ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 9 • сентябрь • 2010

# ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.45:621 (470.12)

## Проблемы развития машиностроительного комплекса регионов

А.С. БАРАБАНОВ, О.И. ПОПОВА

ИСЭРТ РАН (8-8172 54-18-65)

*Приводятся основные показатели, отражающие в динамике состояние машиностроительной отрасли региона. Рассчитан интеллектуальный потенциал регионов СЗФО. Обосновано, что одним из главных условий развития предприятий машиностроения является высокий уровень интеллектуального потенциала, способный обеспечить реализацию инновационных проектов, а также увеличить объем разработок. Выявлены проблемы, препятствующие устойчивому развитию машиностроительного комплекса региона.*
***Ключевые слова:*** *машиностроительный комплекс, интеллектуальный потенциал региона, инновационная продукция, интеграция.*

**Barabanov A.S., Popova O.I.**
**PROBLEMS OF DEVELOPMENT OF A MACHINE-BUILDING COMPLEX OF REGION**

*The basic indicators reflecting in dynamics a condition of branch of mechanical engineering of region are resulted. Calculation of a mental potential of regions SZFO is made. It is proved that one of the main conditions of development of the enterprises of mechanical engineering is high level of the mental potential, capable to provide realization of innovative projects, and also to increase volume of workings out. The problems interfering a sustainable development of a machine-building complex of region are revealed.*
***Keywords:*** *machine-building complex, region mental potential, innovative production, integration.*

В настоящее время практически во всех регионах РФ созданы национальные программы по развитию здравоохранения, образования, сельского хозяйства и строительству жилья, где социальные проблемы не только пересекаются, но и опираются на производственные. Однако опыт показывает, что сама опора пока что не приобрела достаточной прочности. Процессы, связанные с интенсификацией реального сектора экономики, идут медленно. В стране продолжается экспорт сырья и "мозгов", а готовые товары — импортируются. Машиностроительный же комплекс, от которого зависит уровень других территориально-производственных отраслей и инфраструктуры регионов, качество использования трудовых ресурсов, наполняемость бюджетов всех уровней, благосостояние населения, отстает в своем развитии. Типичный тому пример — Вологодская область, входящая в состав Северо-Западного федерального округа.

В ее машиностроительный комплекс входит достаточно большое (~750) число предприятий, расположенных в самой Вологде, Великом Устюге, Череповце и других городах и поселках. Причем в Вологде сосредоточено три четверти машиностроительного производства, выпускающего самую разнообразную продукцию производственного и потребительского назначения. Это ЗАО "Вологодский подшипниковый завод", изготовляющее шариковые подшипники для автомобилей, станков, сельскохозяйственных, строительных и транспортных машин; ОАО "Вологодский оптико-механический завод", поставляющее сложные оптико-электронные и оптико-механические приборы, в том числе для пищеперерабатывающей промышленности, станкостроения, бытовой техники и др.; ОАО "Электротехмаш", производящее системы дополнительного отопления жилых и хозяйственных помещений (радиаторы и вентиляторы), а также насосы; ЗАО "Вологодский ЭМЗ", специализирующееся на выпуске комплектных трансформаторных подстанций, высоковольтного и низковольтного электрооборудования; ООО "Станкозавод", изготавливающее деревообрабатывающее оборудование; ОАО "Вологодский машиностроительный завод", выпускающее машины и оборудование для молочной и мясоперерабатывающей промышленности; ОАО "СКДМ", производящее оборудование для обслуживания автомобильного транспорта и дорожного строительства, и т. д. [1]. Предприятия, занимающиеся капитальным ремонтом подвижного состава железных дорог, а также автомобилей, тракторов, сельскохозяйственной техники (ОАО "Вагоноремонтный завод", "Бываловский машиностроительный завод" и др.) со-

ставляют целую подотрасль машиностроения. Однако вклад машиностроения в общий объем производимой областью продукции невелик. Например, по итогам 2008 г. ее удельный вес составил всего лишь 4,9 %. Но главное, что эта доля растет очень медленно: за пять лет, с 2004 по 2008 г., она увеличилась только на 1,1 %. Хотя эта доля определяет рост удельного веса занятого в производстве населения: 1 % прироста удельного веса продукции машиностроительного комплекса дает 5,3 % прироста занятости.

Отражается удельный вес продукции и на уровне заработной платы. Например, на предприятиях, занятых изготовлением машин и оборудования, эта доля за те же пять лет возросла, относительно средней по промышленности области, на 17,6 %.

Нельзя не отметить и то, что уровень оплаты труда для отрасли, выпускающей продукцию с высокой добавленной стоимостью (производство транспортных средств и оборудования) остается неудовлетворительным: за пять лет он упал на 6 %. В результате машиностроение утрачивает квалифицированные кадры, теряет привлекательность для нового поколения специалистов.

Еще одна серьезнейшая проблема машиностроительного комплекса области — низкая рентабельность выпускаемой продукции: она значительно меньше средней по промышленности области. Как видно из табл. 1, эта закономерность характерна практически для всех предприятий машиностроения региона. Естественно, что при таких значениях данного показателя говорить о каких-либо масштабных вложениях в модернизацию основных фондов и НИОКР не приходится. Ведь давно доказано, что разработка и выпуск высокотехнологичной инновационной продукции зависит от качества использования интеллектуального потенциала региона. И его уровня, конечно.

Причем этот уровень нужно рассматривать не как чисто качественный, что у нас делается сплошь и рядом, а как количественный, т.е. поддающийся регулированию, показатель. И инструмент его расчета есть. Это предложенная М.Н. Руткевичем и В.К. Левашовым методика [3] расчета индекса *JP* развития интеллектуального потенциала страны, учитывающая две сферы интеллектуальной жизни общества — образование и науку. При этом авторы исходят из того очевидного факта, что рост интеллектуального потенциала определяется, с одной стороны, возможностями подготовки оптимального количества квалифицированных кадров ученых, инженеров, техников, управленцев, а с другой, — обеспечивать науку современными капитало- и ресурсоемкими приборами, аппаратами и установками. Причем в индексе *JP* фиксируется существующее, сложившееся на конкретный момент времени положение в сфере образования и науки.

Таблица 1

| Вид производства | Рентабельность, % | | | | | Изменение за период 2004—2008 гг., п.п. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2004 г. | 2005 г. | 2006 г. | 2007 г. | 2008 г. | |
| Обрабатывающие | 45,9 | 33,6 | 29,0 | 28,7 | 35,5 | −10,4 |
| Машины и оборудование | 1,5 | 1,9 | 5,7 | 6,2 | 5,9 | 4,4 |
| Электрическое, электронное и оптическое оборудование | 12,1 | 7,8 | 5,9 | 8,3 | 8,4 | −3,7 |
| Транспортные средства и оборудование | 0,6 | 3,8 | 13,2 | 9,9 | −2,8 | −3,4 |

В соответствии с этими предпосылками при конструировании интегрального индекса *JP* авторы сводят воедино *образовательный (EP) и научный (SP) потенциалы* и берут их среднее арифметическое — используют формулу $JP = \frac{EP + SP}{2}$. В свою очередь, роль образовательного потенциала предлагают оценивать по трем индексам — *уровню* $e_1$ *общей образованности всего занятого населения, удельному весу* $e_2$ *студенчества в составе населения и доли* $e_3$ *расходов на образование в валовом региональном продукте (ВРП),* т. е. по формуле $EP = \frac{e_1 + e_2 + e_3}{3}$. При этом $e_1$ вычисляется на основе данных госстатистики и представляет собой среднее число лет, проведенных населением в учебных заведениях (полное среднее общее образование засчитывается за 10 лет, среднее специальное и незаконченное высшее — за 12, высшее — за 15, начальное профессиональное — за 11, основное общее — за 8, начальное — за 4 года). В качестве показателя $e_2$ рассматривается численность студентов вузов на 10 тыс. населения.

Чтобы показатели $e_1$, $e_2$ и $e_3$ можно сравнивать между собой и проводить с ними математические операции, необходимо сделать их относительными. То есть представить в виде отношений разностей их фактического и минимального значений к разности максимального и минимального значений: $\bar{e}_i = \frac{e_{i_{\text{факт}}} - e_{i_{\min}}}{e_{i_{\max}} - e_{i_{\min}}}$.

Совершенно очевидно, что $\bar{e}_i$ могут характеризовать только регионы, например, области того же Северо-Западного федерального округа, но никак не отдельные предприятия области.

Для измерения вклада науки в интеллектуальный потенциал также используется агрегированный индекс (*SP*) научного потенциала, который объединяет два индекса: $s_1$ — *удельный вес персонала, занятого в сфере науки и научного обслуживания, в общей численности занятого населения и* $s_2$ — *удельный вес затрат на науку в процентах к ВРП,* так как эффективность работы этого персонала зависит от материального обеспечения науки. Эти индикаторы для каждого *i*-го региона рас-

считываются по формуле $SP = \frac{S_{i_{факт}} - S_{i_{min}}}{S_{i_{max}} - S_{i_{min}}}$, где в качестве $S_{i_{факт}}$ выступает отношение численности персонала, занятого в сфере науки и научного обслуживания, к общей численности занятого в регионе населения, предоставляемой органами госстатистики, а $S_{i_{min}}$ и $S_{i_{max}}$ — как минимальное и максимальное значения фактических показателей среди всех регионов.

Расчет индекса $e_1$ общей образованности всего занятого населения показал (табл. 2), что достаточно высокое значение данного индекса характерно для всех регионов, входящих в Северо-Западный федеральный округ. Причем в тройку лидеров в 2007 г. входили г. Санкт-Петербург (1,00), Мурманская (0,96) и Калининградская (0,94) области. Вологодская же занимала последнее 10 место (0,91). Причем этот индекс во всех регионах за пять лет возрос на 1—2 %. За исключением Псковской области, где он упал на 2 %.

По индексу $e_2$ (табл. 3) Вологодская, как и Калининградская, область занимает второе место ($\bar{e}_2$ = 0,42) сохранив положение, соответствующее 2004 г., тогда как Калининградская область за этот период прибавила 9 %, а Ленинградская — 2 %. Что неплохо по сравнению с другими областями округа, где значение $\bar{e}_2$ снизилось на 1—4 %.

Таблица 2

| Регион | Значение индекса образованности занятого населения | | | | | Изменение индекса за 2003—2007 гг., п.п. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2003 г. | 2004 г. | 2005 г. | 2006 г. | 2007 г. | |
| г. Санкт-Петербург | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | — |
| Мурманская область | 0,94 | 0,93 | 0,93 | 0,95 | 0,96 | +0,02 |
| Калининградская область | 0,92 | 0,93 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | +0,02 |
| Ленинградская область | 0,93 | 0,93 | 0,93 | 0,95 | 0,94 | +0,01 |
| Архангельская область | 0,92 | 0,93 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | +0,02 |
| Новгородская область | 0,92 | 0,91 | 0,89 | 0,94 | 0,93 | +0,01 |
| Республика Карелия | 0,93 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 0,93 | — |
| Республика Коми | 0,91 | 0,92 | 0,91 | 0,93 | 0,92 | +0,01 |
| Псковская область | 0,94 | 0,92 | 0,90 | 0,94 | 0,92 | −0,02 |
| **Вологодская область** | **0,90** | **0,91** | **0,91** | **0,91** | **0,91** | **+0,01** |

Таблица 3

| Регион | Значение индекса численности студентов вузов, % | | | | | Изменение индекса за период 2003—2007 гг., п.п. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2003 г. | 2004 г. | 2005 г. | 2006 г. | 2007 г. | |
| г. Санкт-Петербург | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | — |
| Калининградская область | 0,33 | 0,34 | 0,36 | 0,37 | 0,42 | +0,09 |
| **Вологодская область** | **0,42** | **0,42** | **0,40** | **0,40** | **0,42** | **—** |
| Архангельская область | 0,42 | 0,42 | 0,40 | 0,39 | 0,38 | −0,04 |
| Новгородская область | 0,42 | 0,41 | 0,38 | 0,37 | 0,37 | −0,05 |
| Республика Коми | 0,38 | 0,39 | 0,37 | 0,37 | 0,37 | −0,01 |
| Республика Карелия | 0,40 | 0,38 | 0,36 | 0,37 | 0,36 | −0,04 |
| Мурманская область | 0,38 | 0,40 | 0,38 | 0,36 | 0,35 | −0,03 |
| Псковская область | 0,33 | 0,31 | 0,31 | 0,31 | 0,33 | — |
| Ленинградская область | 0,10 | 0,12 | 0,12 | 0,11 | 0,12 | +0,02 |

Несмотря на такой достаточно высокий результат по расходам (индекс $e_3$) на образование, Вологодская область в 2007 г. находилась на шестой позиции в округе: за период 2003—2007 гг. они составили лишь 1 % ВРП, тогда как, скажем, в Мурманской области — 10 %. Правда, дела в Калининградской, Вологодской и Псковской областях обстоят еще хуже: затраты на науку здесь за 2003—2007 гг. вообще сведены к нулю.

Согласно расчетам индексов $S_1$ и $S_2$, агрегированный индекс $SP$ научного потенциала в Вологодской области (0,01) остается низким: она занимает (табл. 4) лишь девятое место в округе. Высоким уровнем научного потенциала обладают г. Санкт-Петербург (0,73), Ленинградская (0,59) и Мурманская (0,34) области.

Интеллектуальный потенциал региона начинает работать на благо региона только при его освоении, т. е. при внедрении научных разработок, использовании знаний населения в производстве. Однако это возможно лишь при наличии инвестиций в него. Именно за счет инвестиций могут быть увеличены расходы на науку и образование, повышены заработные платы в научной сфере, что привлечет в нее рабочую силу и, соответственно, может увеличить объем разработок, а также средства для внедрения инновационных проектов и т. д. Инвесторы же, принимая решение о финансировании,

Таблица 4

| Регион | Значение агрегатированного индекса, % | | | | | Изменение индекса за период 2003—2007 гг., п.п. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2003 г. | 2004 г. | 2005 г. | 2006 г. | 2007 г. | |
| г. Санкт-Петербург | 1,00 | 1,00 | 0,50 | 0,77 | 0,73 | −0,27 |
| Ленинградская область | 0,27 | 0,52 | 0,09 | 0,59 | 0,59 | +0,32 |
| Мурманская область | 0,08 | 0,12 | 0,06 | 0,23 | 0,34 | +0,26 |
| Новгородская область | 0,05 | 0,05 | 0,54 | 0,09 | 0,30 | +0,25 |
| Республика Карелия | 0,14 | 0,20 | 0,05 | 0,28 | 0,22 | +0,08 |
| Республика Коми | 0,07 | 0,23 | 0,05 | 0,13 | 0,17 | +0,10 |
| Архангельская область | 0,07 | 0,12 | 0,02 | 0,07 | 0,05 | −0,02 |
| Калининградская область | 0,17 | 0,22 | 0,06 | 0,05 | 0,05 | −0,12 |
| **Вологодская область** | **0,02** | **0,01** | **0,01** | **0,01** | **0,01** | **−0,01** |
| Псковская область | 0,02 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | −0,01 |

в свою очередь, могут учитывать интеллектуальный потенциал населения региона как показатель наличия кадров, которым можно доверить управление активами.

Вычисление показателей интеллектуального потенциала регионов позволяет построить ранжированный список субъектов федерального округа по этому индикатору. Например, в том же Северо-Западном округе максимальные значения показателя демонстрируют регионы-лидеры — г. Санкт-Петербург (0,81) и Ленинградская область (0,59), Мурманская (0,54) и Новгородская (0,50) области, республики Карелия (0,49) и Коми (0,42). Низкие же показатели зафиксированы в Калининградской (0,40), Псковской (0,38), Вологодской (0,36) и Архангельской (0,35) областях. Причина этого для Вологодской области — недостаточные вложения в развитие научно-исследовательской базы как региона в целом, так и предприятий, а также в развитие человеческого капитала.

Такова картина в Северо-Западном федеральном округе. Но он, как свидетельствует статистика, не исключение: аналогичный разброс показателей наблюдается и в других округах. Это означает, что машиностроительный комплекс страны, который является связующим звеном между инновационным ее сектором и секторами производства, и машиностроительные регионы страны, образующие инновационный каркас ее экономики, все еще далеки от совершенства. Поэтому для них, в том числе для Вологодской области как субъекта РФ и машиностроительного региона, развитие интеллектуального потенциала — необходимое условие устойчивого общего развития страны. Причем самым приоритетным направлением в этой сфере следует считать содействие развитию системы подготовки и переподготовки кадров для машиностроительных предприятий. И путь здесь один: интеграция образования, науки и производства. То есть формирование современных научно-производственных центров на базе вузов, обладающих квалифицированным профессорско-преподавательским составом и соответствующей материально-технической базой. Но — при обязательном участии предприятий машиностроения. Это позволит сформировать учебные программы, способствующие профессиональной подготовке квалифицированных специалистов, а также проведению совместных научных исследований и разработке различных инновационных направлений.

### Литература


1. Митенев В.В. Машиностроение Европейского Севера России: сб. статей / В.В. Митенев; вступительное слово д.э.н., проф. В. А. Ильина. — Вологда: ВНКЦ ЦЭМИ РАН, 2006. — 219 с.
2. Руткевич М.Н., Левашов В.К. О понятии интеллектуального капитала и способах его измерения // Науковедение. 2006. № 1.


УДК 629.113.004

# Экономико-математическое моделирование размещения предприятий автосервисной сети

Кандидаты техн. наук Р.Г. ХАБИБУЛЛИН и Д.М. ЛЫСАНОВ,
д-р техн. наук И.В. МАКАРОВА

ИНЭКА (8.8552 39-71-40)

*Рассматриваются особенности разработки моделей размещения и специализации автосервисных предприятий с учетом полного удовлетворения спроса на осуществление всех видов технических воздействий, а также минимизации суммы затрат на организацию производства, суммы транспортных расходов владельцев автомобилей и суммы возможных потерь, связанных с ожиданием выполнения работ.*

***Ключевые слова:*** *модель, размещение, спрос, заявка, мощность, потребность, расходы, прибыль, эффективность.*

**Habibullin R. G., Lysanov D. M., Makarova I. V.**

**ECONOMIC-MATHEMATICAL MODELLING OF SEATING FIRMS OF THE AUTOSERVICE NETWORK**

*Features of development of models of seating and specialization of the autoservice factories taking into account full satisfaction of demand for realization of all aspects of technical affectings, and also minimization of the sum of expenses for the organization of manufacturing, the sum of transport charges of owners of cars and the sum of the possible loss connected with expectation of accomplishing of works are observed.*

***Keywords:*** *model, seating, demand, the request, power, requirement, charges, profit, efficiency.*

Создание, размещение и функционирование автосервисных предприятий в местах сосредоточения автомобилей — одна из достаточно сложных проблем, так как при ее решении приходится учитывать множество различных факторов. В том числе такие, как

полное удовлетворение спроса на все виды технических воздействий, минимизация затрат на организацию производства, транспортные расходы владельцев автомобилей к месту их ТО и ремонта и их возможные потери, связанные с ожиданием выполнения заказанных работ. Но — разрешимая. Причем не методом проб и ошибок, т. е. экспериментальной проверкой принятых решений, а моделированием — анализом модели реальных хозяйственных ситуаций. Потому что в задачах подобного рода затраты, связанные с экспериментальным (натурным) поиском наилучшего решения получаются неоправданно большими, в то время при моделировании — как минимум на порядок меньше. При этом математические модели позволяют достаточно адекватно и быстро оценить уровень и степень влияния различных факторов на развитие системы в целом, а также последствия принимаемых решений. Упрощает дело и то, что исследование любых явлений или процессов математическими методами состоит, по сути, из шести этапов: выбор критерия эффективности; формулирование ограничений, которым должен удовлетворять наилучший план; накопление и обработка исходной информации о наличии ресурсов и характеристиках явлений или процессов; формализация задачи определения рационального плана; построение алгоритмов ее решения; вычисление конкретных значений управляющих параметров.

В рассматриваемом случае, как следует из заглавия статьи, роль явлений и процессов играет размещение сервисных предприятий на определенной территории. И здесь целесообразно руководствоваться следующими двумя основными принципами — оптимальности, заключающемся в минимизации издержек, которые связаны с функционированием сети предприятий; системности, т. е. разработки плана развития и размещения не отдельных СТОА, а их комплексов. Причем и то, и другое — с учетом уровня организации существующей сервисной сети.

И здесь, как правило, нужно создавать и исследовать несколько математических моделей. Например, когда несколько взаимодействующих СТОА могут представлять собой комплексные отраслевые узлы, дислоцированные либо на одной крупной площадке (комплектный вариант размещения); либо на нескольких площадках в разных городах в пределах экономического района (дифференцированный вариант); либо расположенные в одной или нескольких крупных зонах (разбросанный вариант) [1].

Такой подход позволяет найти наилучший с точки зрения выбранного критерия эффективности (получение максимальной прибыли) вариант не только размещения, но и мощности, и специализации СТОА, и степени удовлетворения спроса на услуги различных групп клиентов, и распределения потребностей отрасли в капитальных вложениях и других видах необходимых ресурсов [2].

Что же касается критерия "эффективность плана размещения СТОА", то он должен представлять собой компромисс между стремлением получить максимально возможную прибыль, затратами времени клиентов на ожидание обслуживания и стоимостью доставки автомобиля до ближайшей СТОА. То есть для наиболее полного удовлетворения потребностей в услугах по ТО и ремонту автомобилей необходимо определить число сервисных предприятий, их географическое расположение и производственные мощности.

Рассмотрим, как это делается.

Пусть имеется некоторый регион, в котором можно выделить $n$ районов (пунктов) дислокации автомобилей, а также $m$ возможных мест, где уже есть или могут быть построены автотранспортные или сервисные предприятия, оказывающие сервисные услуги. Допустим, далее, что на любое ($i$-е) предприятие из любого ($j$-го) района дислокации могут поступить на обслуживание или ремонт любое число автомобилей (спрос $X_{ij}$ за услуги). Требуется так организовать работу сервисной сети, чтобы она наиболее полно удовлетворила этот спрос при минимальных расходах $C_{ij}$ на доставку автомобилей к местам проведения работ. Тогда математическую модель задачи

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $Z = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} C_{ij}X_{ij} \to \min$ | — |
| 2 | $\sum_{j=1}^{m} X_{ij} = A_i$ | $i = 1...n$ |
| 3 | $\sum_{i=1}^{n} X_{ij} = Y_i$ | $j = 1...m$ |
| 4 | $N_{j\min} \leqslant Y_i \leqslant M_{j\max}$ | $j = 1...m$ |
| 5 | $X_{ij} > 0;\ Y_i > 0$ | $i = 1...n;\ j = 1...m$ |
| 6 | $Z = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} C_{ij}X_{ij} + \sum_{j=1}^{m} F_{\text{ПТБ}}(Y_j) + \sum_{j=1}^{m} F_{\text{а}}(Y_j) \to \min$ | $F_{\text{ПТБ}}(Y_j)$ — функция затрат на реконструкцию и перевооружение производства; $F_{\text{а}}(Y_j)$ — функция затрат на выполнение работ, включающая затраты на эксплуатационные материалы и запасные части; $Y_j$ — мощность предприятия |
| 7 | $Z = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} C_{ij}X_{ij} + \sum_{j=1}^{m} F_{\text{ПТБ}}(Y_j) + \sum_{j=1}^{m} F_{\text{а}}(Y_j) + \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} T_i C_{wj} X_{ij} + \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} \frac{T_i}{P_j} C_{\text{а}} X_{ij}$ | $T_i$ — средняя трудоемкость выполнения работ по одному автомобилю, прибывшего из $i$-го региона дислокации; $C_{wj}$ — средняя стоимость 1 чел·ч работ на $j$-м предприятии; $P_j$ — число производственных рабочих на одном посту; $C_{\text{а}}$ — стоимость 1 ч, затрачиваемого на доставку автомобиля из района его дислокации на сервисное предприятие |
| 8 | $\sum_{j=1}^{m} F_s(Y_j) \leqslant S$ | $F_s(Y_j)$ — зависимость производственной площади $S$, необходимой для проведения сервисных работ на $j$-м предприятии |
| 9 | $\sum_{j=1}^{m} F_{\text{р}}(Y_j) \leqslant P$ | $F_{\text{р}}(Y_j)$ — зависимость числа $P$ производственных рабочих, необходимого для проведения сервисных работ на $j$-м предприятии, от его мощности |

размещения сервисных предприятий, очевидно, можно представить в виде формулы № 1 (см. таблицу).

На данную модель накладываются, что тоже очевидно, четыре дополнительных ограничения. Первое: спрос $A_i$ каждого из $n$ клиентов каждого $i$-го района дислокации автомобилей на технические воздействия должен удовлетворяться полностью (формула № 2); второе: мощность $M_{cj}$ каждого $j$-го предприятия должна соответствовать числу $Y_j$ заявок на проведение работ, поступающих от всех клиентов (формула № 3); третье: эта мощность ограничена минимально ($M_{cj\min}$) и максимально ($M_{cj\max}$) возможными ее значениями (формула № 4); четвертое: переменные $X_{ij}$ и $Y_j$ модели не могут быть отрицательными (формулы № 5).

Расчеты, выполненные в соответствии с полученной моделью дадут матрицу распределения заявок на проведение работ между имеющимися сервисными предприятиями, а также используемых для этого производственных мощностей.

Второй вариант — аналогичные модели, которые можно создать для учета других комбинаций факторов, влияющих на эффективность сервисной сети. Сравнивая их матрицы, можно определить рациональность размещения существующих сервисных предприятий с учетом затрат на организацию эффективного производства и проведение необходимых видов работ.

Исходной информацией для такого варианта исследований будут сведения о потребностях в технических воздействиях на автомобили клиентов и конкретном виде функций затрат на развитие и функционирование производства.

Далее выявляются все возможные для территории региона места расположения сервисных предприятий, и для каждого из этих мест задаются варианты развития в виде ряда мощностей, представляющих собой фиксированные числа технических воздействий каждого вида.

Затем по известным районам сосредоточения автомобилей и возможным местам размещения предприятий определяются транспортные расходы (матрица $C_{ij}$).

Потом накладываются ограничения по мощности ($M_{i\min}$ и $M_{i\max}$) каждого предприятия для любого вида технических воздействий. При выборе численных значений мощностей руководствуются соображениями предельно возможного развития предприятий (размер территории, наличие рабочей силы и технологического оборудования).

Перечисленное — по сути, предварительный этап работы, цель которого — определить такой вариант использования мощностей сервисных предприятий, чтобы полностью удовлетворить потребности владельцев автомобилей в осуществлении всех видов технических воздействий, а сумма транспортных расходов, затрат на реконструкцию и перевооружение производства, проведение необходимых видов работ была бы минимальной. Выполненный по ней расчет дает матрицу территориального распределения спроса автовладельцев на услуги между сервисными предприятиями региона.

Третий вариант модели определения рационального размещения существующих предприятий учитывает, помимо рассмотренных факторов, затраты владельцев автомобилей на выполнение технических воздействий и возможную потерянную прибыль, связанную с простоем автомобиля на СТОА. Исходной информацией в этом случае, как и в предыдущих, служат сведения о потребностях клиентов в технических воздействиях на их автомобили, функции производственных затрат, транспортные расходы на доставку автомобилей и предельные мощности каждого предприятия и то, что на каждое из $m$ возможных мест размещения предприятий могут поступить автомобили из $n$ районов их дислокации. Требуется определить такой вариант размещения и специализации предприятий, чтобы полностью удовлетворить потребности владельцев автомобилей в осуществлении всех видов технических воздействий, а сумма затрат на реконструкцию и перевооружение производства, транспортных расходов, потерь времени владельцев на ожидание и выполнение работ в денежном выражении была бы минимальной. То есть необходимо минимизировать функцию, выраженную в виде формулы № 7.

После выполнения расчетов получим матрицу территориального распределения спроса на услуги по техническому сервису между предприятиями региона и значения используемых производственных мощностей.

Эта модель представляет собой, как видим, наиболее общую экономико-математическую модель размещения и развития сети сервисных предприятий.

В качестве дополнительных ограничений на область возможных решений здесь могут быть ограничения по производственным площадям и рабочей силе. Дело в том, что для организации производственного процесса необходима определенная площадь. Поэтому, зная площадь предприятия, можно определить максимально возможную его мощность при организации работ по любому технологическому процессу (формула № 8).

Предприятия могут работать на тех же площадях с различным числом смен, и рост этого числа увеличивает их мощность. Но в таких условиях возрастает число занятых в производстве работников. Чтобы избежать этого, в модели можно ввести ограничение по использованию людских ресурсов (формула № 9, которая говорит о том, что мощность предприятия не должна быть больше той, которую обеспечивает уже имеющаяся численность работающих).

Окончательный план размещения сети сервисных предприятий может быть спланирован на основе вариантного подхода, при котором рассматривается некоторое допустимое множество проектов размещения предприятий с различными мощностями. Затем рассчитываются загрузка этих предприятий и значение критерия эффективности для каждого варианта размещения.

Но при решении данной задачи есть вероятность возникновения несовместимости системы ограничений. Например, окажется, что проектируемые мощности заведомо не удовлетворяют потребности клиентов в обслуживании и ремонте автомобилей.

В этом случае возможны два выхода — создание дополнительных производственных мощностей (дополнительное инвестирование) или искусственное фиксирование некоторого уровня удовлетворения потребностей в сервисных услугах.

**Литература**


1. Лагуткин В.М. Производственные объединения, проблемы и перспективы. М.: Мысль, 1971. — 315 с.
2. Ляско В.И., Прудовский Б.Д. Оптимизация размещения предприятий технического обслуживания и ремонта подвижного состава. — М.: Транспорт, 1977. — 198 с.

**ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**
**предприятиями России, Белорусии, Узбекистана, Украины и Азербайджана в I полугодии 2010 г.**
**(по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")**

| Предприятие-изготовитель | Июнь 2010 г. | Июнь 2009 г. | При-рост, % | Январь—июнь 2010 г. | Январь—июнь 2009 г. | При-рост, % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ | | | | | | |
| ЗИЛ | 183 | 185 | −1,1 | 690 | 939 | −25,5 |
| Смоленский ААЗ | 19 | 22 | −13,6 | 59 | 60 | −1,7 |
| ГАЗ | 6 878 | 4228 | +62,7 | 25 693 | 16 539 | +55,3 |
| АЗ "Урал" | 965 | 607 | +59,0 | 4524 | 3085 | +46,6 |
| КамАЗ | 3 111 | 1575 | +97,5 | 14 739 | 10 805 | +36,4 |
| УАЗ | 1 584 | 619 | +155,9 | 6 579 | 3 123 | +110,7 |
| "Северстальавто-Исудзу" | 456 | 78 | +484,6 | 600 | 678 | −11,5 |
| "Соллерс-Елабуга" (ФИАТ) | 1 180 | 140 | +742,9 | 3 635 | 998 | +264,2 |
| "Автомобили и моторы Урала" (АМУР) | 14 | 50 | −72,0 | 83 | 138 | −39,9 |
| "ИжАвто" | — | — | — | — | 1016 | — |
| БАЗ | 11 | 4 | +175,0 | 45 | 41 | +9,8 |
| "192 Центральный завод" (Брянская обл.) | 5 | — | — | 11 | — | — |
| КЗКТ | — | — | — | 4 | 6 | 66,7 |
| *НефАЗ: | | | | | | |
| **Автосамосвалы* | 1 | — | — | 1 | — | — |
| *** Самосвальные установки* | 572 | 520 | +10,0 | 2322 | 3 534 | −34,3 |
| * САЗ | 93 | 61 | +52,5 | 483 | 175 | +176,0 |
| * "Бецема" | 48 | 15 | +220,0 | 151 | 38 | +297,4 |
| "Вольво Калуга плант", "Вольво Восток" | 115 | — | — | 421 | 35 | +1102,9 |
| "Ивеко-АМТ" ("ИВЕКО-УралАЗ") | 86 | 28 | +207,1 | 221 | 87 | +154,0 |
| "Вазинтерсервис" (ВИС) | 292 | 33 | +784,8 | 1 059 | 693 | +52,8 |
| ТагАЗ | — | 39 | — | 993 | 733 | +35,5 |
| "Скания-Питер" | — | — | — | 12 | — | — |
| "Яровит Моторс" | — | — | — | — | 4 | — |
| * "Спектр Авто" | 21 | 96 | −78,1 | 117 | 368 | −68,2 |
| * "Чайка-НН" | 71 | 9 | +688,9 | 272 | 142 | +91,5 |
| * "Филиал машзавод" | 3 | — | — | 10 | 45 | −77,8 |
| * СААЗ | | | | | | |
| * "Метровагонмаш" | 3 | — | — | 9 | 38 | 23,7 |
| * "РИАТ" | 11 | 7 | +57,1 | 62 | 22 | +181,8 |
| *Шебекинский завод автоспецоборудования | — | 9 | — | 11 | 28 | 39,3 |
| * "Амурдормаш" | — | — | — | 1 | — | — |
| МАЗ | 1 039 | 1 204 | −13,7 | 4931 | 6 088 | −19,0 |
| МЗКТ | 16 | 47 | −66,0 | 184 | 198 | −7,1 |
| БелАЗ | 74 | 64 | +15,6 | 512 | 360 | +42,2 |
| МоАЗ | 4 | 9 | −55,6 | 38 | 54 | −29,6 |
| КрАЗ | 96 | 1 | +9 500,0 | 424 | 81 | +423,5 |
| КрАСЗ | — | — | — | — | 10 | — |
| ЗАЗ, в том числе: | 459 | 276 | +66,3 | 1731 | 1036 | +67,1 |
| "Таврия-Пикап" | 426 | 232 | +83,6 | 1560 | 588 | +165,3 |
| Корпорация "Богдан" | 50 | — | — | 338 | 1 | +33 700,0 |
| Бориспольский автомобильный з-д | 22 | — | — | 61 | — | — |
| Гянджинский АЗ (*автомобили МАЗ*) | 73 | — | — | 349 | — | — |
| ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ | | | | | | |
| ГАЗ | 910 | 249 | +265,5 | 1 579 | 445 | +254,8 |
| "Соллерс-Набережные Челны" | 727 | 186 | +290,9 | 1 072 | 3 959 | −72,9 |
| "Соллерс-Елабуга" | 410 | 44 | +831,8 | 1 652 | 335 | +393,1 |
| "Соллерс-Дальний Восток" | 1 491 | — | — | 4 864 | — | — |
| ВАЗ, в том числе: | 49 544 | 33 186 | +49,3 | 217 640 | 139 421 | +56,1 |
| *мод. 2105, 2107* | 16 946 | 8 459 | +100,3 | 59 213 | 24 412 | +142,6 |
| *семейство "Приора"* | 8 770 | 8 901 | −1,5 | 50 479 | 40 019 | +26,1 |
| *семейство "Самара"* | 9 223 | 8 796 | +4,9 | 47 401 | 39 201 | +20,9 |
| *семейство "Калина"* | 10 323 | 3 764 | +174 | 28 121 | 19 912 | +41,2 |
| *семейство "Лада 4×4" ("Нива")* | 4 282 | 3 249 | +31,8 | 22 426 | 15 389 | +45,7 |
| ПСА "Бронто" | 20 | 22 | −9,1 | 106 | 62 | +71,0 |
| УАЗ | 3 229 | 989 | +226,5 | 9 453 | 4 661 | +102,8 |
| "Автомобили и моторы Урала" (АМУР) | — | 29 | — | — | 91 | — |
| "ИжАвто" | — | 52 | — | — | 9 797 | — |
| "Автотор", в том числе: | 15 347 | 7 179 | +113,8 | 61 662 | 29 771 | +107,1 |
| *"Киа"* | 7 692 | 3 953 | +94,6 | 33 054 | 18 282 | +80,8 |
| *БМВ* | 1 123 | 456 | +146,3 | 4 166 | 1 725 | +141,5 |

| Предприятие-изготовитель | Июнь 2010 г. | Июнь 2009 г. | При-рост, % | Январь—июнь 2010 г. | Январь—июнь 2009 г. | При-рост, % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *"ДжиЭм"* | 97 | 119 | −18,5 | 99 | 1 343 | −92,6 |
| *"ДжиЭм-ДАТ"* | 4 619 | +2 651 | +74,2 | 18 257 | 8 418 | +116,9 |
| *"Чери"* | — | — | — | — | 3 | — |
| *"Опель"* | 1 816 | — | — | 6 086 | — | — |
| "ДжиЭм-АвтоВАЗ" | 2 970 | 2 625 | +13,1 | 16 432 | 9 899 | +66,0 |
| ТагАЗ | 699 | 2 994 | −76,7 | 13 997 | 9 889 | +41,5 |
| АК "ДерВейс" | 706 | — | — | 2 958 | 357 | +728,6 |
| "Чеченавто" (Аргунский завод "Пищемаш") (*ВАЗ-2107*) | — | 60 | — | 122 | 468 | −73,9 |
| "Автофрамос" | 7 035 | 5 014 | +40,3 | 40 010 | 23 931 | +67,2 |
| "Форд Мотор Компании" | 7 639 | 3 158 | +141,9 | 36 941 | 24 619 | +50,1 |
| "Дженерал Моторз Авто" | 1 708 | 165 | +935,2 | 8 041 | 4 623 | +73,9 |
| "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия" | 1 420 | 699 | +103,1 | 7 686 | 2 453 | +213,3 |
| "Фольксваген Груп Рус", "Фольксваген Рус" (*"Фольксваген", "Шкода"*) | 8 619 | 3 142 | +174,3 | 50 786 | 25 212 | +101,4 |
| "ПСМА-Рус" ("Пежо") | 2 533 | — | — | 4 910 | — | — |
| "Ниссан Мэнуфэкчуринг Рус" | 2 432 | — | — | 9 187 | — | — |
| СП "Юнисон" (*автомобили "Саманд"*) | — | 18 | — | 19 | 97 | 19,6 |
| "Джи Эм-Узбекистан" | 19 958 | 12 253 | +62,9 | 102 815 | 90 320 | +13,8 |
| ЗАЗ, в том числе: | 3 605 | 5 435 | −33,7 | 14 007 | 27 408 | 51,1 |
| *ВАЗ* | — | 136 | — | 420 | 2 875 | 14,6 |
| Корпорация "Богдан" | 1 852 | 1 621 | +14,3 | 7 149 | 7 683 | 92,9 |
| КрАСЗ | — | 560 | — | 3 465 | 1 291 | +168,4 |
| "Еврокар" (*"Шкода"*) | 493 | 7 | +6 942,9 | 2 701 | 833 | +224,2 |
| "Автомобильный завод "Випос" (*автомобили "Ауди"*) | — | — | — | — | — | — |
| АВТОБУСЫ | | | | | | |
| ЗИЛ | — | — | — | 3 | 1 | 300,0 |
| ГАЗ | 1 326 | 1 380 | −3,9 | 5 275 | 6 275 | −15,9 |
| КамАЗ | — | — | — | 5 | — | — |
| *АЗ "Урал" (*Вахтовые*) | 38 | 12 | +216,7 | 241 | 118 | +104,2 |
| УАЗ | 1 281 | 306 | +318,6 | 4 379 | 1 805 | +142,6 |
| "Соллерс-Елабуга" ("*ФИАТ Дукато*") | 431 | 113 | +281,4 | 1 347 | 552 | +144,0 |
| ПАЗ | 724 | 462 | +56,7 | 3 455 | 2 224 | +55,4 |
| ЛиАЗ | 82 | 71 | +15,5 | 405 | 244 | +66,0 |
| ГолАЗ | 10 | 4 | +150,0 | 67 | 24 | +179,2 |
| КаВЗ | 28 | 31 | 90,3 | 188 | 121 | +55,4 |
| "Русские автобусы Марко" | — | 2 | — | 3 | 54 | 5,6 |
| ВАП "Волжанин" | 39 | 27 | +44,4 | 148 | 94 | +57,4 |
| НефАЗ, в том числе: | 78 | 58 | +34,5 | 383 | 222 | +72,5 |
| * *вахтовые автобусы* | — | 9 | — | 1 | 9 | −88,9 |
| "Тушино-Авто" | — | 4 | — | 63 | 26 | +142,3 |
| "Мичуринский автобус" | 2 | — | — | 25 | 4 | +525,0 |
| "Скания-Питер" | — | 7 | — | 4 | 27 | −85,2 |
| "СТ Нижегородец" (*"Форд Транзит"*) | 101 | 153 | −34,0 | 610 | 607 | +0,5 |
| Ростовский завод грузовых автомобилей (*микроавтобус "Хёндэ"*) | 124 | 25 | +396,0 | 336 | 268 | +25,4 |
| Ростовский автобусный завод (*РоАЗ-5236*) | 10 | — | — | 31 | 2 | +1450,0 |
| "Транс Альфа Электро" (ВМЗ) | 1 | — | — | 11 | 2 | +450,0 |
| "Кузбасс-Авто" | 15 | — | — | 25 | — | — |
| *"Уралпромтехника" | 1 | — | — | 3 | 32 | −90,6 |
| МАЗ | 153 | 94 | +62,8 | 613 | 724 | −15,3 |
| ОЗ "Неман" | | | | | | |
| Завод коммунальной техники (ЛАЗ) | 1 | — | — | 2 | — | — |
| "АНТО-Рус" | 2 | — | — | 2 | — | — |
| Черниговский автозавод | 30 | — | — | 110 | — | — |
| Часовоярский ремзавод | 23 | 39 | −41,0 | 198 | 242 | −18,2 |
| Бориспольский автомобильный з-д | 15 | — | — | 177 | — | — |
| Корпорация "Богдан" | 99 | 18 | +450,0 | 412 | 143 | +188,1 |
| ЗАЗ (*"И-Ван"*) | 34 | 20 | +70,0 | 213 | 55 | +287,3 |
| ТРОЛЛЕЙБУСЫ | | | | | | |
| ЛиАЗ | — | — | — | 2 | — | — |
| "ТролЗА" | 13 | 14 | −7,1 | 74 | 149 | −50,3 |
| "Транс Альфа Электро" (ВМЗ) | 3 | 9 | −66,7 | 12 | 58 | −79,3 |
| "Тушино-Авто" | — | 17 | — | — | 45 | — |
| Башкирский троллейбусный завод | 9 | 4 | +125,0 | 70 | 31 | +125,8 |
| МАЗ | — | — | — | 7 | — | — |
| АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ | | | | | | |
| ЛиАЗ | 7 | 2 | +250,0 | 59 | 15 | +293,3 |

Примечания. * — на шасси других отечественных изготовителей.
Нет данных по ряду предприятий Белоруссии и Украины.

УДК 621.436.038

# Холодный пуск дизеля. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива

Канд. техн. наук В.Г. КАМАЛТДИНОВ,
д-р техн. наук В.А. МАРКОВ

Южно-Уральский ГУ (8.351.967-94-31),
МГТУ имени Н. Э. Баумана (8.499.263-69-18)

*Рассмотрены особенности процессов подачи и распыливания топлива в транспортных дизелях на режимах пуска. Приведены результаты экспериментальных исследований системы топливоподачи дизеля типа 6ЧН15/16 на пусковых режимах.*

***Ключевые слова:*** *дизель, пусковые режимы, распыливание топлива, форсунка, распылитель.*

**Kamaltdinov V. G., Markov V. A.**

**RESEARCH OF THE PROCESSES OF FUEL INJECTION AND SPRAYING IN A DIESEL ENGINE IN STARTING MODES**

*Characteristic features of fuel injection and spraying process in vehicle diesel engines in starting modes have been considered. Results of experimental research of the fuel injection system for the diesel engine of the type 6ЧН15/16 in starting modes have been shown.*

***Keywords:*** *diesel, starting modes, fuel spraying, injector, sprayer.*

Эксплуатация дизелей в осенне-зимний период в нашей стране, где более 50 % территории относится к климатической зоне со средней температурой января ниже 253 К (−20 °С), связана со значительными трудностями. И прежде всего — со сложностями их пуска: на это, как подсчитали авторы работы [1], в среднем уходит 0,3—1,5 ч. Во многом поэтому в условиях Крайнего Севера, к примеру, дизели карьерных самосвалов просто не выключают.

Конечно, данная проблема давно известна не только эксплуатационникам, но и специалистам, создающим дизели и их системы. Отсюда и множество уже предложенных ими способов улучшения пусковых качеств дизелей. В том числе таких, как подогрев воздушного заряда и дизельного топлива, а также смазывающего масла и охлаждающей жидкости; применение "зимних" топлива и масла, пусковых свечей зажигания; увеличение мощности стартеров; оптимизация степени сжатия; подача на впуск легковоспламеняющихся жидкостей и др.

Каждый из перечисленных способов в какой-то мере улучшает пусковые свойства дизеля. Но наиболее эффективным способом, по мнению авторов, следует считать все-таки совершенствование процессов подачи и распыливания топлива на пусковых режимах. Например, неплохо зарекомендовало себя такое решение, как увеличение цикловой подачи топлива (в 1,5—2,5 раза по сравнению с номинальным режимом) при одновременном уменьшении угла опережения впрыскивания (на 5—10° п.к.в.).

Однако есть и другие резервы.

Так, работы по исследованию процессов впрыскивания и распыливания топлива в дизелях с неразделенными камерами сгорания показывают, что на режиме пуска определяющее влияние на качество смесеобразования оказывают конструкция и техническое состояние форсунок. И в первую очередь — их распылителей: повышение пусковых качеств дизелей может быть достигнуто путем улучшения мелкости распыливания топлива, подаваемого в камеру сгорания, и более рационального распределения его по ее объему — чтобы доля топлива, попадающего на стенки цилиндра, была как можно меньшей. Причем последнее обеспечивается, что тоже подтверждено результатами исследований, согласованием геометрических характеристик струй топлива с формой камеры. Например, выполненными авторами исследованиями топливной аппаратуры дизеля типа 6ЧН15/16, имеющего открытую камеру сгорания в поршне, подобную камере сгорания "Гессельман", но без выточек под клапаны.

Эта аппаратура включает многоплунжерный рядный ТНВД типа НК-12 с плунжерами диаметром 12 мм и их полным ходом 10 мм; топливопроводы высокого давления со сливными форсунками закрытого типа с распылителями 8 × 0,3 × 140° (восемь распыливающих отверстий диаметром 0,3 мм, расположенных под углом 140° к оси распылителя). Дизель, оснащенный такой аппаратурой, применяется на автомобилях

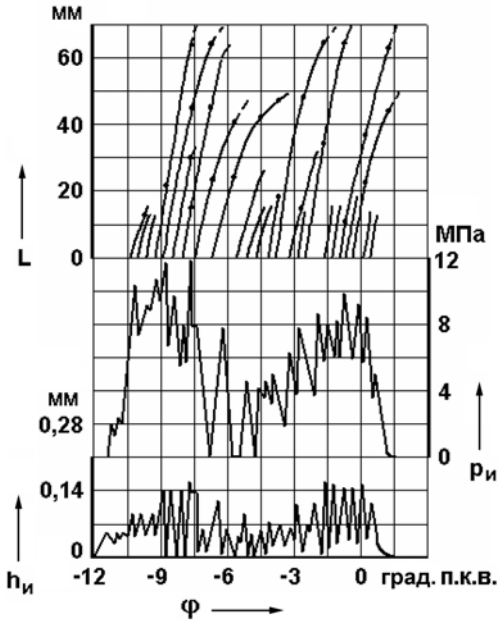


*Рис. 1. Законы изменения давления $p_и$ под иглой форсунки, подъема $h_и$ иглы форсунки и длины L топливных струй в процессе топливоподачи по углу φ поворота коленчатого вала при пусковой частоте вращения n = 100 мин$^{-1}$*

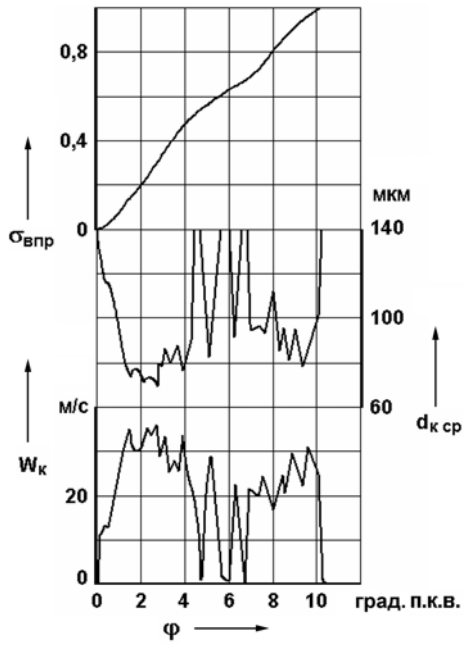


*Рис. 2. Параметры процессов подачи и распыливания топлива на скоростном режиме с n = 100 мин$^{-1}$:*

$\sigma_{впр}$ — закон подачи топлива (в относительных величинах); $d_{к\ ср}$ — средний диаметр капель распыливаемого топлива; $W_к$ — скорость движения капель на выходе из распыливающего отверстия

и тракторах, а также в качестве привода дизель-генератора [2, 3].

Установлено, что работа топливоподающей аппаратуры на пусковых режимах (как и в других дизелях) значительно отличается от работы на основных эксплуатационных режимах: она сопровождается колебаниями иглы форсунки, приводящими к так называемому дробящему впрыскиванию [4], т. е. колебательному изменению параметров топлива перед отверстиями распылителя форсунки. Причем дробление наблюдается не просто на отдельных впрыскиваниях, следующих с какими-то интервалами, а на каждом из них, которое состоит из 5—7 микровпрыскиваний. Это хорошо видно из рис. 1, на котором приведены осциллограммы длины $L$ струй топлива, подъема $h_и$ иглы форсунки и давления $p_и$ под ней. Причем получены осциллограммы, характеризующие, прежде всего, законы изменения давления перед распыливающими отверстиями, при впрыскивании топлива не в объем с атмосферным давлением, а при противодавлениях, характерных для пусковых режимов дизеля. То есть когда величины давления впрыскивания топлива и давления в камере сгорания соизмеримы по величине.

Каждая серия микровпрыскиваний, слившихся в отдельное впрыскивание, образовывается в результате частого подъема и опускания иглы форсунки в течение времени, когда давление в трубопроводе превышает давление $p_{фо}$ предварительной затяжки пружины форсунки. Это означает, что микровпрыскивания становятся возможными только в результате пульсаций давления топлива в каналах трубопровода высокого давления и форсунки, а также колебаний подвижных деталей форсунки — иглы, штанги и пружины. И именно на низких частотах вращения коленчатого вала пиковые значения давления $p_и$ топлива под иглой форсунки в экспериментах составляли от 0,3—6,3 МПа при $n$ = 40 мин$^{-1}$ до 4,5—11,5 МПа при $n$ = 100 мин$^{-1}$.

Из осциллограмм следует, что начало подъема иглы форсунки практически совпадает с началом роста давления $p_и$. Однако при посадке иглы давление $p_и$ не успевает за ее ходом. В результате осциллограмма давления получается более плавной, и в некоторых случаях кривые изменения давления отдельных микровпрыскиваний сливаются в непрерывную кривую, показывая сплошное впрыскиваниетоплива. И на осциллограмме подъема иглы форсунки также видна неполная посадка иглы — в запорном конусе остается щель шириной 0,01—0,03 мм. Однако эта величина находится на уровне точности измерения $h_и$ и не имеет практического значения. То есть ею можно пренебречь, и тогда по осциллограмме подъема иглы можно более точно определить окончание микровпрыскивания.

После обработки осциллограмм давления топлива под иглой форсунки авторы, используя программу расчета процесса топливоподачи, разработанную в Южно-Уральском ГУ, рассчитали параметры впрыскивания топлива с шагом, уменьшенным до 0,2° п.к.в., что позволило смоделировать прерывистый характер процесса впрыскивания топлива. Результаты расчета для скоростного режима с $n$ = 100 мин$^{-1}$ приведены на рис. 2.

Распределение топлива по объему камеры сгорания оценивалось по фотографиям топливных струй в оп-

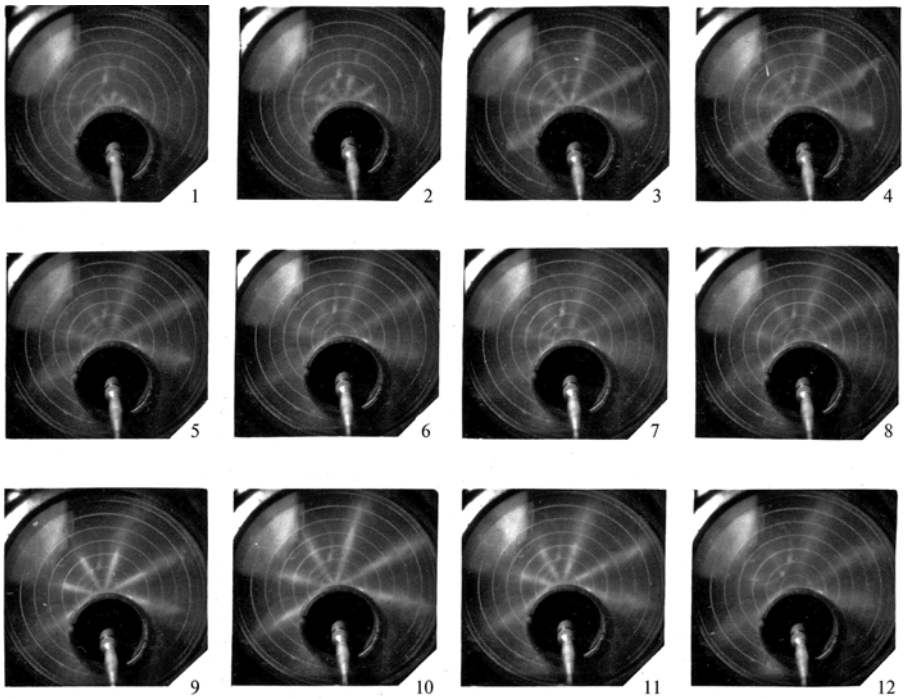


*Рис. 3. Развитие топливных струй в процессе топливоподачи при частоте вращения коленчатого вала n = 100 мин$^{-1}$ (кадры сделаны через каждый 1° п.к.в.)*

ределенный момент их развития (рис. 3). Из них видно, что головная часть струи заметно светлее остальной ее части. Следовательно, в ней скапливается немного больше капель топлива, вылетевших с наибольшими скоростями примерно в середине процесса микровпрыскивания. В то же время значительная часть топлива остается в шлейфе струи, что говорит о различии скоростей движения капель в процессе микровпрыскивания. При наложении струй, благодаря различной их длине, после первой серии микровпрыскиваний (фото 6, 7) и по окончании впрыскивания (фото 12) топливо примерно равномерно распределяется в объеме, занимаемом топливной струей. Причем эта струя достигает максимальной длины, как правило, уже при первой серии микровпрыскиваний. Например, при $n = 100$ мин$^{-1}$ и противодавлении $\Delta p_б = 0{,}64$ МПа длина $L$ струи становится равной 70 мм через 4° п.к.в. (6,5 мс) после начала впрыскивания, а при $\Delta p_б = 0{,}98$ МПа она уменьшается до 65 мм. Скорость движения топлива также снижается, но при этом оно более равномерно распределяется в объеме струи.

Таким образом, результаты, полученные при экспериментальных исследованиях процесса топливоподачи и развития топливных струй, дают достаточно полное представление о строении факела на режимах с низкой частотой вращения коленчатого вала, что позволяет провести расчетные исследования распределения концентрации паров топлива и температуры топливно-воздушной смеси по камере сгорания при холодном пуске дизеля. И, следовательно, определить конструктивные меры, резко улучшающие этот пуск.

**Литература**


1. Козлов В.Е., Квайт С.М., Чижков Ю.П. Особенности эксплуатации автотракторных двигателей зимой. М.: Колос, 1977. — 159 с.
2. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В. Экспериментальные исследования особенностей топливоподачи и распределения топлива по камере сгорания на режимах пуска дизеля с объемным смесеобразованием // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения. Челябинск: Изд-во Южно-Уральского государственного университета, 2006. С. 323, 328.
4. Толшин В.И., Трусов В.И., Девянин С.Н. Работа форсунок транспортных дизелей на режиме пуска // Двигателестроение. 1984. № 10. С. 50—52.


---


УДК 629.43


# Минимизация потерь в воздухожидкостном охладителе наддувочного воздуха автомобильного дизеля


Кандидаты техн. наук И.А. БАРСКИЙ, П.Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО, И.К. ШАТАЛОВ, Ю.А. АНТИПОВ

РУДН (+7 495.434-53-00)



*Получено уравнение для определения оптимальной скорости воздуха в воздухожидкостном охладителе наддувочного воздуха автомобильного дизеля.*



***Ключевые слова:*** *дизель, промежуточное охлаждение воздуха, оптимальная скорость воздуха.*



**Barsky I. A., Vallejo Maldonado P. R., Shatalov I. K., Antipov Yu. A.**


**INCREASING AUTOMOTIVE DIESEL AIR-LIQUID COOLER EFFECTIVENESS**


*Equation for calculation of optimal velocity in air-liquid cooler of automotive diesel.*



***Keywords:*** *diesel, air intercooler, optimal velocity of air.*


Как известно, охлаждение наддувочного воздуха автомобильных дизелей, оснащенных турбокомпрессором, применяется для повышения плотности $\rho_к$ воздуха во впускном коллекторе, т. е. их мощности, а также снижения температуры отработавших газов и, соответственно, деталей ЦПГ. Известны и законы изменения $\rho_к$ — формула № 1 (см. таблицу) и температуры $T_к$ воздуха на выходе турбокомпрессора (формула № 2), а также относительных потерь $\varepsilon$ давления воздуха в охладителе (формула № 3). (Заметим, что коэффициент $\xi$ сопротивления каналов, входящий в формулу № 3, включает потери не только в каналах охладителя, но и на входе и выходе из этих каналов, а также в подводящих и отводящих воздушных патрубках и, судя по статистическим данным [1], $\xi = 10 \div 20$.)

Режим течения воздуха в охладителе обычно турбулентный. Кроме того, коэффициент теплопроводности $K_2$ со стороны жидкости в 10—15 раз больше, чем со стороны воздуха ($K_1$), т. е. $K_2 = 10 \div 15 K_1$. Поэтому коэффициент $K_1$ можно определить по известной [2] формуле № 4.

Из уравнения баланса теплоты в охладителе можно получить формулу № 5. Входящий в нее параметр $N$ обычно равен 1—2, причем для автомобильного дизеля, работающего при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1{,}4$ и коэффициенте продувки $\varphi = 1{,}1$, расход $G_в$ воздуха связан с эффективной мощностью $N_e$ соотношением $G_в \approx 0{,}013 N_e$. Иначе говоря, в формулу № 5 вместо $G_в$ можно подставить $0{,}013 N_e$, поскольку величина $N_e$ известна. Средний температурный напор $\Delta t_i$ в охладителе, который входит в состав формулы № 5, дает формула № 6. Причем его значение обычно лежит в пределах 40—50 К.

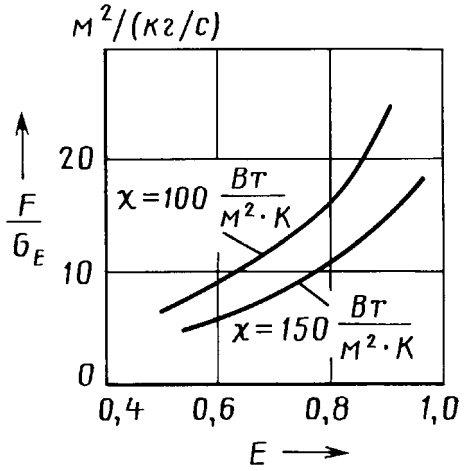


*Рис. 1. Зависимость отношения поверхности охладителя к расходу воздуха через него от его тепловой эффективности и коэффициента теплопередачи*

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $\rho_к = \dfrac{\rho'_к\,(1-\varepsilon)}{1-\dfrac{\Delta T}{T'_к}}$ | $\rho'_к$ — плотность воздуха на выходе из компрессора; $\varepsilon$ — относительная потеря давления воздуха в охладителе; $\Delta T = T'_к - T_к$ — снижение температуры воздуха в охладителе; $T'_к$ — температура воздуха на выходе из компрессора; $T_к$ — температура воздуха во впускном коллекторе |
| 2 | $T'_к = T_о\left(1 + \dfrac{\pi_к^{0,256} - 1}{\eta_к}\right)$ | $T_о$ — температура окружающий среды; $\pi_к = p'_к / p_о$ — степень повышения давления в компрессоре; $\eta_к$ — КПД компрессора; $p_о$ — давление окружающей среды |
| 3 | $\varepsilon = \dfrac{\Delta p}{p'_к} = \dfrac{0{,}5\xi W^2}{287T'_к}$ | $\Delta p = p'_к - p_к$ — потери давления воздуха в охладителе; $W$ — скорость воздуха; $p_к$ — давление на выходе из охладителя (во впускном коллекторе); $\xi$ — коэффициент потерь давления в охладителе; $W$ — скорость воздуха в охладителе |
| 4 | $K_1 = AW^{0,8} = \dfrac{0{,}018\lambda}{d^{0,2}\nu^{0,8}}$ | $A$ — коэффициент; $d$ — эквивалентный диаметр воздушных каналов охладителя; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности воздуха; $\nu$ — коэффициент его кинематической вязкости. Для охладителей, устанавливаемых на автомобильных дизелях, $A$ = 5—10, $K$=100—150 Вт/(м$^2$ · К) |
| 5 | $\Delta T = N\Delta t_i = \dfrac{K_1 F \Delta t_i}{G_в C_р}$ | $F$ — площадь поверхности охладителя со стороны воздуха; $G_в$ — расход воздуха через охладитель; $C_р$ =1005 Дж/(кг · К) — теплоемкость воздуха; $\Delta t_i$ — средний температурный напор |
| 6 | $\Delta t_i = \dfrac{\psi(\,)}{p'_к} = \dfrac{0{,}5\xi W^2}{287T'_к}$; $\Delta t_i = \dfrac{\psi(\Delta t_б - \Delta t_м)}{\lg\dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}$ | $\psi$ — коэффициент, учитывающий характер тока воздуха в охладителе; $\Delta t_б = t'_к - t''_W$; $t'_к$ — температура жидкости на входе в охладитель; $t''_W$ — температура жидкости на его выходе; $\Delta t_м = t_к - t''_W$ |
| 7 | $E = \dfrac{t'_к - t_к}{t'_к - t'_W} = 1 - e^{-N}$ | — |
| 8 | $F = \pi dlz$ | $d$ — диаметр трубки, по которой идет воздух в охладителе; $l$ — ее длина; $z$ — число трубок в охладителе |
| 9 | $W = \pi\left(\dfrac{FA\Delta t_i}{\xi G_в}\right)^{0,833}$ | — |

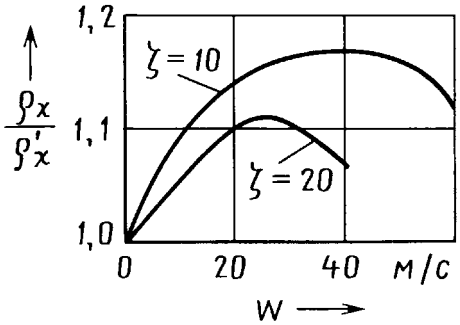


*Рис. 2. Зависимость отношения плотностей воздуха на входе охладителя и на выходе из него от скорости воздуха и коэффициента гидравлического сопротивления охладителя*

При расчете теплообменных аппаратов удобно пользоваться тепловой эффективностью $E$ теплообменника, которую отражает формула № 7. Получаемое по ней значение $E$ для воздухожидкостных охладителей наддувочного воздуха составляет, как правило, 0,65—0,85.

Зависимость отношения $\dfrac{F}{G_в}$ от $E$, вычисленной по формуле № 7, приведена на рис. 1. Но следует иметь в виду, что в реальных конструкциях значение $\dfrac{F}{G_в}$ не выходит за пределы 7,5—15 м$^2$/(кг/с).

Зная расход $G_в$ воздуха, определяют значение $F$ (формула № 8).

Если теперь в формулу № 1 подставить величины $\varepsilon$ и $\Delta T$, полученные соответственно по формулам № 3 и 5, а также учесть формулу № 4, то можно получить формулу, связывающую плотность $\rho_к$ воздуха на выходе из охладителя с его скоростью $W$. Построенные по ней кривые имеют (рис. 2) оптимум, зависящий от значения коэффициента $\xi$ сопротивления каналов. Продифференцировав зависимость $\rho_к = f(W)$ по скорости $W$ воздуха и приравняв производную нулю, получим трансцендентное уравнение, приближенное решение которого дает формулу № 9 для вычисления оптимальной для данного охладителя скорости воздуха. То есть скорости, при которой гидравлические потери в охладителе будут минимальными, а плотность воздуха — максимальной. При этой скорости промежуточное охлаждение воздуха повышает мощность дизеля на 10—20 % и уменьшает температуру воздуха на входе на 60—80 К.

**Литература**


1. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М.: Машгиз, 1958. — 350 с.
2. Михеев М.А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1975. — 305 с.

УДК 621.833.65

# Некоторые статистические характеристики шумности коробки передач автомобиля ГАЗ-3110

Кандидаты техн. наук А.В. ПОБЕДИН и О.Д. КОСОВ, А.А. ДОЛОТОВ, Ф.С. ДОМОЛАЗОВ

Волгоградский ГТУ (8442.24-81-62), Астраханский автомобильно-дорожный колледж (8512 22-23-83)

*Рассмотрены результаты статистического анализа шумности в отдельных точках легковых автомобилей семейства ГАЗ-3110. Приведены зависимости уровня звука от частоты вращения коленчатого вала двигателя и времени эксплуатации автомобилей. Определен разброс уровней звука для конкретной модели автомобилей.*

***Ключевые слава:*** *автомобиль, статистика, источники шума, измерение, среднеквадратический разброс, уровень звука, обороты двигателя, срок эксплуатации.*

**Pobedin A.V., Kosov O.D., Dolotov A.A., Domolazov F.S.**

**SOME STATISTICAL CHARACTERISTICS OF NOISE CAR GAZ-3110 TRANSMISSIONS**

*This work the results of the statistical analysis of noise in several points of GAZ-3110 vehicles are presented. There are also the dependences between the loudness of noise and speed of an engine or useful life of a car.*

***Keywords:*** *vehicle, statistics, noise sources, dimension, mean-root square dispersion, noise level, regression equation, engine rpm speed, useful life.*

То, что шум, создаваемый при работе автомобиля, вредно влияет на здоровье человека и окружающую среду, хорошо известно. Поэтому его и относят к числу нормируемых показателей. Тем не менее опыт показывает: его уровень даже у новых автомобилей, изготовленных на одном и том же предприятии, хотя и укладывается в нормы (иначе модель не будет сертифицирована), но все-таки существенно отличается [1].

Таблица 1

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $L = an + b$ | $a$, $b$ — коэффициенты уравнения регрессии; $n$ — частота вращения коленчатого вала двигателя |
| 2 | $L_0 = 0{,}0047n + 68{,}2$ | — |
| 3 | $L_{1-2} = 0{,}0043n + 61{,}1$ | — |
| 4 | $L_{3-5} = 0{,}0048n + 65{,}7$ | — |
| 5 | $L_{6-7} = 0{,}0049n + 77{,}6$ | — |
| 6 | $L_{2T} = 3{,}3T + 73{,}3$ | — |
| 7 | $L_2 = 0{,}0047n + 3{,}3T + 59{,}2$ | — |
| 8 | $L_1 = 0{,}004n_{вх} + 65{,}5$ | $n_{вх}$ — частота вращения первичного вала коробки передач |
| 9 | $L_2 = 0{,}0047n_{вх} + 68{,}2$ | — |
| 10 | $L_3 = 0{,}0021n_{вх} + 68{,}6$ | — |
| 11 | $L_4 = 0{,}0053n_{вх} + 58{,}3$ | — |
| 12 | $f_i = \frac{nz_j}{60i}$ | $Z_i$ — число зубьев шестерен $j$-й передачи; $i$ — передаточное отношение шестерен постоянного зацепления, $n$ — частота вращения шестерен $j$-й передачи |

Таблица 2

| Год выпуска автомобиля | Уровень звука, дБА, при $n_{вх}$, мин$^{-1}$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 |
| 2000 | 98 | 103 | 107 | 108 | 111 | 117 |
| 2000 | 79 | 93 | 97 | 99 | 105 | 107 |
| 2002 | 86 | 90 | 94 | 103 | 104 | 112 |
| 2002 | 65 | 89 | 97 | 97 | 98 | 100 |
| 2002 | 86 | 103 | 110 | | | |
| 2003 | 71 | 74 | 83 | 91 | 93 | 96 |
| 2003 | 72 | 81 | 84 | 88 | 88 | 95 |
| 2003 | 88 | 90 | 94 | 109 | 110 | 110 |
| 2004 | 73 | 78 | 86 | 91 | 91 | 94 |
| 2004 | 67 | 69 | 73 | 76 | 76 | 86 |
| 2004 | 76 | 79 | 85 | 93 | 96 | 101 |
| 2004 | 60 | 63 | 61 | 72 | 73 | 83 |
| 2004 | 61 | 68 | 69 | 74 | 77 | 83 |
| 2004 | 95 | 99 | 108 | 109 | 110 | 116 |
| 2005 | 71 | 75 | 80 | 86 | 89 | 98 |
| 2005 | 70 | 76 | 97 | 102 | 104 | 112 |
| 2005 | 59 | 62 | 70 | 74 | 74 | 77 |
| 2006 | 70 | 73 | 80 | 82 | 88 | 89 |
| 2006 | 70 | 74 | 77 | 80 | 81 | 84 |
| 2006 | 65 | 66 | 71 | 84 | 85 | 92 |
| 2006 | 62 | 66 | 66 | 71 | 75 | 98 |
| 2007 | 69 | 70 | 73 | 78 | 80 | 87 |
| 2007 | 62 | 67 | 74 | 75 | 75 | 81 |
| Среднеарифметическое $L$, БА | 72,23 | 77,50 | 83,00 | 88,27 | 90,14 | 96,27 |
| Среднеквадратическое отклонение σ, дБА | 10,91 | 11,77 | 13,21 | 12,75 | 12,99 | 12,02 |

Но это — результаты качественных (на слух) наблюдений. Для практики же гораздо важнее количественная оценка данных различий, их причины и источники [2].

Авторы исследовали такие различия применительно к автомобилям семейства ГАЗ-3110. В результате было установлено, что наиболее информативными являются точка № 1 — под капотом у клапанной крышки

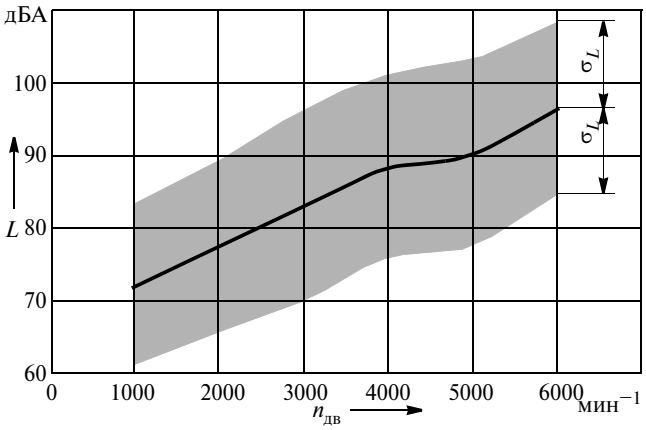


*Рис. 1. Статистическая зависимость уровня звука, излучаемого коробкой передач, от частоты вращения коленчатого вала двигателя*

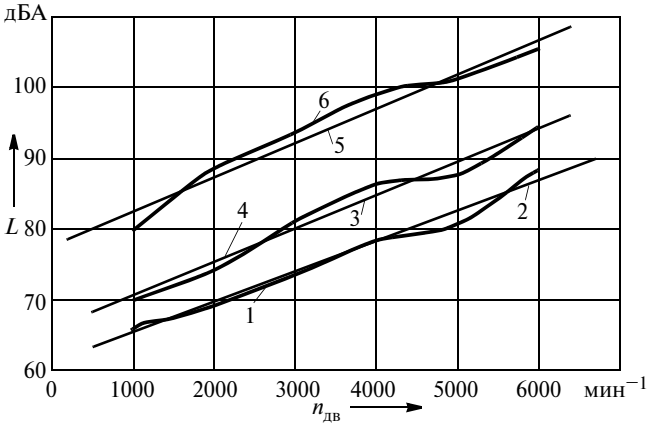


*Рис. 2. Зависимость уровня шума у коробки передач автомобиля ГАЗ-3110 от частоты вращения коленчатого вала двигателя и срока эксплуатации автомобиля:*

*1, 3, 5* — при *T*, равном соответственно 1—2, 3—5 и 5—7 лет (расчет); *2, 4, 6* — при тех же значениях *T* (факт)

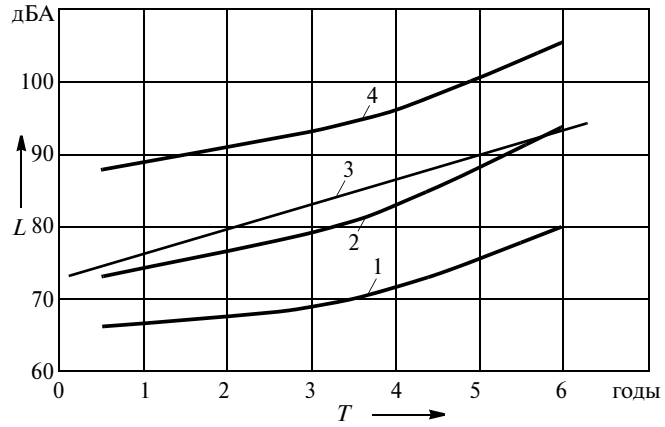


*Рис. 3. Зависимость уровня шума у коробок передач всех исследованных автомобилей от срока эксплуатации и частоты вращения коленчатого вала двигателя:*

*1* — $n_{дв}$ = 1000 мин$^{-1}$; *2* — $n_{дв}$ = 3000 мин$^{-1}$; *3* — общая линия регрессии; *4* — $n_{дв}$ = 6000 мин$^{-1}$

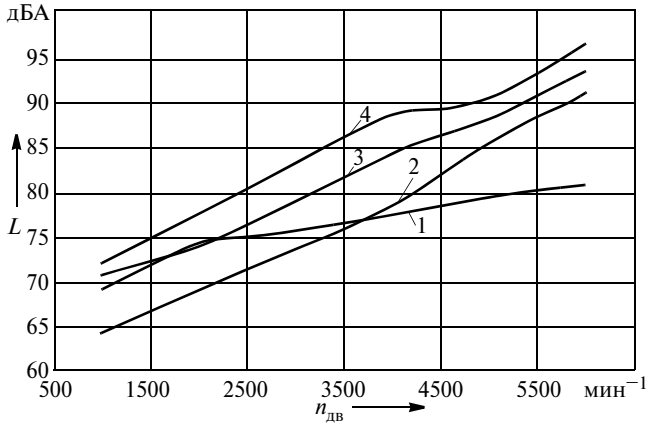


*Рис. 4. Среднестатистические уровни звука автомобилей ГАЗ-3110:*

*1* — точка № 3; *2* — точка № 4; *3* — точка № 1; *4* — точка № 2

Таблица 3

| Частота вращения первичного вала коробки передач, $n_{вх}$, мин$^{-1}$ | Частота перезацеплений шестерен, Гц | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | постоянного зацепления | III передачи | II передачи | I передачи | V передачи |
| 1000 | 433 | 396 | 297 | 198 | 545 |
| 2000 | 866 | 792 | 594 | 396 | 1090 |
| 3000 | 1300 | 1188 | 891 | 594 | 1635 |
| 4000 | 1732 | 1584 | 1180 | 792 | 2180 |
| 5000 | 2165 | 1980 | 1485 | 990 | 2725 |
| 6000 | 2598 | 2376 | 1782 | 1188 | 3270 |

двигателя, № 2 — у нижней части коробки передач, № 3 — ниже заднего шарнира карданного вала и № 4 — под корпусом главной передачи. Поэтому в дальнейшем шум измеряли только в этих точках. Причем все измерения выполнялись при работе двигателя без нагрузки, при частоте вращения коленчатого вала 1000—6000 мин$^{-1}$, которая корректировалась по показаниям шумомера на частоте второго порядка, что соответствовало третьоктавной полосе со среднегеометрическими частотами 31,5—160 Гц. Вентиляторы систем охлаждения двигателя и вентиляции салона при измерениях не работали, измерения в точках № 2, 3 и 4 выполнялись при включенной первой передаче [5].

В итоге пришли к выводу, что уровень шума, измеренный в ближнем поле у коробки передач, превосходит уровни от других агрегатов. Поэтому в дальнейшем основное внимание было уделено именно коробке передач.

По результатам исследований оказалось, что среднеарифметическое значение уровня шума *L* в точке № 2 при изменении частоты $n_{вх}$ первичного вала подчиняется, независимо от года выпуска автомобиля, т. е. его пробега, линейному закону (формула № 1 в табл. 1). Причем этот закон, сохраняя линейность по мере наработки автомобиля, дает в целом увеличивающиеся значения *L* (табл. 2) для каждого автомобиля и $L_{ср}$ для всех автомобилей (рис. 1) [3, 4].

Так, для автомобилей со сроком эксплуатации 1—2 года это формула № 2, 3—5 лет — формула № 3 и 5—7 лет — формула № 5. Им на рис. 2 соответствуют кривые *1*, *3* и *5*, а реально измеренным шумам автомобилей — кривые *2*, *4* и *6*.

Еще более выразителен рис. 3, на котором приведены среднестатистические значения уровней звука в точке № 2 при разных частотах вращения коленчатого вала двигателя от срока *T* эксплуатации всех исследованных автомобилей. Для них уравнение регрессии для сроков имеет вид формулы № 6, а общее уравнение регрессии для точки № 2 — формулы № 7, которой соответствуют кривые *1, 2* и *4*.

Далее. Зависимости среднеквадратических значений уровней звука от частоты вращения коленчатого вала двигателя во всех точках измерений приведены на рис. 4. Они получены по уравнениям регрессии — формулам № 8 (точка № 1), 9 (точка № 2), 10 (точка № 3) и 11 (точка № 4).

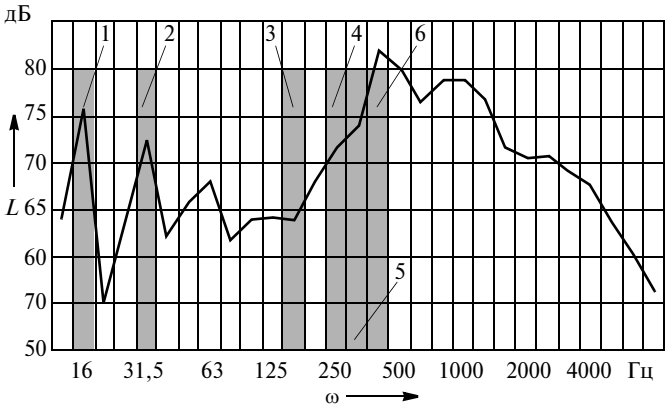


*Рис. 5. Спектр излучаемого шума у коробки передач при частоте вращения ее входного вала, равной 1000 мин$^{-1}$, на нейтральной передаче:*

*1* — первый порядок работы двигателя; *2* — второй порядок работы двигателя; *3* — частота перезацепления шестерен I передачи; *4* — частота перезацепления шестерен II передачи; *5* — частота перезацепления шестерен III передачи и шестерен постоянного зацепления; *6* — частота перезацепления шестерен V передачи

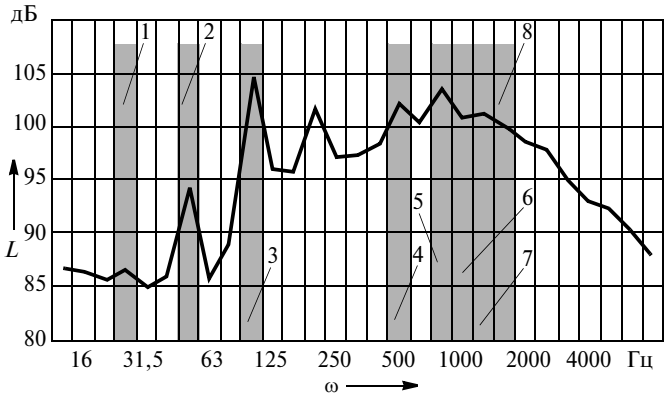


*Рис. 6. Спектр излучаемого шума у коробки передач при частоте вращения ее входного вала, равной 3000 мин$^{-1}$, на нейтральной передаче:*

*1* — частота вращения распределительного вала двигателя; *2* — первый порядок работы двигателя; *3* — второй порядок работы двигателя; *4* — частота перезацепления шестерен I передачи; *5* — частота перезацепления шестерен II передачи; *6* — частота перезацепления шестерен III передачи; *7* — частота перезацепления шестерен постоянного зацепления; *8* — частота перезацепления шестерен V передачи

Что же касается спектров шума у коробки передач, то по ним установлено следующее.

Расчетные значения частот $f_i$ перезацепления зубьев шестерен коробки передач автомобилей семейства ГАЗ-3110 дает формула № 12, а подсчитанные по ней значения этих частот — табл. 3.

Как видно из рис. 5 и 6, в спектрах у коробки передач особенно заметно проявляются частоты вращения распределительного вала, первого и второго порядков работы двигателя, а также частоты перезацепления зубьев в коробке передач. Но иногда прослеживаются и частоты третьего порядка работы двигателя. И чем больше частота вращения коленчатого вала, тем правее смещаются пики спектров в сторону больших частот. Это показывает, что шумоизлучение коробки передач зависит от частоты перезацепления зубьев шестерен и характерных частот ДВС.

Таким образом, количественные измерения полностью подтвердили, что у автомобилей семейства ГАЗ-3110 имеет место большой (до 20—25 дБА) разброс уровней звука. Причем эта разница по мере увеличения срока эксплуатации и частоты вращения коленчатого вала двигателя существенно возрастает. И особенно заметно у двигателя, коробки передач и главной передачи.

**Литература**


1. Григорьев Е.А. Статистическая оценка шума и вибраций тракторов / Е.А. Григорьев, А.В. Победин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1974. № 8. С. 36—37.
2. Крузе А.О., Крузе О.О. Статистическая оценка шума автомобилей / Автомобильные перевозки, организация и безопасность дорожного движения. — М. МАДИ. 1981. С. 28—34.
3. Методика статистической оценки шума автомобиля / А.В. Победин, О.Д. Косов, В. Н. Орешкин, И.В. Ходес, М.Ю. Илюхин, Ю.В. Климов // Наука — производству. 2005. № 1. С. 30—33.
4. Статистическая оценка шумности автомобиля ВАЗ-21102 / А.В. Победин, О.Д. Косов, В.Н. Орешкин, И.В. Ходес, М.Ю. Илюхин, Ю.В. Климов // Колесные и гусеничные машины: Межвуз. сборник науч. трудов / МАМИ (МГТУ). — М., 2004. Вып. 1.
5. Победин А.В. Статистическая оценка шумности автомобиля ГАЗ-3110 / А.В. Победин, Ф.С. Домолазов, А.А. Долотов // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы": Межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2007. Вып. 2. № 8. С. 115—116.



**ВНИМАНИЕ!**

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 629.11.012.8

# Математическая модель управляемой системы подрессоривания АТС

А.В. ПОДЗОРОВ, доктора техн. наук А.С. ГОРОБЦОВ, М. В. ЛЯШЕНКО

ВолгГТУ (8442.23-00-76)

*Рассматривается задача управления подвеской транспортного средства. Получены выражения для управления демпфирующими и упругими элементами подвески. Представлены результаты компьютерного моделирования движения автобуса с управляемой подвеской по дорогам с единичной неровностью и случайным профилем в программном комплексе моделирования динамики систем твердых и упругих тел — ФРУНД.*

***Ключевые слова:*** *математическое моделирование, пространственная модель, управляемая подвеска, плавность хода, амортизатор, пневматическая рессора.*

**Podzorov A. V., Gorobtsov A. S., Liashenko M. V.**

**THE MATHEMATICAL MODEL OF THE CONTROLLABLE SUSPENSION SYSTEM OF THE VEHICLE**

*The problem of control of the vehicle suspension system is considered. The formulas for control of damping and springing elements of the suspension system are received. The results of computer simulation of movement of the bus with controllable suspension system on roads with single obstacle and with stochastic profile in the complex of modeling of dynamics of systems solid and elastic bodies — FRUND are presented.*

***Keywords:*** *mathematical simulation, multidimensional model, controllable suspension, ride comfort, shock absorber, pneumatic spring.*

Конструкция и рабочие характеристики подвески влияют на управляемость, устойчивость, плавность хода и другие свойства АТС, определяющие его безопасность, комфортность, надежность. От них же зависят его производительность и срок службы, сохранность перевозимых грузов, дорожных покрытий и т. п. Поэтому улучшение характеристик систем подрессоривания и изыскание наиболее рациональных их конструкций — проблема, которая была и остается одной из наиболее актуальных в автомобилестроении. Причем проблем довольно сложных. Дело в том, что требования к подвеске с точки зрения ее влияния на устойчивость, управляемость и плавность хода АТС очень противоречивы: улучшив одно из свойств, неизбежно теряется что-то в другом.

Однако в последнее время положение начинает меняться: уже созданы регулируемые и управляемые системы подрессоривания, выполненные на основе различных типов упругих и демпфирующих элементов, которые позволяют достаточно успешно разрешить извечный конфликт упомянутых выше требований.

Эффективность работы таких систем можно подтвердить на конкретном примере — автобусе малого класса при его движении по различным дорожным профилям. И в качестве закона управления амортизаторами целесообразно использовать алгоритм демпфирования [1], суть которого заключается в ступенчатом изменении коэффициента $r$ гидравлического сопротивления амортизатора между минимальным ($r_{\min}$) и максимальным ($r_{\max}$) его значениями в зависимости от текущих значений вертикальных скоростей подрессоренной ($\dot{z}$) и неподрессоренной ($\dot{\zeta}$) масс.

Математическое выражение данного алгоритма применительно к одноопорной двухмассовой модели подвески (рис. 1) представляет собой следующую систему неравенств:

$$\begin{cases} r_{\min},\ \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \leqslant 0 \\ r_{\min},\ \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0. \end{cases}$$

Из этой системы следует, что при несовпадении знаков скоростей подрессоренной массы и деформации подвески сопротивление демпфирующего элемента должно быть минимальным, так как в этот момент амортизатор способствует увеличению колебаний подрессоренной массы, а при совпадении — максимальным, поскольку амортизатор, наоборот, гасит колебания подрессоренной массы. То есть этот алгоритм может быть основой для практической реализации систем подрессоривания АТС с управляемым демпфированием. Причем двумя способами — либо варьированием площади проходного сечения дросселя амортизатора с помощью (например, электромагнитного клапана), либо применением магнитореологических жидкостей, способных менять свою вязкость под действием электромагнитных полей [2].

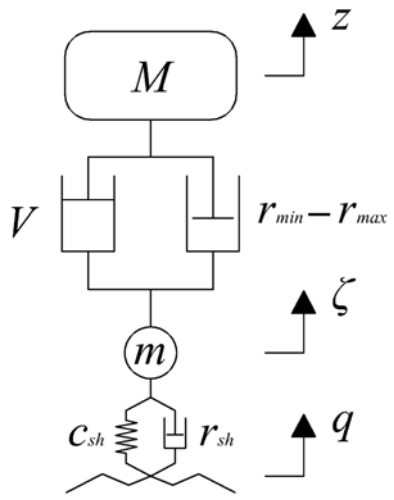


*Рис. 1. Одноопорная двухмассовая модель подвески с управляемым демпфером:*
*$M$, $m$* — подрессоренная и неподрессоренная массы; *$z$, $\zeta$* — вертикальные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс; *$q$* — кинематическое возмущение; *$c_{sh}$, $r_{sh}$* — жесткость и коэффициент сопротивления шины; *$V$* — объем пневматической рессоры; $r_{\min}$, $r_{\max}$ — минимальное и максимальное значения коэффициента гидравлического сопротивления демпфера

Таковы исходные теоретические соображения. Руководствуясь ими, авторы статьи в качестве закона управления пневматическими рессорами рассматриваемого автобуса предложили алгоритм, обеспечивающий ступенчатое изменение жесткости рессоры в пределах ее минимального и максимального значений в зависимости от текущих значений вертикальных скоростей подрессоренной и неподрессоренной масс. Для чего применили способ варьирования рабочего объема пневматического элемента с помощью сообщения и разобщения основной и дополнительной его полостей с помощью электромагнитного клапана (рис. 2).

Упругая характеристика пневматической рессоры со ступенчатым изменением ее жесткости может быть рассчитана по следующей формуле:

$$F_u = \left[ p_a \left( \frac{V_o}{V_o + F_e \lambda_i} \right)^k \times \right.$$

$$\left. \times \left( \frac{V_o + V_d + F_e \lambda_i}{V_o + V_d + F_e (z - \zeta)} \right)^k - p_v \right] F_e,$$

где $F_u$ — упругая сила пневматической рессоры; $p_a$ — абсолютное дав-

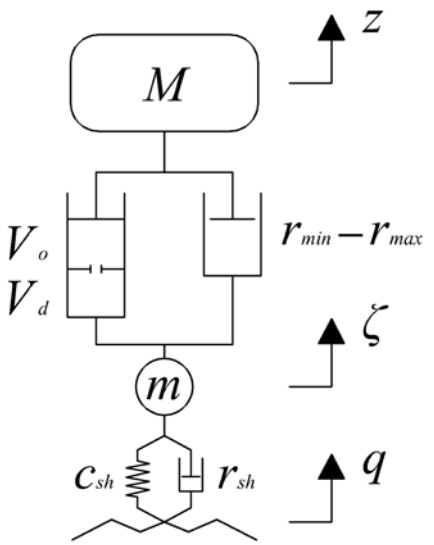


*Рис. 2. Одноопорная двухмассовая модель подвески с управляемыми демпфером и пневматической рессорой:*

*M, m* — подрессоренная и неподрессоренная массы; *z, ζ* — вертикальные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс; *q* — кинематическое возмущение; $c_{sh}$, $r_{sh}$ — жесткость и коэффициент сопротивления шины; $V_o$, $V_d$ — основной и дополнительный объемы пневматической рессоры; $r_{min}$, $r_{max}$ — минимальное и максимальное значения коэффициента гидравлического сопротивления демпфера

ление в пневматической рессоре; $V_o$, $V_d$ — соответственно основной и дополнительный объемы; $\lambda_i$ — деформация подвески, соответствующая моменту подключения (отключения) дополнительного объема; *k* — показатель политропы; $p_v$ — атмосферное давление; $F_e$ — эффективная площадь рессоры.

В математической форме алгоритм управления жесткостью пневматической рессоры за счет изменения рабочего объема пневмоэлемента подвески применительно к одноопорной двухмассовой ее модели можно представить следующей системой неравенств:

$$\begin{cases} V_d \neq 0 \text{ and } \lambda_i \neq 0,\ \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \leqslant 0; \\ V_d \neq 0 \text{ and } \lambda_i \neq 0,\ \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \\ \text{and abs}(z - \zeta) \geqslant \text{abs}(\lambda_i); \\ V_d = 0 \text{ and } \lambda_i = 0,\ \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \\ \text{and abs}(z - \zeta) < \text{abs}(\lambda_i). \end{cases}$$

Исследование эффективности работы управляемой системы подрессоривания автобуса при движении по дорожным покрытиям различного профиля проводилось по его пространственной многотельной модели, сформированной с помощью программного комплекса ФРУНД [3]. Эта модель была разработана на основе конструктивных параметров автобуса ВЗТМ-3273 и содержит (рис. 3) несколько подвижных тел (кузов *1*, передние *2* и задние *4* колеса, задний мост *3*, направляющие элементы передней и задней подвесок) и полностью воспроизводит их кинематику. В частности, передняя подвеска (рис. 4) — независимая рычажная, выполнена на поперечных рычагах *2,* имеет упругие *1* и демпфирующие *4* элементы в виде пневматических рессор и гидравлических амортизаторов соответственно; задняя (рис. 5) — зависимая, состоит из тяг *7*, разгружающих пневматические рессоры *1* от чрезмерных продольных и поперечных сил, гидравлических амортизаторов *3* и стабилизатора *8*, способствующего снижению поперечного крена кузова. Характеристика же

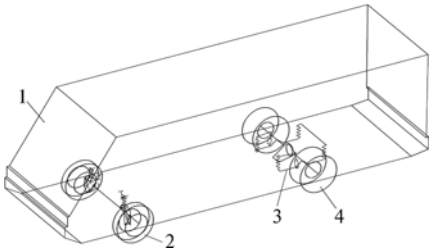


*Рис. 3. Расчетная схема автобуса:*

*1* — кузов; *2* — переднее колесо; *3* — задний мост; *4* — заднее колесо

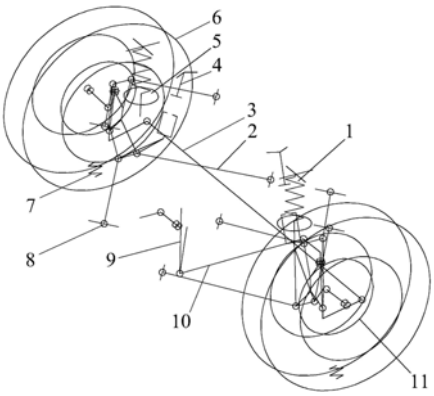


*Рис. 4. Передняя подвеска автобуса:*

*1* — пневматическая рессора; *2* — рычаг; *3* — поперечная рулевая тяга; *4* — гидравлический амортизатор; *5* — кулак; *6* — переднее колесо; *7* — шина; *8* — шарнир; *9* — сошка рулевого механизма; *10* — рулевая тяга; *11* — ступица

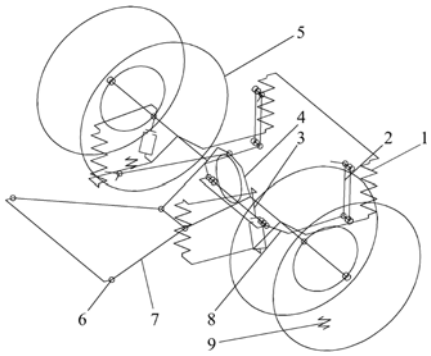


*Рис. 5. Задняя подвеска автобуса:*

*1* — пневматическая рессора; *2* — серьга; *3* — гидравлический амортизатор; *4* — задний мост; *5* — заднее колесо; *6* — шарнир; *7* — тяга; *8* — стабилизатор поперечной устойчивости; *9* — шина

шин передних и задних колес учитывает их отрыв от дороги.

Кроме того, упругая характеристика подвесок имеет участки, описывающие работу ограничителей динамического хода — упругих элементов большой жесткости.

Для проверки эффективности работы управляемой системы подрессоривания анализировались результаты моделирования движения автобуса по дорогам с единичной неровностью и случайным профилем, полученные в виде спектров вертикальных ускорений и временных реализаций вертикальных перемещений кузова в различных точках. При этом были рассмотрены четыре типа систем подрессоривания: первый и второй — со штатными амортизаторами различного сопротивления и штатными же пневматическими рессорами, третий — с управляемыми амортизаторами и штатными пневматическими рессорами, четвертый — с управляемыми амортизаторами и управляемыми пневматическими рессорами.

Результаты такого моделирования движения автобуса на скорости 5 км/ч по ровной дороге с единичной неровностью высотой 5 см приведены на рис. 6, а на скорости 60 км/ч — на рис. 7.

Из первого рисунка видно, что система подрессоривания с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами (кривая *4*) обеспечивает наименьшие вертикальные перемещения и наилучшую быстроту затухания ко-

лебаний кузова. Система же подрессоривания с управляемыми демпферами (кривая *3*) имеет незначительное преимущество по сравнению с системой подрессоривания, оснащенной штатными демпферами с "жесткой" демпфирующей характеристикой (кривая *2*), что объясняется незначительной неэффективностью работы штатных амортизаторов при малой скорости деформации подвески.

Второй рисунок показывает, что система подрессоривания с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами (кривая *4*) имеет существенные преимущества перед системами подрессоривания, оснащенными штатными элементами (кривые *1*, *2*), и системой, имеющей управляемые демпферы (кривая *3*). Преимущества последней перед системой подрессоривания, оснащенной штатными демпферами с "жесткой" демпфирующей характеристикой (кривая *2*), более значительны при преодолении неровности со скоростью 60 км/ч из-за возросшей неэффективности работы штатных амортизаторов.

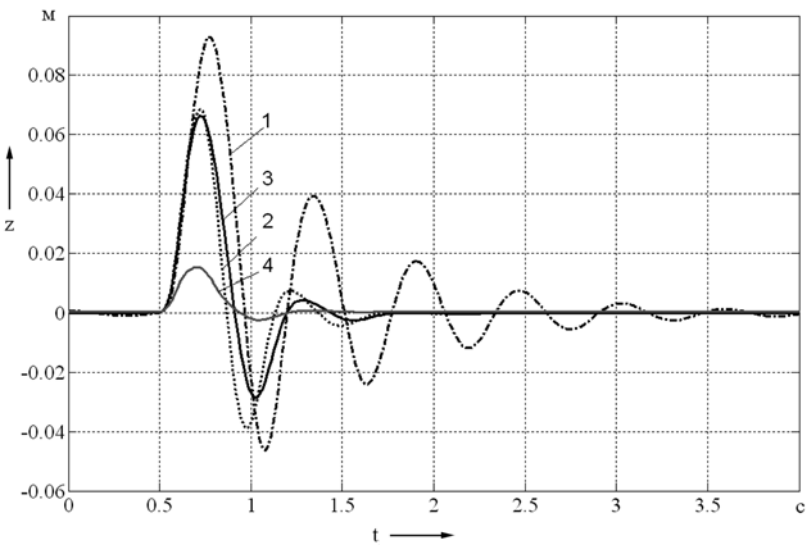


*Рис. 6. Вертикальные перемещения кузова автобуса над задней подвеской при преодолении единичной неровности на скорости 5 км/ч:*

*1* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,1) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *2* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *3* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *4* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и управляемыми пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0—11 л)

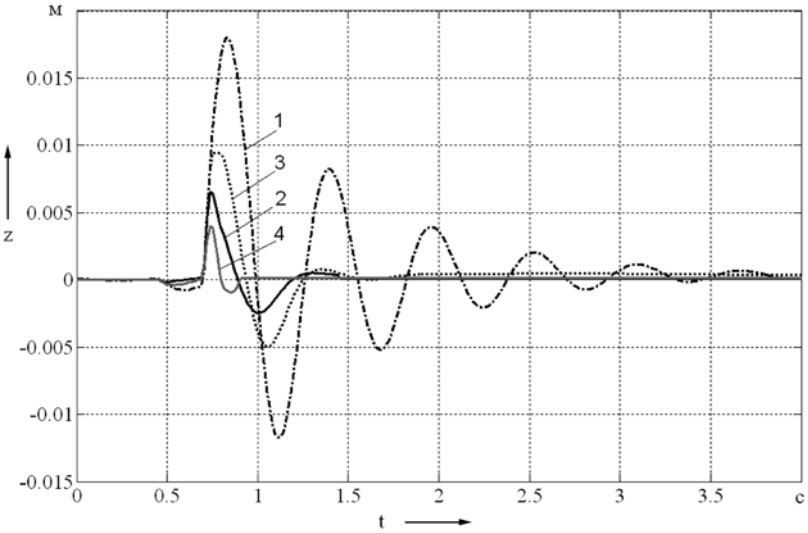


*Рис. 7. Вертикальные перемещения кузова автобуса над задней подвеской при преодолении единичной неровности на скорости 60 км/ч:*

*1* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,1) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *2* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *3* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *4* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и управляемыми пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0—11 л)

В процессе исследования эффективности управляемых систем подрессоривания при прямолинейном движении автобуса с постоянной скоростью 60 км/ч по неровностям случайного профиля, в том числе неровностям, соответствующим дорогам НИЦИАМТа, установлено (рис. 8), что среднеквадратические значения ускорений кузова автобуса на месте водителя для систем подрессоривания со штатными "мягкими" демпферами и штатными же пневматическими рессорами (кривая *1*) в диапазоне частот 0—3 Гц составляют 1,55 м/с$^2$, со штатными "жесткими" демпферами и штатными пневматическими рессорами (кривая *2*) — 1,14 м/с$^2$, с управляемыми демпферами и штатными пневматическими рессорами (кривая *3*) — 0,52 м/с$^2$ и с комбинированным управлением демпферами и пневматическими рессорами (кривая *4*) — 0,17 м/с$^2$; в диапазоне 3—15 Гц — соответственно 1; 1,52; 1,06 и 0,96 м/с$^2$; в диапазоне 15—40 Гц — 2,11; 2,22; 2,21 и 2,13 м/с$^2$. Отсюда можно заключить, что наиболее эффективна с точки зрения улучшения показателей плавности хода система подрессоривания, которую характеризует кривая *4*. Но кривая *3* тоже позволяет добиться снижения уровней ускорений кузова АТС. Причем во всех случаях наибольший эффект наблюдается в области низкочастотного (0—3 Гц) резонанса кузова и в интервале между низкочастотным резонансом кузова и высокочастотными резонансами неподрессоренных масс (3—15 Гц).

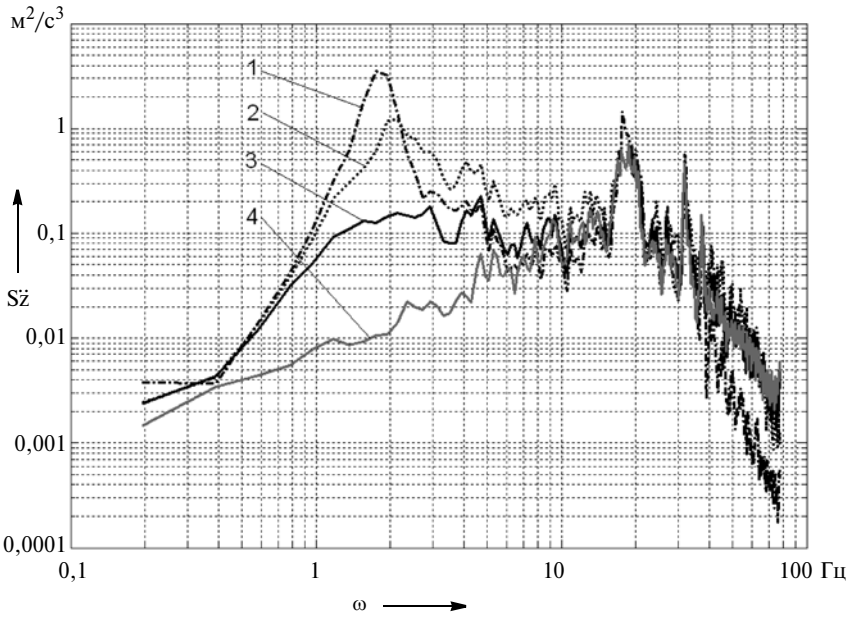


*Рис. 8. Спектры вертикальных ускорений кузова автобуса на месте водителя:*
*1* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,1) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *2* — подвеска со штатными демпферами ($\psi$ = 0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = = 11 л, $V_d$ = 0 л); *3* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и штатными пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0 л); *4* — подвеска с управляемыми демпферами ($\psi$ = 0,1—0,6) и управляемыми пневматическими рессорами ($V_o$ = 11 л, $V_d$ = 0—11 л)

В качестве выводов можно отметить следующее.

1. Наиболее эффективным с точки зрения улучшения показателей плавности хода является использование подвесок с комбинированным управлением упругими и демпфирующими элементами.

2. Предлагаемые законы управления и результаты численного эксперимента, полученные в рамках данной работы, могут служить основой для создания конструктивно относительно простых управляемых систем подрессоривания АТС.

### Литература


1. Karnopp D.C. Vibration control using semi-active force generators / D.C. Karnopp, M.J. Crosby, R.A. Harwood // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry. — 1974. — Vol. 96. — P. 619—626.
2. Kruger W.R. Evaluation of Active Damping for Reduction of Noise, Vibration and Motion of Ground Vehicles by Multibody Simulation / W.R. Kruger, O. Vaculin, M. Spieck // RTA/AVT Symposium on Habitability of Combat and Transport Vehicles. Noise, Vibration and Motion. — Prague, 2004.
3. Горобцов А.С. Алгоритмы численного интегрирования уравнений движения системы тел с множителями Лагранжа / А.С. Горобцов, С.В. Володенков // Машиностроение и инженерное образование. 2005. № 3. С. 20—27.


УДК 629.1.014

# Современные схемы рулевого управления АТС и их исполнение[1]

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ

НИЦИАМТ НАМИ

Примеры технических решений, применяемых в рассматриваемой области фирмами-производителями рулевых управлений, можно было бы продолжить. Однако, думается, достаточно ограничиться результатами анализа, выполненного автором. А они говорят, что наиболее успешно с точки зрения технологичности и компактности любые способы оптимизации рулевого управления реализуются в устройствах с поворотными кулаками (рис. 2). В них главный цилиндр управления воздействует на штоки *11* и *13* сдвоенной поперечной рулевой тяги, которая так же, как и тяга в традиционном исполнении, вызывает поворот уп-

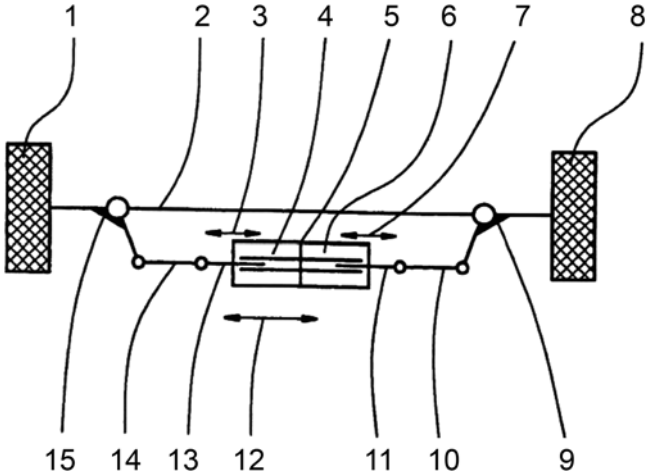


*Рис. 2. Система рулевого управления со сдвоенной поперечной тягой и гидроцилиндром:*
*1, 8* — управляемые колеса; *2* — поперечная тяга; 3, *7* — направления движения тяг изменяемой длины; *4, 6* — надпоршневые полости гидроцилиндра; *5* — поршень гидроцилиндра; *9, 15* — шарниры; *10 и 14* — правая и левая части поперечной рулевой тяги изменяемой длины; *11* и *13* — штоки гидроцилиндра; *12* — направления движения гидроцилиндра

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2010, № 8.

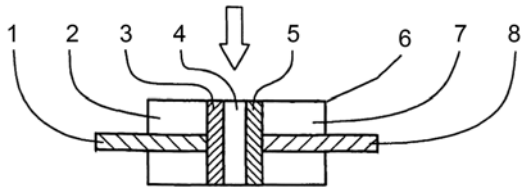


*Рис. 3. Трехкамерный гидроцилиндр сервопривода управляемых колес:*
*1, 8* — штоки поршня; *2, 7* — боковые полости гидроцилиндра; *3, 5* — поршни; *4* — центральная полость гидроцилиндра; 6 — корпус гидроцилиндра

равляемых колес. Кроме того, она поворачивает эти колеса друг относительно друга, а главное — минимизирует результирующую угловую погрешность управления. Для этого длины левой *14* и правой *10* частей поперечной рулевой тяги и/или эффективные длины штоков *11*, *13* поршня или их частей должны быть изменяемыми с помощью телескопического гидравлического цилиндра или винтовых шпинделей. Гидроцилиндр может состоять из двух (*4*, *6*) раздельных полостей.

Таким образом, отклонение угла управления может регулироваться, устраняя или минимизируя угловую погрешность управления.

Изменение длины штоков поршня гидроцилиндра рулевого управления как при левом, так и правом повороте должно приводить к одинаковому или зеркальному динамическому свойству поворачиваемости и обеспечивать контролируемое и бесступенчатое регулирование углового отклонения поворота. Решает эту задачу гидроцилиндр, схема которого показана на рис. 3. Он в отличие от цилиндра, приведенного на рис. 2, имеет три (*2, 4* и *7*) камеры, средняя из которых (*4*) служит для изменения длины штоков двойного (*3* и *5*) поршня, а внешние (*1* и *8*) используются для собственно результирующего осевого перемещения.

Преимуществом данного конструктивного исполнения рулевого управления является то, что углы поворота управляемых колес регулируются просто: фактический угол поворота одного колеса (или колес одной оси) регистрируется, распознается и определяется блоком управления исходя из заданного угла для другой (или колес другой оси), значение которого потом используется в качестве параметра регулятора. По нему блок вырабатывает управляющий сигнал на подачу определенного объема рабочей жидкости в среднюю камеру гидроцилиндра. Наружные камеры *2* и *7* служат для преобразования сигналов угла поворота рулевого колеса в угол поворота управляемого колеса (колес управляемой оси), а центральная полость *4* — для регулирования отклонения (расхождения, рассогласования) между углами поворота колес на противоположных концах оси. Причем так, чтобы стало возможным выполнение условия Аккерманна.

Таким способом улучшают курсовую устойчивость не только двухосных, но и многоосных АТС. Например, концерн МАН на своем трехосном грузовом автомобиле применяет систему рулевого управления, действующую не только на передние, но и на задние колеса третьей оси, что предотвращает опасную избыточную поворачиваемость этого АТС. Причем колеса третьей задней его оси в зависимости от транспортной ситуации управляются электронным устройством, которое с помощью датчиков отслеживает эту ситуацию и в первую очередь — скорость автомобиля. При превышении порогового значения скорости оба колеса третьей задней оси опускаются и становятся управляемыми. При этом в памяти электронного управления хранятся значения параметров критической транспортной ситуации, характеризуемые величинами перемещений агрегатов подвески колес. Шесть датчиков фиксируют эти перемещения, блок управления оценивает фактические рыскания и усилия в тягово-сцепном устройстве, сравнивают их с записанными в его памяти предельными и дает, при необходимости, сигнал на снижение скорости движения или уменьшение угла поворота управляемых колес. Причем последнее достигается встраиваемым в привод рулевого управления дополнительным поддерживающим редуктором, который параллельно воздействию водителя на рулевое колесо создает дополнительный крутящий момент и управляется электронным блоком. Отслеживаемые датчиками углы поворота управляемых колес сравниваются с граничными значениями, и по результатам этого сравнения вырабатывается сигнал воздействия на колесные тормозные механизмы.

Таким образом, можно сказать, что по мере совершенствования автомобиля совершенствуются и системы его рулевого управления. Начав с чисто механических решений, пройдя через гидравлические системы, оно перешло к электрическим. Причем степень интеграции последних растет с ужесточением функциональных требований, потому что электрические системы оптимально удовлетворяют этим требованиям. И главным объектом применения таких решений является момент, создаваемый усилителем.

Как видим, рассмотренные выше решения — новый потенциал функционирования рулевого управления как в области ассистирования водителю, так и в области активной безопасности АТС. Причем надо сказать, что к нему современные производители рулевых управлений шли довольно долго. Типичный пример — история немецкой фирмы "Цанрадфабрик".

Начиналась она в 1932 г. с рулевого механизма типа "червяк—палец". Затем появились гидравлические усилители рулевого управления. Для не легковых ав-

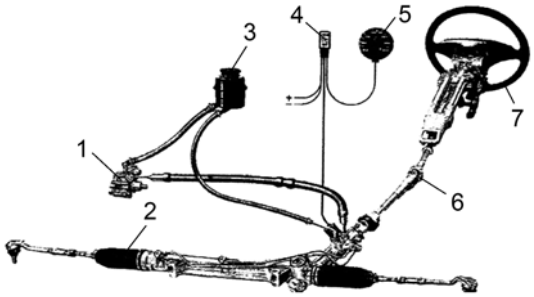


*Рис. 4. Система "Сервотроник" фирмы "Цанрадфабрик"*

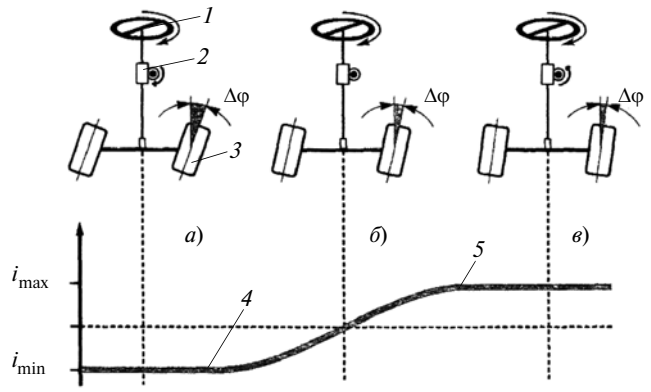


*Рис. 5. Принцип действия управления с переменным передаточным отношением:*

*1* — рулевое колесо; *2* — электромотор; *3* — управляемые колеса; *4* — зависимость передаточного отношения на режиме "нейтраль" (*а*); *5* — то же на режмах "прямая передача" (*б*) и "косвенная передача" (*в*)

томобилей фирма делает управление зубчатореечной поперечной рулевой тягой, причем все чаще — с изменяемой геометрией зубчатой рейки. Наконец, оснащает такие системы электронным управлением, учитывающим скорость движения АТС.

Характерный пример последнего — система "Сервотроник" (рис. 4), которую затем из энергетических, функциональных и компоновочных соображений сделали более компактной и надежной, реализовав в ней принцип суперпозиции (наложения) угла поворота: задаваемый водителем угол поворота рулевого колеса (а значит, и управляемых колес) автоматически изменяется на угол $\Delta\varphi_{ук}$, чтобы получить передаточное отношение, соответствующее конкретной транспортной ситуации. Для этого к рулевому механизму подключен (рис. 5) электродвигатель *2*, который доворачивает управляемые колеса *3* на угол $\Delta\varphi_{ук}$, зависящий от условий движения автомобиля. Работает он по управляющим сигналам блока управления. И режимов такой работы у него три: нейтраль ($\Delta\varphi_{ук} = 0$), прямая передача ($\Delta\varphi$ соответствует $\Delta\varphi_{ук} = \Delta\varphi_{ук\,min}$ и постепенно возрастает до $\Delta\varphi_{ук}$ предыдущего режима) и "косвенная передача" ($\Delta\varphi_{ук}$ уменьшается и при $i = i_{max}$ достигает своего минимума).

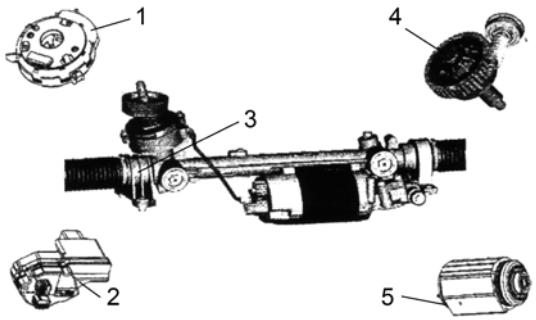


*Рис. 6. Основные продуктивные элементы электронного сервопривода управляющих колес:*

*1* — датчик крутящего момента; *2* — электронный блок управления; *3* — сервопривод; *4* — механическая передача; *5* — электромотор

Эта активная система рулевого управления стала серийно выпускаться в 2003 г., и теперь она и ее аналоги все увереннее завоевывают автомобильный рынок. Более того, появляются их варианты, функционирующие по четырем различным принципам — без шестерни; передачи усилия сервопривода на шестерню рулевого механизма: червячным колесом, с помощью разгруженной сдвоенной шестерни (сервопривод размещается на рулевой колонке, что позволяет разместить усилитель в салоне автомобиля); за счет осепараллельного конструктивного исполнения, когда вращение ротора электродвигателя сервопривода трансформируется в линейное перемещение поперечной рулевой тяги с помощью ременной или шариковинтовой передачи.

Различные конструктивные исполнения реализуют различные (от 6,5 до 15 кН) усилия на зубчатой рейке рулевого управления и применяются на автомобилях различных классов. Так, червячное колесо — на микро- и миниавтомобилях и автомобилях среднего класса; сдвоенная шестерня — на автомобилях нижнего и верхнего подклассов среднего класса; осепараллельный

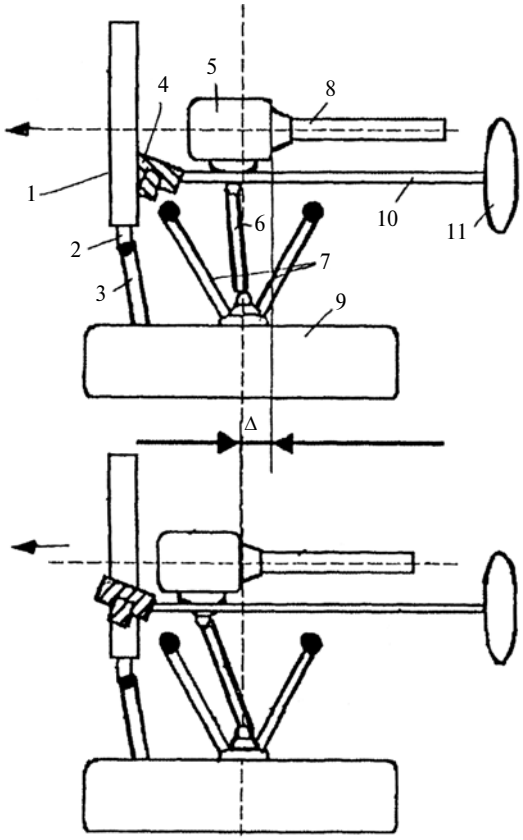


*Рис. 7. Схема реечного управления с вынесенными вперед шестерней и осевым дифференциалом:*

*1* — поперечная рулевая тяга; *2* — наконечник рейки; *3* — поперечная рулевая тяга; *4* — шестерня вала рулевой колонки; *5* — осевой дифференциал привода передних колес; *6* — вал (полуось) привода управляемого колеса; *7* — рычаги подвески колес; *8* — вал передачи крутящего момента привода; *9* — управляемое колесо; *10* — вал рулевой колонки; *11* — рулевое колесо; *12* — опорная поверхность

вариант — на автомобилях среднего класса, класса "люкс", внедорожниках и грузовых автомобилях.

Основные мехатронные компоненты электронного сервоусилителя "Сервотроник" приведены на рис. 6. Его чувствительный элемент — датчик *1* сервопривода, который вместе с торсионом встроен в картер рулевого механизма и регистрирует относительное скручивание торсиона. Состоит он из датчика усилителя сигнала и температурного компенсатора. Комбинация этих конструктивных элементов обеспечивает возможность создания точных компактных мехатронных модулей, нечувствительных к неточностям сборки.

Электронный блок *2* управления объединен в одном корпусе с электродвигателем *5*. В него же встроен и датчик регистрации угловой скорости вращения или положения ротора электродвигателя. Такое конструктивное исполнение гарантирует выполнение жестких требований по температурным, вибрационным и герметизационным нагрузкам, следовательно, имеет высокую долговечность.

На основе принципов функционирования АТС формируются и принципы действия систем рулевого управления. В первую очередь те, что связаны с обеспечением активной безопасности и ассистированием водителю. Высокая степень активной безопасности даже без влияния на трансмиссию может достигаться благодаря тому, что гироскопический момент $M_{г.р}$ рыскания автомобиля компенсируется действием алгоритма функционирования системы рулевого управления.

Во взаимосвязи мероприятий по блокированию или разблокированию дифференциала ведущего моста и активного рулевого управления автомобиль с максимальной реализацией привода приобретает оптимальную управляемость, не зависящую от действия водителя (точнее, поддерживающую или корректирующую его воздействие на рулевое колесо).

В усовершенствованном фирмой "ДаймлерКрайслер" зубчатореечном механизме рулевого управления (рис. 7) колес полноприводного автомобиля для улучшения его управляемости с точки зрения поворачиваемости и поворотливости шестерня *4* вала *10* привода рейки поперечной рулевой тяги *1* и осевой дифференциал *5* привода передних управляемых колес, в отличие от традиционных исполнений, вынесены вперед относительно осей передних колес *9* на величину $\Delta$. Возможна установка дополнительного редуктора, который задаваемый валом рулевого управления угол поворота может изменять в ту или иную сторону.

Как видим, даже то небольшое число приведенных выше примеров, говорит о том, что в настоящее время производители АТС применяют довольно много схем, принципов построения и способов работы рулевого управления. Однако наблюдается и одна общая тенденция — внедрение электроники, а на ее основе — интеллектуальных систем управления. Так что различия конструктивного исполнения и функционального назначения, по сути, — тактический ход, позволяющий оптимизировать комплектацию автомобилей определенных типов и классов.

---

УДК 629.113.592.117

# Новый привод тормозной системы автомобиля

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ

Ульяновский ГТУ (8422.43-06-43)

*Приведена новая конструкция привода тормозного механизма с переменным передаточным числом, снижающего усилия на педали тормоза. Рассмотрены зависимости между усилием на педали тормоза и замедлением автомобиля, а также приведены результаты дорожных испытаний при различных скоростях движения с использованием измерительной аппаратуры.*

***Ключевые слова:*** *безопасность движения, привод тормозов, усилие на педали тормоза, передаточное число педали тормоза.*

**Dyakov I.F.**

**A NEW DRIVE OF MOTOR CAR BRAKE SYSTEM DRIVE**

*A new design of brake gear drive with varying gear ratio ensuring decrease of the force applied at brake pedal is described. Dependences between the force at brake pedal and motor car deceleration, as well as results of road tests at different velocities of motion using measuring equipment are considered.*

***Keywords:*** *safety of traffic, brake drive, force at brake pedal, brake pedal ratio.*

Требования к тормозной системе автомобиля непрерывно ужесточаются. И прежде всего — в отношении стабильности торможения, равномерности распределения давления по тормозным накладкам, повышения КПД и надежности этих систем. И одно из направлений решения проблемы — регуляторы тормозных сил.

Их два типа — без и с обратной связью. Первые изменяют соотношения между тормозными силами в зависимости от интенсивности торможения и нагрузки автомобиля. Максимальные же тормозные моменты определяются силой, с которой водитель нажимает на педаль тормоза. Поэтому такие регуляторы, обеспечивая распределение сил, более или менее близкое к оптимальному, не исключают блокирование колес и, соответственно, занос автомобиля.

Режим работы вторых зависит от характера качения колес. В общем виде давления в переднем ($p_1$) и заднем ($p_2$) контурах привода можно связать соотношением $p_2 = \alpha p_1$, где $\alpha$ — коэффициент передачи регулятора.

Основной недостаток данного типа — малая эффективность торможения при больших коэффициентах сцепления из-за неполного использования сцепного "веса", приходящегося на задний мост. Поэтому на практике чаще всего применяют ту разновидность регуляторов с обратной связью, у которой в точке срабатывания меняется коэффициент передачи.

Таких конструкций разработано довольно много, но наиболее интересная из них создана, по мнению автора, в Ульяновском ГТУ (пат. № 2178366, РФ). Она содержит (рис. 1) подпружиненную педаль *11*, которая выполнена в виде двуплечевого рычага и имеет возможность поворачиваться вокруг оси *10*. На верхнем ее плече *9* закреплен гидроцилиндр *1* с подпружиненным поршнем *7*. Его пружина *5* одним концом упирается во фланец *6* стержня *2*, установленного в основании гидроцилиндра, а вторым — в кольцо *4*, закрепленное на поршне. К концу штока *8* шарнирно прикреплен один конец толкателя *14*, второй

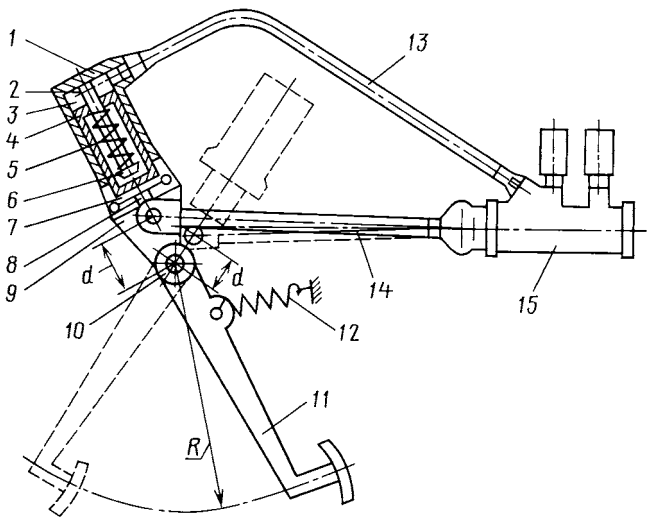


*Рис. 1. Конструктивная схема тормозного механизма:*
*1* — гидроцилиндр; *2* — стержень; *3* — рабочая полость; *4* — кольцо; *5* и *12* — пружины; *6* — фланец; *7* — поршень; *8* — шток; *9* — верхнее плечо; *10* — ось; *11* — педаль; *13* — гибкий трубопровод; *14* — толкатель; *15* — главный тормозной цилиндр

конец которого связан с главным тормозным цилиндром *15*. Рабочая полость *3* гидроцилиндра *1* сообщается с рабочей полостью главного тормозного цилиндра *15* с помощью гибкого трубопровода *13*.

При нажатии на педаль верхнее плечо *9* двуплечего рычага поворачивается по часовой стрелке, и гидроцилиндр *1* со штоком *8* перемещаются вправо (на рисунке показано штрихпунктирной линией). Толкатель *14* движется вправо, в гидроцилиндре *15* появляется избыточное давление рабочей жидкости. Оно по трубопроводу *13* поступает в рабочую полость *3* гидроцилиндра *1*. Его поршень *7* смещается вниз и сжимает пружину *5*. При этом плечо *d* уменьшается, изменяя передаточное число *u* привода ($u = R/d$): оно возрастает пропорционально росту усилия, прикладываемого к педали *11*.

Работа, выполняемая водителем при торможении автомобиля, состоит, как известно, из двух частей — полезной, потребной на непосредственное торможение, и дополнительной, затрачиваемой на деформацию деталей тормозного привода и тормозной жидкости, а также на трение в механизме привода. Очевидно, что передаточное число привода нужно изменять таким образом, чтобы оно было возможно бóльшим при выполнении полезной работы, и меньшим — при отрицательной.

И здесь это обеспечивается путем плавного изменения рабочего плеча *d*. При отпускании педали тормоза в исходное состояние избыточное давление в главном тормозном цилиндре *15* снижается, и рабочая жидкость через трубопровод *13* перетекает из гидроцилиндра *1* в главный тормозной цилиндр *15*. При этом поршень *7* под действием пружины *5* перемещается в верхнее положение, рабочее плечо *d* удлиняется до той величины, которая должна соответствовать наибольшему значению передаточного числа *u*. И наоборот, при нажатии на педаль *d* уменьшается.

Данное устройство не требует значительного изменения конструкции привода серийной тормозной системы, но дает значительный эффект, что подтверждают расчеты, выполненные применительно к автомобилю УАЗ-3741. При расчетах по схеме, приведенной на рис. 2 и предусмотренных общепринятыми Правилами № 13 и Директивами ЕЭК ООН, принимались следующие исходные данные. Полная масса автомобиля — 2660 кг; ее распределение по осям: на переднюю — 1398, заднюю — 1470 кг. Рабочие тормоза: барабанные с отдельными цилиндрами для каждой колодки на передних тормозах и общим цилиндром — на задних; привод тормозов — гидравлический от педали и главного цилиндра типа "тандем", с вакуумным усилителем; система — двухконтурная; радиус барабана — 140 мм; площадь тормозных накладок передних тормозов — 608, задних — 496 см$^2$; площадь передних и задних тормозных барабанов — 1188 см$^2$; эффективная площадь диафрагмы вакуумного усилителя — 789 см$^2$; разрежение в камере усилителя, соединенной с впускным коллектором двигателя, — 0,05 МПа; усилие возвратной пружины — 175 Н; характеристики ($k_1$ и $k_2$) тормозных механизмов: передних — 382,4 и задних колес — 153,5.

Так, тормозной момент $M_\tau$ подсчитывается по формуле № 1; давления, необходимые для уравновешивания действия стяжных пружин переднего (0,7 МПа), заднего (0,47 МПа), характеристики тормозных механизмов и средний радиус трения — по формулам № 2; нормальные реакции $R_{z_i}$ дороги на оси автомобиля при торможении — по формулам № 3; усилие на педали тормоза — по формуле № 4.

Результаты расчетов для торможения автомобиля с замедлением от 1 до 8 м/с$^2$ приведены в табл. 2.

Используя формулу № 4 равновесия для случая, когда разрежение в камере усилителя, соединенной с впускным коллектором двигателя, меньше разрежения в камере усилителя, сообщающейся с атмосферой, и меньше атмосферного, находим усилие на педали тормоза.

Результаты расчета соотношения между усилием *F* на педали тормоза и замедлением *j* автомобиля приве-

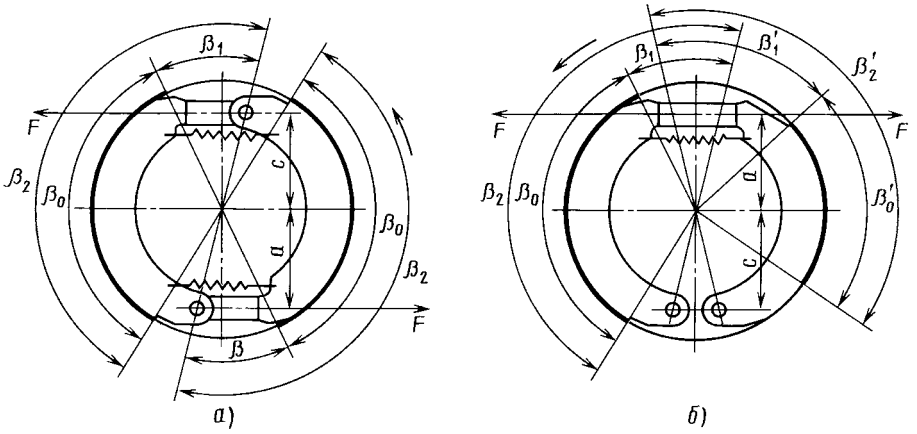


*Рис. 2. Расчетная схема переднего (а) и заднего (б) тормозных механизмов*

Таблица 1

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $M_\tau = \dfrac{F(a+c)}{\dfrac{c\tau}{\mu r_б \beta_0} \pm 1}$ | $F$ — усилие, развиваемое гидроцилиндрами; $a$, $c$, $\beta_0$, $\beta_1$, $\beta_2$ (см. рис. 2) — геометрические размеры тормозного механизма; $\mu$ — коэффициент трения между накладкой и барабаном; $r_б$ — радиус барабана; $\tau = \cos\beta_1 - \cos\beta_2 - \mu(\sin\beta_2 - \sin\beta_1)$ |
| 2 | $p_1 = R_{z1}\dfrac{r_к j_\tau}{2k_1 g} + 70;$ <br> $p_2 = R_{z2}\dfrac{r_к j_\tau}{2k_2 g} + 47\ k_1 = \mu A_{п1}\eta_1 i R_{1ср}\ k_2 =$ <br> $= \mu A_{п2}\eta_2 i R_{2ср}\ R_{ср} = \dfrac{2}{3}\dfrac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$ | $R_{z1}$, $R_{z2}$ — нормальная реакция дороги на переднюю и заднюю оси автомобиля; $j_\tau$ — ускорение замедления автомобиля при торможении; $r_к$ — радиус колеса; $k_1$, $k_2$ — коэффициенты, характеризующие тормозные механизмы передних и задних колес; 70 и 47 — числа, учитывающие влияние стяжных пружин колодок в переднем и заднем тормозных механизмах; $\mu$ —коэффициент трения между накладкой переднего тормоза и барабаном; $A_{п1}$, $A_{п2}$ — площадь поперечного сечения поршня переднего и заднего тормозов; $\eta_1$, $\eta_2$ — КПД цилиндра переднего и заднего тормоза; $i$ — число пар трения; $R_{1ср}$, $R_{2ср}$ — средний радиус трения переднего и заднего тормозов; $R_1$, $R_2$ — внутренний и наружный радиусы поверхности трения накладки |
| 3 | $R_{z1} = \dfrac{G_а}{L}\left(b + \dfrac{j_\tau}{g}h_g\right);\ R_{z2} = \dfrac{G_а}{L}\left(c - \dfrac{j_\tau}{g}h_g\right)$ | $G_а = ma$ — сила тяжести автомобиля; $L$ — его база; $b$, $c$ — горизонтальные координаты его центра масс; $h_g$ — высота его центра масс |
| 4 | $p_{гл.ц}A_{гл.ц}A_т = F_{пед}u_{пед}A_{шт}$ | $p_{гл.ц}$ — давление в главном тормозном цилиндре; $A_{гл.ц}$ — площадь поршня главного тормозного цилиндра; $A_{шт}$ — площадь поршня штока |

Таблица 2

| Нагрузка | Параметр | Значение параметра при замедлении, м/с$^2$ | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Полная | Реакция, Н, на ось: переднюю ($R_{z1}$) | 13 630 | 14 670 | 15 710 | 16 740 | 17 780 | 18 810 | 19 850 | 20 860 |
| | заднюю ($R_{z2}$) | 12 970 | 11 930 | 10 890 | 9 860 | 8 820 | 7 790 | 6 750 | 572 |
| | Давление, МПа, в тормозном цилиндре: | | | | | | | | |
| | переднем ($p_1$) | 1,38 | 2,17 | 3,06 | 4,06 | 5,16 | 6,37 | 7,68 | 9,09 |
| | заднем ($p_2$) | 2,09 | 3,45 | 4,58 | 5,40 | 5,99 | 6,32 | 6,38 | 6,19 |
| | Усилие ($F_{пед}$) на педаль тормоза, Н: | | | | | | | | |
| | при $u$ = 5,28 | 46,5 | 74,5 | 102,4 | 130,4 | 158,3 | 186,2 | 214,2 | 250,1 |
| | при $u$ = *war* | 40,5 | 66,0 | 76,8 | 84,5 | 97,2 | 108,0 | 112,6 | 121,0 |
| Частичная | Реакция, Н, на ось: переднюю ($R_1$) | 11 300 | 11 960 | 12 610 | 13 270 | 13 920 | 14 580 | 15 230 | 15 890 |
| | заднюю ($R_2$) | 6 500 | 5 840 | 5 190 | 4 530 | 3 880 | 3 220 | 2 570 | 1 910 |
| | Давление, МПа, в тормозном цилиндре: | | | | | | | | |
| | переднем ($p_1$) | 1,26 | 1,90 | 2,60 | 3,36 | 4,19 | 5,09 | 6,05 | 7,08 |
| | заднем ($p_2$) | 1,28 | 1,93 | 2,41 | 2,73 | 2,89 | 2,88 | 2,72 | 2,33 |
| | Усилие ($F_{пед}$) на педаль тормоза, Н: | | | | | | | | |
| | при $u$ = 5,28 | 37,3 | 56,0 | 74,7 | 93,4 | 112,1 | 130,8 | 149,5 | 168,3 |
| | при $u$ = *war* | 37,3 | 49,6 | 56,0 | 60,5 | 68,8 | 75,8 | 76,5 | 84,3 |

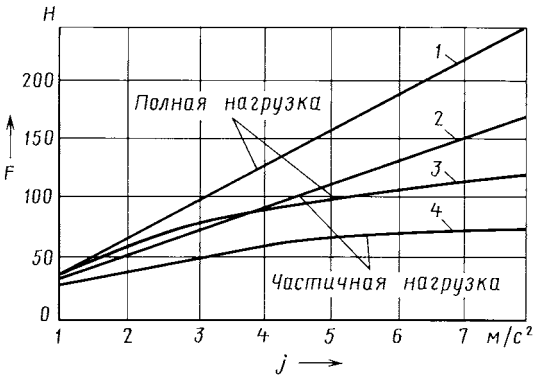


*Рис. 3. Зависимость между усилием на педали тормоза, замедлением автомобиля и его нагрузкой:*

*1* — нагрузка полная, тормозная система серийная; *2* — нагрузка частичная, тормозная система серийная; *3* — нагрузка полная, тормозная система новая; *4* — нагрузка частичная, тормозная система новая

Таблица 3

| "Весовое" состояние автомобиля | Скорость движения, км/ч | Усилие на педали тормоза, Н, при | | Тормозной путь, м |
|---|---|---|---|---|
| | | $u = 5{,}28$ | $u = war$ | |
| Груженый | 30<br>55<br>80 | 300<br>300<br>350 | 125,0<br>125,0<br>145,0 | 7,6<br>21,4<br>45,2 |
| Без нагрузки | 30<br>55<br>80 | 200<br>200<br>350 | 82,8<br>82,8<br>145,0 | 6,8<br>20,2<br>44,5 |

дены на рис. 3. Как видим, с увеличением замедления усилие на педали тормоза при постоянном передаточном числе, по сравнению с переменным передаточным числом педали тормоза, возрастает в 2 раза. В табл. 3 отражены результаты испытаний усовершенствованной рабочей тормозной системы автомобиля УАЗ-3741 с "холодными тормозными механизмами".

На их основании можно сделать вывод: использование предлагаемой конструкции в тормозных приводах автомобилей может существенно уменьшить усилие на педали тормоза. Конструкции с переменным передаточным числом и оптимально выбранными параметрами позволяют существенно, на 30—40 %, сократить тормозной путь при незначительном приложении усилия на педаль тормоза (особенно при торможении с высоких начальных скоростей на дорогах с пониженным коэффициентом сцепления).

---

УДК 629.4.077

# Усовершенствованный алгоритм управления АБС

Д. Н. ЛЕОНТЬЕВ

ХНАДУ (+38.097 943-78-85)

*Рассмотрены современные принципы управления системами автоматического регулирования и предложен алгоритм функционирования системы автоматического регулирования АБС (САР АБС) с прерыванием фаз регулирования тормозного усилия. Показаны осциллограммы функционирования программы, реализующей алгоритм работы САР АБС совместно с модулятором АБС фирмы "Кнорр-Бремзе" при качении колеса в условиях, соответствующих коэффициенту реализуемого сцепления $\varphi_{cp}$ = 0,3.*

***Ключевые слова:*** *антиблокировочная система, система автоматического регулирования, алгоритм работы, работа АБС.*

**Leontiev D. N.**

**ADVANCED ALGORITHM OF CONTROL ABS**

*Are presented the modern principles of control systems automatic regulation. The offered algorithm of control system automatic regulation ABS (SAR ABS) with break cycle. The presented graphs of the swing wheel under influence ABS with interruption of the cycle of the regulation by modulator KNORR-BREMSE in condition of the realized coefficient of friction fie = 0.3.*

***Keywords:*** *anti-lock breaking system, system of the automatic regulation, algorithm work ABS, work ABS.*

В современных пневматических тормозных приводах автотранспортных средств, оборудованных САР АБС, используются пневматические модуляторы, реализующие рабочий процесс при помощи двух или трех фаз регулирования. Однако практика показала, что по своей эффективности они неравноценны. Например, система, реализующая две фазы регулирования ["впуск" ($+h$) и "выпуск" ($-h$)] в принципе не способна обеспечить изменение выходной величины, строго пропорциональной входной, поскольку процесс регулирования имеет колебательный характер. Кроме того, эта система с точки зрения расхода воздуха крайне неэкономна, что при ограниченных объемах питающей сети может стать причиной потери работоспособности тормозов. Поэтому большинство фирм-производителей от нее отказались и применяют только систему, реализующую три фазы регулирования ["впуск" ($+h$), "выпуск" ($-h$) и "закрыто" ($h = 0$)].

В таких системах обязательно предусмотрена фаза выдержки, когда отсутствует какое-либо истечение воздуха через впускные и выпускные проходные сечения модуляторов, а наполнение и опорожнение исполнительного органа осуществляются при минимальном пневматическом сопротивлении напорной и выпускной частей модулятора. Причем закрытие и открытие впускных и выпускных каналов осуществляется за счет высокого быстродействия модуляторов.

И это не прихоть конструкторов. Длительность фаз наполнения и опорожнения оказывает существенное влияние на процесс регулирования, а следовательно, на период изменения давления в исполнительном органе (тормозной камере колеса). Например, в случае длительных фаз наполнения и опорожнения эффективность торможения АТС резко снижается. Но главное, фазы наполнения, опорожнения и выдержки сказываются также на процессах блокирования и разблокирования автомобильного колеса и, как следствие, на устойчивости и управляемости АТС в тормозном режиме.

Работа САР АБС в значительной степени зависит от алгоритма, используемого для управления пневматическими модуляторами давления. Поэтому закон (способ) управления фазами регулирования — определяющий фактор при выборе и проектировании систем автоматического регулирования. И основной из них — дискретный способ. Согласно ему, при затормаживании полученный с датчика частоты вращения колеса временной интервал $t_i$ всегда меньше последующего интервала $t_{i+1}$. И чем больше разница между ними, тем интенсивнее затормаживается колесо. Но получение сигнала с датчика частоты возможно лишь в том случае, если мимо этого датчика проходят два зуба импульсного колеса. При этом очевидно, что расстояние $S_i$ между первым и вторым зубьями, с которых начинается отсчет, дает формула № 1 (см. таблицу), а расстояние $S_{i+1}$ между двумя последующими зубьями — формула № 2. Или, учитывая, что текущее значение линейной окружной скорости $v_i$ определяется по формуле № 3, — формула № 4.

Умножив, далее, обе части формулы № 1 на $t_{i+1}$, а формулы № 4

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $S_i = v_0 t_i - \frac{a t_t^2}{2}$ | $v_0$ — начальная окружная скорость кромки зубьев импульсного колеса; $a$ — линейное замедление этой кромки |
| 2 | $S_{i+1} = v_i t_{i+1} - \frac{a t_{i+1}^2}{2}$ | $v_i$ — текущее значение окружной скорости кромки зубьев импульсного колеса |
| 3 | $v_i = v_0 - a t_i$ | — |
| 4 | $S_{i+1} = v_0 t_{i+1} - a t_i t_{i+1} - \frac{a t_{i+1}^2}{2}$ | — |
| 5 | $S_i t_{i+1} - S_{i+1} t_i = \frac{a t_i t_{i+1}(t_i + t_{i+1})}{2}$ | — |
| 6 | $a = \frac{2S(t_{i+1} - t_i)}{t_i t_{i+1}(t_{i+1} + t_i)}$ | — |
| 7 | $S = \frac{2\pi r_{\text{имп}}}{N}$ | $r_{\text{имп}}$ — радиус импульсного колеса; $N$ — число зубьев у импульсного колеса |
| 8 | $a = r_{\text{имп}} \frac{d\omega^{\pm}}{dt}$ | ω — угловая скорость импульсного колеса; "–" — угловое замедление колеса АТС, "+" — его угловое ускорение |
| 9 | $\frac{d\omega^{-}}{dt} = \frac{4\pi(t_{i+1} - t_i)}{N t_i t_{i+1}(t_{i+1} + t_i)}$ | — |
| 10 | $\frac{d\omega^{+}}{dt} = \frac{4\pi(t_i - t_{i+1})}{N t_i t_{i+1}(t_{i+1} + t_i)}$ | — |
| 11 | $(t_{i+1}^{-pr})^2 t_i \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt} N + t_{i+1}^{-pr}\left(t_i^2 \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt} N - 4\pi\right) + 4\pi t_i = 0$ | — |
| 12 | $(t_{i+1}^{+pr})^2 t_i \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt} N + t_{i+1}^{+pr}\left(t_i^2 \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt} N + 4\pi\right) - 4\pi t_i = 0$ | — |
| 13 | $\min(t_{i+1}^{-pr}) = \begin{cases} \frac{2\pi}{t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}} - \frac{t_i}{2} + \frac{\sqrt{t_i^4 N^2 \left(\frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}\right)^2 - 24 t_i^2 N\pi \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt} + 16\pi}}{2 t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}} \\ \frac{2\pi}{t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}} - \frac{t_i}{2} - \frac{\sqrt{t_i^4 N^2 \left(\frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}\right)^2 - 24 t_i^2 N\pi \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt} + 16\pi}}{2 t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{-}}{dt}} \end{cases}$ <br> $\min(t_{i+1}^{+pr}) = \begin{cases} -\frac{2\pi}{t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}} - \frac{t_i}{2} + \frac{\sqrt{t_i^4 N^2 \left(\frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}\right)^2 - 24 t_i^2 N\pi \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt} + 16\pi}}{2 t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}} \\ -\frac{2\pi}{t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}} - \frac{t_i}{2} - \frac{\sqrt{t_i^4 N^2 \left(\frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}\right)^2 - 24 t_i^2 N\pi \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt} + 16\pi}}{2 t_i N \frac{d\omega_{\text{пор}}^{+}}{dt}} \end{cases}$ | — |

на $t_i$ и из формулы № 4 вычитая формулу № 1, получаем формулу № 5, а из нее, принимая во внимание, что $S_i \approx S_{i+1}$, — формулу № 6.

Если, наконец, учесть, что расстояние $S$ между зубьями импульсного колеса можно вычислить по формуле № 7, а величину линейного ускорения $a$ — по формуле № 8, то окончательно формула для определения $a$ примет вид формулы № 9.

Рассчитанное по этой формуле значение $\frac{d\omega^-}{dt}$ блок управления сравнивает с записанным в нем пороговым значением $\frac{d\omega^-_{пор}}{dt}$, и если $\frac{d\omega^-}{dt} \geqslant \frac{d\omega^-_{пор}}{dt}$, колесо необходимо растормаживать, а если $\frac{d\omega^-}{dt} \leqslant \frac{d\omega^-_{пор}}{dt}$, — продолжать тормозить.

При разблокировании колеса временной интервал $t_i$ больше интервала $t_{i+1}$, и если предположить, что колесо будет ускоряться равномерно, то, аналогично предыдущим рассуждениям, получим выражение положительного ускорения (формула № 10). Его значение тоже сравнивается с пороговым $\left(\frac{d\omega^+_{пор}}{dt}\right)$, и если оно достигло порогового, то на модуляторы подается команда на повторное затормаживание колеса.

При таком расчете углового ускорения $\frac{d\omega}{dt}$ для определения момента подачи команды исполнительным системам автоматического регулирования, очевидно, необходимо иметь информацию как минимум о двух ($t_i$ и $t_{i+1}$) временных интервалах, что не всегда удобно.

В связи с этим автор предлагает свой способ определения момента подачи необходимой команды исполнительным системам автоматического регулирования тормозного усилия, суть которого — прогнозирование величины временного интервала $t^{\pm pr}_{i+1}$ на некоторое время вперед, т. е. еще до появления возможности измерить реальное значение временного интервала $t_{i+1}$. При этом прогнозируемую величину $t^{\pm pr}_{i+1}$ можно определять из формул № 9 (для режима торможения колеса) и № 10 (для режима его растормаживания), если вместо $\frac{d\omega^{\pm}}{dt}$ в эти уравнения подставить $\frac{d\omega^{\pm}_{пор}}{dt}$. В итоге получаем два уравнения: № 11 — для режима торможения и № 12 — для режима растормаживания колеса.

Решив эти уравнения относительно прогнозируемой величины, т. е. $t^{\pm pr}_{i+1}$, в каждом случае из двух полученных корней для повышения надежности процесса регулирования берутся минимальные (формулы № 13).

В ходе измерения величины $t_{i+1}$ для режима торможения колеса необходимо учитывать, что прогнозируемая величина должна быть больше измеренной, т. е. следует соблюдать условие $\min\left(t^{-pr}_{i+1}\right) > t_{i+1}$, а если оно не выполняется, необходимо подавать команду на растормаживание колеса.

При растормаживании колеса прогнозируемая величина должна удовлетворять условию $0 < \min\left(t^{+pr}_{i+1}\right) < t_{i+1}$.

Таким образом, предлагаемый автором подход дает возможность с помощью всего лишь одного значения временного интервала надежно определять необходимость в растормаживании или затормаживании автомобильного колеса. На его основе можно построить адаптивный или последовательный алгоритмы управления системами автоматического регулирования тормозного усилия.

Представим такой алгоритм управления в виде блок-схемы (рис. 1).

Исходя из принципов управления предлагаемый алгоритм, как и любой другой, не должен управлять системой автоматического регулирования в хаотичном режиме. Поэтому в нем следует предусмотреть так называемое задающее устройство, которое по сигналу водителя активирует выполнение программы, заложенной в блок управления. Следует отметить, что задающее устройство может срабатывать не только по сигналу водителя, но и по иному сигналу, говорящему о начале торможения, например ускорению.

После активизации программы, необходимо выполнить последовательную проверку условий, соответствующих режиму затормаживания и растормаживания автомобильного колеса. Причем выполнение каждого из условий должно сопровождаться незамедлительной реакцией системы на переключение электропневматических клапанов в соответствии с текущим процессом затормаживания колеса.

Но поскольку программа может "зациклиться" на проверке условия растормаживания из-за особенностей получения информации с датчика частоты вращения колеса (при скорости 5 км/ч и менее возможно отсутствие сигнала), то нужно предусмотреть принудительный переход из цикла растормаживания в цикл затормаживания путем ввода времени ожидания выполнения цикла в соответствии с приведенной блок-схемой.

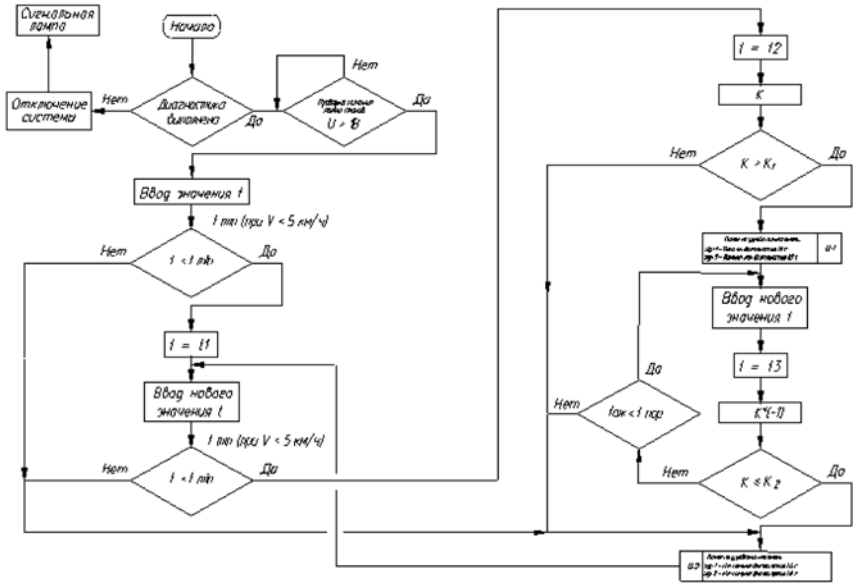


*Рис. 1. Блок-схема алгоритма работы системы автоматического регулирования тормозного усилия*

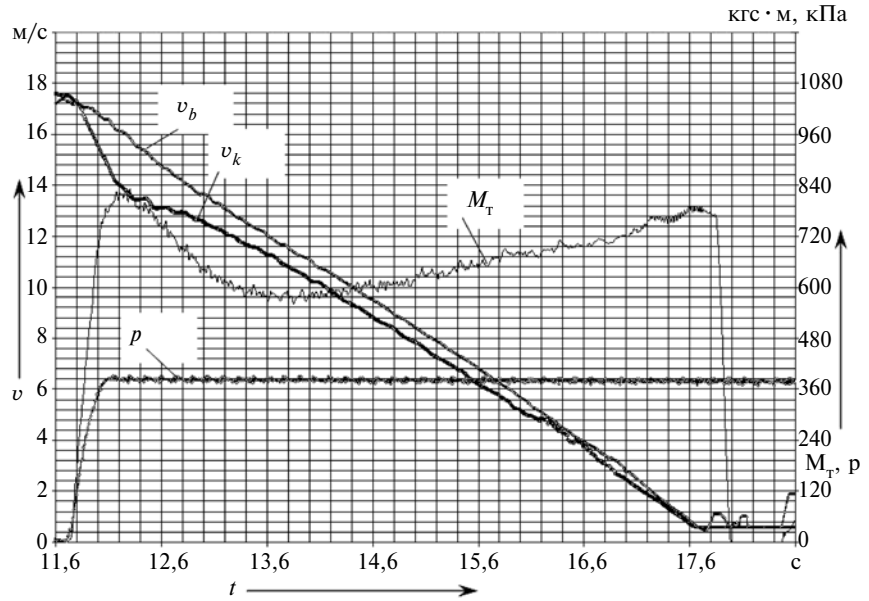


*Рис. 2. Экспериментальные данные качения колеса автомобиля ЗиЛ-4331 при работе модулятора АБС фирмы "Кнорр-Бремзе", который управлялся разработанной программой, реализующей алгоритм работы АБС с прерыванием фаз регулирования, на инерционном стенде ХНАДУ в условиях, соответствующих коэффициенту реализуемого сцепления $\varphi_{ср}$ = 0,3*

На основе приведенного выше алгоритма можно создать системы автоматического регулирования двух типов — с прерыванием фаз и с последовательным выполнением фаз регулирования. Их отличие будет заключаться в структурной логике. То есть при втором типе алгоритма команды, заложенные в электронный блок управления, будут выполняться четко, в конкретной логической последовательности, а при первом — с прерыванием последовательности команд, если в этот момент времени происходит нежелательное изменение рассчитанной пороговой величины $K = \min(t_2^{\pm pr})$ по отношению к диапазону допустимых пороговых значений.

Программа с прерыванием фаз регулирования реализована в разработанном автором электронном блоке управления электропневматическими модуляторами фирмы "Кнорр-Бремзе".

Результаты испытания в стендовых условиях показали, что эта программа способна обеспечить качение колеса на грани блокирования, о чем свидетельствуют полученные экспериментальные осциллограммы, приведенные на рис. 2 (на нем: $M_т$ — тормозной момент, кг · м, $p$ — давление в тормозной камере колеса, кПа, $v_k$, $v_b$ — линейные скорости колеса и барабана, м/с).

Как из него видно, программа с прерыванием фаз регулирования, в условиях, соответствующих коэффициенту сцепления $\varphi_{ср}$ = 0,3, позволяет увеличить замедление инерционного стенда на ~17 %, что оказывает положительное влияние на качество процесса торможения, а значит уменьшает тормозной путь и повышает безопасность торможения АТС. Коэффициент использования сцепного веса (реализуемая сила сцепления по Правилам № 13 ЕЭК ООН) при работе разработанной программы составил ε = 0,9, что на 17 % выше минимально допустимого значения (ε ⩾ 0,75) Правилами №13 (Приложение № 13) ЕЭК ООН.

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.017

## Определение сроков замены автомобиля на основе оценки его эксплуатационной надежности

В. С. ДЫНЧЕНКОВ

ВА ВПВО МО РФ (8412.64-41-20)

*По критерию минимума эксплуатационных затрат на основе метода динамического программирования обоснован срок замены автомобиля в течение планируемого периода его использования по назначению.*

***Ключевые слова:*** *эксплуатация, состояние автомобиля, переменные эксплуатационные затраты, шаговая целевая функция, условная оптимизация, безусловная оптимизация, вектор управления.*

**Dynchenkov V. C.**

**TECHNIQUE OF DETERMINATION OF REPLACEMENT TERMS OF AUTOMOBILE ENGINEERING ON THE BASIS OF AN ESTIMATION OF ITS OPERATIONAL RELI-ABILITY**

*By criterion of a minimum of operational expenses on the basis of a method of dynamic programming term of replacement of the automobile during the planned period of its use on purpose is proved.*

***Keywords:*** *operation, condition of the automobile, variable operational expenses, step-by-step criterion function, conditional optimization, unconditional optimization, control vector.*

Для тех, кто эксплуатирует автомобиль массового производства, большое значение имеет сокращение суммарных затрат на его приобретение и поддержание в технически исправном состоянии. Но не менее важно и определение момента, когда этот автомобиль экономически более выгодно заменить новым, чем продолжать его эксплуатацию. Как свидетельствует опыт, выбор оптимальной стратегии замены должен основываться на эксплуатационной надежности автомобиля, которая оценивается величиной эксплуатационных затрат, складывающаяся, как известно, из трудовых и материальных затрат. Причем учитываются только переменные затраты, которые изменяются в зависимости от времени, а затраты постоянные (например, на мойку автомобиля) из расчета исключаются.

Какие же эксплуатационные затраты на поддержание надежности автомобиля можно и нужно относить к чис-

лу переменных? Это оплата труда ремонтного персонала, стоимость запасных частей и расходных материалов и, наконец, затраты на компенсацию простоев автомобиля.

Являясь характеристикой поддержания его надежности, годовые переменные эксплуатационные затраты $C_э(t)$ определяются с учетом параметра "поток отказов" или по статистическим данным. Другие исходные данные, необходимые для расчета срока замены автомобиля с учетом его надежности, обычно известны. К ним относятся первоначальная его стоимость $C_0$ и изменение $C_{ост}(t)$ остаточной стоимости в зависимости от возраста автомобиля.

Решать эту задачу целесообразно на основе системного подхода, т. е. рассматривать управление процессом замены с ориентацией на многошаговость (повторяемость в начале каждого года) процедуры принятия решений. Для чего весь планируемый срок $T$ службы автомобиля разбивается на $n$ шагов (лет). При этом основной характеристикой автомобиля является его возраст $t$ к началу очередного года эксплуатации, с чем и связывают состояния $S_i$, в которых он может пребывать. Следовательно, параметром $i$-го состояния к началу очередного года эксплуатации автомобиля может быть взята именно величина $t$, соответствующая $S_{i-1}$-му состоянию. Тогда уравнение $i$-го состояния автомобиля может быть записано в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Действительно, если к началу $i$-го шага автомобиль отработал $t$ лет и находится в состоянии $S_{i-1}$, то при дальнейшей эксплуатации ($X_i = X^C$) возраст увеличится на 1 ($t + 1$), и он перейдет в состояние $S_i$ (рис. 1). Если же, находясь в состоянии $S_{i-1}$, автомобиль заменяется новым

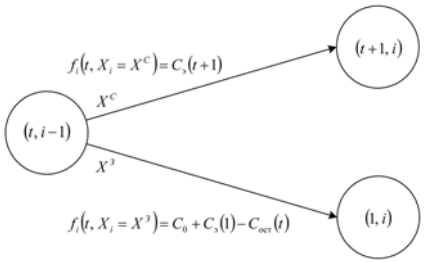


*Рис. 1. Граф возможных состояний автомобиля за один год его эксплуатации*

($X_i = X^З$), то к началу $i$-го шага его возраст будет равен нулю ($t = 0$), а после года эксплуатации ($i = 1$) увеличится на единицу, в результате он также перейдет в состояние $S_i$.

Целевая функция $i$-го шага (величина затрат на $i$-м шаге) $f_i(S_{i-1}, X_i) = f(t, X_i)$ запишется в виде формулы № 2. Величина затрат за год на $i$-м шаге, соответствующая управлению $X_i = X^C$ определится по формуле № 3, а затраты на $i$-м шаге, соответствующие управлению $X_i = X^З$, дает формула № 4. Причем во втором случае эти затраты будут связаны с покупкой нового автомобиля (затраты $C_0$) плюс затраты на его эксплуатацию в течение одного года $C_э(t) = C_э(1)$ за вычетом остаточной стоимости $C_{ост}(t)$ после предшествующих $t$ лет использования заменяемого автомобиля, состояние которого соответствует $S_{i-1}$.

Рассмотрим проведение условной оптимизации стратегии эксплуатации и замены автомобиля геометрическим способом. Это рис. 2, который представляет

| № формулы | Формула | Примечание |
|---|---|---|
| 1 | $S_i = \varphi_i(S_{i-1}, X_i) = \varphi_i(t, X_i) = \begin{cases} t+1, \text{ если } X_i = X^C, \\ 1, \text{ если } X_i = X^З \end{cases}$ | $S_i$ — состояние автомобиля на $i$-м шаге; $S_{i-1}$ — состояние автомобиля к началу $i$-го шага; $X_i$ — управляющая переменная с принимаемым решением; $t$ — возраст автомобиля |
| 2 | $f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i) = \begin{cases} C_э(t+1), \text{ если } X_i = X^C, \\ C_0 + C_э(1) - C_{ост}(t), \text{ если } X_i = X^З \end{cases}$ | $C_0$ — стоимость нового автомобиля |
| 3 | $f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^C) = C_э(t+1)$ | — |
| 4 | $f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^З) = C_0 + C_э(1) - C_{ост}(t)$ | — |
| 5 | $F_i^*(S_{i-1}) = F_i^*(t) = \min\{f_i(S_{i-1}, X_i) + F_{i+1}^*(S_i)\} = \min \begin{cases} C_э(t+1) + F_{i+1}^*(S_i), \text{ если } X_i = X^C, \\ C_0 + C_э(1) - C_{ост}(t) + F_{i+1}^*(S_i), \text{ если } X_i = X^З \end{cases}$ | — |
| 6 | $F_n^*(S_n) = F_5^*(S_5) = F_5^*(t) = -C_{ост}(t)$ | Знак "–" при $C_{ост}(t)$ означает, что это возвращенные затраты |
| 7 | $F_i^*(t) = f_i(t, X_i) + \min F_{i+1}^*(t+1)$ при $X_i = X^C$; $F_i^*(t) = f_i(t, X_i) + \min F_{i+1}^*(1)$ при $X_i = X^З$ | — |
| 8 | $F_i^*(t) = F_0^*(0) = f_{i+1}(0, X_i = X^C) + F_{i+1}^*(1) = f_1(0, X_i = X^C) + F_1^*(1)$ | — |

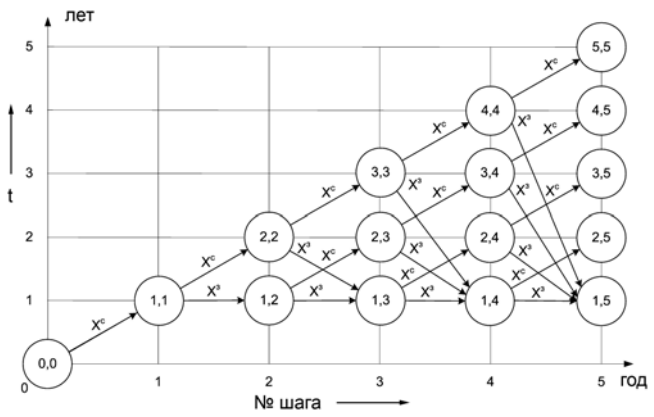


*Рис. 2. Граф возможных состояний автомобиля за пять планируемых лет его эксплуатации*

собой размеченный граф возможных состояний автомобиля, эксплуатируемого на протяжении принятого (планового) периода. Например, $T = 5$ лет.

По оси абсцисс графа откладывается № шага, в начале которого принимается то или иное решение ($X^{\text{С}}$ или $X^{3}$), а по оси ординат — возраст $t$ автомобиля, т. е. возможные состояния $S_{i-1}$, в которых может пребывать автомобиль к началу $i$-го шага.

Таким образом, состояния $S_{i-1}$ графа связываются с началом $i$-го года эксплуатации автомобиля, отработавшего к началу этого года $t$ лет. Точка $(t, i-1)$ на плоскости соответствует началу $i$-го шага ($i$-го года эксплуатации) автомобиля, отработавшего к началу $i$-го шага $t$ лет. На каждом шаге, отображаемом на оси абсцисс, как уже отмечалось, принимается то или иное решение — $X_i = X^{\text{С}}$ — сохранить автомобиль для дальнейшей эксплуатации или $X_i = X^{3}$ — заменить на новый.

Затраты на каждом $i$-м шаге вычисляются в соответствии с записанными ранее уравнениями для шаговой целевой функции $i$-го шага (формулы № 3 и 4).

Состояние начала эксплуатации автомобиля соответствует точке $(t, i) = (0, 0)$. Заканчивается планируемая эксплуатация в точке $(t, 5)$. Любая траектория, переводящая точку из состояния (0, 0) в состояние $(t, 5)$, состоит из отрезков, т. е. $i$-х шагов, соответствующих определенным годам эксплуатации. Задача и заключается в том, чтобы выбрать такую траекторию, последовательность перехода автомобиля из одного состояния в другое, при которой затраты на эксплуатацию в течение планируемого срока окажутся минимальными.

Применительно к рассматриваемой задаче функциональное уравнение Р. Беллмана для вычисления "с конца к началу" условных минимальных затрат за последние шаги, начиная с $n$-го и до $i$-го шага включительно, а именно, целевая функция задачи $F_i^*(S_{i-1}) = F_i^*(t)$, запишется в виде формулы № 5.

Использование размеченного графа состояний автомобиля в течение планируемых пяти лет эксплуатации дает возможность провести условную оптимизацию затрат при его использовании. Такую оптимизацию осуществим "с конца к началу", начиная с пятого шага ($i = n = 5$), поскольку при заданной продолжительности использования автомобиля $T = 5$ лет однозначно известна величина его остаточной стоимости $C_{\text{ост}}(t)$.

Функциональное уравнение Р. Беллмана для условных минимальных затрат за пятый шаг $F_5^*(S_5) = F_5^*(t)$ с учетом того, что после этого шага автомобиль по определению заменяется новым, будет зависеть только от величины дохода от продажи прежнего с остаточной стоимостью (формула № 6).

Для $i$-го шага "с конца к началу" при соответствующем значении $t$ с учетом того, что решается задача минимизации, целевая функция затрат будет иметь вид формулы № 7. Из полученных по ней значений $F_i^*(t)$ отбирается минимальное, что и будет впоследствии формировать траекторию эксплуатации автомобиля с минимальными затратами в течение рассматриваемых пяти лет. В соответствии с этим правилом определяются оптимальные управления на пятом, четвертом, третьем и втором шагах в зависимости от их возможных начальных состояний (рис. 2).

При выборе управления на первом шаге учтем, что переход из состояния (0, 0) осуществится только в состояние (1, 1) при $X_i = X^{\text{С}}$. При проведении условной оптимизации в точке (0, 0) автомобиль закуплен и вводится в эксплуатацию. Затраты на этом переходе ($i = 1$) будут связаны только с приобретением автомобиля стоимостью $C_0$ и расходами на его эксплуатацию в течение первого года. Суммарные затраты на приобретение и эксплуатацию автомобиля в течение планируемых пяти лет определятся по формуле № 8.

Совокупность рассмотренных шагов, выраженных через затраты для соответствующих годов эксплуатации, представляется отрезками (интервалами), образующими траекторию возможных переходов с первого, второго, третьего, четвертого и пятого шагов в конечное состояние $(t, 5)$. Эти траектории отображают возможные способы попадания любого начального состояния автомобиля в конечное $(t, 5)$.

Рассматриваемая задача, как сказано выше, как раз и сводится к выбору такой траектории переходов, которая обеспечит минимум затрат на содержание автомобиля в течение планируемого периода его использования по назначению с соответствующими компонентами вектора управления $X = \{X_1^*, X_2^*, X_3^*, X_4^*, X_5^*\}$ на $i$-м шаге.

Для ее решения проводится безусловная оптимизация от начала (0, 0) до конца $(t, 5)$ состояния. Схема решения основывается на последовательном выполнении шагов, начиная с первого до конца пятого, в состояние $(t, 5)$ по величине минимума затрат $F_i^*(t)$, полученных при управлении $X^{\text{С}}$ или $X^{3}$. В результате расчета параметр управления $X_i = X^{3}$ означает, что на $i$-м году автомобиль необходимо заменить. Причем для достаточно большого значения $T$ можно получить закономерность оптимального управления в виде повторяющихся циклов замены автомобилей или без нее.

Таким образом, рассмотренная методика расчета оптимальной стратегии замены автомобиля с учетом его надежности позволяет минимизировать трудовые и материальные затраты в течение планируемого периода его использования по назначению, а величина этих затрат является одним из экономических факторов, в значительной мере определяющих дисциплину эксплуатации, в том числе и ремонт автомобиля.

УДК 621.436

# Надежность механизма газораспределения дизелей ЯМЗ

Д-р техн. наук Б. С. АНТРОПОВ, М. Ю. АНАНЬИН, Я. М. ВИНОГРАДОВ

Ярославский ГТУ (8.4852.44-12-70)

*Рассмотрены методы, позволяющие обеспечить надежность механизма газораспределения при эксплуатации двигателей. К таким методам относятся: регулярные проверки тепловых зазоров, применение в двигателях масел, рекомендованных заводами-изготовителями, непревышение максимальных оборотов холостого хода и др.*

***Ключевые слова:*** *распределительный вал, кулачок, клапан, пружина, сухари, "проседание" клапанов.*

**Antropov B. S., Ananin M. Yu., Vinogradov Ya. M.**

**SAFETY OF YAMZ DIESEL'S GAS-DISTRIBUTION MECHANISM**

*The methods, which support efficiency of gas-distributing mechanism at operation the engine are considered. Such as: regular tests of heat-gaps, using recommended by manufacturer oils, not exceeding, maximum rotation of idling and other.*

***Keywords:*** *control shaft, cam, valve, spring, rusks, gas-distributing mechanism.*

Условия работы механизма газораспределения ДВС, в том числе дизелей ЯМЗ, очень различны. Например, в деталях пары "распределительный вал—ролики толкателей" имеют место контактные напряжения, в то же время она работает в благоприятном тепловом режиме и хороших условиях смазки. Тарелки же клапанов, а также пары "стержень клапана—направляющая", наоборот, нагреваются до высоких температур при обедненной смазке, но, несмотря на цикличность работы механизма, больших знакопеременных нагрузок не испытывают. Тем не менее все дефекты этих деталей, возникающие в процессе эксплуатации двигателей и не связанные с качеством их изготовления, имеют, в принципе, одинаковые дефекты — изнашивание, деформации и даже следствия дефектов. Типичный и самый известный тому пример — изменение величины тепловых зазоров в приводе клапанов: оно ухудшает рабочие показатели, а иногда приводит и к более тяжелым последствиям.

Так, в случае уменьшения зазоров ниже значений, рекомендуемых заводом-изготовителем, возможна неплотная посадка клапанов в седла и, следовательно, прорыв газов и неизбежное обгорание клапанов. Потому что температура газов в процессе сгорания топливовоздушной смеси превышает 2273 К (2000 °С). Вероятны также контакты поршня с клапанами, приводящие к изгибу штанг или рассухариванию клапанов. При увеличении же зазоров выше нормы резко, до 0,8 м/с и более, возрастает скорость посадки клапанов, что сопровождается ростом ударных нагрузок в момент посадки клапанов в седла, а значит и контактных напряжений в паре "фаска клапана—седло", и может привести к ускоренному изнашиванию пары, деформации клапанов и существенному повышению нагрузки на детали узла крепления пружин на клапанах, прежде всего, на сухари. А это, в свою очередь, может стать причиной смятия фиксирующих поясков сухарей, рассухаривания и даже обрыва клапанов по канавкам под пояски.

Но к наиболее тяжелым последствиям приводит работа двигателя с частотой вращения коленчатого вала, превышающей максимально допустимую (для дизелей ЯМЗ — выше 2275 мин$^{-1}$).

Дело в том, что привод клапанов проектируют с учетом обеспечения непрерывности контакта деталей в цепи передачи движения от распределительного вала до клапанов только на любом из рабочих скоростных режимов двигателя. Исключение составляет лишь режим холостого хода: здесь допускается некоторое превышение максимальной частоты, но — кратковременное.

Однако в эксплуатации встречаются случаи даже длительного и значительного превышения $n_{раб}$ над $n_{раб_{доп}}$ (перегрузка двигателя). Это может быть вызвано неправильными сборкой и наладкой регулятора частоты вращения, подрегулированием ТНВД и регулятора при техническом их обслуживании, но чаще всего — пуском двигателя с "буксира" при неправильном выборе передачи в коробке передач. При таком пуске с включенной низшей передачей может получиться так, что частота вращения коленчатого вала значительно превысит максимально допустимую. Практически то же самое может быть и при торможении автомобиля двигателем на спусках при неправильно выбранной передаче.

При "перекрутке", какой бы причиной она не была обусловлена, в первую очередь смещается узел крепления пружин на клапанах, в результате деформируется фиксирующий поясок на сухарях, клапан проседает, и часть его тарелки начинает касаться носка коромысла. Затем происходит рассухаривание, т. е. смещение пружин относительно клапана, и его "проваливание" в цилиндр. В итоге — выход из строя поршня и головки цилиндров, а иногда даже изгиб шатуна. И здесь нельзя не отметить, что рассухаривание — очень коварное явление: оно может произойти не только в сам момент "перекрутки", но и несколько позднее, когда дизель уже работает на нормальном скоростном режиме. Поэтому во всех случаях, когда частота вращения коленчатого вала значительно превышает максимально допустимую, необходима проверка состояния узла крепления пружины на клапане по его утопанию относительно тарелки.

Возможно и другое развитие дефекта: в процессе "перекрутки" клапан отстает при посадке на седло, поэтому он встречается с поршнем. Результат — его изгиб или излом в месте перехода стержня в тарелку. Первое существенно снижает мощность двигателя, второе — разрушает поршень (расклепывание днища, задир головки, обрыв по отверстиям поршневого пальца) и головку цилиндров.

Механизм газораспределения очень чувствителен к качеству применяемого масла, его состоянию. Низкое исходное качество масла или несвоевременная его замена приводит к образованию так называемых лаковых отложений на стержне клапана в зоне контакта с направляющей втулкой. В итоге может наступить такой момент, когда усилие пружин из-за увеличения сил трения может оказаться недостаточным для перемещения клапана во втулке, и клапан начнет отставать от профиля кулачка распределительного вала. То есть произойдет встреча поршня с клапаном с последствиями, о которых сказано выше.

Сказывается на работе газораспределительного механизма и степень изношенности деталей ЦПГ: возрастает расход масла на угар, а значит, и скорость отложения

сгоревших его частиц на клапанах. Кроме того, эти частицы откладываются и на стенках впускных и выпускных каналов головки цилиндров, что уменьшает проходные сечения каналов и коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом.

Наконец, на выпускных клапанах увеличивается интенсивность зольных отложений — неорганических составляющих присадок, вводимых в моторные масла. Такие отложения особенно неблагоприятно сказываются на работе уплотнительных поясков тарелок клапанов: появившаяся на них хрупкая и твердая пленка, разрушаясь, создает на этих поясках каверны, нарушающие герметичность клапанов. Происходит то, о чем уже сказано выше — прорыв газов, локальный перегрев и прогар тарелок.

Однако перечисленное выше — не фатальная неизбежность. При соблюдении правил эксплуатации, своевременном регулировании тепловых зазоров, обеспечении высококачественной фильтрации воздуха, топлива и масла, отсутствии "перекрутки" двигателя по частоте вращения коленчатого вала механизм газораспределения дизелей ЯМЗ, как свидетельствует статистика, остается вполне работоспособным практически до их капитального ремонта.

И последнее. При диагностировании состояния рассматриваемого механизма используются различные методы оценки герметичности клапанов. Однако большинство из наиболее часто записываемых в инструкции по эксплуатации (например, по величине падения давления воздуха, нагнетаемого в цилиндры двигателя), к сожалению, трудоемки и малоинформативны. Поэтому в эксплуатации состояние деталей механизма газораспределения чаще всего оценивают проще — с помощью стетоскопа или на слух. Но прослушивая работу двигателя при минимальной частоте вращения коленчатого вала, легко выявить только стуки, связанные с увеличенными тепловыми зазорами в клапанах. Однако другие виды неисправностей деталей механизма не сопровождаются столь явно выраженными звуковыми эффектами, и различить их может далеко не каждый даже опытный специалист. Тем не менее регулярные проверки тепловых зазоров и состояния деталей механизма газораспределения, проводимые при ТО, позволят, повторяем, реализовать ресурс дизелей, гарантируемый заводом-изготовителем.

---

УДК 629.11.012

# Коэффициент затухания колебаний шины как диагностический параметр

Канд. техн. наук М. А. ТРЕФИЛОВ, В. А. ДАМЗЕН

Саратовский ГТУ (8452.52-67-48)

*Установлена зависимость коэффициента затухания амплитуды отскока в режиме свободных колебаний от давления при наличии дефекта в шине. Разработана методика для количественной оценки наружных и скрытых дефектов шины.*

***Ключевые слова:*** *шина, диагностические параметры, коэффициент затухания.*

**Trefilov M. A., Damzen V. A.**

**DAMPING COEFFICIENT OF TIRES AS A DIAGNOSTIC PARAMETER**

*The dependence of a damping factor of bounce amplitude under conditions of free oscillations upon pressure at available tyre defect is defined. The methods for a quantitative assessment of both obvious and hidden defects in tyres are developed.*

***Keywords:*** *tire, diagnostic parameters, fading coefficient.*

Заводы-изготовители автомобильных шин, как правило, внимательно относятся к качеству своей продукции. К этому их обязывает жесткая конкуренция на рынке. Тем не менее статистика свидетельствует: ~30 % шин выходят из строя до выработки ими установленных норм пробега из-за дефектов, не связанных с изнашиванием протектора. Основных причин здесь две.

Во-первых, скрытые производственные дефекты, которые при массовом изготовлении шин обнаружить невозможно. В том числе из-за отсутствия простых, дешевых и надежных методов диагностирования. Во-вторых, несоблюдение правил технического обслуживания и ремонта шин, а также правил их эксплуатации. И то, и другое делает такие шины непригодными к дальнейшей работе. И, что особенно опасно, — приводит к их отказам. В том числе к внезапным.

Чтобы предотвратить или хотя бы снизить вероятность таких, безусловно, аварийных ситуаций, авторы предлагают использовать в процессе эксплуатации разработанный ими метод диагностирования. Основан он на измерении коэффициента затухания колебаний шины и том обстоятельстве, что значение этого коэффициента зависит от свойств материалов, входящих в состав шины.

Так, авторы установили: если собранное колесо расположить в вертикальной плоскости на какой-то высоте, а затем сбросить его, то оно, ударяясь об опорную площадку, начинает совершать затухающие колебания (подпрыгивать). Если эти колебания записать в виде осциллограммы, а затем повторить испытания при новых значениях давления воздуха в шине и ее положении относительно вертикали, то осциллограмм получится несколько. И каждая из них представляет собой (рис. 1) запись амплитуд $q$ колебаний — синусоидальную кривую, ограниченную экспонентой $q = Ae^{-nt}$ ($A$ — коэффициент, характеризующий высоту сбрасывания колеса, $n$ — коэффициент затухания колебаний, $t$ — номер подскока колеса).

Значение $n$ определяется из уравнения регрессии, составленного по экспериментальным данным. При этом, как обычно, используется метод наименьших квадратов, с предварительным проведением линеаризирующих преобразований. В результате формула для определения $n$ имеет вид:

$$n = \frac{k\left(\sum_{i=1}^{k} t\ln q\right) - \sum_{i=1}^{k}\ln q \sum_{i=1}^{k} t}{k\sum_{i=1}^{k} t^2 - \left(\sum_{i=1}^{k} t\right)^2}.$$

В ней $t$ — номер колебания шины; $k$ — число колебаний (подскоков) колеса.

Для практической реализации предлагаемого метода достаточно выполнить 36 сбрасываний колеса — по 11

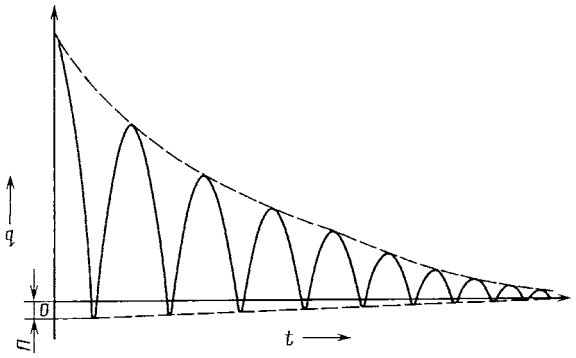


*Рис. 1. Зависимость амплитуды колебаний колеса от времени*

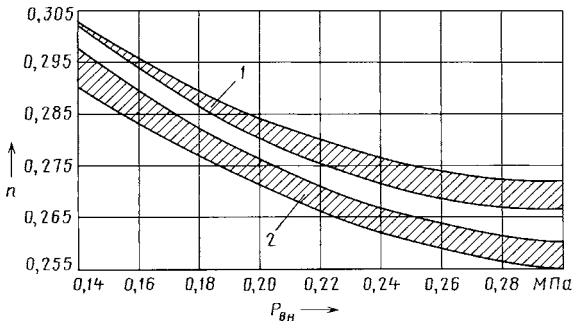


*Рис. 2. Зависимость коэффициента затухания колебаний колеса от внутреннего давления в шине и ее состояния:*
*1* — шина исправна; *2* — шина имеет дефект

при каждом из шести (через 60°) его положений относительно вертикали и при изменении внутреннего давления с 0,1 до 0,3 МПа с шагом 0,02 МПа. Причем для расчета *n* можно ограничиться значением *k*, равным восьми.

Выполненные по формуле расчеты показывают, что с увеличением давления как в исправной, так и в дефектной шинах значение *n* уменьшается. Например, у шин В-650АQ размерностью 185/65 R13 с ростом давления с 0,14 до 0,3 МПа *n* изменяется с 0,514 до 0,44; у шин И-391 размерностью 175/70 R13 с 0,27 до 0,302, а у шин К-190М размерностью 175/70 К13 — с 0,274 до 0,25. Но — по-разному, и эта разница может достигать 38—50 %. Поэтому было бы крайне желательным, чтобы изготовители в паспорте, прикладываемом к каждой модели своих шин, давали бы и допустимый диапазон изменения *n*.

Результаты исследований шин с дефектами можно показать на конкретном примере — шин И-391.

При наличии дефекта в ней на дефектном участке абсолютное значение коэффициента затухания колебаний уменьшается, а разброс экспериментальных данных, наоборот, возрастает (рис. 2). Так, если у исправной шины при $p_{вн}$ = 0,14 МПа *n* = 0,304, при $p_{вн}$ = 0,3 МПа *n* = 0,272, а разброс изменяется практически пропорционально $p_{вн}$ (зона 1), то на дефектном участке значение *n* снижается соответственно до 0,29 и 0,254, а разброс остается практически постоянным (зона 2).

В целом же по результатам исследований установлено, что изменение коэффициента затухания для различных участков шины, превышающее 2 %, свидетельствует о наличии в ней зарождающихся дефектов.

Таким образом, коэффициент затухания колебаний, если его использовать в качестве диагностического параметра, действительно, позволяет довольно просто и наглядно определять состояние шин. Причем одинаково эффективно как в случае наружных, так и скрытых дефектов.

# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 620.166

## Упругие элементы с большим шагом витка при сжатии: расчет на устойчивость, прочность, жесткость и колебания

Д-р техн. наук А.П. МАРТЬЯНОВ, канд. техн. наук С.М. ЯХИН,
С.А. МАРТЬЯНОВ, Д.В. НАПАЛКОВ, А.А. МАРТЬЯНОВ

Казанский ГАУ (843.236-65-22)

*Рассматриваются цилиндрические витые пружины, которые подвергаются действию сжимающей силы F.*
***Ключевые слова:*** *момент инерции, несущая способность, устойчивость, прочность, изгибная жесткость, равновесие, колебания.*

**Martyanov A.P., Yahin C.M., Martyanov C.A., Napalkov D.V., Martyanov A.A.**
**ELASTIC ELEMENTS WITH HUGE COIL LEAD UNDER COMPRESSION: CALCULATIONS ON STABILITY, STRENGTH, HARDNESS AND VIBRATIONS**

*Main topic of consideration in this work are cylindrical wound springs that are subject of effect of compressing force F.*
***Keywords:*** *moment of inertia, loading capacity, stability, strength, flexural rigidity, balance, oscillations.*

Цилиндрические пружины с большим шагом витков — довольно распространенный тип упругих элементов. Но с точки зрения их работы — не совсем обычный: при сжатии они могут терять устойчивость. Однако при расчете эту их особенность обычно не учитывают. Что, естественно, приводит к нежелательным последствиям. Между тем возможность такого учета есть. В качестве примера возьмем пружину, выполненную из проволоки прямоугольного сечения со сторонами *a* и *b* и рассечем ее (рис. 1) плоскостью *Y—Y*, которая перпендикулярна ее центральной осевой линии, а также плоскостью *X—X*, в которой эта линия лежит. Очевидно, что при расчете пружины нужно установить, как поведет себя ее отсеченная (нижняя) часть при действии на пружину осевой силы *F*, т. е. определить ее геометрические характеристики.

Из проекции на горизонтальную плоскость видно, что при шаге *t* винтовой линии, равном высоте *b* проволоки, отсеченная часть пружины по своей форме близка к кольцу. В результате довольно просто найти длину отрезка (хорды) $l(Y)$: $l(Y)/r = 2b/t$, откуда $l(Y) = 2rb/t$.

С другой стороны, из горизонтальной проекции длина отрезка $l(X) = 2r\sin(\alpha/2)$, где угол $\alpha$ характеризует отсеченную часть сегмента с основанием $l(X)$. Величину $\alpha$ дает формула № 1 (см. таблицу).

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $\alpha = 2\sin(b/t)$ | $\alpha$ изменяется от 0 до $2\pi$ |
| 2 | $J_x = \int\limits_A У^2 dA$ | — |
| 3 | $У = r\cos(\alpha/2)$; $dУ = -(r/2)\sin(\alpha/2)d\alpha(У) = 2r\sin(\alpha/2)$; $dA = l\,(У)dУ = -2r\sin(\alpha/2)(r/2)\sin(\alpha/2)d\alpha$ | — |
| 4 | $J_x = \int\limits_A У^2 dA = -\int\limits_\alpha^0 r^2\cos^2(\alpha/2)r^2\sin(\alpha/2)d\alpha = (r^4/4)\int\limits_0^\alpha \sin^2\alpha d\alpha = r^4[\alpha - (\sin 2\alpha)/2]/8$ | — |
| 5 | $J_x = 0{,}25(r_н^4 - r_в^4)\int\limits_0^\alpha \sin^2\alpha d\alpha + 2\sin\alpha\cos^2(\alpha/2) =$ $= (r_н^4 - r_в^4)[\alpha - (\sin 2\alpha)/2 + 2\sin\alpha\cos^2(\alpha/2)]/8$ | — |
| 6 | $A_с = (r^2/2)(\alpha - \sin\alpha)$ | — |
| 7 | $J_y = \int\limits_0^\alpha r^2\sin^2(\alpha/2)0{,}25r^2[\cos(\alpha/2) - \cos(\alpha_0/2)]\cos(\alpha/2)d\alpha$ | — |
| 8 | $J_y = r^4[\alpha - (\sin 2\alpha)/2 - 8\sin\alpha\sin^2(\alpha/2)/3]/8$ | — |
| 9 | $J_y = (r_н^4 - r_в^4)[\alpha - (\sin 2\alpha)/2 - 2\sin\alpha\sin^2(\alpha/2)]/8$ | — |
| 10 | $E[J_y\cos^2\varphi + J_x\sin^2\varphi]x'' = F_x$ | $\varphi = 2\pi nz/H$; $h$ — число витков пружины; $z$ —текущая величина высоты пружины $x'' = d^2x/dz^2$; $0 \leqslant z \leqslant H$ |
| 11 | $J_x = J_y = J_{y1} = J_{x1} = \pi(r_н^4 - r_в^4)/8$ | $J_{y1}$, $J_{x1}$ — моменты инерции относительно других взаимно перпендикулярных осей $y_1$ и $x_1$ |
| 12 | $x = C_1\sin\lambda z + C_2\cos\lambda z$ | $C_1$, $C_2$ — постоянные интегрирования; $\lambda = \sqrt{8F/\pi E(r_н^2 - r_в^2)}$ — параметр устойчивости |
| 13 | $x = 0$ при $z = 0$, $x' = 0$ при $z = H$ | — |
| 14 | $F_{кр} = \pi^2 EJ_x/4H^2 = \pi^3 E(r_н^4 - r_в^4)/32H^2$ | — |
| 15 | $F_{кр} = \pi^2 EJ_y/4H^2 = \pi^3 E(r_н^4 - r_в^4)[\alpha - \sin 2\alpha/2 - 2\sin\alpha\sin\alpha/2]/32H^2$ | — |
| 16 | $\delta = \delta_{ст}\cos pl$ | $\delta$ — статическая деформация пружины |
| 17 | $A = \alpha(r_н^4 - r_в^4)/2$ | — |
| 18 | $\Delta l = FH/EA = F/c_{сж}$; $\sigma = F/A$ | — |
| 19 | $\lambda = 2r^3Fn/GL_к = F/c_{сж}$; $\tau = Fr/W_к$ | $J_к$ — момент инерции прямоугольника, увеличенного по высоте в $1/\cos\beta$ |
| 20 | $\delta_{max} = \Delta l + \lambda \leqslant \delta_{adm}$; $\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leqslant \sigma_{adm}$ | $\delta_{adm}$ — допускаемая продольная деформация; $\sigma_{adm}$ — допускаемое нормальное напряжение |
| 21 | $\delta_{ст} = \delta_{кр} + \delta_{сж} = G/c_{кр} + G/c_{сж} = G(c_{сж} + c_{кр})/c_{кр}c_{сж}$ | — |
| 22 | $c_\Sigma = c_{кр}c_{сж}/(c_{кр} + c_{сж})$ | — |
| 23 | $\delta = \delta_0/(1 - p_0^2/p^2)$ | $\delta_0$ — статическая деформация от груза $Q$; $1/(1 - p_0^2/p^2)$ —коэффициент нарастания колебаний |

Далее, в горизонтальной проекции на расстоянии *У* от плоскости *X—X* выделяем элементарные площадки толщиной $dY$ и площадью $dA$, суммируем их в сегменте с углом $\alpha$, т. е. находим осевой момент $J_x$ инерции сегмента относительно главной оси $x$ (формула № 2). При этом значение расстояния $Y$ от начала отсчета дает формула № 3. Подставив значения *У* в формулу № 2, получаем формулу № 4.

Осевой же момент инерции $J_x$ отсеченной части кольцевой площади равен разности осевых моментов инерции секторов с наружным ($r_н$) и внутренним ($r_в$) радиусами пружины (формула № 5).

Чтобы определить момент $J_y$ инерции сечения сегмента относительно оси $Y$, в верхнем сегменте на расстоянии $X = r\sin(\alpha/2)$ тоже выделяем элементарную полоску длиной $l(x) = r\cos(\alpha/2) - r\cos(\alpha/2)$ и толщиной $dX = (r/2)\cos(\alpha_0/2)d\alpha$, где $\alpha_0$ — фиксированное положение угла. С учетом этого площадь $A_c$ сегмента определится формулой № 6, а момент $J_y$ — формулой № 7. Или, после выполнения операции интегрирования, — формулой № 8. Осевой же момент отсеченной части кольцевой площади будет равен разности секторов с наружным $r_н$ и внутренним $r_в$ радиусами (формула № 9).

Очевидно, что моменты $J_x$ и $J_y$ — главные центральные. Причем и для полукольцевой, и для кольцевой площади сечения относительно любых осей они будут, что вытекает из формул № 5 и 9, равны между собой.

Это для проволоки прямоугольного сечения. Толщина же отсеченной площадки по длине винтовой линии *круглой* проволоки не будет постоянной: концевые сечения в данном случае будут иметь вид эллипса. Но в практических расчетах с достаточной точностью площадь эллипса можно принять равной площади кольца, толщина которого равна постоянному диаметру проволоки. Однако для более точного вычисления можно, при необходимости, ввести поправочный коэффициент по длине или ширине полоски.

И второе: при больших деформациях пружины отсеченная площадка увеличивается при сжатии и уменьшается при растяжении. Поэтому ее длину можно оценивать разностью в шагах пружины до и после деформации.

Из формул № 5 и 9 следует, что при угле $\alpha \leqslant \pi$ минимальным будет момент инерции относительно оси $y$, максимальным — относительно оси $x$, а при угле $\alpha > \pi$ — наоборот. Для полукольцевого и кольцевого сечений моменты инерции относительно двух любых, повернутых на некоторый угол $\alpha$ осей будут одинаковыми.

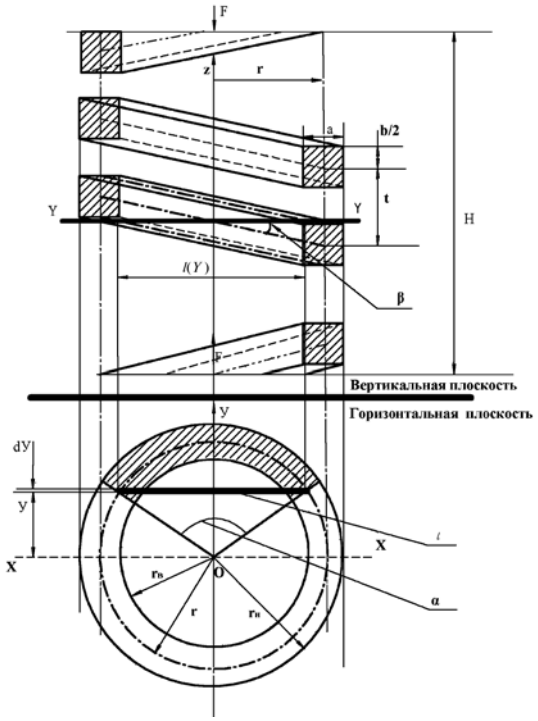


*Рис. 1*

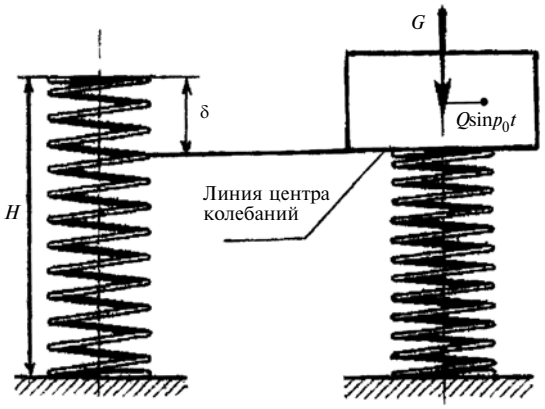


*Рис. 2*

Дифференциальное уравнение изгиба в плоскости $zy$ при выборе начала отсчета на свободном концевом сечении запишется в виде формулы № 10 — уравнения с переменными коэффициентами.

Рассмотрим частный случай, когда шаг пружины равен двум диаметрам проволоки.

В этом случае отсеченная часть приблизится к полукольцевому сечению (при шаге пружины, равном диаметру проволоки, приближается к кольцевому сечению). Тогда формула № 10 обращается в уравнение с постоянными коэффициентами (формула № 11), а момент $J_x$ инерции по длине балки будет постоянным. Величину прогиба $x$ дает формула № 12[1].

Выполнив граничные условия (формулы № 13), придем к зависимости $\cos\alpha H = 0$, из которой получим значение критической силы (формула № 14) для полукольцевой площади. Из этой формулы следует, что для кольцевой площади при шаге витка, равном высоте или диаметру проволоки пружины, эта сила прямо пропорциональна осевому моменту инерции: если он, например, возрастает в 2 раза, то и критическая сила увеличивается в те же 2 раза.

Особого внимания заслуживает скользящая система координат. Применительно к ней уравнение № 10, согласно теории Кирхгофа—Клебша, можно записать как уравнение с постоянными коэффициентами и минимальным моментом инерции относительно главной центральной оси $Y$ (см. формулу № 11). Тогда минимальный момент инерции определится формулой № 9, а критическая сила для любого шага витка — формулой № 15, в которой угол $\alpha$ меняется от нуля до $2\pi$.

Теперь рассмотрим колебания пружины.

Допустим, что она установлена в системе подрессоривания автомобиля и на нее действует груз силой $G$. При этом относительно линии центра колебаний в вертикальной плоскости груз отклонен по оси $z$ на величину $\delta_{ст}$ амплитуды колебаний и совершает свободные колебания с круговой частотой $p = \sqrt{cg/G}$ ($c$ — коэффициент жесткости системы), которые описываются уравнением, подобным уравнению устойчивости (формула № 10), и решаются по формулам № 12 и 17.

Значение коэффициента $c$ обычно приравнивают к коэффициенту $c_{кр}$ жесткости пружины при кручении. Однако это ошибка, поскольку деформация пружины подсчитывается по формуле № 16, в которой не учитывают деформацию $\Delta l$ и напряжение $\sigma$ от сжатия по оси $z$ отсекаемой кольцевой площади $A$ пружины (формула № 17), подсчитываемые по формулам № 18.

Для нахождения значений ускорения $\lambda$ и касательных напряжений $\tau$ в пружине от кручения предназначены формулы № 19.

---

[1]Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1993. — С. 392—395.

Условия жесткости ($\delta_{max}$) и прочности ($\sigma_{max}$) без учета срезающих напряжений от силы $F$ запишутся в виде формул № 20.

Соизмеримость этих величин легко установить, так как она зависит в основном от радиуса винтовой линии пружины и ее шага. Но строго промежуточного разграничения между упругим и жестким элементом в настоящее время не существует. Статическая деформация $\delta_{ст}$ складывается из суммы двух деформаций: сжатия ($\delta_{сж}$) и кручения ($\delta_{кр}$). Ее можно подсчитать по формуле № 21. Общий же коэффициент $c_{\Sigma}$ жесткости дает формула № 22.

При наличии вынуждающей силы $Q\sin p_0 l$ (рис. 2), совершающей гармонические колебания по оси $z$, где $p_0$ — частота вынужденных колебаний, амплитуда $\delta$ колебаний определится по формуле № 23.

Таким образом, потеря несущей способности (внезапный, т. е. почти мгновенный отказ) пружин сжатия происходит из-за роста их деформаций по разветвленным пространственным формам изгиба. Коэффициент же жесткости пружины складывается из ее осадки от кручения и укорочения длины $H$ отсекаемой площади $A$.

---

УДК 629.1.036

# Аналитический аспект силового взаимодействия колеса с бескамерной шиной грузового автомобиля

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН, канд. техн. наук И.С. ЧАБУНИН, М.С. ЛЯМИН

МГТУ "МАМИ" (223-05-23, доб. 1457)

*Предлагается методика аналитического описания силового взаимодействия между бескамерной шиной и ободом колеса с пятнадцатиградусными посадочными полками.*

***Ключевые слова:*** *колесо, обод, шина, силовое взаимодействие.*

**Balabin I.V., Chabunin I.S., Lyamin M.S.**

**ANALYTICAL ASPECT OF POWER INTERACTION OF A WHEEL WITH A LORRY TUBELESS TYRE**

*The technique of the analytical description of power interaction between a tubeless tyre and a wheel tread with 15 grade landing regiments is offered.*

***Keywords:*** *wheel, rim, tyre, power interaction.*

Эпюра силового взаимодействия между шиной и ободом — крайне необходимая при проектировании автомобильного колеса исходная информация. В настоящее время ее получают либо экспериментальным путем, либо с помощью метода конечных элементов. Однако оба метода малоэффективны. Первый не позволяет в приемлемые сроки оценивать альтернативные варианты разрабатываемых конструкций, так как связан с изготовлением опытных образцов колес и, следовательно, дорогостоящей инструментальной оснастки, а также трудоемкими экспериментами; второй довольно сложен с точки зрения и постановки задачи и необходимости постулировать многие положения. Поэтому большинство специалистов сходятся во мнении о том, что нужен метод, основанный на аналитических зависимостях, в которые входили бы геометрические параметры обода и избыточное давление воздуха в шине. Именно такие зависимости позволят существенно усовершенствовать процесс проектирования колеса и получить конструкцию, отвечающую требованиям оптимального сочетания его массы, прочности и жесткости.

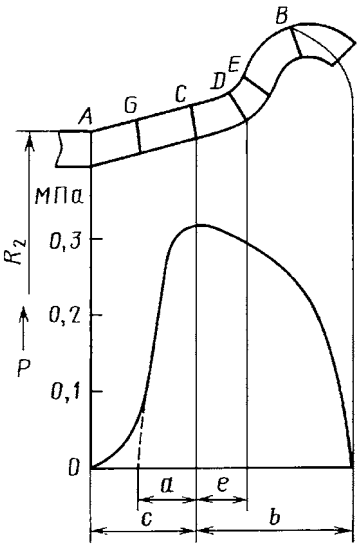


*Рис. 1*

Естественно, что для получения этих зависимостей необходим набор экспериментального материала. И прежде всего — информация о контактных давлениях в паре "поверхность обода—шина", которая служит основой для последующей аналитической интерпретации [1].

Как это делается, рассмотрим по рис. 1.

Разобьем профиль части $AB$, испытывающей переменное давление $p$, на две половины — $AC$ и $CB$. Причем так, чтобы сечение $C$ находилось в месте действия максимального ($p_{max}$) давления под бортовым кольцом шины. Начало координаты $z$ поместим в этом сечении, направляя ее по развертке профиля обода, и построим правую часть $CB$ эпюры.

Для такого построения, как видно из рисунка, для двух крайних ее точек ($C$ и $B$) имеется всего лишь три граничных условия: при $z_в = b$ $p = 0$; при $z_c = 0$ $p = p_{max}$; при $z_c = 0$ $\frac{dp(z)}{dz} = 0$, так как в этой точке наблюдается экстремум общей силовой эпюры. Поэтому попытаемся применить уравнение, соответствующее формуле № 1 (см. таблицу).

Подставив в него граничные условия, по первому из них получаем значение $A$ (формула № 2), по второму — значение $C$ (формула № 3) и по третьему — значение $B$ (формула № 4). В итоге исходное уравнение примет вид формулы № 5.

Показатель степени $n$ определим из приведенной на рис.1 экспериментальной эпюры. Например, по методу наименьших квадратов: для этой эпюры он равен $\approx \frac{1}{2}$. То есть формула № 5 приобретает вид формулы № 6, а это, как известно, уравнение эллипса. Следовательно, правая часть $CB$ силовой эпюры достаточно точно описывается уравнением эллипса, в которое входят максимальное ($p_{max}$) давление под бортовым кольцом и расстояние $b$ от сечения $C$, где $p = p_{max}$, до сечения $B$, в котором давление равно нулю.

Теперь точно также рассмотрим левую часть $GC$ силовой эпюры.

Граничных условий, которые нужно соблюсти при ее построении, здесь тоже три: при $z_c = 0$ $p = p_{max}$; при $z_c = c$ $p = 0$; при $z_c = 0$ $\frac{dp(z)}{dz} = 0$. Чтобы уменьшить степень $n$ полинома, а значит и упростить математические выкладки, применим такой прием — опишем левую половину также двумя функциями. При использовании граничных условий в результате для определения коэффициента $C$ получается та же формула № 3, что и для правой части эпюры, а для определения коэффициента $B$ — та же формула № 4.

Значения коэффициентов $n$ и $A$ определим по методу наименьших квадратов из экспериментальной эпюры: $n \approx \frac{1}{2}$, $A \approx -\frac{(P_{max})^{1/n}}{a^2}$. Тогда часть эпюры, расположенная на участке $GC$, тоже может быть описана уравнением эллипса (формула № 7).

Чтобы описать оставшуюся часть эпюры, расположенную на участке $AG$, введем координату $z_1$, начало которой поместим в сечении $A$, где $p = 0$, направим ее по развертке наружной поверхности обода слева направо. Воспользуемся форму-

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $p(z) = (Az^2 + Bz + C)^n$ | $A$, $B$, $C$ — коэффициенты, определяемые из граничных условий; $n$ — показатель степени, определяемой из экспериментальной эпюры |
| 2 | $(Ab^2 + Bb + C)^n = 0 \Rightarrow A = \frac{(p_{\max})^{1/n}}{b^2}$ | $b$ — расстояние от сечения $C$ с $p_{\max}$ до сечения $B$ с $p = 0$ |
| 3 | $C = (p_{\max})^{1/n}$ | — |
| 4 | $n(Az^2 + Bz + C)^{n-1}(2Az + B) = 0 \Rightarrow B = 0$ | — |
| 5 | $p(z) = \left[-\frac{(p_{\max})^{1/n} z^2}{b^2} + (p_{\max})^{1/n}\right] = p_{\max}\left(1 - \frac{z^2}{b^2}\right)$ | — |
| 6 | $p(z) = p_{\max}\sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2}}$ | — |
| 7 | $p(z) = p_{\max}\sqrt{1 - \frac{z^2}{a^2}}$ | $a$ — расстояние от сечения $C$ с $p = p_{\max}$ до сечения $G$, расположенного у края бортового кольца шины |
| 8 | $p(z_1) = (Az_1^2 + Bz_1 + C)^n$ | — |
| 9 | $p = \frac{p_{\max}(c + z)^2}{c^2}$ | $c$ — расстояние от сечения $C$ с $p = p_{\max}$ до сечения $A$ с $p = 0$ |
| 10 | $p(z) = Ae^{-Dz^n}$ | $A$, $B$, $n$ — коэффициенты, подлежащие определению |
| 11 | $p(z) = p_{\max} e^{-10\left(\frac{z}{c}\right)^{3,065}}$ | — |
| 12 | $T = \pi p(R_1^2 - R_2^2)$ | $p$ — давление в шине; $R_1$ — радиус нулевой кривизны шины; $R_2$ — радиус цилиндрической части обода |
| 13 | $dT_{CD} = 2\pi Rp(z)\sin\alpha dz$ | $\alpha$ — угол наклона посадочной полки |
| 14 | $R = r + \left(z + \frac{dz}{2}\right)\sin\alpha$ | — |
| 15 | $dT_{CD} = 2\pi\int_0^d p_{\max}\sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2}}\left[r + \left(z + \frac{dz}{2}\right)\sin\alpha\right]\sin\alpha dz$ | $d$ — длина участка $CD$; $r$ — радиус сечения $C$ |

лой № 8, введя в нее два граничных условия: при $z_1 = 0$ $p = p_{\max}$: при $z_1 = 0$ $\frac{dp(z)}{dz} = 0$. В итоге $B = C = 0$. Значения же коэффициентов $n$ и $A$ определяем из реальной эпюры: $n \approx 1$, $A \approx \frac{P_{\max}}{c^2}$. Введя, далее, координату $z = z_1 - c$, получаем формулу № 9, описывающую участок $AG$ эпюры. Эта формула, как видим, представляет собой уравнение квадратной параболы.

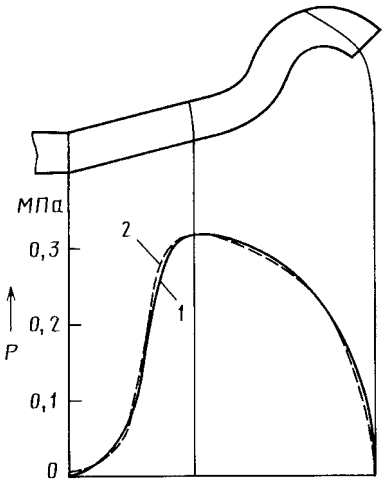


*Рис. 2.*

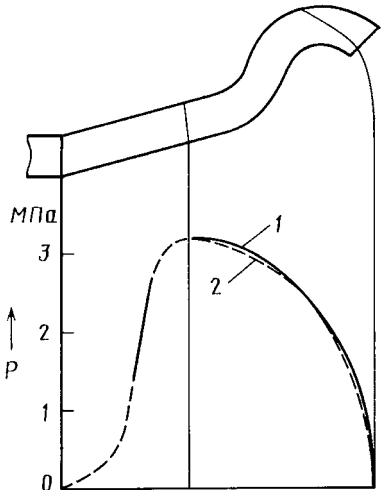


*Рис. 3*

Эпюра, построенная по результатам расчетов, приведена на рис. 2 (кривая *1*). Там же, для сравнения, показана и эпюра, построенная по экспериментальным данным (кривая *2*). Из него видно, что совпадение кривых — практически полное. Тем не менее попытаемся для описания левой (*CG*) части силовой эпюры применить и степенную функцию (формула № 10). При этом в качестве граничных условий возьмем три: при $z_c = 0$ $p = p_{max}$; при $z_A = c$ $p = 0$; при $z_c = 0$ $\frac{dp(z)}{dz} = 0$. Из первого из них следует, что $A = p_{max}$, из второго, задавшись очень малой величиной давления, например, $p = 10^{-4}$ МПа, получим $B = -\frac{10}{c^n}$. Но третье условие обращается в тождество при любом значении *n*. Поэтому определим его, например, по методу наименьших квадратов: $n = 3{,}065$.

Тогда уравнение, описывающее часть *CG* силовой эпюры, принимает вид формулы № 12.

Силовая эпюра, построенная с помощью расчета, приведена на рис. 3 (кривая *1*). На нем же показана (кривая *2*) и эпюра, построенная на основе эксперимента.

Как видно из сопоставления рис. 2 и рис. 3, эти эпюры достаточно близки: начиная с $p_{max}$ и до ~1,5 МПа, эпюры, построенные аналитически, практически полностью совпадают с экспериментальными, а при давлении, меньшем 1,5 МПа, к экспериментальной ближе эпюра, построенная с помощью уравнений № 6, 7 и 9. Однако при использовании формулы № 11 погрешности составляют 1—2 % от величины полной осевой силы, воспринимаемой участком *AB* обода. Поэтому достаточно применять не три (№ 6, 7 и 9), а только две (6 и 11) зависимости.

Из полученных зависимостей видно, что во всех случаях неизвестным параметром является максимальное давление $p_{max}$. Его можно определить из сопоставления осевой силы *T*, действующей на рассматриваемую часть *AB* обода (за исключением силы трения) и подсчитываемой по формуле № 12 [2], и осевой силы в долях $p_{max}$, получаемой из формул № 6 и 11.

Обратимся теперь снова к рис. 1. Изображенные на нем участки *AG* и *GC* представляют собой коническую оболочку, участок *CB*, если его разделить на участки *CD, DE, ED*, — соответственно, коническую оболочку и оболочки отрицательной и положительной кривизны. Величины воспринимаемой каждым из них осевой силы *T* обозначим соответственно через $T_{AG}$, $T_{GC}$, $T_{CD}$, $T_{DE}$, $T_{EB}$. Их сумма $T_\Sigma$, очевидно, равна полной осевой силе *T* (без учета силы трения $T_{тр}$) в долях $p_{max}$. Приравняв ее к *T*, полученному по формуле № 12 (за вычетом $T_{тр}$), находим $p_{max}$.

Рассмотрим, например, участок *CD*. Обозначим его текущий радиус, как показано на рис. 4, через *R*, и примем его (формула № 6) в качестве аргумента функции распределения нагрузки $p(z)$. Тогда величину осевой силы, действующей на элементарное кольцо этого участка, дает формула № 13, в которой множитель $p(z)$ описывает силовое взаимодействие, а множитель $2\pi R\sin\alpha dz$ — геометрию обода. Если теперь $p(z)$ взять из формулы № 6, а текущий радиус *R* элементарного кольца выразить формулой № 14, то осевую силу, действующую на весь участок *CD*, можно записать в виде формулы № 15.

Как видим, и здесь неизвестной величиной также оказывается максимальное давление $p_{max}$.

Аналогичным образом определяем осевые силы для других участков. Просуммировав затем полученные результаты, получим выражение для полной ($T_\Sigma$) осевой *T* (без учета силы $T_{тр}$ трения) в долях $p_{max}$.

$T_{тр}$, в свою очередь, зависит от коэффициента трения между шиной и ободом. Так что, зная его значение, нетрудно определить и $T_{тр}$.

Приравнивая полученное выражение для *T* в долях $p_{max}$ значению *T*, полученному по формуле № 12 (за вычетом $T_{тр}$), рассчитываем значение $p_{max}$ и затем по формулам № 6 и 11 строим эпюру силового взаимодействия между шиной и ободом.

Таким образом, правомерно сделать заключение: точность рассмотренных выше вариантов математической интерпретации силового взаимодействия между бескамерной шиной и ободом автомобильных колес, имеющих пятнадцатиградусные посадочные полки, вполне пригодна для практического использования при проектировании таких колес.

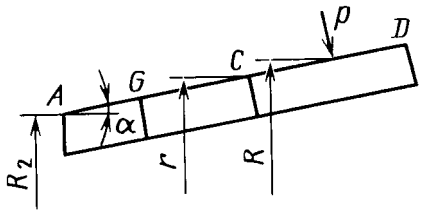

*Рис. 4*

## Литература


1. Балабин И. В., Зайцев С. А., Чабунин И. С., Лямин М. С., Лямин С. Н. Измерительные системы силового взаимодействия между ободом и шиной автомобильного колеса // 18 симпозиум "Проблемы шин и резинокордных композитов". М. — 15—19 октября 2007 г. С. 61—72.
2. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. — М.: Машиностроение, 1963. — 384 с.



УДК 629.083


# Математическое моделирование производственных процессов на ДСТОА


Канд. техн. наук К. И. РАЗГОВОРОВ

Владимирский ГУ (+7.4922.23-25-75)



*Моделирование производственных процессов автотехобслуживания позволяет оперативно оценить возможные направления изменения технологической системы и определить требования к организации производственного процесса. Поставленная цель определяет последовательность решения задачи управления — определение характеристик процессов автотехобслуживания, выбор направления его развития и загрузки дилерских станций технического обслуживания автомобилей.*



***Ключевые слова:*** *производственный процесс, моделирование, автотехобслуживание.*



**Razgovorov K. I.**


**MATHEMATICAL MODELLING OF PRODUCTIONS IN THE DEALER AUTOSERVICING ENTERPRISES**


*Modelling of productions of autoservicing allows to estimate operatively possible directions of change of technological system and to define requirements to the production organisation. The object in view defines sequence of the decision of a problem of management - definition of characteristics of processes of autoservicing, a choice of a direction of its development and loading of dealer servicing deports of cars.*



***Keywords:*** *industrial process, modelling, autoservicing.*


Как показывает практика работы предприятий автотехобслуживания, владельцев АТС интересуют главным образом три показателя работы дилерских станций технического обслуживания — продолжительность, стоимость, качество и культура обслуживания. Чтобы удовлетворить эти требования, владелец дилерской станции технического обслуживания автомобилей (ДСТОА), должен знать потенциальные возможности своего предприятия, а также факторы, неучет или неточный учет которых может привести к экономическим потерям от упущенных заказчиков.

Наиболее полную возможность получить такое знание дает математическое моделирование производственных процессов автотехобслуживания.

Так, если взять время (продолжительность) технического обслуживания и текущего ремонта АТС, то вероятность $P_m$ потерь, как следует из теории массового обслуживания, опре-

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $P_m = \frac{\rho^m}{m!} / \sum_{n=1}^{m} \frac{\rho^m}{n!}$ | $\rho = \frac{\lambda}{\mu}$ — параметр, характеризующий скорость обслуживания заявок в ДСТОА; $\lambda$ — интенсивность потока заявок; $\mu$ — интенсивность обслуживания заявок; $m$ — число постов (мест) обслуживания; $n$ — число ожидающих обслуживания и уже обслуженных заявок |
| 2 | $T_{об} = T_{пр} + T_м + T_о + T_{выд}$ | — |
| 3 | $t_{пр} = k_1 k_2 k_3 k_4 T_{пр_н}$ | $k_1$ — коэффициент, характеризующий местоположение поста приемки относительно местоположения владельца АТС; $k_2$ — коэффициент, характеризующий квалификацию мастера-приемщика; $k_3$ — коэффициент, характеризующий уровень автоматизации приемки; $k_4$ — коэффициент, характеризующий тип (модель) АТС; $T_{пр_н}$ — нормативное время (продолжительность) приемки АТС на ДСТОА |
| 4 | $T_{общ} = \Sigma T_{тв}^{н} k_{вып}$ | $T_{тв}^{н}$ — нормативные затраты времени (трудоемкость) на выполнение технических воздействий на АТС; $T_{тв}^{ф}$ — фактические затраты времени на выполнение этих воздействий; $k_{вып} = T_{тв}^{ф} / T_{тв}^{н}$ — коэффициент, учитывающий фактические затраты времени на выполнение технических воздействий |
| 5 | $T_i = \Delta t_i x_i$ | $\Delta t_i$ — продолжительность нахождения $i$-го АТС в неисправном (необслуженном) состоянии; $x_i$ — управляющие переменные, меняющиеся в зависимости от состояния АТС от нуля до единицы |
| 6 | $\lambda^i = \sum_{n=i+1}^{n} \lambda^{i,n}$ | $\lambda^{i,n}$ — математическое ожидание числа событий в единицу времени |
| 7 | $P_{i-1,i}^{t} = \sum_{n=t+1}^{n} P_{i-1,i}$ | $P_{i-1,i}$ — интенсивность потребностей в обслуживании от одного участка до конца маршрута устранения всех неисправностей |
| 8 | $q_i^j = \sum_{k=1}^{j=1} P_{i-1,i}^{kj}$ | $j$ — пост обслуживания; $P_{i-1,i}^{kj}$ — вероятность обслуживаний поступающих автомобилей за интервал времени $t$; $k$ — коэффициент равномерности поступления автомобилей на посты ДСТОА |
| 9 | $q_i^{jt} / q_i^j \approx P_i^{jt} / P_i^j$ | $q_i^{jt}$ — число автомобилей, выходящих из $i$-го участка на $j$-пост за период времени $t$; $q_i^j$ — фактическое число автомобилей, выходящих из $i$-го участка на $j$-пост; $P_i^{jt}$, $P_i^j$ — вероятности обслуживаний автомобилей, поступающих на различные виды ТВ (за промежуток времени $t$) |

деляется по формуле № 1 (см. таблицу), а общее время нахождения автомобиля на ДСТОА ($T_{об}$) — по формуле № 2.

Как видим, в формулу № 2 входят четыре составляющих — время $T_м$ мойки автомобиля, основное время $T_о$ его обслуживания и время $T_{выд}$ его выдачи владельцу. И это очень важное обстоятельство: такая дифференциация позволяет определять потери на каждом из перечисленных временных отрезков и принимать меры по минимизации финансовых потерь.

Проанализируем составляющие формулы № 2.

Время приемки автомобиля представляет собой фактические затраты времени, связанные с описанием неисправностей, внешним осмотром и передачей АТС в зону технического обслуживания и текущего ремонта, и зависит от нескольких факторов — расположения поста приемки, квалификации мастера-приемщика, объема заявленных работ, степени автоматизации ДСТОА, типа автомобиля. Подсчитывается это время по формуле № 3.

Время мойки — время, затраченное на выполнение уборочно-моечных работ. Зависит оно от степени механизации и типа моечного поста. Оно для каждой конкретной ДСТОА свое, причем практически постоянное.

Под основным временем обслуживания понимается величина средних его затрат на выполнение заявленных работ. Оно может складываться из нескольких видов работ, выполняемых на различных участках, поэтому в общем случае подсчитывается по формуле № 4. При его расчете следует рассматривать два типовых случая. Во-первых, можно принимать его средним по ДСТОА плюс-минус поправка на тип АТС и описывать с помощью нормального распределения или распределения Вейбула (такой подход позволяет установить четкие нормы на стандартные и несложные операции технического обслуживания и текущего ремонта). Во-вторых, считать, что $T_о$ имеет сильно рассеянные значения, которые можно описать с помощью распределения затухания или экспоненциального распределения, т. е. по формуле $e^{-x}$. (Данная ситуация характеризует статистику сложных, не поддающихся единому нормированию процессов автотехобслуживания.)

Но какой бы случай не был взят в качестве типового, объективный анализ деятельности ДСТОА невозможен без сравнения фактически затраченного времени с нормативным. То есть здесь не обойтись без определения фактического времени $T$ основного обслуживания и разработки методики планирования загрузки ДСТОА, основного времени обслуживания АТС.

Эта методика выглядит следующим образом: оценивается число $m_p$ АТС, фактически обслуженных за смену; рассчитывается среднее время $T$ одного обслуживания; устанавливается рациональное, с учетом мощности ДСТОА, число $N$ заездов на специализированные посты. Для упрощения исследования технологии ее применения рассмотрим самый простой, изолированный, маршрут перемещения АТС на ДСТОА, т. е. маршрут, не имеющий общих работ с другими маршрутами и участками.

Допустим, что данный маршрут цикличный (круговой) и представляет собой последовательность из $n$ пунктов ожидания. Будем также считать, что он имеет один конечный остановочный пункт (участок приемки-выдачи АТС) и на ДСТОА в течение определенного периода времени (скажем, рабочей смены) обслуживается $m$ АТС, а трудоемкость обслуживания каждого из них равна $T_i$.

В соответствии с технологической схемой передвижения по участкам время $T_{выд}$ выдачи обслуживаемых АТС рассчитывается по формуле № 5. Оно, по сути, и описывает процесс

работы ДСТОА. Причем входящие в него величины, очевидно, носят случайный характер и, следовательно, все поведение системы случайно. Однако при правильном планировании $T_o$ в течение рабочей смены на ДСТОА постоянно есть потребность в обслуживании, т. е. новые заявки от владельцев АТС. Причем единичная потребность в обслуживании характеризуется двумя параметрами: расположением обслуживаемых объектов (система, узел) и временем (продолжительностью) их обслуживания, а поток таких единичных обслуживаний (заявок) формирует маршрут движения АТС по территории ДСТОА, который можно считать пуассоновским. Поэтому следует говорить о распределении вероятности числа событий в интервале $[t_i, t_{in}/P_iP_{in}]$.

АТС, находящиеся на обслуживании, перегоняются от $(i + 1)$-го производственного участка до $n$-го. Поэтому математическое ожидание числа событий в единицу времени, т. е. интенсивность $\lambda^i$ потока заявок на обслуживания за период времени $t$, состоит из суммы интенсивностей $\lambda^{i,\,n}$ потребностей в обслуживании от данного технического воздействия на каждом из участков, включая конечный на маршруте (формула № 6).

Вероятность же $P^t_{i-1,\,i}$ обслуживаний АТС, поступающих на маршрут за интервал $t$, дает формула № 7.

То же самое можно сказать и о ДСТОА в целом.

Предположим, что все поступившие сюда АТС пройти обслуживание за время $t$ могут и что на первом участке находится $\sum_{i=2}^{n} P^{1\,t}_{i-1,\,i}$ из них, на втором — $\sum_{i=2}^{n} P^{2\,t}_{i-1,\,i}$ и т. д. Тогда число $q^j_i$ АТС, выходящих из $i$-го участка на $j$-пост, можно подсчитать по формуле № 8.

Более того, если такты работы постов участков совпадают, можно без большой погрешности считать, что вероятности обслуживаний АТС, поступающих на различные виды технического воздействия, равны, т. е. $q^j_i = P^j_i$. Отсюда можно записать формулу № 9, по которой определяют недостающие величины $q^j_i$, $P^j_i$ в модели функционирования производственного процесса на ДСТОА.

Моделирование системы автотехобслуживания позволяет сделать выводы о поведении технологической системы и определить требования к организации производственного процесса, его характеристикам, а значит и оптимизировать загрузку ДСТОА.

## Литература


1. Высоцкий М. Д. Исследование и совершенствование методов обеспечения надежности автомобилей, принадлежащих населению, на гарантийном периоде эксплуатации // Дис. канд. техн. наук, МАДИ. 1979. — 179 с.
2. Иванов П. М. Алгебраическое моделирование сложных систем. — М.: Наука. Физматлит, 1996. — 272 с.
3. Латышев М. В. Повышение эффективности управления процессами автотехобслуживания на основе планирования их уровня качества. Дис. докт. техн. наук. Владимир. 2005. — 339 с.
4. Потгофф Г. Теория массового обслуживания. Пер. с нем. М.: Транспорт, 1979. — 144 с.
5. Прабху Н. Методы теории массового обслуживания и управления запасами. М.: Машиностроение, 1969. — 356 с.


# Содержание


**ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА**

**Барабанов А.С., Попова О.И.** — Проблемы развития машиностроительного комплекса регионов . . . 1

**Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В.** — Экономико-математическое моделирование размещения предприятий автосервисной сети . . . 4

**АСМ**-факты . . . 7

**КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**Камалтдинов В.Г., Марков В.А.** —Холодный пуск дизеля. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива . . . 9

**Барский И.А., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шаталов И.К., Антипов Ю.А.** — Минимизация потерь в воздухожидкостном охладителе наддувочного воздуха автомобильного дизеля . . . 11

**Победин А.В., Косов О.Д., Долотов А.А., Домолазов Ф.С.** — Некоторые статистические характеристики шумности коробки передач автомобиля ГАЗ-3110 . . . 13

**Подзоров А В., Горобцов А.С., Ляшенко М.В.** — Математическая модель управляемой системы подрессоривания АТС . . . 16

**Грушников В.А.** — Современные схемы рулевого управления АТС и их исполнение . . . 19

**Дьяков И.Ф.** — Новый привод тормозной системы автомобиля . . . 22

**Леонтьев Д.Н.** —Усовершенствованный алгоритм управления АБС . . . 25

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС**

**Дынченков В. С.** — Определение сроков замены автомобиля на основе оценки его эксплуатационной надежности . . . 28

**Антропов Б.С., Ананьин М.Ю., Виноградов Я.М.** — Надежность механизма газораспределения дизелей ЯМЗ . . . 31

**Трефилов М.А., Дамзен В.А.** — Коэффициент затухания колебаний шины как диагностический параметр . . . 32

**ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ**

**Мартьянов А.П., Яхин С.М., Мартьянов С.А., Напалков Д.В., Мартьянов А.А.** — Упругие элементы с большим шагом витка при сжатии: расчет на устойчивость, прочность, жесткость и колебания . . . 33

**Балабин И.В., Чабунин И.С., Лямин М.С.** — Аналитический аспект силового взаимодействия колеса с бескамерной шиной грузового автомобиля . . . 36

**Разговоров К.И.** — Математическое моделирование производственных процессов на ДСТОА . . . 38



**Главный редактор Н. А. ПУГИН**

**Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков**

**Белорусский региональный редакционный совет:**

**М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик**



Корректор Е.В. Комиссарова

Сдано в набор 06.07.2010. Подписано в печать 18.08.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 8,39. Зак. 633.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

**ООО «Издательство Машиностроение»**

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

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



За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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