_0 \delta_{\text{врт}} j_{\text{зуст}} = m_a g \varphi_x r_k \omega_k + m_a g V_0 + k_b F_a V_0^3$	—
8	$j_{\text{зуст}} = (m_a g \varphi_x + m_a g \varphi + k_b F_a V_0^2) / (m_a \delta_{\text{врт}})$	—
9	$j_{\text{зуст}} = g \varphi_x$	—
10	$j_{\text{зуст}} = g \varphi_{\text{xmax}}$	—
11	$R_{z1} = R_{z1\text{max}} = m_{a1} g m_{p1}$ ; $R_{z2} = R_{z2\text{min}} = m_{a2} g m_{p2}$ ; $R_{xT1} = R_{x1\text{max}} = R_{z1\text{max}} \varphi_x$ ; $R_{xT2} = R_{x2\text{min}} = R_{z2\text{min}} \varphi_x$ ; $P_{\text{кол}} = P_{\text{кол}}^{\text{max}} = P_{\text{кол}1}^{\text{max}} + P_{\text{кол}2}^{\text{max}} = m_a g \varphi_{\text{xmax}} = P_{\text{сц}}$ ; $M_{\text{сц}} = m_a g \varphi_{\text{xmax}} r_d = M_{\text{кол}}^{\text{max}}$ ; $j_3 = j_{3\text{max}}$ ; $t_{\text{тор}} = t_{\text{тор}}^{\text{min}}$ ; $S_{\text{тор}} = S_{\text{тор}}^{\text{min}}$	—
12	$M_{\text{ик}} = P_{\text{ит}} \cdot r_d$	—
13	$V_a' = V_0 - \Delta V_a = V_0 - 0,5 j_{\text{зуст}} t_{\text{т}}$	—
14	$t_{\text{т}} = V_0 / j_{\text{зуст}} - 0,5 j_{\text{зуст}} t_{\text{т}}$	—
15	$t_{\text{тор}} = t_{\text{п}} + t_{\text{пп}} + t_{\text{н}} + t_{\text{т}} = t_{\text{п}} + t_{\text{пп}} + \frac{t_{\text{н}}}{2} + \frac{V_0}{j_{\text{зуст}}} = t_{\text{сум}} + \frac{V_0}{j_{\text{зуст}}} = t_{\text{сум}} + \frac{V_0}{\varphi_x g}$	—
16	$S_{\text{н}} = \frac{V_{\text{ср}} \Delta V_a}{j_{\text{ср}}} = \frac{(V_0 + V_a')(V_0 - V_a')}{2} \times \frac{1}{0,5 j_{\text{зуст}}} = \frac{V_0^2 - (V_a')^2}{j_{\text{зуст}}}$	—
17	$S_{\text{т}} = 0,5 (V_a')^2 / j_{\text{зуст}}$	—
18	$S_{\text{тор}} = V_0(t_{\text{п}} + t_{\text{пп}}) + S_{\text{н}} + S_{\text{т}} = V_0(t_{\text{п}} + t_{\text{пп}}) + \frac{V_0^2 - (V_a')^2}{j_{\text{зуст}}} + \frac{(V_a')^2}{2j_{\text{зуст}}} = V_0(t_{\text{п}} + t_{\text{пп}}) + \frac{2V_0^2 - (V_a')^2}{2j_{\text{зуст}}}$	—
19	$S_{\text{тор}}^{\text{min}} = V_0 t_{\text{сум}} + V_0^2 / (2j_{\text{зуст}}) = V_0 t_{\text{сум}} + V_0^2 / (2\varphi_x g)$	—
20	$S_{\text{тор}}^{\text{min}} = 0,5 m_a V_0^2 \delta_{\text{врт}} / P_{\text{тор}}^{\text{max}}$	—

Производная  $dE_a/dt = m_a \delta_{\text{врт}} V_0 dV_0/dt = m_a V_0 \delta_{\text{врт}} j_{\text{зуст}}$ , где  $j_{\text{зуст}}$  — установившееся замедление при экстренном торможении,  $1/c^2$ .

С учётом полученного уравнения производной, формул (2) и (5) уравнение (1) запишется в виде формулы 7, преобразовав которую, получаем формулу 8.

Если в режиме служебного торможения мощность потерь  $N_c$  оказывает тормозящее действие независимо от способа торможения, то при переходе к экстренному торможению она стремится к нулю ( $\lim_{V_a \rightarrow 0} N_c \rightarrow 0$ ) и ей можно пренебречь, следовательно:  $j_{\text{зуст}} = g\varphi_x/\delta_{\text{врт}}$ .

Коэффициент учёта вращающихся масс имеет численное значение, близкое к единице (1,03...1,05), а при экстренном торможении стремится к единице, поэтому его можно не учитывать. Тогда формула для расчёта установившегося замедления примет вид 9.

Коэффициент продольного сцепления шин с дорогой  $\varphi_x$  представляет собой отношение максимально возможной по сцеплению горизонтальной реакции дороги  $R_{x\text{max}}$  к вертикальной  $R_z$ , который на дорогах с твёрдым покрытием в общем случае определяется совокупностью коэффициентов трения покоя и скольжения с различными скоростями в различных точках пятна контакта колеса с дорогой. Максимального значения ( $\varphi_{x\text{max}}$ ) коэффициента сцепления на дорогах с твёрдым покрытием достигает при скольжении порядка 15...25 %. Тогда максимальное замедление выражается формулой 10.

В большинстве случаев коэффициент  $\varphi_x$  определяют при 100%-ном скольжении колеса в тормозном режиме, т.е. при протаскивании полностью заторможенного колеса по опорной поверхности с различными фрикционными свойствами. При полном скольжении (юз) тормозящего колеса коэффициент сцепления  $\varphi_x$  (100 %) является коэффициентом трения скольжения и составляет (0,75...0,9) от максимального значения (табл. 2).

При увеличении скорости коэффициент  $\varphi_x$  уменьшается и при высокой начальной скорости торможения он может быть значительно меньше, чем при скорости 10...15 м/с, что оказывает существенное влияние на тормозные свойства автомобилей на начальном этапе торможения.

Согласно приведённой схеме взаимосвязи параметров (рис. 2) при экстренном (аварийном) торможении

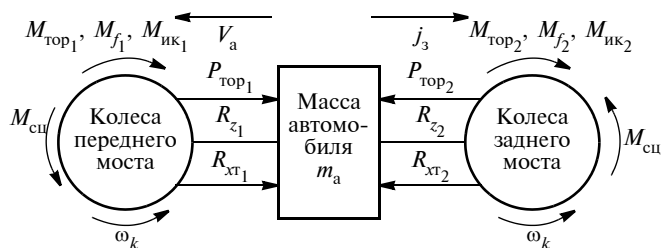


Рис. 2. Схема для определения баланса сил и оценочных параметров при экстренном торможении автомобиля

оценочные параметры достигают экстремальных значений (формулы 11).

Для определения вертикальных реакций  $R_z$ , действующих на колёса каждого из мостов, используют уравнения динамики, в которых из инерционных сил учитывают только момент силы инерции поступательного движения, приложенной в центре масс автомобиля (формула 12).

При движении автомобиля в тормозном режиме нагрузка на переднюю ось возрастает, а на заднюю — уменьшается, т.е. автомобиль как бы совершает "клев" на передний мост.

При составлении уравнений для определения вертикальных реакций считают, что реакции  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  проходят через центры колёс, а смещение центра пятна контакта относительно центра колеса компенсируют моменты сопротивления качению колёс  $M_{f1} = P_{f1}r_d$  и  $M_{f2} = P_{f2}r_d$ . В ряде случаев, касающихся динамики движения автомобиля в тормозном режиме, необходимо иметь обобщающие параметры, позволяющие приближенно оценивать возможные изменения этих реакций. В качестве таких параметров используют коэффициенты динамического изменения нормальных реакций  $m_{p1}$  и  $m_{p2}$ , представляющие собой отношение нормальной реакции, действующей на колёса автомобиля при движении с замедлением, к силе веса, действующей на ту же ось неподвижного автомобиля:  $m_{p1} = R_{z1}/(m_a g) > 1$  и  $m_{p2} = R_{z2}/(m_a g) < 1$ .

Всё вышесказанное относится к двухосным автомобилям, а для автомобилей с большим числом мостов задача определения вертикальных реакций становится статически неопределимой, поэтому кроме уравнений статики необходимо использовать дополнительные уравнения связей, получаемые на основании анализа кинематических и динамических особенностей подвесок.

Вертикальные реакции дороги  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$ , перпендикулярные вектору скорости автомобиля, не совершают ни полезной работы, ни работы сопротивления движению, однако при анализе тормозных свойств знать их необходимо, так как они определяют силы сопротивления качению и силы сцепления шин с дорогой. Если во время экстренного торможения коэффициент  $\varphi_x$  остаётся постоянным и равным  $\varphi_{x\text{max}}$ , то  $j_{\text{зуст}} = j_{\text{3max}}$  и не зависит от скорости движения автомобиля, а горизонтальные реакции дороги  $R_{xт1}$  и  $R_{xт2}$  достигают экстремальных значений одновременно на всех колёсах  $R_{xт1} = R_{x1\text{max}} = P_{\text{кол1}}^{\text{max}}$  и  $R_{xт2} = R_{x2\text{min}} = P_{\text{кол2}}^{\text{max}}$ . В этом

Таблица 2

Состояние дороги	Коэффициент сцепления	
	$\varphi_{x\text{max}}$	$\varphi_x$ (100 %)
Сухой асфальтобетон	0,8...0,9	0,7...0,8
Мокрый асфальт	0,5...0,7	0,45...0,6
Мокрый бетон	0,75...0,8	0,65...0,7
Гравий	0,55...0,6	0,5...0,55
Грунтовая дорога: сухая	0,65...0,7	0,6...0,65
мокрая	0,5...0,55	0,4...0,5
Уплотнённый снег	0,15...0,2	0,15
Лёд	0,1	0,07

случае процесс торможения может быть представлен диаграммой торможения, показанной на рис. 3 [2, 3].

Она представляет зависимости скорости автомобиля  $V_a$  и замедления  $j_3$  от времени торможения. Если в момент времени  $t = 0$  возникает ситуация, вынуждающая водителя тормозить, он оценивает обстановку и переносит ногу с педали подачи топлива на тормозную педаль. Этот процесс занимает время, называемое *временем реакции водителя* ( $t_p$ ). Оно включает время психической реакции  $t'_p$  (оценка обстановки и принятие решения тормозить) и время физической реакции  $t''_p$  (перенос ноги с педали подачи топлива на тормозную педаль). Проведённые экспериментальные исследования показывают, что время реакции не является фиксированным значением и в основной выборке при статистических исследованиях находится в интервале от 0,3 до 1,7 с. Оно зависит от индивидуальных особенностей водителя, его психического и физического состояния, квалификации и внешних факторов. Для определения индивидуальной реакции водителя на опасные ситуации необходимы специальные тесты, но при проведении экспертиз дорожно-транспортных происшествий при расчётах его обычно принимают  $t_p = 0,8$  с.

После нажатия на педаль в течение некоторого времени  $t_{пр}$  происходит передача усилия от педали к тормозным механизмам. Это время затрачивается на перемещение элементов тормозного привода на величину зазоров, имеющих между ними в нерабочем положении, и зависит от типа тормозного привода, его конструктивных особенностей, технического состояния и возрастает при увеличении длины трубопроводов и количества тормозных механизмов. Его называют *временем срабатывания тормозного привода*. У технически исправной тормозной системы с гидроприводом это время составляет 0,05...0,1 с, а у системы с пневмоприводом  $t_{пр} = 0,15...0,2$  с.

Тормозной момент и соответственно замедление автомобиля нарастают в течение промежутка времени, называемого *временем нарастания замедления*  $t_H$ . Это время определяется интенсивностью нажатия водителем на педаль тормоза, а также временем, необходимым для наполнения ёмкостей и перемещения подвижных деталей механизмов привода и тормоза. При анализе можно принимать следующие значения  $t_H$ : 0,05...0,2 с — для легковых автомобилей; 0,05...0,4 с — для грузовых автомобилей с пневмоприводом; 0,2...1,3 с — для автобусов.

Суммарное время  $t_{пр} + t_H$  называют *временем срабатывания тормозной системы*  $t_c$ . Оно регламентировано нормативными документами и не должно быть больше 0,6 с.

Отрезок  $t_T$  представляет собой *время торможения с максимальной интенсивностью*. В течение времени  $t_p + t_{пр}$  автомобиль движется равномерно со скоростью  $V_0$ , в течение времени  $t_H$  — замедленно, а в течение времени  $t_T$  замедление практически постоянно и равно  $j_{3уст}$ .

За время  $t_H$  замедление изменяется по закону, близкому к линейному и можно считать, что автомобиль движется с замедлением, равным приблизительно  $0,5j_{3уст}$ . Тогда уменьшение скорости составит

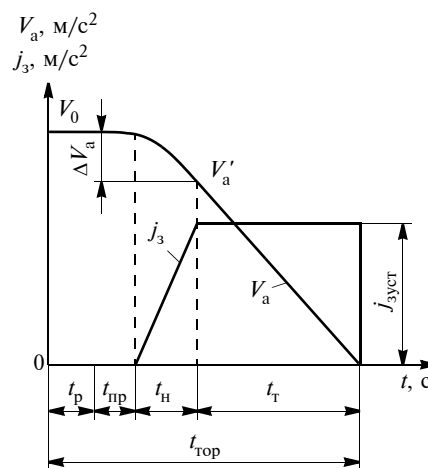


Рис. 3. Диаграмма экстренного торможения автомобиля

$\Delta V_a = 0,5j_{3уст}t_T$ . Следовательно, скорость в начале экстренного торможения с максимальным замедлением определяется формулой 13/6.

Если в дальнейшем автомобиль движется равнозамедленно с замедлением  $j_{3уст}$  и останавливается в конце торможения, то скорость в течение времени  $t_T$  уменьшается по линейному закону от  $V'_a$  до нуля. Тогда  $V'_a = j_{3уст}t_T$ .

Решая полученное уравнение относительно времени  $t_T$  и подставляя вместо скорости  $V'_a$  её значение, получаем формулу 14. Таким образом, остановочное время определяется формулой 15, где  $t_{сум} = t_p + t_{пр} + 0,2t_H$  — суммарное время торможения, с. Это так называемое потерянное время, в течение которого не происходит торможения.

Расстояние, необходимое для остановки автомобиля с момента возникновения опасности, т.е. длину так называемого остановочного пути  $S_{тор}$ , можно определить, если принять, что замедление изменяется так, как показано на рис. 3.

Если считать, что при уменьшении скорости от  $V_0$  до  $V'_a$  автомобиль движется с постоянным замедлением  $j_{ср}$ , равным  $0,5j_{3уст}$ , то путь, пройденный автомобилем за этот период описывает формула 16.

Во время экстренного торможения замедление равно  $j_{3уст}$  и тормозной путь при уменьшении скорости от значения  $V'_a$  до нуля определяется выражением 17. Остановочный путь  $S_{тор}$  больше пути торможения с максимальной эффективностью  $S_T$ , так как в него входит также путь, пройденный автомобилем за время реакции водителя, срабатывания тормозного привода и нарастания замедления (формула 18).

В теории автомобиля при анализе параметров тормозной динамики обычно считают, что при экстренном (аварийном) торможении водитель быстро (мгновенно) нажимает на тормозную педаль и нарастание замедления до максимального значения достигается за время 0,4...0,5 с, а минимальный тормозной путь рассчитывают по формуле 19.

Для определения времени экстренного торможения  $t_{тор}^{min}$  и пути  $S_{тор}^{min}$  должно быть известно установившееся замедление  $j_{3уст}$ . Если оно неизвестно, то значения

этих параметров рассчитывают с учётом формулы (9), в которой коэффициент сцепления шин с дорогой определяют опытным путём.

Кинетическая энергия автомобиля к моменту начала экстренного торможения  $E_a$  определяется зависимостью (6), которая в процессе торможения из активной превращается в диссипативную  $E_{ат} = P_{тор}^{max} S_{тор}^{min}$ . Приравняв правые части этих уравнений, получаем формулу 20.

Минимальный тормозной (остановочный) путь  $S_{тор}^{min}$  зависит от квадрата начальной скорости экстренного торможения, максимальной тормозной силы колёс  $P_{тор}^{max}$ , пропорциональной давлению  $P_0$  тормозной жидкости или воздуха в трубопроводах тормозной системы и конструкции тормозных механизмов. Следовательно, для обеспечения минимального тормозного пути необходимо обеспечить пропорциональное усилие на тормозной педали, которое находится в прямо пропорциональной зависимости от коэффициента сцепления шин с дорогой и не должно превышать 490 Н для новых автотранспортных средств категории  $M_1$  и находящихся в эксплуатации категорий  $M_1, M_2, M_3$  и 687 Н — для остальных категорий [4].

Если учесть, что по отечественным и зарубежным данным экстренное (аварийное) торможение не пре-

вышает 5...10 % от полного числа торможений, т.е. это явление довольно редкое, а специфика тормозного управления, как основного средства, обеспечивающего активную безопасность автомобиля такова, что тормозную систему нельзя, подобно некоторым другим агрегатам и системам, проектировать исходя из типичных нагрузочных режимов. Даже при небольшой вероятности аварийного или экстренного торможения всё равно тормозное управление должно быть готовым в любой момент и достаточное количество раз обеспечить максимально эффективное торможение автомобиля в соответствии с нормируемыми параметрами.

#### Литература

1. Волков Е.В. Тяговая и тормозная динамика автомобиля: монография. Е.В. Волков. — Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2017. — 179 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. — Минск: Высш. шк., 1986. — 208 с.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности Автомобили и автомобильное хозяйство. — М.: Машиностроение, 1989. — 237 с.
4. ГОСТ Р 41.13—2007. Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. — М.: Стандарты, 2007. — 48 с.

УДК 629.113

## К ВОПРОСУ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ ЛЕГКОВЕСНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

Д-ра техн. наук **КОРЧАГИН В.А., РИЗАЕВА Ю.Н., СЛИВИНСКИЙ Е.В.**

Елецкий государственный университет имени И.А. Бунина  
(evgeni\_sl@mail.ru)

*Описана перспективная конструкция тягово-сцепного устройства для легковесных автомобильных поездов и приведены результаты расчётов по обоснованию эффективности её использования в практике.*

**Ключевые слова:** прицеп, дышло, шар, тела качения, упор, двуплечий рычаг.

### Korchagin V.A., Rizaeva Yu.N., Slivinsky E.V. ON THE ISSUE OF MODERNIZATION OF TRACTION DEVICES LIGHT-WEIGHT ROAD TRAINS

*This article describes a promising design of a traction coupling device for light-weight automobile trains and presents the results of calculations to justify the effectiveness of its use in practice.*

**Keyword:** trailer, drawbar, ball, rolling bodies, stop, double-arm lever.

Известно, что легковесные автомобильные поезда, в отличие от одиночных автомобилей, состоят из одного или нескольких прицепных звеньев и кинематическое их взаимодействие осуществляется обычно через разъёмные сцепные устройства [1–3]. Сцепные устройства по конструкции делят на две группы, это тягово-сцепные и опорно-сцепные устройства. В автомобильных поездах, состоящих из автомобилей-тягачей и прицепов, в основном применяются тягово-сцеп-

ные устройства, характерная особенность которых состоит в том, что для них основным видом нагрузки являются продольные усилия, причём вертикальные ограничиваются лишь весом деталей дышлового приспособления. В целом тягово-сцепное устройство включает четыре основных узла: разъёмно-сцепной узел, амортизационный поглощающий механизм, поворотно-выдвижной механизм и узел крепления. К сцепным устройствам предъявляют следующие требования: надёжность действия, обеспечение необходимой гибкости между звеньями, возможность производства быстрых и безопасных для обслуживающего персонала операций по сцепке автомобилей с прицепами и высокоэффективная амортизация нагрузок в сцепных устройствах. Обычно конструкции разъёмно-сцепных устройств определяют специфику тягово-сцепного устройства (рис. 1).

При помощи такого узла осуществляется сцепка и расцепка отдельных звеньев автопоезда. В основном типы тягово-сцепных устройств представляют собой



Рис. 1. Общий вид сцепного устройства легковесного автопоезда



тяговые крюки, тяговые вилки, шаровые сцепки и клиновые плоскостные сцепки. Все указанные типы регламентированы ГОСТ и в каждом конкретном случае выбираются исходя из тяговых характеристик автомобилей тягачей [1–3].

Известно также, что для повышения производительности легковых автомобилей в практике наиболее эффективным приёмом является использование различных по назначению и конструкции прицепов. Практика производства и эксплуатации указанных автопоездов, как в нашей стране, так и за рубежом, показывает, что рост парка легковых автомобилей неизбежно способствует росту потребителей различных по назначению прицепов, используемых как для бытовых нужд, так и отдыха. В нашей стране наиболее широкое распространение получили грузовые прицепы, агрегируемые с легковыми автомобилями таких моделей, как ВАЗ, ГАЗ и т.д. Понятно, что при создании и эксплуатации таких легковесных автопоездов особое внимание уделяется их безопасности движения, особенно на дорогах с интенсивными транспортными потоками. При выборе прицепов для каждой модели легкового автомобиля исходят из следующих соображений — для каких перевозок предполагается использовать прицеп, возможность хранения и стоимость прицепа. Например, для целей туризма, дальнего автомобильного путешествия наибольшее удобство обеспечивает жилой прицеп с жёстким нескладывающимся кузовом. Однако такой прицеп существенно ограничивает скорость движения автопоезда и его манёвренность, а также требует специального места для хранения в длительные промежутки времени между поездками. При необходимости перевозки различных грузов, которые по своей громоздкости и массе невозможно перевозить в багажнике легкового автомобиля, используют грузовые прицепы. Для водных прогулок или водного спорта применяют специальные прицепы для перевозки плавсредств и т.д. Для того, чтобы легковой автомобиль мог буксировать прицеп, он оборудуется стандартным тяговым сцепным устройством по ОСТ37.001.096—77, выполненным в виде шара, взаимосвязанного с замковым устройством прицепа. Важнейшим показателем тягово-сцепного устройства автомобиля является способность выдерживать горизонтальные и вертикальные динамические нагрузки, передаваемые со стороны замкового устройства прицепа. В практике распространены самые разнообразные варианты конструкций замковых устройств, причём наибольшее распространение получили устройства с фиксацией шаровой головки клином [2, 3].

Для сцепки прицепа с автомобилем, снабжённым таким устройством, предварительно удаляют шплинт из отверстия фиксатора и рычага. Затем подают вверх до отказа фиксатор и отводят в крайнее переднее положение рычаг. Такое действие рычага способствует передвижению в заднее положение клина, освобождая отверстие шарового гнезда. Затем, удерживая рычаг в крайнем верхнем положении, надевают замковое устройство на шаровую головку буксирного устройства и переводят рычаг в первоначальное положение. После этого опускают фиксатор в нижнее положение до сов-

мещения отверстий в нём и рычаге и шплинтуют их шплинтом.

Анализируя вышеописанную операцию нетрудно заметить, что она, во-первых, трудоёмка, требует ряда последовательных согласованных операций и самое главное то, что все описанные детали устройства в итоге шплинтуются вручную. Известно, что не уделив достаточного внимания этой операции, в итоге водитель может забыть установить шплинт, или же последний, ввиду недостаточного развода его фиксирующих частей, может в дальнейшем самопроизвольно выпасть, и тогда последствия саморасцепа звеньев автопоезда в движении могут быть весьма серьёзными, вплоть до травматизма людей со смертельным исходом. Более того, в практике при возникновении различных аварийных ситуаций бывает необходимо срочно произвести расцеп звеньев автопоезда и тогда вообще очень сложно выполнить такую операцию по причине большого числа действий, обратных тем, как это описано при технологии проведения их сцепа.

На основании вышеизложенного видно, что все известные конструкции замковых устройств легковых автомобилей не отвечают современным требованиям эксплуатации подвижного состава, который на сегодняшний день имеет высокие скорости движения. А так как вероятность отказа сцепок легковых автомобилей и прицепов существует, то задача по обеспечению безопасности движения является весьма актуальной.

Учитывая важность такой проблемы, в СКБ ЕГУ на кафедре ТПвМиА и совместно с ЛГТУ проводится прикладная научно-исследовательская работа на тему "Динамика, прочность и надёжность транспортных машин и машин агропромышленного комплекса на примере Липецкой области РФ", и одним из её разделов является разработка технических средств, направленных на повышение безопасности движения автопоездов состоящих из легковых автомобилей и прицепов.

Анализ многочисленных библиографических источников, а также отечественных и зарубежных патентов позволил разработать перспективное сцепное устройство для таких автопоездов, которое признано изобретением (RU2703855). Цель такого технического решения состоит в упрощении конструкции и повышении надёжности известных тягово-сцепных устройств легковесных автопоездов, а также обеспечении безопасности их движения.

Это достигается тем, что в полусферической головке дышла, на её внутренней поверхности, примыкающей к наружной поверхности шара, в направляющих подвижно размещены подпружиненные тела качения, причём в верхней части упомянутой полусферической головки выполнено отверстие с размещённым в нём упором, жёстко закреплённым на подпружиненном двуплечем рычаге, шарнирно установленном на внешней поверхности вышеуказанной полусферической головки. На рис. 2 показано продольное сечение в вертикальной плоскости тягово-сцепного устройства легковесного автопоезда.

Тягово-сцепное устройство легковесного автопоезда состоит из тягового стержня изогнутой формы 1, жёстко присоединённого к шару 2, который охвачен полу-

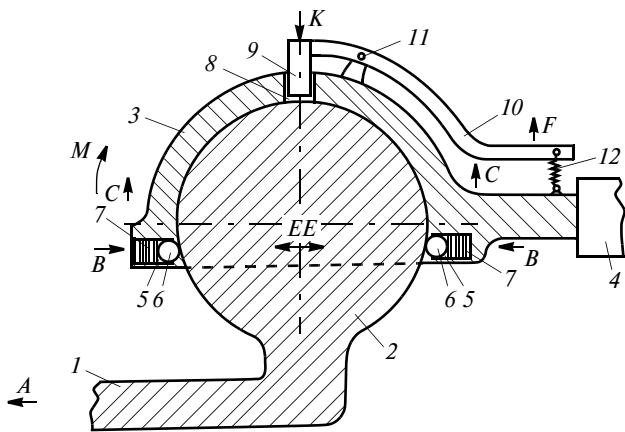


Рис. 2. Сцепное устройство по патенту RU2703855

сферической головкой 3, закреплённой на дышле 4. На полусферической головке 3 выполнены направляющие 5 с подвижно размещёнными в них телами качения 6 и пружинами сжатия 7, а также отверстие 8 с установленным в нём подвижно упором 9, жёстко присоединённым к двуплечью рычагу 10 с помощью шарнира 11, закреплённого на той же полусферической головке 3. Двуплечий рычаг 10 связан пружиной растяжения 12 с полусферической головкой 3.

Работает тягово-сцепное устройство легковесного автопоезда следующим образом. При поступательном движении автопоезда, например, по стрелке *A* тяговое усилие от шара 2 к полусферической головке 3, а следовательно, через дышло 4 передаётся прицепу за счёт надёжного охвата телами качения 6, создаваемого усилием сжатых пружин 7, действующим по стрелке *B*. Такое действие исключает перемещение полусферической головки 3 относительно шара 2 по стрелкам *C*, обеспечивая тем самым их надёжное соединение друг с другом. Следует отметить, что минимальное количество направляющих 5 с пружинами сжатия 7 и телами качения 6 должно быть четыре, а может быть и более, которое зависит от собственной массы как автомобиля, так массы прицепа, причём они все располагаются по радиусам, расположенным относительно поперечной горизонтальной плоскости в сечении *EE*. При необходимости расцепки звеньев автопоезда, вручную приводят в движение двуплечий рычаг 10 по стрелке *F*, что способствует перемещению упора 9 по стрелке *K*, который, упираясь в шар 2, позволит повернуть по стрелке *M* полусферическую головку 3 совместно с дышлом 4 за счёт перемещения тел качения 6 в направлении, обратном стрелкам *B*. Соединение же автомобиля с прицепом является обратным действием движения сферической головки 3 совместно с дышлом 4 в направлении, обратном стрелке *M*. Далее описанные процессы сцепки и расцепки звеньев легковесного автопоезда могут повторяться неоднократно.

Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения очевидно, так как оно в сравнении с известными более простое по конструкции и надёжно в условиях эксплуатации за счёт исключения возможного саморасцепки звеньев автопоезда, причём такая надёжность сцепки обеспечена

прочным соединением шаровой головки с тяговым стержнем автомобиля.

Для определения рациональных размеров деталей тягово-сцепного устройства применительно к существующим геометрическим характеристикам шаровой головки, регламентируемым ОСТ37.01.096—77 для легковых автомобилей, проведены расчёты по определению ряда его параметров применительно к автопоезду, состоящему из легкового автомобиля ВАЗ-2107 и грузового одноосного прицепа модели ММЗ-81021, имеющих соответственно полные массы 1430 и 300 кг. Максимально допустимая скорость движения автопоезда  $V_A = 80$  км/ч (22,2 м/с). Предварительно определим величину расчётной нагрузки  $P_{KP(max)}$ , возникающей в сцепке, которую можно вычислить, считая, что движение автопоезда происходит в тяжёлом режиме по неровной дороге со среднестатистической высотой неровности  $2q_0 = 12$  см и при длине волны  $L = 2,5$  м по зависимости [3]:

$$P_{KPmax(q)} = K\lambda_\omega q_0 \frac{2\pi}{L} G_{II} = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 0,06 \frac{2 \cdot 3 \cdot 14}{2,5} \cdot 300 = 85 \text{ кгс},$$

где  $\lambda_\omega = \frac{1}{2\gamma}$  — предел коэффициента динамичности;

$K$  — дополнительный коэффициент динамичности, учитывающий влияние зазоров в сцепном устройстве.

Согласно ряду исследований, посвящённых силовому нагружению сцепок автопоездов, как в нашей стране, так и за рубежом, считается, что усилие  $P_{KP(max)}$  обычно меньше усилия  $P_T$  при трогании с места в среднем на 34 %, а при торможении на 47 % от  $P_T$ . Следовательно, усилие в сцепе в данном случае при движении автопоезда можно принять равным  $P_T = 250$  кгс, а при торможении  $P_{тор} = 117,5$  кгс. Видно, что наибольшим значением силы, приложенной к сцепному устройству автопоезда, является значение её в момент трогания с места и равное  $P_T = 250$  кгс. Определим численное значение напряжений смятия  $\sigma_{см}$ , возникающих на образующей поверхности шаровой головки  $d_3$ , от действия на неё тел качения 6, расположенных по высоте шара  $2h$ , по зависимости:

$$\sigma_{см} = \frac{2P_T}{\pi d_3^3 h} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^2}{3,14 \cdot 30 \cdot 10} = 5,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 130 \text{ МПа},$$

где  $d_3$  — диаметр шара в горизонтальной его плоскости, расположенной на высоте  $h = 10$  мм ниже оси симметрии последнего и равного 30 мм;  $[\sigma_{см}]$  — допускаемое напряжение для углеродистых сталей при ударных тяжёлых нагрузках, принято равным 130 МПа, видно, что условие прочности выполнено.

Выполним подбор пружин сжатия 7 (см. рис. 2), которые взаимодействуют с телами качения 6 и являются по сути дела фиксаторами, конструкция которых показана на рис. 3.

При этом примем их в количестве пяти штук, расположенных радиально и симметрично в горизонтальной плоскости шара (он имеет в этом месте  $d_3 = 30$  мм) в полусферической головке 3, закреплённой на дыш-

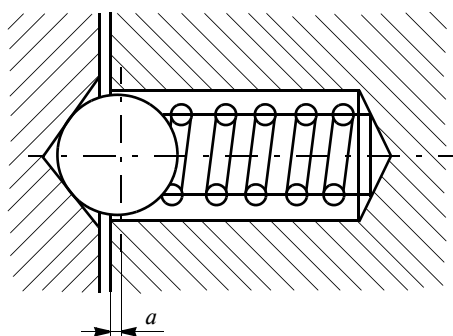


Рис. 3. Общий вид фиксатора

ле 4 (см. рис. 2). Воспользуемся следующими данными работ [1, 3], в которых отмечено следующее. Экспериментальные исследования, проведённые в области нагруженности тягово-сцепных устройств легковых автомобилей, показывают, что вертикальные составляющие динамических нагрузок не превышают 20 % от продольных составляющих усилий  $P_T = 250$  кгс. Следовательно, в нашем случае величину  $P_B$  можно принять равной 50 кг, а так как шариковых фиксаторов нами выбрано пять штук, то на каждый из них будет действовать усилие  $P_B = 50/5 = 10$  кг. Понятно, чтобы не произошло саморасцепа автопоезда в движении, нагрузка, создаваемая фиксаторами, должна быть более 50 кг. И тогда такое усилие должна создавать каждая из пружин сжатия 7 (см. рис. 2 и 3) не 10 кг, а, например, больше и составлять 14 кг. Тогда суммарное усилие, составляемое пятью фиксаторами, составит  $14 \cdot 5 = 70$  кг. Геометрические характеристики таких пружин выберем из данных ГОСТ 18793–80, и они имеют следующие численные значения:  $P = 14$  кг,  $D = 6,0$  мм,  $d = 0,6$  мм,  $t = 2,3$  мм и длина  $l = 14,7$  мм.

Видно, что с точки зрения безопасности для расцепа звеньев автопоезда в практике необходимо приложить к двулучевому рычагу 10 (см. рис. 2) усилие по

стрелке  $F$ , которое должно быть не более 20 кг. Для этого выберем соотношение плеч двулучевого рычага  $l$  к 4, и тогда к нему будет приложено усилие, равное  $F = 70/4 = 17,5$  кг, которое во-первых, создаст движение рычага по стрелке  $K$  и, во-вторых, тем самым обеспечит угловой поворот дышла 4 по стрелке  $M$ . При угловом повороте рычага, имеющего прямоугольное сечение, в нём от действия сосредоточенной силы  $F = 17,5$  кг и его длине 40 см возникнет изгибающий момент  $M_1$ . В то же время в качестве материала рычага принимаем сталь 45 с  $[\sigma_p] = 363$  МПа. Используя такие данные нормальные напряжения изгиба, возникающие в рычаге при его угловом повороте, можно определить по известной зависимости [3]:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_1}{W_x} = \frac{6M_1}{bh^3} = \frac{6 \cdot 17,5 \cdot 40}{4 \cdot 2^2} = 26,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{изг}] = 363 \text{ МПа},$$

где  $b$  — ширина сечения рычага, равная 40 мм;  $h$  — высота сечения рычага, равная 20 мм. Как видим, условие прочности выполнено.

Для автоматизации расчётов разработана программа для ЭВМ с использованием языка *Delphi*, которая апробирована при проведении комплексных расчётов данного исследования. Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам автомобильной промышленности для дальнейшего изучения и доработки предложенного устройства с целью возможного внедрения его в практику.

#### Литература

1. Мелик-Саркисян А.С., Винокуров В.Ю. Прицепы для легковых автомобилей. — М.: Транспорт, 1979. — 79 с.
2. Высоцкий М.С. и др. Автомобильные и тракторные прицепы. — М.: Машгиз, 1962. — 161 с.
3. Шукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. М-Л., Машгиз, 1961. — 215 с.

УДК 629.003

## ВЛИЯНИЕ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ НА НАКОПИТЕЛИ ЭНЕРГИИ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

МАЛИКОВ Р.Р., БИКСАЛЕЕВ Р.Ш., КЛИМОВ А.В.,

канд. техн. наук КАРПУХИН К.Е.

Инновационный центр КамАЗ, НАМИ, МАДИ (ГТУ), (rrmalikov@kamaz.ru)

*Представлен один из методов расчёта солнечной радиации, действующей на поверхность под различными углами. Для решения задачи оценки воздействия солнечного излучения на тяговый накопитель энергии была построена математическая модель и проведены расчёты теплового баланса при дневной эксплуатации электробуса в самые жаркие дни в году в Москве. Получены результаты нагрева накопителя энергии, расположенной под прямым воздействием солнечных лучей и в тени. Представлен результат сравнения затрат энергии на работу системы термостатирования.*

**Ключевые слова:** солнечная радиация, тепловой баланс аккумуляторной батареи, система термостатирования, мощность солнечного излучения, тяговая аккумуляторная батарея.

Malikov R.R., Biksaleev R.Sh., Klimov A.V.,

Karpukhin K.E.

## INFLUENCE OF SOLAR RADIATION ON ENERGY STORES OF AN ELECTRIFIED VEHICLE

*This article presents one of the methods for calculating solar radiation acting on a surface at different angles. A mathematical model (MM) was built on the basis of this calculation method. To solve the problem of assessing the impact of solar radiation on the traction energy storage device, a mathematical model was built and the heat balance was calculated during the daytime operation of an electric bus on the hottest days of the year in Moscow. The results of heating an energy storage device located under direct exposure to sunlight and in the shade have been obtained. The result of comparison of energy consumption for the operation of the thermostating system is presented.*

**Keywords:** solar radiation, heat balance of the storage battery, thermostating system, solar radiation power, traction storage battery.

Одной из важнейших проблем при разработке и проектировании инженерных объектов является учёт воздействия солнечной радиации, которая является главным источником тепловой энергии для предметов, размещённых в открытом пространстве. Для учёта воздействия солнечных лучей необходимо производить расчёты теплового баланса разрабатываемого объекта. Для анализа влияния солнечного излучения на эксплуатацию электрического транспортного средства с накопителем энергии, устанавливаемым на крыше, необходимо определить мощность солнечной радиации в самый жаркий день [1].

Солнечная радиация — главный источник энергии для всех физико-географических процессов, происходящих на земной поверхности и в атмосфере. В состав солнечного излучения входят электромагнитное излучение и корпускулярное (поток частиц, преимущественно протонов). До поверхности земли доходят в большей мере электромагнитное излучение, корпускулярное же рассеивается в земной атмосфере. Солнечная энергия, полученная Землёй, зависит от расстояния, и пропорциональна квадрату расстояния между планетой и звездой. Таким образом, страны находящиеся ближе к экватору, получают максимальную порцию солнечной энергии, что обуславливает их жаркий климат. Учёт мощности солнечной радиации необходимо производить во многих областях, при проектиро-

вании зданий и транспортных средств для комфортного нахождения в них человека, а также при разработке солнечной электростанции для более эффективной её эксплуатации. Для сбора данных о солнечной энергии требуется дорогостоящее оборудование, которое необходимо обслуживать и содержать, поэтому во всем мире имеется лишь малое число таких исследовательских станций.

Распределение солнечного излучения зависит от многих факторов, таких как высота местности, уровень загрязнения атмосферы, переменная облачность, а также мутность верхних слоев атмосферы [2]. Все эти факторы влияют на количественную оценку солнечного излучения. Поэтому зачастую для анализа той или иной задачи используют количественную оценку при благоприятных условиях с чистым небом. Для решения задачи определения мощности солнечной радиации были применены эмпирические методы исследования прямого и рассеянного солнечного излучения в чистом небе. Представлен один из методов расчёта солнечной радиации, а также на основе этих данных построена математическая модель, которая позволяет приводить готовые значения солнечной энергии в заданном городе для решения той или иной задачи. Но существует проблема получения измеренных данных солнечной радиации, как в Москве, так и в других городах Российской Федерации, для адекватного вери-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$N_{solar} = N_{Dir} + N_{Dif}$	$N_{Dir}$ — прямое солнечное излучение; $N_{Dif}$ — диффузное солнечное излучение от атмосферы Земли
2	$N_{Dir} = I_{Dir} \cos \theta_z$	$I_{Dir}$ — приток тепла под прямым излучением на единицу площади, а $\theta_z$ — угол между нормалью к поверхности и положением солнца на небе
3	$I_{Dir} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\sin \theta_z}\right)}$	$A$ — постоянная видимого солнечного излучения; $B$ — коэффициент ослабления солнечного излучения в атмосфере
4	$\cos \theta_z = (A_0 - B_0) \sin \delta + (C_0 \sin \omega + (D_0 + E_0) \cos \omega) \cos \delta$	$\delta$ — склонение Солнца; $\Phi$ — широта; $\omega$ — часовой угол
5	$A_0 = \sin \Phi \cos \beta$	—
6	$B_0 = \cos \Phi \sin \beta \cos \gamma$	—
7	$C_0 = \sin \beta \sin \gamma$	—
8	$D_0 = \cos \Phi \cos \beta$	—
9	$E_0 = \sin \Phi \sin \beta \cos \gamma$	—
10	$\delta = 23,45 \sin \frac{360(n+284)}{365}$	"n" — номер дня года начиная с 1 января
11	$\omega = 15(LT - 12) + (L_s - L_l)$	$L_s$ — долгота часового пояса, °, $L_l$ — широта, °, $LT$ — стандартное время
12	$N_{Dif} = \sum_{Surf} S \tau I_{Dif}$	$I_{Dif}$ — это приток тепла от диффузного излучения на единицу площади
13	$I_{Dif} = C I_{Dir} \frac{1 + \cos \Sigma}{2}$	$\Sigma$ — угол наклона поверхности; $C$ — см. в табл. 2

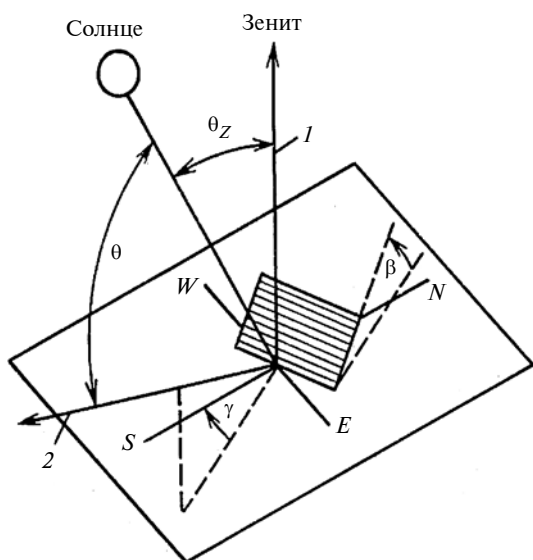


Рис. 1. Ориентация исследуемой поверхности к углу падения солнечных лучей

фицирования модели. В связи с этим ММ была верифицирована на основе данных зарубежных научных публикаций, где авторы представили измеренные значения солнечной радиации для ряда городов, таких, как Алигарх (Индия), Багдад (Ирак), Брак (Ливия) и Эр-Рияд (Саудовская Аравия) [6, 9, 10].

#### Метод оценки солнечного излучения

Мощность солнечного излучения на поверхность  $N_{solar}$ , расположенную определённым образом в трёх плоскостях измерения, определяют суммой 1 (табл. 1). Перед местным восходом солнца и после местного заката радиационные нагрузки не учитываются.

Прямое солнечное излучение, составляет большую часть от всех солнечных излучений, действующих на определённый объект. Прямое солнечное излучение находится по формуле 2.

Приток тепла под прямым излучением на единицу площади находится по формуле 3. Константы приведены в справочнике основ *ASHRAE* [3] для разных месяцев (табл. 2 и 3).

Важен угол  $\theta_z$  падения солнечных лучей (рис. 1). Для наклонных поверхностей, ориентированных в трёх осевых системах координат, рассчитывается косинус этого угла по формуле 4. Коэффициенты  $A_\theta$ ,  $B_\theta$ ,  $C_\theta$ ,  $D_\theta$  и  $E_\theta$  определяющие угол падения лучей относительно нормали к поверхности рассчитываются по формулам 5–9. Солнечное склонение ( $\delta$ ) определяется формулой 10 [4]:

Часовой угол ( $\omega$ ) переводит местное солнечное время в количество градусов, которое солнце проходит по небу. По определению, часовой угол равен нулю в полдень. Так как Земля поворачивается на  $15^\circ$  за один час, то за каждый час после полудня Солнце проходит  $15^\circ$ . Утром угол Солнца отрицательный, а вечером — положительный. Он отсчитывается от полуденного местного солнечного времени по формуле 11 [5].

Диффузное излучение — это часть солнечного излучения, которая возникает в результате непрямого излучения дневного света на поверхность. В пасмурный день большая часть солнечного излучения поступает от рассеянного излучения. Прирост тепла от диффузного излучения находится по формуле 12, где  $I_{Dif}$  — это приток тепла от диффузного излучения на единицу площади, который рассчитывается по формуле 13, где  $\Sigma$  — угол наклона поверхности, измеренный от горизонтальной поверхности, а значения  $C$  приведены в табл. 2 [3]. Для расчётов любого дня в году необходимо использовать линейную экстраполяцию значений коэффициентов *ASHRAE* (табл. 3) [6].

#### Описание математической модели

На основе представленного метода расчёта солнечной радиации в среде *MATLAB/Simulink* была построена математическая модель, которая позволяет учитывать мощность нагрева поверхности исследуемого

Таблица 2

Месяц	$A$ , Вт/м <sup>2</sup>	$B$	$C$
21 января	1229,475	0,142	0,058
21 февраля	1213,713	0,144	0,060
21 марта	1185,340	0,156	0,071
21 апреля	1134,900	0,180	0,097
21 мая	1103,375	0,196	0,121
21 июня	1087,613	0,205	0,134
21 июля	1084,460	0,207	0,136
21 августа	1106,528	0,201	0,122
21 сентября	1150,663	0,177	0,092
21 октября	1191,645	0,160	0,073
21 ноября	1220,018	0,149	0,063
21 декабря	1232,628	0,142	0,057

Таблица 3

Месяц	$A$ , Вт/м <sup>2</sup>	$B$	$C$
17 января	1229,882	0,142	0,058
16 февраля	1216,255	0,144	0,060
16 марта	1190,407	0,153	0,068
15 апреля	1144,663	0,175	0,092
15 мая	1109,680	0,192	0,116
11 июня	1092,697	0,202	0,130
17 июля	1084,880	0,207	0,136
16 августа	1102,986	0,202	0,124
15 сентября	1142,120	0,182	0,098
15 октября	1183,449	0,164	0,077
14 ноября	1213,611	0,151	0,065
10 декабря	1228,004	0,145	0,059

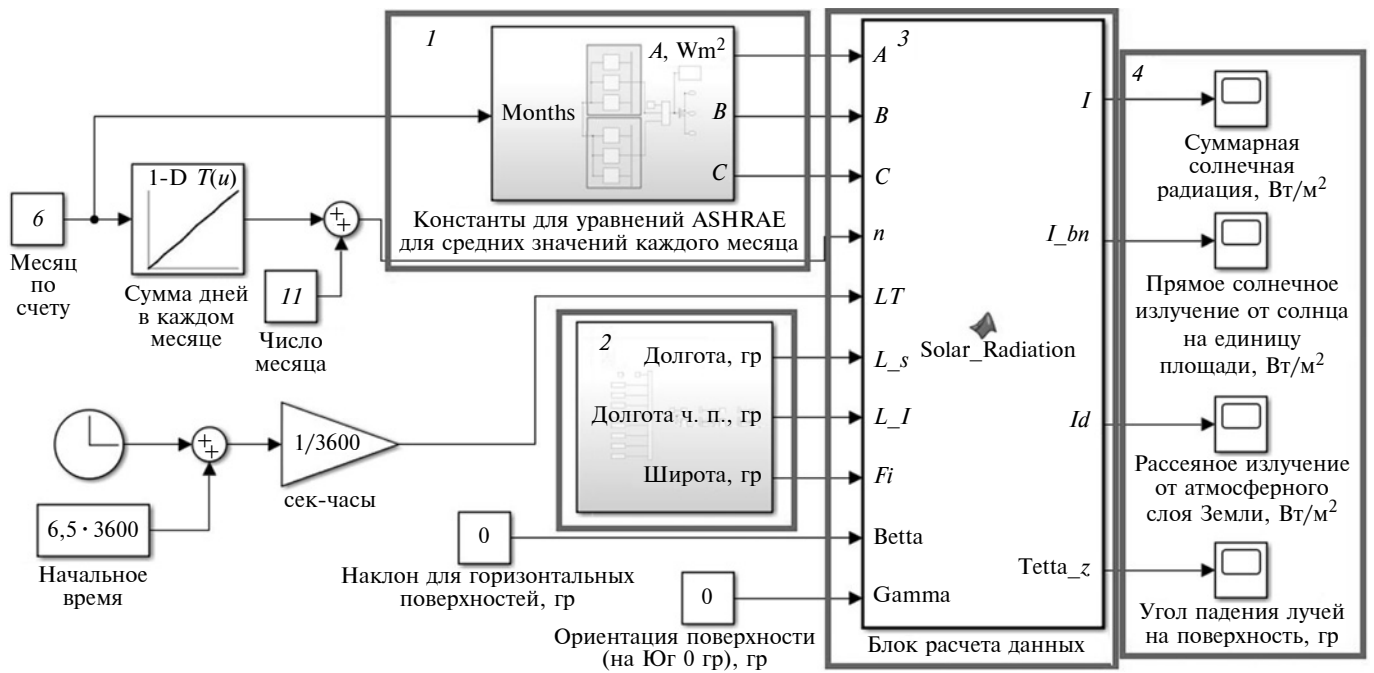


Рис. 2. Математическая модель расчёта солнечной радиации

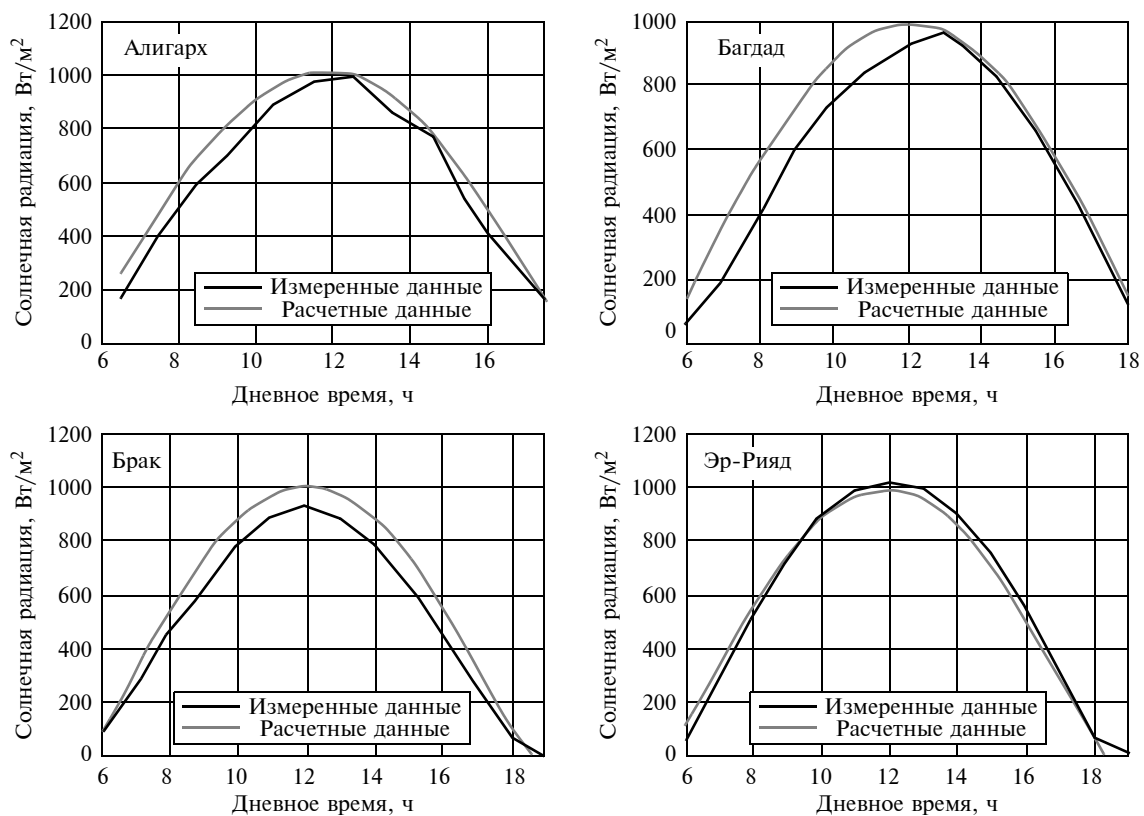


Рис. 3. Сравнение измеренной (плавные кривые) и рассчитанной (ломаные) солнечной радиации в разных городах

объекта. Она состоит из блоков (рис. 2): 1 — определения констант для уравнений *ASHRAE*; 2 — задания координат исследуемого города; 3 — расчёта данных; 4 — результаты моделирования.

Блок определения констант для уравнений *ASHRAE* включает два режима выбора констант: константы для

средних ежемесячных значений и константы для 21-го числа каждого месяца. Математическая модель рассчитывает значения угла падения солнечных лучей, прямую солнечную радиацию, диффузную солнечную радиацию и суммарную радиацию, действующую на единицу поверхности.

## Расчёт и верификация

Таблица 4

Верификация модели расчёта солнечной радиации проведена с использованием данных, измеренных в городах: Алигарх (Индия), Багдад (Ирак), Брак (Ливия) и Эр-Рияд (Саудовская Аравия). Для проведения расчётов необходимы данные координат объекта исследования, долгота часового пояса и дата (табл. 4).

На рис. 3 отображены результаты расчётов в сравнении с данными, полученными путём измерения. Как видно из графиков мощности, есть небольшие различия, связанные с погрешностями измерения, а также неточное совпадение координат и высоты. Тем не менее данные находятся в приемлемом диапазоне точности и на основе данных, полученных этим методом, возможно производить расчётные исследования воздействия солнечного излучения на объект. В табл. 5 представлены сравнения расчётных и измеренных значений солнечной энергии за полный световой день.

### Расчёт воздействия солнечной радиации на тяговый накопитель энергии

Объект исследования — электробус малой вместимости полной массой не более 3,5 т. Накопитель энергии данного электробуса установлен на крыше и имеет энергоёмкость 70 кВт·ч, что обеспечивает пробег в 120 км на одном заряде [7]. Накрышное расположение

Страна	Город	Широта, °	Долгота, °	Долгота часового пояса, °	Дата
Индия	Алигарх	27,883	78,083	75	17.05.2014
Ирак	Багдад	33,35	44,42	45	11.06.2014
Ливия	Брак	27,53	14,28	15	21.05.2011
Саудовская Аравия	Эр-Рияд	24,676	46,732	45	21.07.2006

Таблица 5

Страна	Город	Энергия солнечной радиации в течение дня, Вт·ч/м <sup>2</sup>	
		измеренная	расчётная
Индия	Алигарх	7201	7914
Ирак	Багдад	7329	8217
Ливия	Брак	7153	8116
Саудовская Аравия	Эр-Рияд	8078	7964

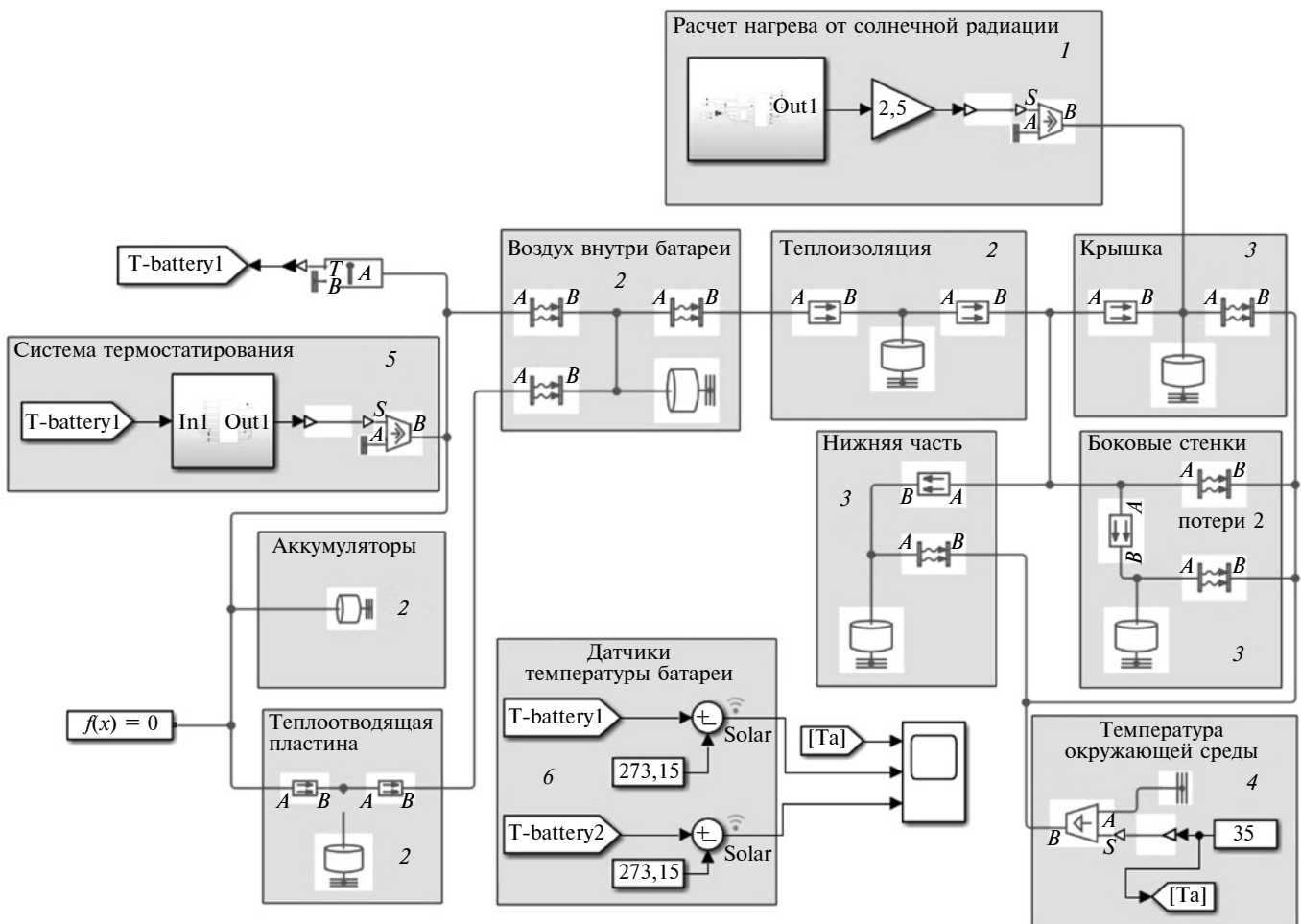


Рис. 4. Математическая модель нагрева аккумуляторной батареи от солнечного излучения

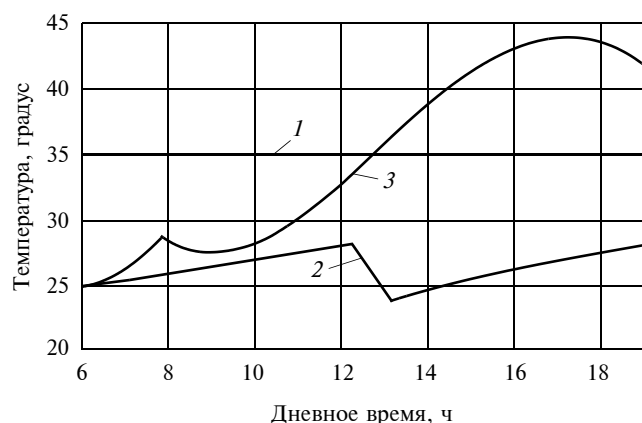


Рис. 5. Нагрев батареи в различных условиях:  
1 — температура окружающей среды; 2 — температура батареи в тени; 3 — температура батареи под солнечными лучами

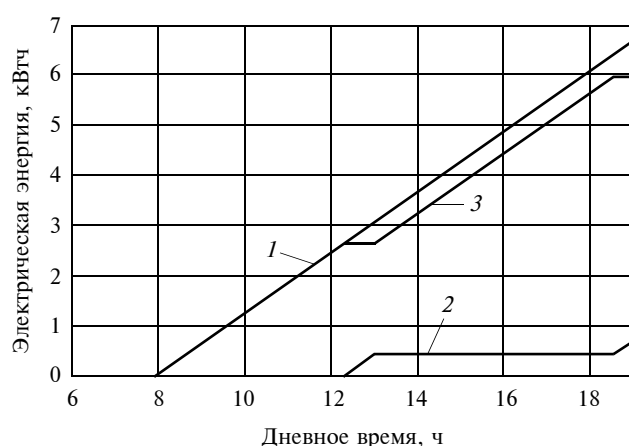


Рис. 6. Расход энергии системой термостатирования:  
1 — в тени; 2 — при воздействии солнечных лучей; 3 — разница

батареи оказывает существенное влияние на работу системы термостатирования, именно поэтому в данной работе представлены исследования о воздействии солнечной радиации на эксплуатацию батареи.

Математическая модель накопителя энергии, расположенного на крыше электрического транспортного средства, была построена в среде *MATLAB/Simulink* с применением библиотек *Simulink* и *Simscape/Foundation library/Thermal* [8].

На рис. 4 изображён общий вид имитационной модели, которая состоит из блоков: 1 — расчёта нагрева поверхности от солнечного излучения; 2 — теплоёмкости аккумуляторов, воздуха внутри батареи, теплоотводящей пластины и теплоизоляции; 3 — теплоотвода теплового потока в окружающую среду через нижнюю часть, крышку и боковые части батареи; 5 — задания температуры окружающей среды; 6 — включения системы термостатирования по температуре батареи; 7 — датчиков температуры батареи.

Моделирование было проведено с учётом температуры окружающей среды +35 °C, при этом расчёт

солнечной радиации произведён на 21-го июня для г. Москвы. Начальная температура батареи +25 °C.

Результат расчёта температуры нагрева накопителя энергии представлен на рис. 5. При расчёте батареи в тени температура не поднимается выше +28 °C, при данной температуре включается система термостатирования, которая снижает температуру до +24 °C. При расчёте нагрева под прямым попаданием солнечных лучей, накопитель разогревается до +44 °C, при этом система термостатирования работает постоянно. Из этого следует, что для поддержания температуры ячеек в рабочем диапазоне холодопроизводительности системы термостатирования недостаточно.

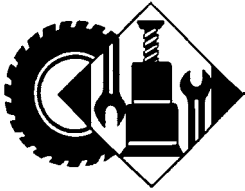
На рис. 6 приведён график сравнения дневного расхода энергии системой термостатирования для батареи, находящейся в тени, и для батареи под прямыми солнечными лучами. Из представленных результатов видно, что в тени требуется 0,7 кВт·ч для охлаждения накопителя, а под воздействием солнечных лучей необходимо 6,7 кВт·ч. В результате разница расхода энергии составляет 6 кВт·ч.

Выявленные температуры оказывают отрицательное влияние на ресурс литий-ионных накопителей энергии, требуется эффективное охлаждение. Но затраты энергии на работу системы термостатирования увеличиваются при этом более чем в 9,5 раза. Для решения данной проблемы должны быть использованы специальные солнцезащитные экраны, которые будут отражать и рассеивать солнечную радиацию в окружающую среду.

## Литература

1. Нгуен Хак Минь, Карпухин К.Е., Колбасов А.Ф., Нгуен Хак Туан. Проблема эксплуатации автомобилей в сложных климатических условиях. Труды НАМИ. — 2019. — № 3. — С. 6–13.
2. Allen R.G., Trezza R. and Tasumi M. Analytical integrated functions for daily. — 2006. — P. 55–73.
3. ASHRAE, Handbook of Fundamentals. Atlanta, Georgia: American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers., 1985.
4. Duffie J.A., Beckman W.A. Solar Engineering of Thermal Processes, New York: Wiley, 1991.
5. Наземное солнечное излучение. [В Интернете]. Available: <http://ust.su/solar/media/section-inner12/637/#>. [Дата обращения: 02.05.2021].
6. Basharat Jamil and Mohd. Maroof Khan. Estimation of Clear-Sky Solar Radiation Using ASHRAE. International Journal of Engineering Research and Technology. — 2014. — № 3. — P. 227–236.
7. Карпухин К.Е., Кондрашов В.Н., Теренченко А.С. Этапы развития транспортных средств на электрической тяге в России и мире, Москва: Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт "НАМИ", 2018.
8. Биксалеев Р.Ш., Карпухин К.Е., Климов А.В., Маликов Р.Р. Имитационная модель системы термостатирования тяговой аккумуляторной батареи с пассивным охлаждением. Труды НАМИ. — 2020. — № 4. — С. 42–51.
9. Samer Alsadi and Yasser Fathi Nassar. Correction of the ASHRAE clear-sky model parameters based on solar radiation measurements in the Arabic countries. International Journal of Renewable Energy Technology Research. — 2016. — № 4. — P. 1–16.
10. Issam Mohammed Ali Aljubury, Ammar Ali Farhan and Munther Abdullah Mussa. Experimental Study of Interior Temperature Distribution Inside Parked Automobile Cabin. Journal of Engineering. — 2015. — № 3. — P. 1–10.





# ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 658.562.3

## ЭКСПЕРТИЗА И ОЦЕНКА СТОИМОСТИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

РАЗГОВОРОВ К.И.

(razgovorov@rambler.ru)

*Рассмотрены основные методы оценки стоимости восстановительного ремонта автотранспортных средств по результатам исследований в рамках проведённых независимых автотехнических экспертиз. Определяется оптимальный подход для снижения затрат при ремонте.*

**Ключевые слова:** оценка стоимости восстановительного ремонта автотранспортных средств, автотехническая экспертиза.

### Razgovorov K.I. EXPERTISE AND EVALUATION OF THE COST REMOVAL VEHICLES REPAIR

*The main methods for assessing the cost of restoration repair of vehicles based on the results studies within the framework of independent autotechnical examinations are considered. The optimal approach to reduce repair costs is determined.*

**Keywords:** estimate the cost of reconditioning vehicles, autotechnical expertise.

Экспертиза стоимости восстановительного ремонта автотранспортного средства — это исследование, проводимое с целью определения стоимости работ и материалов, или стоимость аналогичного изделия (агрегата, узла), необходимых для устранения повреждений объекта экспертизы. Другими словами, это выводы эксперта-оценщика о рациональной стоимости восстановительного ремонта и собственно сам процесс её определения. Как правило, эксперт определяет рыночную стоимость ремонта транспортного средства, так как именно она необходима для различных целей и задач.

#### Основные термины и определения

Объекты оценки — объекты гражданских прав, в отношении которых законодательством Российской Федерации установлена возможность их участия в гражданском обороте.

Цена объекта оценки — денежная сумма, предлагаемая, запрашиваемая или уплаченная за объект оценки участниками совершённой или планируемой сделки.

Стоимость объекта оценки — расчётная величина цены объекта оценки, определённая на дату оценки в соответствии с выбранным видом стоимости. Совершение сделки с объектом оценки не является необходимым условием для установления его стоимости.

Итоговая стоимость объекта оценки — определяется путём расчёта стоимости объекта оценки при использовании подходов к оценке и обоснованного

оценщиком согласования (обобщения) результатов, полученных в рамках применения различных подходов к оценке.

Подход к оценке — совокупность методов оценки, объединённых общей методологией.

Метод оценки — последовательность процедур, позволяющая на основе существенной для данного метода информации определить стоимость объекта оценки в рамках одного из подходов к оценке.

Дата оценки (дата проведения оценки, дата определения стоимости) — дата, по состоянию на которую определяется стоимость объекта оценки. Если в соответствии с законодательством Российской Федерации проведение оценки является обязательным, то с даты оценки до даты составления отчёта об оценке должно пройти не более трёх месяцев, за исключением случаев, когда законодательством Российской Федерации установлено иное.

Затраты — денежное выражение величины ресурсов, требуемых для создания или производства объекта оценки, либо цена, уплаченная покупателем за объект оценки.

Срок экспозиции объекта оценки — период времени начиная с даты представления на открытый рынок (публичная оферта) объекта оценки до даты совершения сделки с ним.

Физический износ имущества — износ имущества, связанный со снижением его работоспособности в результате как естественного физического старения, так и влияния внешних неблагоприятных факторов.

Аналог объекта оценки — сходный по основным экономическим, материальным, техническим и другим характеристикам объекту оценки другой объект, цена которого известна из сделки, состоявшейся при сходных условиях.

#### Методы и подходы при оценке АТС и восстановительного ремонта

Проведение экспертной оценки включает следующие этапы:

1. Анализ информации, необходимой для проведения оценки.
2. Натурный осмотр объекта экспертизы и его идентификация или мотивированный отказ.
3. Применение подходов к оценке, включая выбор методов оценки и осуществление необходимых расчётов.
4. Согласование (обобщение) результатов применения подходов к оценке и определение итоговой величины стоимости объекта оценки.

При оценке рыночной стоимости объектов оценки на основании Федеральных стандартов применяются три классических подхода: сравнительный подход; до-

ходный подход; затратный подход. В следующих разделах дано краткое описание каждого из вышеупомянутых подходов.

### **Сравнительный подход**

Подход к оценке с точки зрения сравнения продаж основывается на прямом сравнении оцениваемого объекта с другими объектами, которые были проданы или включены в реестр на продажу. Рыночная стоимость объекта исследования определяется ценой, которую заплатит типичный покупатель за аналогичный по качеству и полезности объект. Сравнительный подход наиболее действенен для объектов, по которым имеется достаточное количество информации о недавних сделках купли-продажи. Если такие объекты на рынке продаж отсутствуют, метод сравнения продаж не применим. Любое отличие условий продажи сравниваемого объекта от типичных рыночных условий на дату оценки должно быть учтено при анализе. Поэтому при применении метода сравнения продаж необходимы достоверность и полнота информации.

Применение сравнительного подхода заключается в последовательном выполнении следующих действий: подробное исследование рынка с целью получения достоверной информации обо всех факторах, имеющих отношение к объектам, сравнимым с оцениваемыми; определение подходящих единиц сравнения и проведение сравнительного анализа по каждой единице; сопоставление исследуемого объекта с выбранными объектами сравнения с целью корректировки их продажных цен или исключения из списка сравнимых; приведение показателей стоимости сравнимых объектов к стоимости исследуемого объекта. Сравнительный подход в наибольшей степени применим для стандартных объектов, рынок продаж которых хорошо развит.

Стоимость АТС в рамках сравнительного подхода определяется методом сравнения продаж на основе статистического исследования вторичного рынка АТС-аналогов, бывших в эксплуатации.

Алгоритм метода сравнения продаж сводится к следующему: осуществляется выборка данных по стоимости АТС-аналогов, данные приводятся к сопоставимому виду путём внесения поправок на имеющиеся отличия, проверяются статистические характеристики полученной выборки, рассчитывается стоимость оцениваемого АТС, как среднее или средневзвешенное значение скорректированных стоимостей аналогичных АТС. Расчётная формула имеет вид:

$$C_0 = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{n},$$

где  $C_0$  — рыночная стоимость оцениваемого АТС на дату оценки;  $C_i$  — скорректированное значение стоимости  $i$ -го АТС-аналога;  $n$  — количество АТС-аналогов в выборке.

В связи с хорошей развитостью рынка продаж АТС обычно удаётся подобрать полностью идентичные АТС-аналоги, совпадающие по модели, условиям и времени продажи, году выпуска, комплектации. Если подобрать такие аналоги не удаётся, то необходимо

внесение поправок, которые должны осуществляться следующим образом.

*Общие рекомендации.* Поправки должны вноситься по каждому аналогу индивидуально. Если характеристики аналога лучше, чем у оцениваемого объекта, то необходима понижающая поправка, в противном случае вносится повышающая поправка.

*По модели АТС.* Если требуемая модель не представлена на данном рынке, то поправка может быть внесена на основе цены близкого аналога, присутствующего на данном рынке и соотношения стоимостей оцениваемой модели и этого аналога на рынке, где они присутствуют совместно, при условии сопоставимости этих рынков.

*По условиям продажи.* Поскольку в большинстве случаев удаётся получить информацию не о совершившихся сделках, а о выставленных на продажу АТС, то необходимо внести поправку на величину "уторговывания" при продаже, которая обычно составляет (для ТС в нормальном техническом состоянии) 5...10 % от цены предложения в условиях стабильного рынка и может возрастать при наличии кризисных явлений в экономике до 25 % и более.

*По времени продажи.* При несовпадении времени проведения оценки и даты оценки (на которую производится оценка) и отсутствии необходимых для проведения расчётов данных на дату оценки требуется поправка на временную сопоставимость. Такая поправка может быть осуществлена на основе индексов стоимости ТС (в новом состоянии) или трендов их изменения.

*По году выпуска.* При отсутствии информации о модели интересующего года выпуска необходимо определить регрессионную зависимость (построить график) изменения стоимости АТС от года выпуска для условий данного рынка. При этом интересующий год выпуска должен находиться внутри интервала анализируемого периода.

*По пробегу.* Поправка к стоимости по пробегу АТС осуществляется на базе различного рода аналитических данных либо экспертным путём. Аналитические исследования рынка показывают, что в среднем для большинства легковых АТС иностранного производства поправки к стоимости оцениваются: при перепробеге, относительно среднегодового пробега, величиной в  $-0,25...-0,15$  % на каждую тысячу км, при недопробеге в  $+0,05...+0,15$  % соответственно. Эти значения могут быть рекомендованы и для отечественных АТС.

*По комплектации.* В отношении комплектации, предусмотренной заводом-изготовителем, в качестве поправки можно рекомендовать соотношение цен на новые АТС соответствующей комплектации у местных официальных дилеров. При отсутствии такой информации, ориентиром может служить стоимость доукомплектации штатным оборудованием с учётом износа.

Если отличие в комплектации состоит в различной мощности ДВС, то возможны следующие виды корректировок: величина корректирующего коэффициента равна отношению стоимостей АТС в новом состоянии с соответствующими характеристиками ДВС:

$$K = \frac{C_{\text{да}}}{C_{\text{до}}};$$
 величина корректирующего коэффициента

определяется соотношением объёмов или мощностей ДВС:  $K = \left(\frac{P_{да}}{P_{до}}\right)^m$ , где  $C_{да}$  — рыночная стоимость ТС в новом состоянии с ДВС, отличающимся от оцениваемого;  $C_{до}$  — рыночная стоимость ТС в новом состоянии с ДВС, идентичным оцениваемому;  $P_{да}$  — объём (мощность) ДВС аналога, отличающегося от оцениваемого;  $P_{до}$  — объём (мощность) ДВС, идентичного оцениваемому;  $m$  — коэффициент торможения.

*По техническому состоянию.* Как правило, в информации о продаже АТС, ссылка на его техническое состояние либо не приводится, либо присутствует в виде: "в отличном, хорошем, удовлетворительном, рабочем состоянии, требует мелкого ремонта, гнилой..." и т.п. неконкретные данные. Поэтому целесообразно исключить АТС-аналоги, отличающиеся от нормального технического состояния из рассмотрения. Если же оцениваемое АТС имеет дефекты эксплуатации, то определение поправки в рамках сравнительного подхода представляет значительные трудности и обладает недостаточной точностью. Поэтому поправку на дефекты эксплуатации вносят после этапа согласования величины стоимости АТС-аналогов.

*Проверка статистических характеристик выборки.* Достоверные результаты оценки получаются только на основе однородной выборки. Обычно выборка считается однородной, если коэффициент вариации не превышает значения 0,33. Расчётная зависимость имеет вид:

$$V = \frac{\sigma}{C_0}, \quad \sigma = \sqrt{\frac{(C_i - C_0)^2}{n-1}},$$

где  $V$  — коэффициент вариации;  $\sigma$  — среднее квадратичное отклонение;  $C_0$  — рыночная стоимость оцениваемого АТС;  $C_i$  — скорректированное значение стоимости  $i$ -го АТС-аналога;  $n$  — количество АТС-аналогов в выборке.

Рыночная стоимость АТС, определяемая в рамках сравнительного подхода, равна средней или средне-взвешенной величине скорректированных стоимостей АТС-аналогов.

*Согласование результатов определения стоимости.* Определение итоговой величины рыночной стоимости производится путём согласования результатов расчёта, полученных различными подходами. Для этой цели обычно используются весовые коэффициенты, назначаемые экспертным путём либо с применением математических методов расчёта. Расчётные зависимости имеют вид:

$$C_{итог} = C_{сп}p + C_{зп}q, \quad p + q = 1,$$

где  $C$  — стоимость;  $p, q$  — весовые коэффициенты для сравнительного (сп) и затратного (зп) подходов соответственно; индекс "итог" — итоговая величина рыночной стоимости АТС.

Значения весовых коэффициентов могут изменяться от 0 до 1. Характерно, что для АТС, широко представленных на рынке, величина стоимости определённая при сравнительном подходе наиболее правильно отражает рыночную стоимость АТС, следовательно,

сравнительному подходу соответствует наибольший весовой коэффициент. Для АТС, недостаточно представленных на рынке, лучшие результаты может дать затратный подход. При небольших различиях между стоимостями, определёнными с применением разных подходов (обычно в пределах доверительного интервала для величины  $C_{сп}$ ), можно назначать значения обоих весовых коэффициентов равными 0,5.

### *Доходный подход*

Этот подход позволяет рассчитать стоимость объекта путём пересчёта ожидаемых будущих доходов в оценку их стоимости в настоящее время. В этом отношении данный процесс очень похож на любой процесс установления цен на рынках капитала. Инвестор сегодня приобретает приносящий доход актив в обмен на право получать в дальнейшем доход от его эксплуатации (например, от сдачи в аренду) и от последующей продажи.

Доходный подход требует тщательной оценки будущих доходов и расходов, связанных с эксплуатацией объекта в соответствии с вариантом наилучшего и оптимального использования. Доходный подход соединяет в себе оправданные расчёты будущих доходов и расходов с требованиями инвестора к конечной отдаче на вложенный капитал. Указанные требования отражают различия в рисках, связанных с типом объекта, местоположением, условиями национального и местного рынков и др.

Для приведения будущих доходов к текущей стоимости объекта обычно применяют один из двух методов: *прямой капитализации* и анализа *дисконтированных денежных потоков*.

В методе прямой капитализации стоимость объекта определяется путём деления величины годового дохода от эксплуатации на общий коэффициент капитализации, который определяется либо по результатам статистической обработки данных рынка, либо по соответствующим расчётным формулам.

Техника метода анализа дисконтированных денежных потоков подразумевает: составление прогноза функционирования объекта в будущем, на протяжении установленного периода владения; оценку стоимости будущей продажи (стоимости реверсии) в конце периода владения; пересчёт потока периодических доходов и реверсионной стоимости в текущую стоимость, используя процесс дисконтирования. Данный метод даёт наилучшую возможность учесть тенденции изменения доходов и расходов в прогнозируемый период владения объектом.

К недостаткам доходного подхода можно отнести возможность неточного определения ставки дисконтирования и денежных потоков, связанных с эксплуатацией объекта, которая связана со сложностью прогнозирования в быстро меняющейся рыночной ситуации.

### *Затратный подход*

Расчёт стоимости объекта затратным подходом основывается на принципе замещения, который гласит, что благоразумный покупатель не заплатит за объект дороже, чем ему обойдется производство объекта в приемлемые сроки, обладающего равнозначной полез-

ностью. Такой подход отличается универсальностью и применим к любому объекту техники. Ограничивает применение затратного подхода малая доступность для оценщиков экономической и другой информации из сферы производства машин и оборудования. В то же время для оценки специального и специализированного оборудования, опытных и исследовательских установок, уникальных образцов машин, изготовленных по индивидуальным заказам, методы затратного подхода являются единственно возможными.

Определение стоимости оцениваемого АТС затратным подходом производится на основе расчёта затрат на воспроизводство (замещение), в качестве которых принимается стоимость АТС в новом состоянии, с последующим учётом износа.

Расчётная зависимость имеет вид:

$$C_{зп} = C_o K_{фи} K_{фуи} K_{вн}; \quad K_{и} = 1 - I_{и}/100,$$

где  $C$  — стоимость;  $K$  — коэффициент износа;  $I$  — износ в %; индексы: зп — затратный подход; о — воспроизводства (замещения) для ТС в новом состоянии; фи — физический износ АТС, фуи — функциональное устаревание, вн — экономическое (внешние) устаревание.

Затраты на воспроизводство без учёта износа для оцениваемого АТС определяются на основе цен первичного рынка на идентичного по модели АТС-аналога в новом состоянии. При этом различия в комплектации должны учитываться путём корректировки цены АТС в новом состоянии. АТС в новом состоянии после продажи из автосалона теряет свою стоимость примерно на 10 % (п. 5.3.4. Методического руководства для судебных экспертов), что можно рассматривать как внешнее устаревание.

Если АТС на дату оценки снято с производства, то расчёт величины затрат на замещение без учёта износа осуществляется на основе цен первичного рынка на выпускаемые АТС другой модели в новом состоянии, с последующим учётом не только физического, но и функционального устаревания.

Методы затратного подхода подразделяются на три группы: методы индексации с помощью ценовых индексов затратного типа; методы, опирающиеся на расчёт себестоимости; методы моделирования статистических зависимостей затратного типа.

Методы индексации с помощью ценовых индексов затратного типа предполагают пересчёт известной полной балансовой стоимости объекта оценки или известной цены идентичного объекта по состоянию на какую-либо дату в прошлом в стоимость на дату оценки. Отнесение данных методов к затратному подходу связано с затратным характером используемых индексов-дефляторов, которые формируются не столько под влиянием конъюнктуры в конкретном сегменте рынка машин и оборудования, сколько под влиянием затратных факторов, и прежде всего цен на используемые при производстве машин ресурсы: материальных, энергетических и трудовых.

Методы, основанные на расчёте себестоимости, включают методы расчёта по цене однородного объекта и по ценам агрегатов (элементов).

Метод расчёта по цене однородного объекта (конструктивного аналога) заключается в том, что для оцениваемого объекта подбирают конструктивный аналог, который похож на оцениваемый объект по конструкции, используемым в конструкции материалам и технологии изготовления и может отличаться по конкретному назначению. Цену однородного объекта "очищают" от наценок, прибыли и налоговых платежей и получают себестоимость изготовления. Затем в себестоимость однородного объекта вносят корректировки, учитывающие частичные отличия между сравниваемыми объектами по производственным факторам: составу материалов, массе конструкции, технологической сложности, серийности выпуска, и получают прогнозируемую себестоимость оцениваемого объекта. На основе полученной себестоимости рассчитывают стоимость (цену) объекта оценки.

Метод поагрегатного (поэлементного) расчёта применяется для объектов, в большей своей части состоящих из унифицированных (стандартных) агрегатов, цены на которые известны. Последовательность процедур такая: рассчитывают себестоимость изготовления объекта оценки суммированием стоимости (цен) входящих в объект агрегатов и добавлением стоимости сборочных работ и накладных расходов. На основе полученной себестоимости рассчитывают стоимость (цену) объекта оценки.

Методы моделирования статистических зависимостей затратного типа включают расчёты по удельным затратным показателям и с помощью корреляционно-регрессионных моделей затратного типа.

Метод расчёта стоимости по удельным затратным показателям использует наличие прямой пропорциональной связи между стоимостью и затратным показателем. К затратным относятся такие показатели, как масса конструкции, габаритный объём, занимаемая объектом площадь, суммарная мощность электродвигателей и др. Стоимость объекта определяется умножением удельного затратного показателя (например, стоимость на 1 кг массы) на абсолютную величину данного показателя у оцениваемого объекта.

Метод расчёта с помощью корреляционно-регрессионных моделей затратного типа использует известные правила построения моделей регрессии, у которых стоимость является функцией одного или нескольких затратных показателей.

### **Процесс оценки стоимости восстановительного ремонта АТС**

Наилучшее и наиболее эффективное использование собственности — это наиболее вероятное использование объекта экспертизы, которое надлежащим образом оправдано, юридически (законодательно) допустимо, физически осуществимо, финансово целесообразно и при котором достигается его максимальная стоимость.

Вывод о наилучшем и наиболее эффективном использовании объекта экспертизы является результатом суждений эксперта-оценщика на основе его знаний, опыта, навыка и имеющейся информации. Таким образом, вывод о наилучшем и наиболее эффективном

использовании Объекта экспертизы выражает лишь мнение эксперта, а не безусловный факт.

Метод сравнительного анализа продаж в рамках сравнительного подхода служит для определения рыночной стоимости объекта оценки, исходя из данных о совершаемых на рынке сделках. При этом рассматриваются сопоставимые объекты собственности, которые были проданы или, по крайней мере, предложены в продажу. Затем делаются поправки на различия, так называемые корректировки, которые существуют между оцениваемым и сопоставимыми объектами. Откорректированная цена позволяет определить наиболее вероятную цену оцениваемого объекта на рынке.

Методы расчёта корректировок: метод анализа парных продаж; экспертный метод; статистические методы.

#### **Ведение корректировок**

Расчёт износа в общем случае выполняется по формуле:

$$I_3 = I_1 P + I_2 D [\%],$$

где  $I_1$  — усреднённый показатель износа на 1000 км пробега, %;  $P$  — общий пробег (фактический или расчётный) с даты выпуска (после капитального ремонта) до момента, на который определяется износ, тыс. км, с точностью до 0,1;  $D$  — период времени с даты выпуска (после капитального ремонта) до момента, на который определяется износ, лет.

#### **Расчет стоимости ремонта**

В общем случае стоимость восстановительного ремонта представляет собой сумму рыночных стоимости работ по ремонту, стоимости материалов и стоимости заменяемых деталей с учётом износа и определяется с использованием следующей зависимости:

$$C_{вр} = C_{рр} + C_m + (1 - I_{физ}/100)C_{зч},$$

где  $C_{вр}$  — рыночная стоимость восстановительного ремонта;  $C_{рр}$  — рыночная стоимость ремонтных работ;  $C_m$  — рыночная стоимость материалов;  $C_{зч}$  — рыночная стоимость заменяемых деталей;  $I_{физ}$  — физический износ деталей, не учитывается при ремонте агрегатов и узлов.

Ремонтные работы включают в себя: ремонт или замену повреждённой детали, разборку-сборку деталей, препятствующих проведению ремонтных работ, контроль и диагностику, регулировку, смазочно-заправочные и моечно-уборочные работы.

Рыночная стоимость ремонтных работ определяется величиной трудоёмкости в нормо-часах на их выполнение, умноженной на рыночную стоимость одного нормо-часа. Величина трудоёмкости определяется оценщиком исходя из рекомендаций завода-изготовителя с учётом особенностей повреждений деталей конкретного АТС.

При этом эксперт-автотехник принимает решение о замене агрегата, узла, детали только при экономической нецелесообразности или технической невозможности их восстановления, руководствуясь требованиями нормативных документов, действующих в Российской Федерации, и технической документаци-

ей предприятий-изготовителей АТС, регламентирующих нормативы технического состояния и безопасности эксплуатации.

Замена кузова, кабины АТС, дорогостоящих комплектующих изделий (ДВС, коробки передач, раздаточной коробки, коробки отбора мощности, ведущих мостов, межосевых дифференциалов, колёсных редукторов, рулевого механизма, гидроусилителя руля, топливного насоса высокого давления, а для специального и специализированного транспорта — агрегатов и механизмов, размещённых на шасси базового АТС и т.п.) назначается в том случае, если их ремонт экономически нецелесообразен или они не соответствуют требованиям приёмки кузовов, кабин в ремонт.

Решению о замене дорогостоящих комплектующих изделий, как правило, должна предшествовать их дефектовка с разборкой.

Стоимость 1-го нормо-часа определяется методом статистического выборочного анализа рынка услуг по ремонту ТС в месте оценки либо на основе периодических информационных изданий. Для различных видов ремонтных работ (кузовных, арматурных, малярных и т.д.) эти величины могут различаться.

При этом стоимость нормо-часа ремонтных работ рекомендуется для АТС со сроком эксплуатации более 5 лет или имеющих эксплуатационный износ более 35 % не назначать расценки фирменного сервиса, если они превышают средний уровень расценок в регионе на ремонт АТС данной марки (модели). Стоимость 1 нормо-часа должна определяться исходя из средних сложившихся в соответствующем регионе цен (п. 63 Постановление Правительства РФ от 7 мая 2003 г. № 263 "Правила обязательного страхования гражданской ответственности владельцев транспортных средств").

#### **Определение стоимости нормо-часа ремонтно-восстановительных работ**

При проведении экспертиз и исследований по определению стоимости восстановительного ремонта АТС стоимость нормо-часа ремонтных работ может быть определена экспертом в результате исследования регионального рынка услуг и сложившихся средних расценок по видам ремонтных работ.

1. Определение стоимостных параметров (стоимость нормо-часа) при ремонте АТС осуществляется экспертом с учётом условий регионального рынка услуг и сложившихся средних расценок по видам работ и типу АТС (а также по маркам и моделям АТС), если эти параметры не заданы правоприменителем (в постановлении или определении уполномоченного лица или органа).

2. Если в постановлении или определении уполномоченного лица или органа указаны стоимостные параметры или координаты ремонтной организации, в которой предполагается выполнить или выполнен ремонт, то стоимость восстановительного ремонта может быть рассчитана по указанным расценкам с обязательным указанием об этом в заключении эксперта. В любом случае эксперт должен отразить в заключении своё мнение по вопросу применения расценок.

3. В некоторых случаях (работа по договору со страховыми компаниями, ремонтными организациями: составление смет ремонтных работ, служащих основанием для оплаты услуг ремонтной организации), когда целью расчёта является определение стоимости ремонта в конкретной ремонтной организации, расчёт может быть выполнен по условиям указанной ремонтной организации (по указанным расценкам).

4. При выборе стоимостных параметров на ремонт необходимо учитывать сложность предстоящего ремонта и возможности ремонтной базы, предоставляющей комплекс услуг по ТО и ремонту. Предпочтение следует отдать той ремонтной организации, на которой возмож-

но выполнение всего объёма ремонтных работ по восстановлению АТС, обладающей специальным оборудованием и квалифицированным персоналом.

5. При выборе стоимостных параметров на ремонт АТС (стоимость нормо-часа ремонтных работ) рекомендуется: для АТС, находящихся на гарантийном периоде эксплуатации, проходящих техническое обслуживание на фирменных (дилерских) станциях ТО, применять средние расценки фирменных станций (официальный дилер марки); для АТС, находящихся на послегарантийном периоде эксплуатации рекомендуется назначать средние расценки специализированных сервисных станций.

Таблица 1

№ п/п	Марка автомобилей	Класс	Слесарно-механические	Электро-монтажные	Арматурные	Кузовные и малярные	Автосервис	Телефон
Легковые автомобили								
1	Acura		960	960	960	960	СТО "F12"	(499)188-11-33
2	Audi		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
3	Alfa Romeo		1000	1000	1000	1000	СТО "F12"	(499)188-11-33
4	Aston Martin		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
5	Bentley		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
6	BMW		900	900	900	900	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
7	Bugatti		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
		Средний	800	800	800	800	"Автотэк-М"	(495)500-77-17
		Бизнес	900	900	900	900	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
9	Chery		800	800	800	800	"Авто-гонг"	(985)762-14-01
10	Chevrolet		800	800	800	800	"Автотэк-М"	(495)500-77-17
11	Chevrolet Niva		500	500	500	500	"Автоколор"	(495)995-97-87
12	Chrysler		800	800	800	800	"М-авто-М"	(495)517-82-80
13	Citroen		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
		Малый	750	750	750	750	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
		Средний	800	800	800	800	"Авто-гонг"	(985)762-14-01
15	Dodge		800	800	800	800	"Автотэк-М"	(495)500-77-17
16	Ferrari		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
17	Fiat	Средний	800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
18	Ford	Средний	800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
19	GMC		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
20	Grqat Wall		850	850	850	850	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
21	Honda	Средний	800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
22	Hyundai		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
23	Infiniti		1000	1000	1000	1000	Автотехцентр "Нагатино"	(499)612-51-59, (926)520-64-86
24	Iran Khodro	Samand	800	800	800	800	"Экспресс Сервис"	(495)506-83-96
25	Isuzu		1000	1000	1000	1000	"Биг-моторс"	(985)762-35-57
26	Jaguar	Бизнес	850	850	850	850	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
27	Jeep	Бизнес	900	900	900	900	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
28	KIA		800	800	800	800	"Автотэк-М"	(495)500-77-17
29	Lamborghini		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
30	Land Rover	Представительский	900	900	900	900	"АБМ Моторс"	(495)585-33-60
31	Lexus		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
32	Lincoln	Представительский	960	960	960	960	СТО "F12"	(499)188-11-33
33	Maserati		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
34	Maybach		2500	2500	2500	2500	"Астонкарз"	(916)519-18-61
35	Mazda		750	750	750	750	"Файн-Авто"	(495)585-33-60
36	Mercedes		800	800	800	800	"Файн-Авто"	(495)585-33-60

Таблица 2

Каталожный номер	Запасная часть	Стоимость
983501R050	Щётка стеклоочистителя передняя левая	1016,00
983601R000	Щётка стеклоочистителя передняя правая	810,00
545844L000	С/блок з поп рычаг п л	1258,00
545844L000	С/блок з поп рычаг п пр	1258,00
	Шина п пр	2350,00
577004L010	Рулевой механизм	50 847,00
564000U400	Рулевой вал	14 037,00
286104L000	Выхлопная труба п (катализатор)	9711,00
551601R000	С/блок л моста з	2554,00
551601R000	С/блок пр моста з	2554,00
553004L002	Аморт задн лев в сб. с пыльником	4703,00
553004L002	Аморт задн лев в сб. с пыльником	4703,00
	Антифриз	200,00
548133X000	Втулка стабилизатора лев	400,00
548133X000	Втулка стабилизатора прав	400,00

6. В отдельных случаях допускается применение расценок фирменного (дилерского) сервиса на ремонт АМТС, находящихся на послегарантийном периоде эксплуатации, если до происшествия АТС регулярно проходило ТО и ремонтировалось на фирменной станции, что подтверждается записями в сервисной книжке.

В качестве примера в табл. 1 приведено определение средней стоимости (руб.) нормо-часа по видам работ на СТО в Московском регионе. Стоимость одного нормо-часа, равная 800,00 руб., определена на основе периодического информационного издания: Сборник "Цен на автотранспортные средства, трактора, автомобильные и тракторные двигатели, мотоциклы, краны, автопогрузчики, шины", Часть 3, "Региональная стоимость нормо-часов по видам ремонтных работ", Москва, НАМИ.

#### Определение стоимости запасных частей

Количество и перечень деталей (узлов и агрегатов), подлежащих замене при восстановительном ремонте АТС, определяется по результатам его осмотра с учё-

том норм, правил и процедур ремонта АТС, установленных производителем АТС, сертифицированных ремонтных технологий и экономической целесообразности. Если такие нормы, процедуры и правила производителем АТС не установлены, используются нормы, процедуры и правила, установленные для ближайшего аналога.

Размер расходов на запасные части рассчитывается по следующей формуле:

$$P_{зч} = \sum_{j=1}^m k_j C_j^{зч} \left(1 - \frac{I_j}{100}\right),$$

где  $P_{зч}$  — расходы на запасные части (рублей);  $m$  — количество наименований деталей (узлов, агрегатов), подлежащих замене;  $K_j$  — количество единиц детали (узла, агрегата)  $j$ -го наименования, подлежащих замене;  $C_j^{зч}$  — стоимость детали (узла, агрегата)  $j$ -го наименования, установка которой назначается взамен детали (узла, агрегата)  $j$ -го наименования, подлежащего замене (рублей);  $I_j$  — износ детали (узла, агрегата)  $j$ -го наименования, подлежащего замене (процентов), не всегда используется при учёте.

Текущая рыночная стоимость запасных частей принята как среднеарифметическая на основании данных нижеперечисленных крупных интернет-магазинов с развитой сетью филиалов, при возможности с максимальным сроком поставки 14 дней, с учётом характеристик и ограничений товарных рынков запасных частей (например, поставка только в комплекте, поставка отдельных элементов только в сборе, продажа агрегатов только при условии обмена на ремонтный фонд с зачётом их стоимости, продажа запасных частей только под срочный заказ (поставку) и не превышения стоимости запасных частей у официального дилера).

При расчёте средневзвешенного значения цен запасных частей принималось, что доли хозяйствующих субъектов (продавцов) на товарном рынке этих запасных частей одинаковы.

Пример — в табл. 2—4. Это соответственно: определение стоимости запасных частей, анализ цен на запасные части и расчёт стоимости восстановительного ремонта. Стоимость запасных частей получена на основании прейскуранта цен интернет-магазина: "www.exist.ru" (\* — каталожные номера заменяемых запасных частей носят информационный характер и

Таблица 3

Наименование	Ожидаемый срок	Кол-во	Цена	Итого	
Hyundai/Kia 98350-1R050	Щётка стеклоочистителя передняя левая, каркасная	3 дн.	1 шт.	1016 р.	1016 р.
Hyundai/Kia 98360-1R000	Щётка стеклоочистителя передняя правая, каркасная	2 дн.	1 шт.	810 р.	810 р.
Hyundai/Kia 54584-4L000	Сайлентблок переднего рычага задний	3 дн.	1 шт.	1258 р.	1258 р.
Hyundai/Kia 57700-4L010	Рейка рулевая в сборе	4 дн.	1 шт.	50 847 р.	50 847 р.
Hyundai/Kia 56400-0U400	Вал рулевой	3 дн.	1 шт.	14 037 р.	14 037 р.
Hyundai/Kia 28610-4L000	Глушитель в сборе	3 дн.	1 шт.	9711 р.	9711 р.
Hyundai/Kia 55160-1R000	Втулка	2 дн.	1 шт.	2554 р.	2554 р.
Hyundai/Kia 55300-4L002	Амортизатор подвески задний	4 дн.	1 шт.	4703 р.	4703 р.
Hyundai/Kia 54813-4X000	Втулка стабилизатора переднего	3 дн.	1 шт.	400 р.	400 р.

Таблица 4

## ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ

Кат. номер	Наименование	Цена, руб.	Число	Сумма, руб.
983501R050	Щётка стеклоочистителя передняя левая	1016,00	1	1016,00
983601R000	Щётка стеклоочистителя передняя правая	810,00	1	810,00
545844L000	С/блок з поп рычаг п л	1258,00	1	1 258,00
545844L000	С/блок з поп рычаг п пр	1258,00	1	1 258,00
	Шина п пр	2 350,00	1	2 350,00
577004L010	Рулевой механизм	50 847,00	1	50 847,00
564000U400	Рулевой вал	14 037,00	1	14 037,00
286104L000	Выхлопная труба п. (катализатор)	9711,00	1	9 711,00
551601R000	С/блок л моста з.	2554,00	1	2 554,00
551601R000	С/блок пр моста з.	2554,00	1	2 554,00
553004L002	Аморт задн лев в сб. с пыльником	4703,00	1	4 703,00
553004L002	Аморт задн лев в сб. с пыльником	4703,00	1	4 703,00
	Антифриз	200,00	1	200,00
548133X000	Втулка стабилизатора лев	400,00	1	400,00
548133X000	Втулка стабилизатора прав	400,00	1	400,00
<b>ИТОГО:</b>	<b>стоимость запасных частей:</b>			<b>96 801,00</b>
	<b>стоимость крепежа (%):</b>			<b>2,00</b>
	<b>стоимость запасных частей с учётом крепежа:</b>			<b>98 737,02</b>

## РАБОТЫ

Наименование	Цена ед., руб.	Норматив, нормо-час	Число	Сумма, руб.
Рычаг стеклооч / щетка л с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Рычаг стеклооч / щетка пр с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Выхлопная труба п — с/у	800,00	0,400000	1	320,00
Рулевая рейка в сб — с/у	800,00	0,500000	1	400,00
Рулевой вал	800,00	0,800000	1	640,00
Балка передней оси — с/у	800,00	0,400000	1	320,00
Стабилизатор п — с/у	800,00	0,800000	1	640,00
Колесо п л — с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Колесо п пр — с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Нижн рычаг подвески л с/у	800,00	0,400000	1	320,00
Нижн рычаг подвески пр с/у	800,00	0,400000	1	320,00
Крепление буфер л с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Крепление буфера пр с/у	800,00	0,100000	1	80,00
Поворотный кулак перед — с/у доп работы	800,00	0,200000	1	160,00
Ось здн — с/у	800,00	1,200000	1	960,00
Амортизатор з. — с/у доп работа	800,00	0,200000	1	160,00
Шина передняя правая с/у	800,00	0,200000	1	160,00
Тормозная система — прокачать	800,00	0,400000	1	320,00
Т/с в сборе — замерить и отрегулировать	800,00	1,100000	1	880,00
Суппорта задние дефектовка	800,00	1,000000	1	800,00
<b>ИТОГО: стоимость ремонта/замены:</b>				<b>6880,00</b>
<b>На основании полученных расчётов размер восстановительных расходов составляет: 105 600,00 (сто пять тысяч шестьсот) рублей 00 коп.</b>				

требуют уточнения в случае оформления заказа). Источники информации о стоимости выполнения ремонтных работ: нормативная трудоёмкость выполнения работ по ремонту ТС получена с помощью лицензионного программного продукта "AUDAPAD WEB" компании "Аудатекс" (Германия), для составления ремонтных калькуляций на автомобилотранспортные средства.

**Расчёт размера расходов на материалы для ремонта АТС**

Расчёт размера расходов на материалы проводится в отношении материалов, на которые осуществляется воздействие в процессе восстановительного ремонта АТС (основные материалы, например: шпатлёвки, краски, лаки, герметики, технологические жидкости), материалов, которые в процессе восстановительного ремонта в соответствии с его технологией изменяют физическое или химическое состояние основных материалов и применение которых предусмотрено технологией производителя основного материала (расходные и вспомогательные материалы, например: отвердители, растворители, разбавители).

К материалам также относятся утраченные вследствие повреждения АТС и необходимые в процессе ремонта хладагенты, тормозные и охлаждающие жидкости. При этом следует учитывать, что если такие эксплуатационные материалы не утрачены, то их расход учитывается только по нормативам на доливку.

Расчёт размера расходов на материалы для окраски производится с применением систем (например, AZT, DAT-Eurolack, MAPOMAT), содержащихся в программных автоматизированных комплексах, применяемых для расчёта.

Размер расходов на материалы при восстановительном ремонте АТС рассчитан автоматически по методике AZT с помощью лицензионного программного продукта "AUDAPAD WEB", для составления ремонтных калькуляций.

Размер расходов на материалы при восстановительном ремонте АТС рассчитывается по следующей формуле:

$$C_M = \sum_{i=1}^n C_i^M N_i^M K_i^P,$$

где  $C_M$  — расходы на материалы при восстановительном ремонте АТС (руб.);  $n$  — количество видов материалов при восстановительном ремонте АТС;  $C_i^M$  — стоимость одной единицы материала  $i$ -го вида (рублей);  $N_i^M$  — удельная норма расхода материала  $i$ -го вида (единиц материала/ремонтных единиц);  $K_i^P$  — количество ремонтных единиц (количество деталей, узлов, агрегатов, килограммов, метров, кв. метров и т.д.), подвергаемых восстановительному ремонту с использованием материала  $i$ -го вида.

**Оценка объекта экспертизы сравнительным подходом**

Метод сравнительного анализа продаж применялся с целью определения стоимости восстановительного

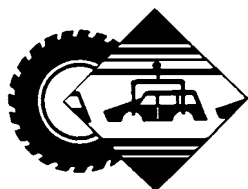


Характеристики сравнения	Объект экспертизы	Аналог 1	Аналог 2	Аналог 3	Аналог 4
Марка, модель	Дизель Код: F1AE0481C; 2.3 л, 110 л.с. КП — механическая. Автомобиль — "Фиат Дукато", привод — передний	<a href="https://www.dacar.ru/moskva/zapchasti-i-ak-sessuary/dvigatel-evro-3-elabuga-f1ae0481c-fiat-dukato-144645339">https://www.dacar.ru/moskva/zapchasti-i-ak-sessuary/dvigatel-evro-3-elabuga-f1ae0481c-fiat-dukato-144645339</a>	<a href="https://www.avito.ru/moskva/zapchasti_i_aksessuary/dvigatel_fiat_dukato_elabuga_23_244_kuzov_1050886852">https://www.avito.ru/moskva/zapchasti_i_aksessuary/dvigatel_fiat_dukato_elabuga_23_244_kuzov_1050886852</a>	<a href="https://www.rudeta-li.ru/catalog/dizelnye-dvigateli/b-udvigatel-fiat-ducato-2-3jtd-110-l-skod-f1ae0481c/">https://www.rudeta-li.ru/catalog/dizelnye-dvigateli/b-udvigatel-fiat-ducato-2-3jtd-110-l-skod-f1ae0481c/</a>	<a href="http://www.motorsale.ru/catalog/FIAT/motors/F1AE0481C/">http://www.motorsale.ru/catalog/FIAT/motors/F1AE0481C/</a>
Цена предложения, руб., с учётом НДС	Средняя цена 84 053,75 р.	90 000 р.	65 000 р.	99 500 р.	81 715 р.

ремонта ДВС путём замены его на контрактный. Пример такой оценки — в табл. 5.

#### Литература

1. Гражданский кодекс РФ (часть I от 30.11.1994 г. № 51-ФЗ, часть II от 26.01.1996 г. № 14-ФЗ, часть III от 26.11.2001 г. № 146-ФЗ).
2. Гражданский процессуальный кодекс (ГПК РФ).
3. Федеральный закон "О Государственной судебно-экспертной деятельности в РФ" № 73-ФЗ от 31.05.2001 г.
4. Приказ Минюста РФ от 20.12.2002 г. № 346 "Об утверждении Методических рекомендаций по производству судебных экспертиз в государственных судебно-экспертных учреждениях системы Министерства юстиции Российской Федерации" (зарегистрирован в Минюсте РФ 17.06.2004 № 5861).
5. Федеральный закон от 13.07.2007 г. № 129-ФЗ "О внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации по вопросам оценочной деятельности".
6. Федеральный закон РФ "О внесении изменений и дополнений в Федеральный закон "Об оценочной деятельности в Российской Федерации" от 14 ноября 2002 г. № 143-ФЗ.
7. Федеральный закон РФ "Об оценочной деятельности в РФ" № 135-ФЗ от 29 июля 1998 г. (в ред. Федеральных законов от 21.12.2001 N 178-ФЗ, от 21.03.2002 N 31-ФЗ, от 14.11.2002 N 143-ФЗ, от 10.01.2003 N 15-ФЗ, от 27.02.2003 N 29-ФЗ, от 22.08.2004 N 122-ФЗ, от 05.01.2006 N 7-ФЗ, от 27.07.2006 N 157-ФЗ, от 05.02.2007 N 13-ФЗ, от 13.07.2007 N 129-ФЗ, от 24.07.2007 N 220-ФЗ, от 30.06.2008 N 108-ФЗ, от 07.05.2009 N 91-ФЗ, от 17.07.2009 N 145-ФЗ, от 27.12.2009 N 343-ФЗ, от 27.12.2009 N 374-ФЗ, от 22.07.2010 N 167-ФЗ, от 28.12.2010 N 431-ФЗ, от 01.07.2011 N 169-ФЗ, от 11.07.2011 N 200-ФЗ, от 21.11.2011 N 327-ФЗ, от 30.11.2011 N 346-ФЗ, от 03.12.2011 N 383-ФЗ, с изм., внесёнными Федеральным законом от 18.07.2009 N 181-ФЗ, от 28.07.2012 N 144-ФЗ).
8. Федеральные Стандарты Оценки № 1 Утверждённые Приказом № 297 от 20 мая 2015 г. "Об утверждении федерального стандарта оценки "Общие понятия оценки, подходы к оценке и требования к проведению оценки" (ФСО № 1), справочно.
9. Федеральные Стандарты Оценки № 2 Утверждённые Приказом № 298 от 20 мая 2015 г. "Об утверждении федерального стандарта оценки "Цель оценки и виды стоимости" (ФСО № 2), справочно.
10. Федеральные Стандарты Оценки № 3 Утверждённые Приказом № 299 от 20 мая 2015 г. "Об утверждении федерального стандарта оценки "Требования к отчёту об оценке" (ФСО № 3), справочно.
11. Федеральный Стандарт Оценки № 10 "Оценка стоимости машин и оборудования (ФСО № 10)", справочно.
12. Руководящий документ НАМИ РД37.009.015-98.
13. Методические рекомендации 001МР/СЭ и Р-03112194-0376-98.
14. Информационная база Интернет: <http://www.ocenchnik.ru/>; <http://appraiser.ru/>; <http://auto.ru/>.



## ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 531.3+534.83+5207.114.2+621.43

### НАГРУЖАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ

Д-ра техн. наук ГОДЖАЕВ З.А., ШЕХОВЦОВ В.В.,  
ЛЯШЕНКО М.В.; МЕРЛЯК В.К., ФИЛИППОВ Н.В.  
ФНАЦ ВИМ, Волгоградский ГТУ  
(fic51@mail.ru)

*Анализируются технические решения и функциональные возможности нагружающих устройств испытательных стендов. Рассмотрены примеры использования в стендах нагружателей перечисленных типов, а также описано устройство и функциональные возможности созданных авторами нагружающих устройств для ресурсных испытаний трансмиссий гусеничных тракторов в стендах с замыканием силового контура кривошипными механизмами и гидрообъёмными трансмиссиями.*

**Ключевые слова:** испытательный стенд, нагружающее устройство, испытуемый узел, режим нагружения, ресурсные испытания, замкнутый силовой контур.

Godzhaev Z.A., Shekhovtsov V.V., Liashenko M.V.,  
Merlyak V.K., Filippov N.V.  
LOADING DEVICES FOR TESTS STANDS

*This report presents the analysis of technical solutions and functional capabilities of loading devices used in test stands. Examples of using of mentioned loading devices types in test stands are considered and analyzed. Also this paper presents design and functional abilities of loading devices for lifetime testing transmissions of tracked tractors by stands with closing of force loop by crank and hydrostatic transmissions proposed by authors.*

**Keywords:** test stands, loading device, tested unit, load regime, durability testing, closed force loop.

Одним из важных этапов создания новой техники являются испытания опытных образцов, которые должны подтвердить или опровергнуть закладываемые

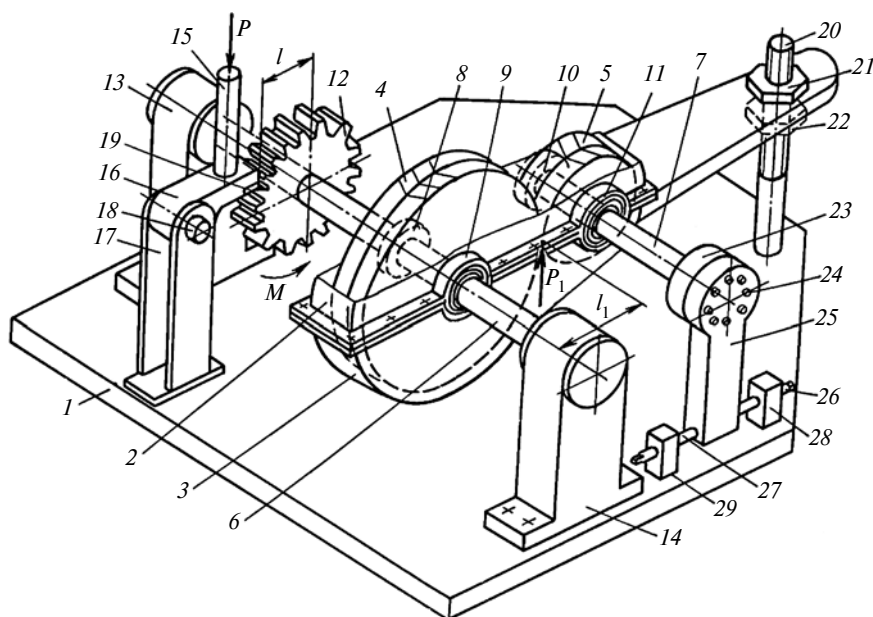


Рис. 1. Техническое решение стенда для испытаний на прочность зубчатых колёс:

1 — основание; 2 — верхний, 3 — нижний кожух разъёмного корпуса; 4 — испытуемое зубчатое колесо; 5, 12 — шестерни; 6, 7 — параллельные валы; 8, 9, 10, 11 — подшипники; 13, 14 — подшипниковые опоры; 15 — нагрузитель; 16 — переходник; 17 — опора; 18 — ось; 19 — нагружающий элемент; 20 — стержень; 21, 22 — гайки; 23 — фланец; 24 — болт; 25 — фланец-рычаг; 26, 27 — винты; 28, 29 — опоры

конструктором их качественные показатели. Обязательным испытаниям подвергаются также колёсные и гусеничные машины в целом или их отдельные наиболее существенно модернизированные агрегаты [1]. При этом в первую очередь проверяется работоспособность узла, прочность наиболее нагруженных деталей и, если требуется, то проводятся также испытания на долговечность, т.е. ресурсные испытания. Наиболее достоверными оказываются результаты эксплуатационных испытаний, при которых узел в составе машины подвергается нагрузкам на эксплуатационных режимах. Но чаще всего эксплуатационные испытания заменяют стендовыми, которые позволяют получить необходимую информацию в более сжатые сроки за счёт форсирования нагрузочных режимов по амплитуде и частоте воспроизведения нагрузок [2, 3].

Считается, что ресурс тяговых и транспортных средств определяется ресурсом их трансмиссий, то есть комплекса узлов, составляющих силовую передачу от двигателя к ведущим колёсам. Поэтому особое внимание уделяется их ресурсным показателям, которые проверяются при стендовых испытаниях. При этом используются разные конструкции стендов и методики формирования нагрузочных режимов [4—22].

Стенды для испытаний узлов и агрегатов мобильных транспортно-технологических средств подразделяются на *исследовательские*, на которых проводятся кратковременные испытания с целью определения некоторых интересующих конструкторов параметров узлов или анализа их работоспособности, и *ресурсные*, на которых проводят длительные испытания для определения ресурсных показателей узла или машины в целом. Для примера конструкция стенда для исследовательских испытаний на прочность зубчатых колёс [23]

приведена на рис. 1. Во время испытаний нагрузитель 15 воздействует на переходник 16, который, поворачиваясь на оси 18, через нагружающий элемент 19 передаёт нагрузку  $P$  на зуб прямозубчатого колеса 12, от него через вал 6 на испытуемое зубчатое колесо 4, контактирующее с сопряжённой шестерней 5, далее на вал 7 и через фланец 23, соединённый болтами 24 с фланцем-рычагом 25, на винты 26 и 27. При этом образуется замкнутая кинематическая цепь, позволяющая одновременно нагружать и испытывать все элементы испытуемого зубчатого колеса 4 и его соединений с валом 6, участвующие в передаче крутящего момента.

Технические решения стендов для ресурсных испытаний подразделяются в соответствии с принципом работы по схеме открытого либо замкнутого силового контура. При работе с открытым контуром вся энергия приводного двигателя поглощается нагружающим устройством, в качестве которого обычно используется тот или иной тормоз.

Отдельные отраслевые или иные корпоративные методики испытаний предусматривают нагружение испытуемого узла форсированной постоянной нагрузкой

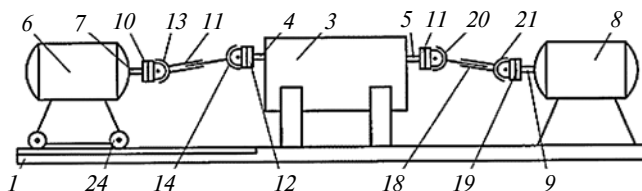


Рис. 2. Схема стенда с открытым силовым контуром:

1 — рама; 3 — испытуемый узел; 4, 5, 7, 9 — валы; 6 — тормоз; 8 — приводной двигатель; 10, 12, 17, 19 — соединительные муфты; 11, 18 — телескопические части карданов; 13, 14, 20, 21 — карданные шарниры; 24 — платформа тормоза

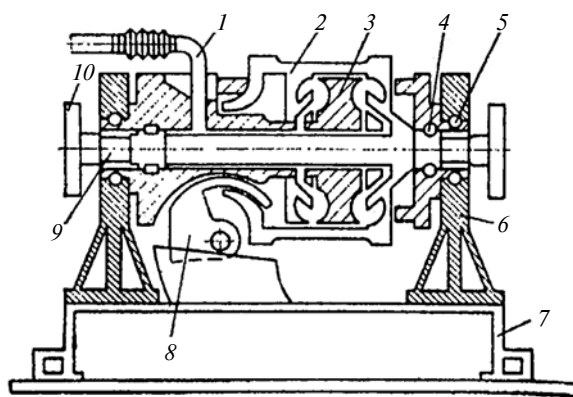


Рис. 3. Схема гидравлического лопастного тормоза:

1 — водопроводная магистраль; 2 — ротор; 3 — статор; 4, 5 — подшипники; 6 — стойки; 7 — плита основания; 8 — сливной вентиль; 9 — вал тормоза; 10 — соединительные фланцы

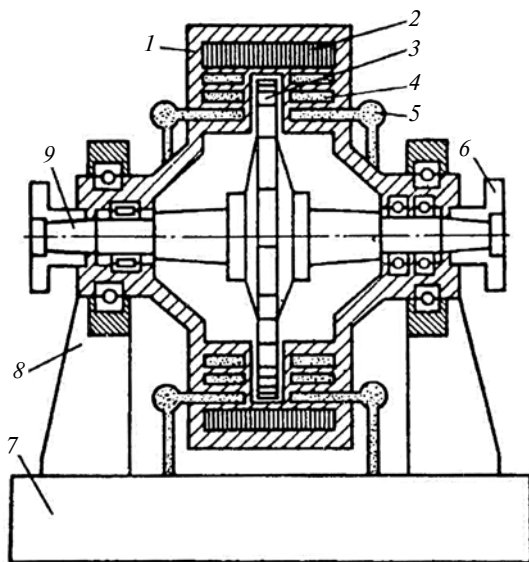


Рис. 4. Схема индукторного тормоза:

1 — статор; 2 — катушка возбуждения; 3 — ротор; 4 — система охлаждения; 5 — трубопроводы системы охлаждения; 6 — соединительный фланец; 7 — основание; 8 — стойки; 9 — вал ротора

кой. В этих случаях обычно используются стенды с открытым силовым контуром, например, со следующей схемой [24] (рис. 2).

При этом считается, что если испытуемый узел в течение заданного времени, например, в течение 1000 часов, выдержал испытания в форсированном режиме с форсированием на 25 % или более по амплитуде нагрузки по сравнению с номинальным расчётным режимом, то его ресурсные показатели в норме. Подобная отраслевая методика распространялась ранее, например, на ресурсные испытания механических трансмиссий сельскохозяйственных тракторов [25].

При испытаниях на стендах с открытым контуром обычно используются механические, гидравлические или электрические тормозные устройства. Для примера на рис. 3 и 4 приведены схемы гидравлического и электрического тормозов [26].

При работе с замкнутым контуром приводной двигатель компенсирует только энергию, затрачиваемую на трение в силовой цепи стенда, а испытуемый объект нагружается крутящим моментом, циркулирующим в замкнутом силовом контуре.

В стендах, на которых выполняются испытания в режиме постоянного нагружения, нагрузка в силовом контуре создаётся путём размыкания контура, закрутки валов на определённый угол в противоположные стороны и последующего замыкания контура, как, например, в стенде для испытания трансмиссий [27], схема которого представлена на рис. 5.

В условиях реальной эксплуатации детали узлов машин, которые задействованы в передаче силового потока от двигателя до ведущего колеса, подвержены нагрузкам динамического характера, причём в отдельных случаях их пиковые значения существенно, нередко в разы, кратковременно превышают номинальные расчётные значения. За счёт переменного характера изменения нагрузок в силовой цепи машины возникают крутильные колебания, из-за которых в материале деталей накапливаются усталостные повреждения, что в итоге приводит к снижению ресурсных показателей деталей, узлов и машины в целом. Поэтому во время ресурсных стендовых испытаний на испытуемом узле должны воспроизводиться нагрузки, соответствующие эксплуатационным. Это повышает достоверность результатов испытаний.

Воспроизведение динамических режимов на стендах осуществляется нагружающими устройствами, которые должны обеспечивать и постоянный уровень нагрузки в силовом контуре, равный эксплуатационному, либо форсированный для испытаний по заданной методике [9], и динамические изменения этой нагрузки, отвечающие эксплуатационным.

В конструкциях испытательных стендов используются *механические* (силовые и инерционные), *гидравлические*, *пневматические* и *электрические* нагружатели, а также их комбинации. Они должны формировать на испытуемом объекте нагрузки, отвечающие эксплуатационным. К нагружателям предъявляются следующие основные требования: обеспечивать пуск стенда без нагрузки; возможность изменения нагрузки на ходу; обеспечение высокой точности и быстроты выполнения команд при воспроизведении динамических нагрузочных режимов, т.е. малой инерционности исполнительных механизмов.

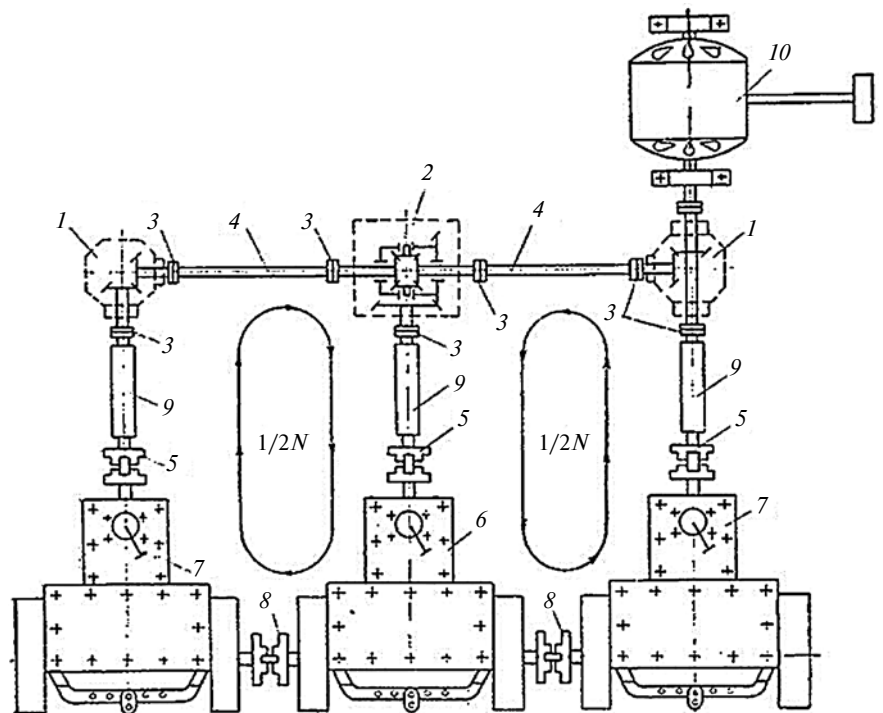


Рис. 5. Схема стенда для испытания трансмиссий тракторов

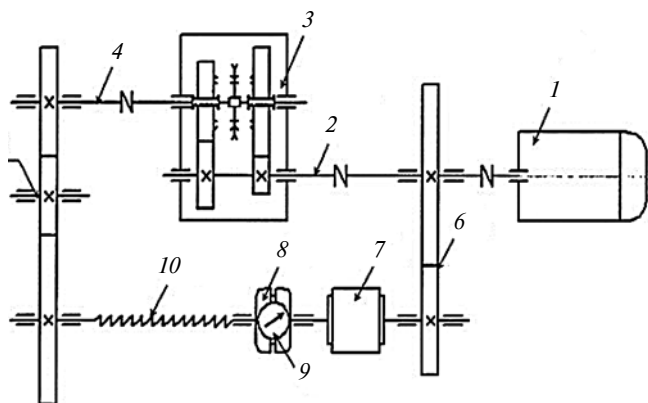


Рис. 6. Стенд испытания зубчатых колёс по замкнутому силовому контуру:  
1 — привод; 2 — входной вал; 3 — испытуемый редуктор; 4 — выходной вал; 5, 6 — блоки шестерён; 7 — электромагнитная муфта; 8 — механизм прерывистого действия; 9 — шкала; 10 — торсионный вал

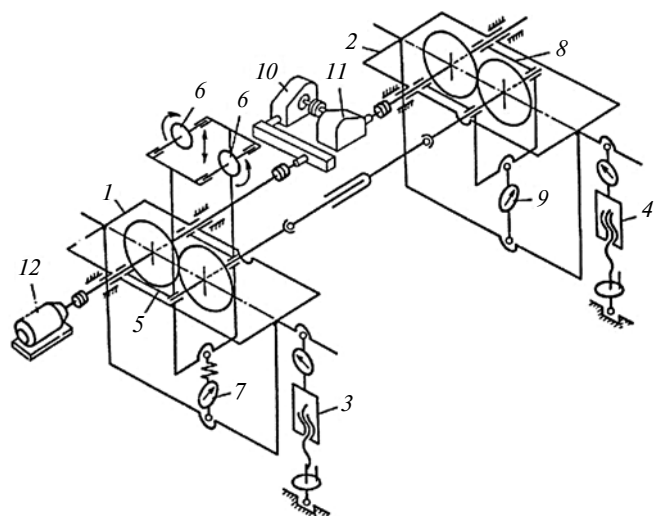


Рис. 7. Схема стенда для испытания механических передач:  
1, 2 — планетарные редукторы левого и правого исполнения; 3, 4 — телескопические тяги; 5, 8 — водило; 6 — вибровозбудитель; 7, 9 — динамометрическое звено; 10, 11 — испытуемые передачи; 12 — приводной двигатель

Один из способов применения силового механического нагружателя использован в стенде для испытания зубчатых передач по замкнутому силовому контуру [28], схема которого представлена на рис. 6. В стенде постоянный уровень нагрузки в силовом контуре задаётся посредством закручивания торсионного вала 10 с помощью механизма прерывистого действия 8 на величину требуемого момента, который контролируется по шкале 9.

После включения привода 1 блоки 5, 6 шестерён, а следовательно, и испытуемые зубчатые передачи 3 начинают вращаться. Блоки 5, 6 шестерён имеют разное число зубьев. При несоответствии скоростей их вращения после превышения установленного порога максимального передаваемого момента в электромагнитной муфте 7 происходит проскальзывание, далее цикл повторяется. Таким образом, за счёт замыкания-размыкания силового контура на испытуемой передаче формируется циклически изменяющаяся нагрузка, амплитуда которой задаётся величиной закрутки тор-

сионного вала 10, а частота изменения определяется частотой вращения привода 1.

Силовой механический нагружатель использован также в стенде для испытания механических передач [29], схема которого приведена на рис. 7. Постоянная составляющая крутящего момента нагружающего контура задаётся изменением длин телескопических тяг 3 и 4. Чем больше не совпадают между собой плоскости разъемов редукторов 1 и 2, тем больше закручены валы, образующие замкнутый контур. А переменная составляющая крутящего момента задаётся вибровозбудителем 6.

Примером использования механического инерционного нагружателя может служить техническое решение [30] стенда, схема которого приведена на рис. 8.

При включении привода 15 приводятся в движение испытуемые передачи 13 и 14, валы 16—18 и элементы инерционного нагружателя, а именно эксцентрично установленные грузы 7 и 8. Перед этим полумуфты 9 и 10 поворачиваются относительно друг друга и фиксируются в этом положении; таким образом в замкнутом силовом контуре стенда устанавливается средний уровень нагрузки. Динамическая составляющая нагрузки формируется грузами-эксцентриками 7 и 8, при этом её амплитуда определяется массой грузов и квадратом частоты вращения, а частота её приложения является частотой вращения грузов.

Механическое инерционное нагружающее устройство такого типа имеет простую конструкцию, позволяет в широком диапазоне изменять амплитуду и частоту динамической составляющей нагрузки, воздействующей на испытуемые передачи. Недостатком этого устройства является то, что оно обеспечивает одинаковый характер протекания процесса нагружения во времени, упрощённый по сравнению с эксплуатационным. В реальной эксплуатации динамическая со-

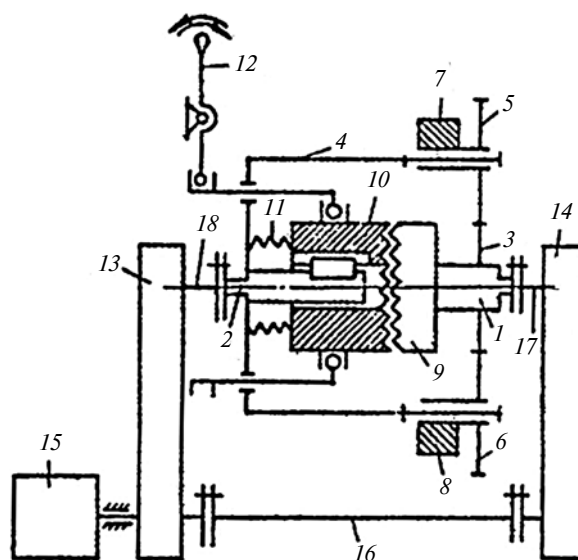


Рис. 8. Инерционный нагружатель в стенде с замкнутым силовым контуром:

1, 2 — валы; 3 — центральное колесо ПМП; 4 — водило; 5, 6 — сателлиты; 7, 8 — грузы; 9 — первая полумуфта; 10 — вторая полумуфта; 11 — упругий элемент; 12 — рычаг управления; 13, 14 — испытуемые передачи; 15 — привод; 16, 17, 18 — замыкающие валы

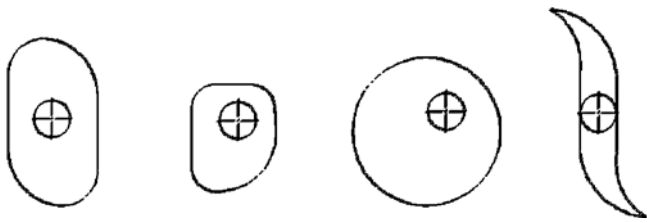


Рис. 9. Возможные профили кулачкового эксцентрика

ставляющая нагрузки изменяется во времени практически по случайному закону. Таким образом, устройство не позволяет воспроизводить при испытаниях реальные эксплуатационные нагрузки.

Среди механических следует отметить нагружатель с вращающимся кулачковым эксцентриком (рис. 9). Он позволяет изменять не только амплитуду и частоту приложения вводимой в силовой контур стенда переменной составляющей нагрузки, но также и характер её изменения во времени, определяемый профилем кулачка [31].

Авторами предложено *техническое решение стенда для испытания трансмиссий с замыканием силового контура кривошипными механизмами* [32, 33]. Схема стенда приведена на рис. 10. При выполнении трактором сельхозработ (в частности, пахоты) из-за конструкции механизма навески направление действия тягового усилия обычно не совпадает с продольной осью трак-

тора, вследствие чего он постоянно отворачивает от борозды. Для сохранения прямолинейного направления движения оператор вынужден, используя механизм поворота, осуществлять коррекцию направления движения. По данным испытаний, такая коррекция (подворот) осуществляется до 12 раз в минуту. При выполнении подворотов оператор воздействует на тормоз солнечной шестерни планетарного механизма поворота одного из бортов трансмиссии, при этом вся мощность двигателя передаётся только через один борт, поэтому крутящий момент на ведущем колесе одного борта трактора максимален, другого борта — минимален. При испытаниях на предлагаемом стенде реализуется именно такой типичный для эксплуатации режим нагружения трансмиссии.

Выходные валы 8, 9, 10 и 11 обоих бортов трансмиссий соединены между собой для образования замкнутого силового контура посредством двух четырёхзвенных шарнирных параллелограммных механизмов, состоящих из установленных на выходных валах кривошипов 12, 13, 14, 15 и шатунов 16 и 17. Кривошипы 12 и 13 одного борта смещены по углу поворота на 90° относительно кривошипов 14 и 15 другого борта (см. рис. 10, а).

Нагружатель (см. рис. 10, б и в) включает в себя два установленных на подпружиненных подставках червячных редуктора 21 и 22, имеющих возможность поворачиваться относительно оси 25. Шкивы их тихо-

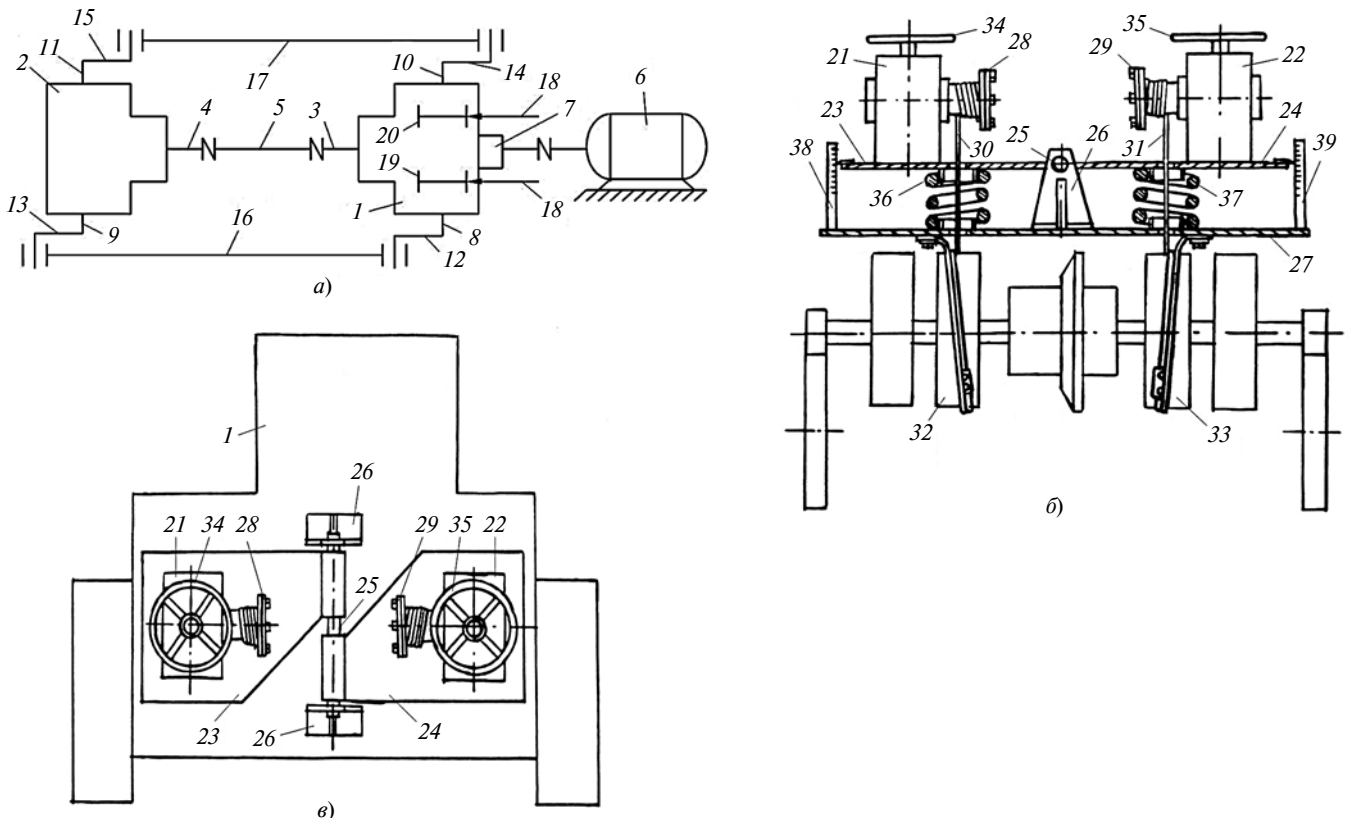


Рис. 10. Схема стенда (а) и нагружателя (б, в):

1 — технологическая трансмиссия; 2 — испытываемая трансмиссия; 3, 4, 5 — соединительные валы; 6 — привод; 7 — вал отбора мощности; 8, 9, 10, 11 — выходные валы трансмиссий; 12, 13, 14, 15 — кривошипы; 16, 17 — шатуны; 18 — нагружающее устройство; 19, 20 — тормоза солнечных шестерён механизма поворота; 21, 22 — червячные редукторы; 23, 24 — плиты; 25 — ось качания плит; 26 — опора; 27 — крышка технологической трансмиссии; 28, 29, 32, 33 — шкивы; 34, 35 — поворотные колёса; 36, 37 — пружины; 38, 39 — мерные линейки

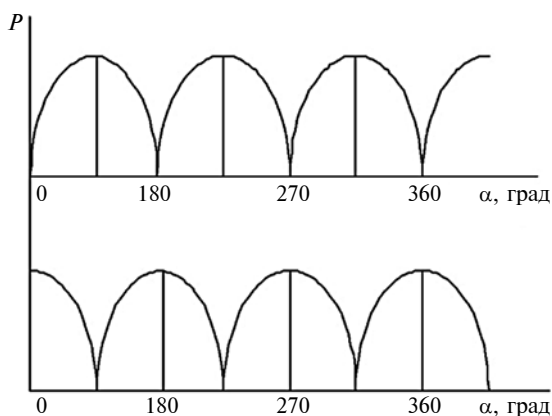


Рис. 11. Характер изменения нагрузки на выходных валах испытуемой трансмиссии

ходных валов связаны при помощи стальных тросов со шкивами тормозов 19 и 20 (см. рис. 10, а) солнечных шестерён планетарных механизмов поворота технологической трансмиссии.

Нагрузатель работает следующим образом. Вращением шкивов 28 и 29 червячных редукторов обеспечивается закрутка на определённый угол шкивов тормозов солнечных шестерён планетарных механизмов поворота технологической трансмиссии, таким образом в силовой цепи стенда задаётся средний уровень нагрузки. Во время испытаний на выходных валах трансмиссий за счёт кинематики замыкающих звеньев — кривошипных механизмов — формируется переменная составляющая крутящего момента, равная  $M = Pr \sin \alpha$ , где  $P$  — осевое усилие в шатуне;  $r$  — радиус кривошипа;  $\alpha$  — угол поворота кривошипа. Таким образом, нагрузка на выходных валах испытуемой трансмиссии изменяется так же (рис. 11), как во время поворота.

Конструкция нагрузателя стенда позволяет также осуществлять нагружение левого и правого бортов испытуемой трансмиссии разными по величине нагрузками, т.е. осуществлять при испытаниях циркуляцию разной по величине мощности в замкнутом силовом контуре левого и правого бортов стенда.

Как показывает опыт стендостроения [17], электрогидравлические системы, обладающие рядом несомненных достоинств (высокое быстродействие, высокая удельная мощность, малая инерционность подвижных частей при развитии больших усилий, возможность автоматизированного управления по сигналу задающей программы) наиболее полно отвечают требованиям к системам, способным воспроизводить сложные переменные во времени нагрузочные режимы, в наибольшей степени отвечающие условиям эксплуатации.

Такая система управления нагрузочным режимом реализована в созданном стенде для ускоренных испытаний трансмиссий тракторов с замыканием силового контура гидрообъёмными передачами [34], которые используются и для формирования режима нагружения, и для замыкания силового контура. Гидрокинематическая схема стенда приведена на рис. 12. Замыкающие силовой контур регулируемые гидрообъёмные

передачи включают в себя соединённые с бортовыми редукторами испытуемой трансмиссии 1 через согласующие редукторы 2 гидронасосы 5, напорные и сливные магистрали которых зациклены и сообщены с гидромоторами 6, связанными с входным валом испытуемой трансмиссии 1 через раздаточную коробку 4. Привод стенда осуществляется электрической машиной 3 через вал отбора мощности трансмиссии.

Одним из важных достоинств гидрообъёмного замыкания силового контура является возможность воспроизведения в этом контуре нагрузок с требуемым законом изменения во времени. Постоянная нагрузка в гидрозамкнутом силовом контуре создаётся за счёт неодинаковой настройки производительности гидронасосов 5 и расхода гидромоторов 6; при этом величина закрутки валов замкнутого контура определяется степенью различия этих настроек. Переменный режим нагружения деталей испытуемой трансмиссии формируется двумя гидравлическими устройствами — электрогидронагружателем 7, включающим в себя электромеханический преобразователь сигнала, и конструктивно соединённый с ним гидравлический мост управления, выполненный на базе дифференциального элемента типа "сопло-заслонка", и пульсатором 8. Этот режим реализуется за счёт подъёма и сброса по заданному закону давления в напорных магистралях гидропередач. Пульсатор давления 8 с вращающимся золотником осуществляет подъём и сброс давления по периодическому закону. Конструкция пульсатора позволяет регулировать амплитуду

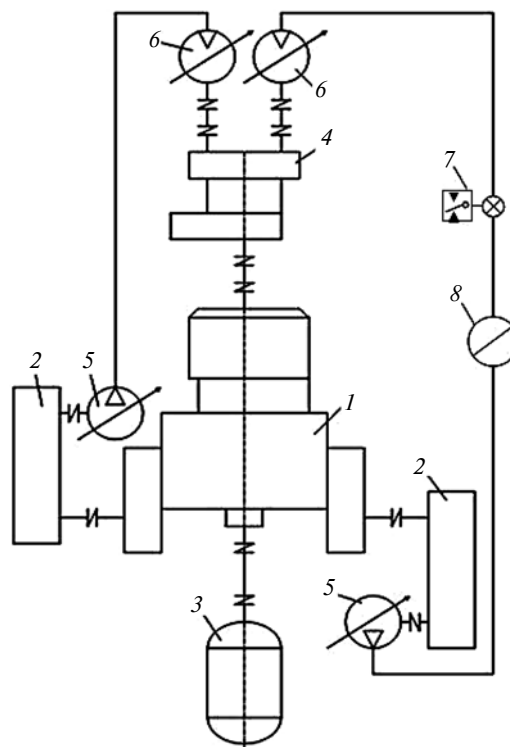


Рис. 12. Гидрокинематическая схема стенда:

1 — испытуемая трансмиссия с гидротрансформатором; 2 — согласующий редуктор; 3 — приводная балансирная машина; 4 — раздаточная коробка; 5 — гидронасос; 6 — гидромотор; 7 — электрогидронагружатель; 8 — пульсатор давления

вносимого в силовой контур возмущения, а привод вращения золотника определяет частоту этого воздействия. По заданному программой управления закону он осуществляет подъём и сброс давления в напорных магистралях, обеспечивая возможность воспроизведения на стенде нагрузок эксплуатационного характера с частотами изменения до 50 Гц.

## Литература

1. Годжаев З.А. Современные конструкторско-технологические методы создания и испытаний мобильных транспортных средств / З.А. Годжаев, В.В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2011. — № 12. — С. 5—8.
2. Шеховцов В.В. Некоторые результаты анализа осциллограмм процессов нагружения переменным режимом трансмиссии трактора ДТ-75С на стенде / В.В. Шеховцов, А.М. Терновой // Новые материалы, конструкции и технологические процессы: тез. докл. — Волгоград, 1983. — С. 66—67.
3. Ходес И.В. Пути приближения условий нагружения трансмиссий на стенде к условиям её работы на тракторе / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук // Повышение надёжности и снижение металлоёмкости зубчатых передач и редукторов общемашиностроительного применения: тез. докл. республ. науч.-техн. конф., 29—30 сент. — 1 окт. 1983 г. — Харьков, 1983. — С. 175—176.
4. Стенд для динамических испытаний трансмиссий перспективных тракторов ВгТЗ в замкнутом силовом контуре / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук и др. // Повышение технического уровня зубчатых передач энергонасыщенных тракторов: тез. докл. обл. науч.-техн. совещ., 14—16 марта 1982 г. — Харьков, 1982. — С. 151—152.
5. Стенд для ускоренных испытаний в режиме переменных нагрузок / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, В.Н. Орешкин, Вл.П. Шевчук и др. // Обеспечение надёжности тракторной техники в свете задач, поставленных XXVI съездом КПСС: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф., 12—15 окт. — Челябинск, 1982. — С. 26—30.
6. Шеховцов В.В. Стенд для динамических испытаний гидромеханических трансмиссий перспективных тракторов ВГТЗ / В.В. Шеховцов, А.П. Цапалов // Новые материалы, конструкции и технологические процессы: тез. докл. — Волгоград, 1983. — С. 65—66.
7. Стенд для испытания трансмиссий / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, В.В. Губин // Машиностроению — прогрессивную технологию и высокое качество деталей: тез. докл. на обл. науч.-практ. конф. — Тольятти, 1983. — С. 109—110.
8. Шеховцов В.В. Стенд для ускоренных испытаний трансмиссий тракторов ВгТЗ / В.В. Шеховцов // Исследования и совершенствование тракторных конструкций: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф., 30 мая — 1 июня 1983 г. — М., 1983. — С. 25—26.
9. К разработке методики ускоренных стендовых испытаний трансмиссий сельскохозяйственных тракторов / И.В. Ходес, Е.И. Тескер, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук, А.О. Куликов // Основные направления экономии и рационального использования металла в автотракторостроении: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф. (18—19 окт.) / Челябинск. филиал НАТИ [и др.]. — Челябинск, 1984. — С. 182—184.
10. Шеховцов В.В. Стенд для испытания трансмиссий гусеничных тракторов / В.В. Шеховцов // Совершенствование тракторных конструкций: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф. (3—5 июня 1985 г., г. Москва) / НПО "НАТИ", ВДНХ СССР. — М., 1985. — С. 105.
11. Ходес И.В. Разработка стендового оборудования и некоторые результаты испытаний тракторных трансмиссий в режиме переменных нагрузок / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук // Несоущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин: тез. докл. всесоюз. науч.-техн. конф. (г. Алма-Ата, сент. 1985 г.) / Науч.-техн. общество машиностроит. пром-сти [и др.]. — М., 1985. — Ч. II. — С. 50—51.
12. А. с. 1250877 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02 Стенд с замкнутым силовым контуром для испытания транспортных средств / Вл.П. Шевчук, И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, В.Я. Тетерятников; ВолгПИ. — 1986.
13. А. с. 1332173 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02 Стенд с замкнутым контуром для испытания трансмиссий транспортных средств / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов; ВолгПИ. — 1987.
14. А. с. 1422050 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02 Стенд для испытания ведущих мостов транспортных средств / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, А.А. Скопп; ВолгПИ. — 1988.
15. А. с. 1422049 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02. Стенд для испытания моторно-трансмиссионной установки транспортного средства / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, А.А. Скопп; ВолгПИ. — 1988.
16. А. с. 1422048 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02 Стенд с замкнутым силовым контуром для испытания агрегатов трансмиссий транспортных средств / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов; ВолгПИ. — 1988.
17. Ходес И.В. Стендовое оборудование для испытания трансмиссий тракторов / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, Вл.П. Шевчук // Тракторы и с.-х. машины. — 1988. — № 7. — С. 10—13.
18. Пат. 2102715 РФ, МПК 6 G 01 M 13/02, 17/00. Стенд для испытания моторно-трансмиссионной установки транспортного средства / В.В. Шеховцов; ВолгГТУ. — 1998.
19. П. м. 107727 РФ, МПК В 60 К 17/10. Устройство для снижения жёсткости трансмиссии транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков, И.А. Иванов; ВолгГТУ. — 2011.
20. П. м. 116411 РФ, МПК G 01 M 13/02. Стенд с замкнутым силовым контуром для испытания трансмиссий транспортных средств / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков, К.В. Шеховцов; ВолгГТУ. — 2012.
21. П. м. 116411 РФ, МПК В 60 К 17/02. Устройство для управления жёсткостью трансмиссии транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков, А.О. Пивоваров; ВолгГТУ. — 2012.
22. Стендовое оборудование для испытаний силовых передач тракторов / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев // Современные наукоёмкие технологии. — 2013. — № 1. — С. 36—40.
23. Пат. 2178878 РФ, МПК G 01 M 13/02. Устройство для испытания на прочность зубчатых колёс и их элементов / К.Р. Ахметжанов, С.В. Ильин, Г.И. Михайлов, Э.С. Оганьян, А.Е. Ситников, В.Н. Ткаченко — № РД0041905; заявл. 10.10.2008; опубл. 20.11.2008, Бюл. № 32.
24. П. м. 82329 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний коробок передач / В.В. Мокшин, В.В. Подовинников — № 2008142247/22; заявл. 27.10.08; опубл. 20.04.09, Бюл. № 11.
25. Отраслевая методика стендовых испытаний механических трансмиссий сельскохозяйственных тракторов / Гос. союзный науч.-иссл. тракторный ин-т (НАТИ) — М., 1979. — 21 с. <https://studfile.net/preview/1790596/page:3/>.
27. А. с. 99089 СССР. Стенд замкнутого типа с двумя кругами циркуляции мощности для испытания тракторных и подобных трансмиссий / П.П. Горбунов. — № 14138/448482; заявл. 01.09.53; опубл. в Бюл. № 10 (1954).
28. Пат. 2478922 РФ, МПК G 01 M 13/02. Стенд для испытания зубчатых передач по замкнутому силовому контуру / В.Н. Катаргин, И.С. Писарев, С.В. Хмельницкий; ФГАОУ ВПО "Сибирский федеральный университет" — № 2011148116/28; заявл. 25.11.2011; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 10.
29. А. с. 675334 СССР, МПК G 01 M 13/02. Стенд для испытания механических передач / Н.Н. Лучинский, Ф.Л. Вдовин; ВНИИ механизации сельского хозяйства. — № 2490211/25-2; заявл. 25.05.77; опубл. 25.07.79, Бюл. № 21.
30. А. с. 1939562 СССР, МПК 4 G 01 M 13/02. Инерционный нагружатель к стендам замкнутого контура / В.А. Пермяков, В.И. Пожбелко, В.Л. Довжик, А.Я. Найштут; ЧПИ. — 1987 — № 4338926/25-28; заявл. 04.12.1987; опубл. 30.01.1990, Бюл. № 4.
31. П. м. 112417 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов в режиме вынужденных колебаний / К.В. Шеховцов, А.В. Победин, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, Д.В. Бусалаев; ГОУ ВПО "Волгогр. гос. техн. ун-т". — 2012.
32. Шевчук, Вл.П. Стенд для испытания трансмиссий с замыканием контура четырёхзвенным параллелограммным механизмом / Вл.П. Шевчук, И.В. Ходес, В.В. Шеховцов // Перспективы развития конструкций промышленных тракторов на 1990—2000 годы: [матер.] науч.-техн. конф. (28—30 мая) / Челябинский филиал НАТИ [и др.]. — Челябинск, 1986. — С. 26—30.
33. Стендовое оборудование для испытания трансмиссий с замыканием силового контура кривошипными механизмами / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Техника машиностроения. — 2012. — № 3. — С. 5—11.
34. Стенд с гидравлическим замыканием силового контура для испытания силовых передач колёсных и гусеничных машин / В.В. Шеховцов, И.В. Ходес, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Современные наукоёмкие технологии. — 2013. — № 2. — С. 55—59.

# Содержание

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Благовещенский Д.И.,  
Панюков Д.И. — Оценка потребительской ценности  
качества продукции автомобилестроения . . . . . 1

АСМ-факты . . . . . 7

## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гируцкий О.И., Фисенко И.А., Родченков Д.А. — Ис-  
следование возможности автоматизации трансмиссии  
грузового автомобиля . . . . . 8

Волков Е.В. — Теория экстренного торможения авто-  
мобиля . . . . . 12

Корчагин В.А., Ризаева Ю.Н., Сливинский Е.В. —  
К вопросу модернизации тягово-сцепных устройств  
легковых автопоездов . . . . . 16

Маликов Р.Р., Биксалеев Р.Ш., Климов А.В., Карпу-  
хин К.Е., — Влияние солнечной радиации на накопи-  
тели энергии электрифицированного транспортного  
средства . . . . . 19

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Разговоров К.И. — Экспертиза и оценка стоимости  
восстановительного ремонта автотранспортных  
средств . . . . . 25

## ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Мер-  
ляк В.К., Филиппов Н.В. — Нагружающие устройства  
испытательных стендов мобильных транспортно-тех-  
нологических машин . . . . . 33

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе  
ГНЦ "НАМИ"  
Гируцкий 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 "НИИТавтопром"  
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"  
Комаров В.В. — канд. техн. наук, зам. генерального директора  
ОАО "НИИАТ" по научной работе  
Коровкин И.А. — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"  
Котиев Г.О. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"  
Ксенович Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана,  
НИЦ "Русаен"  
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета  
(Владикавказ)  
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана  
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России  
Тер-Мкртчян 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"

## Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б. — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора  
по научной работе ОИМ НАН Беларуси  
Бурьян В.А. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"  
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ  
Лустенков М.Е. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского  
университета (Могилёв)  
Мариев П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника"  
ОИМ НАН Беларуси  
Рынкевич С.А. — д-р техн. наук, БНТУ (Минск)  
Степук О.Г. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ОАО "БелАЗ"  
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, ректор БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 09.07.2021. Подписано в печать 05.08.2021.

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 "Авансед 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 ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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