ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2016

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.001.36

РАЗРАБОТКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОГО РЫНКА РОССИИ

Канд. экон. наук **В.А. ПОДХАЛЮЗИНА**, **М.А. ДРЕЙЦЕН**, **Н.А. ШУБА**
МАДИ (ГТУ) (+8.926.522-31-12)

Прогноз любого рынка начинают и завершают построением экономической модели. Экономические науки оперируют в основном теоретическими моделями с высоким уровнем формализации. Поэтому экономическая модель — система таблиц, графиков, правил и т.п. и совокупность измеряемых показателей, отображающих структуру и характер предмета исследования. Экономическая модель автомобильного рынка — это объект проводимого исследования, который формализован в форме, поддающейся количественным оценкам аналитических и прогностических свойств.

***Ключевые слова**: автомобильный рынок, экономическая модель, прогноз, корреляция.*

Podhalyuzina V.A., Dreytsen M.A., Shuba N.A.

THE DEVELOPMENT OF THE ECONOMIC MODEL OF THE RUSSIAN AUTOMOTIVE MARKET

The forecast any market begin and complete construction of the economic model. Economic sciences operate mostly theoretical models with a high level of formalization. Therefore, the economic model — the system tables, schedules, rules, etc. and a set of measurable indicators, which reflect the structure and nature of the research subject. The economic model of the automotive market — is an object of ongoing research, which is formalized in the form of quantifiable analytical and prognostic properties.

***Keywords:** car market, the economic model, forecast, correlation.*

В последнее время автомобильный рынок претерпевает существенные потрясения из-за сложной и неоднозначной ситуации в российской экономике. Чтобы объективно оценить сегодняшнюю ситуацию и постараться разработать прогноз на ближайшие годы, необходимо проанализировать рынок за последние годы с целью выявления общих закономерностей и взаимосвязей.

Рынок автомобилей, как и большинство российских рынков, подвержен фактору сезонности (рис. 1, *здесь и далее — по данным аналитического агентства "Автостат"*). Наблюдается ярко выраженная цикличность продаж на рынке легковых автомобилей. Ежегодно самый провальный по продажам месяц — январь. За период с 2008 по 2015 г. точкой наивысшего объёма продаж считается апрель 2008 года (292,7 тыс. автомобилей).

Динамика продаж в 2008 г. поквартально представлена на рис. 2. Первый квартал 2008 года показал отличную динамику: январь — 174,5 тыс. автомобилей, февраль — 220,95 тыс., март — 258,03 тыс. Второй квартал 2008 года начался с рекордного значения продаж в апреле (292,7 тыс.), однако потом началось стремительное падение объёмов продаж. Каждый последу-

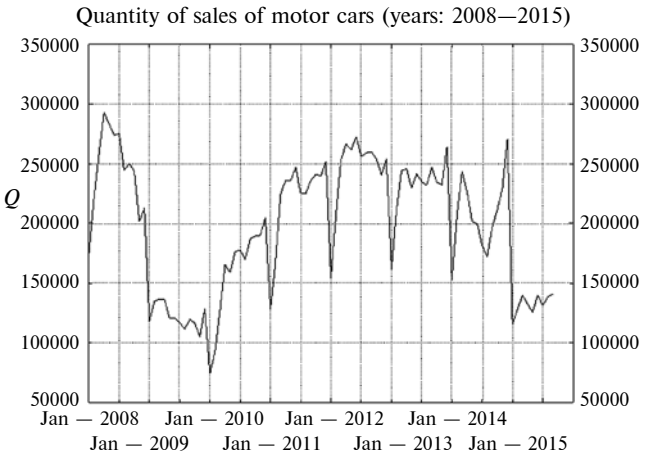


Рис. 1. Динамика продаж новых легковых автомобилей в России с января 2008 г. по сентябрь 2015 г.

Рис. 2. Динамика продаж в 2008 г. поквартально (в скобках представлен темп прироста продаж к предыдущему месяцу)

ющий месяц второго квартала объём продаж в среднем уменьшался на 9,3 тыс. ед. по отношению к предыдущему месяцу. По сравнению с предыдущим кварталом показатели продаж второго квартала выросли на 30,1 %. Среднемесячный темп падения объёма продаж с апреля по декабрь составил 3,43 % в месяц.

Третий квартал 2008 года продолжил тенденцию уменьшения объёмов продаж: 275,1 тыс. было продано в июле, 244,3 — в августе и 249,9 — в сентябре. Заметна значительная разница между объёмами, проданными в июле и в августе: сокращение продаж на 30,8 тыс. ед. за столь незначительный период. Ситуация в августе показала положительную динамику по сравнению с предыдущим месяцем (рост на 5,6 тыс.), но это не сыграло значимой роли для рынка. По сравнению с предыдущим кварталом объёмы продаж автомобилей сократились примерно на 10 %.

Четвёртый квартал 2008 года. Объём продаж в октябре — 243,7 тыс., в ноябре — 201,2 тыс., в декабре 212,4 тыс. Наблюдалось существенное сокращение продаж в ноябре (42,5 тыс.) по сравнению с предыдущим месяцем. Последний квартал, хоть и продолжил демонстрировать тенденцию уменьшения продаж, однако суммарные объёмы продаж все же были выше, чем в первом квартале (657,3 тыс. и 653,5 тыс. соответственно). По сравнению с предыдущим кварталом объём продаж сократился на 14,6 % (абсолютное изменение объёмов — 111,96 тыс. ед.), а если сравнивать этот квартал со вторым, то падение гораздо значительнее — 22,68 % (абсолютное изменение — 192,8 тыс.).

Поквартальный объём продаж автомобилей в 2009 г. представлен на рис. 3. 2009 год стартовал со стандартного низкого показателя продаж в январе (118,1 тыс.). Если сравнивать объём продаж в январе 2009 года с аналогичным периодом 2008 года, то он сократился на 32,34 %, или на 56,4 тыс. ед. При этом ежемесячная динамика роста продаж, как в первом квартале 2008 года, сохранилась (январь — 118,1 тыс., февраль — 134,9 тыс. март — 136,9 тыс.). По отношению к первому кварталу 2008 года объём продаж сократился на 40,34 % (263,6 тыс. ед.). Показатель продаж в марте являлся точкой максимума (136,9 тыс.) для всего 2009 года.

Второй квартал не продолжил тенденцию роста. Пик продаж пришелся на апрель — 136,3 тыс. автомобилей, остальные месяцы продемонстрировали отрицательную динамику по отношению к первому месяцу: май — 120 387 ед., июнь — 120 767 ед. Консолидированный объём продаж во втором квартале 2009 года сократился по сравнению с аналогичным кварталом 2008 года на 55,6 %, или на 472 628 ед. в абсолютном значении. Однако, по сравнению с предыдущим кварталом 2009 года, объём продаж уменьшился на 3,2 %.

В третьем квартале 2009 года показатели продаж: в июле — 117 264 ед., в августе — 111 514 ед., в сентябре — 119 640 ед. Суммарный объём продаж в третьем квартале сократился на 54,7 % по сравнению с аналогичным кварталом 2008 года, или на 420 864 ед. В четвертом квартале количество продаж составило 350 108 ед., что на 46,74 % меньше, чем в тот же период 2008 года. Объёмы продаж по месяцам составили: октябрь — 116 676 ед., ноябрь — 105 300 ед., декабрь — 128 132 ед.

Рис. 3. Поквартальный объём продаж автомобилей в 2009 г.

Рис. 4. Поквартальный объём продаж автомобилей в 2010 г.

Квартальная динамика продаж в 2010 г. представлена на рис. 4. Ежемесячные показатели продаж в первом квартале 2010 года: январь — 74 114 ед., февраль — 92 130 ед., март — 126 761 ед. Заметна положительная динамика рынка. Объём продаж в январе 2010 года на 37,22 % ниже, чем аналогичный показатель в январе 2009 года или на 57,52 % ниже, чем январе 2008 года. За весь рассматриваемый период, с января 2008 года по сентябрь 2015 года, показатель продаж в январе 2010 года является точкой минимума. Суммарно в первом квартале 2010 года было продано 293 005 ед., что на 55,16 % меньше, чем в первом квартале 2008 года.

Однако, по сравнению с первым кварталом 2009 года, разница гораздо меньше: продажи в первом квартале 2010 года ниже аналогичного показателя 2009 года на 24,85 %. Видно, что объёмы продаж 2009 и 2010 годов еще не сравнялись, но 2010 год стремительно набирал обороты. Каждый месяц первого квартала в среднем объём продаж рос на 26 324 ед.

Ежемесячные показатели продаж во втором квартале 2010 года: апрель — 165 554 ед., май — 158 980 ед., июнь — 175 989 ед. Сумма по трём месяцам — 500 523 ед. Значительный скачок по сравнению с предыдущим кварталом (темп прироста продаж равен 70,8 %), а если сравнивать со вторым кварталом 2009 года, объём продаж вырос на 32,6 %.

Ежемесячные объёмы продаж третьего квартала 2010 года: июль — 177 192 ед., август — 169 775 ед., сентябрь — 186 731 ед. Суммарный объём продаж составил 533 698 ед. По сравнению с третьим кварта-

лом 2009 года объём продаж вырос на 53,18 %, или на 185 280 ед., в абсолютном значении.

В четвертом квартале ежемесячные объёмы продаж составили: октябрь — 189 278 ед., ноябрь — 189 732 ед., 204 588 ед. Суммарный объём составил — 583 598 ед. Для сравнения объём продаж в четвёртом квартале значительно вырос (на 66,69 %) по сравнению с аналогичным показателем 2009 года и составил 233 490 ед. в абсолютном значении. За этот год рынок смог стабилизироваться и начал рост. Объёмы каждого квартала 2010 года значительно выше, чем поквартальные объемы 2009 года.

Квартальная динамика продаж в 2011 г. представлена на рис. 5. Ежемесячные показатели продаж в первом квартале 2011 года: январь — 128 270 ед., февраль — 166 158 ед., март — 223 843 ед. Наблюдалась положительная динамика рынка. По сравнению с первым кварталом 2010 года объём продаж вырос на 76,9 %. Рынок продолжал расти, каждый месяц первого квартала в среднем рос на 47 787.

Ежемесячные показатели продаж во втором квартале 2011 года: апрель — 235 815 ед., май — 235 455 ед., июнь — 246 783 ед. Сумма по трём месяцам — 718 053 ед. По сравнению со вторым кварталом 2010 года объём продаж вырос на 43 %, или на 217 530, в абсолютном значении.

Ежемесячные объёмы продаж третьего квартала 2011 года: июль — 224 858 ед., август — 224 810 ед., сентябрь — 235 707 ед. Суммарный объём продаж составил 685 375 ед. По сравнению с третьим кварталом 2010 года объём продаж вырос на 28 %, или на 151 677 ед., в абсолютном значении. Но по сравнению с предыдущим кварталом 2011 года суммарный объём продаж сократился на 5 %.

В четвертом квартале ежемесячные объёмы продаж составили: октябрь — 240 904 ед., ноябрь — 239 563 ед., 251 682 ед. Суммарный объём составил 732 149 ед. Для сравнения объём продаж в четвёртом квартале вырос (на 25 %) по сравнению с аналогичным показателем 2010 года и составил 148 551 ед. в абсолютном значении.

Квартальная динамика продаж в 2012 г. представлена на рис. 6. Ежемесячные показатели продаж в первом квартале 2012 года: январь — 154 446 ед., февраль — 207 304 ед., март — 253 100 ед. Суммарный объём составил 614 850 ед. Заметна нормальная положительная динамика рынка. По сравнению с первым кварталом 2011 года объём продаж вырос на 18,6 %, или на 96 579 ед. в абсолютном обозначении. По показателям продаж первый квартал 2012 почти смог догнать аналогичный период 2008 года. (Объём продаж 1 кв. 2010 года отстаёт на 5,9 % от объёма продаж в 1 кв. 2008 года.)

Рис. 5. Поквартальный объём продаж автомобилей в 2011 г.

Рис. 6. Поквартальный объем продаж автомобилей в 2012 г.

Рис. 7. Поквартальный объём продаж автомобилей в 2013 г.

Ежемесячные показатели продаж во втором квартале 2012 года: апрель — 266 597 ед., май — 261 461 ед., июнь — 272 599 ед. Сумма по трём месяцам — 800 657 ед. По сравнению со вторым кварталом 2011 года, объём продаж вырос на 11,5 %, или на 82 604 ед., в абсолютном значении. Объём продаж в июне один из самых высоких за весь период с 2008 по 2015 г., однако он немного отстаёт от максимального значения, которое было в 2008 году (в абсолютном значении на 20 063 ед.).

Третий квартал 2012 года по объёмам продаж перегнал аналогичный период в 2008 году (774 939 ед. и 769 282 ед. соответственно). Ежемесячные объёмы продаж третьего квартала 2012 года: июль — 234 567 ед., август — 231 915 ед., сентябрь — 246 895 ед. Суммарный объём продаж составил 774 939 ед.

Четвёртый квартал 2012 года. Ежемесячные объёмы продаж составили: в октябре — 254 020 ед., в ноябре — 240 577 ед., в декабре — 253 579 ед. Суммарный объём продаж за квартал составил 748 176 ед. По сравнению с третьим кварталом 2012 объём продаж сократился на 26 763 автомобилей, или на 3,5 %. В сравнении с аналогичным периодом 2008 года, объём продаж в значительной мере вырос (на 90 855 ед., или на 13,8 %).

Квартальная динамика продаж в 2013 г. представлена на рис. 7. Первый квартал 2013 года по суммар-

ному объёму продаж опережал аналогичный период в 2012 году на 2 115 автомобилей в абсолютном эквиваленте, или на 0,3 %. Ежемесячная статистика продаж составила: в январе — 162 077 ед., в феврале — 210 663 ед., в марте — 244 225 ед. Наблюдается здоровая динамика роста объёмов продаж. Консолидированный объём продаж за первый квартал составил 616 965 автомобилей.

Суммарный объём продаж автомобилей во втором квартале 2013 года вырос по сравнению с предыдущим кварталом на 99 393 автомобилей. Однако относительно второго квартала 2012 года объём продаж второго квартала 2013 значительно меньше, и разница составила 84 299 автомобилей. Ежемесячная статистика продаж составила: в апреле — 245 333 ед., в мае — 229 670 ед., в июне — 241 355 ед.

Суммарный объём продаж третьего квартала 2013 года продолжил сокращение. Относительно предыдущего квартала объём продаж сократился на 2981 автомобилей. Относительно третьего квартала 2012 года продажи сократились на 61 562 автомобилей, или на 7,9 %. Ежемесячные объёмы продаж составили: июль — 234 567 ед., август — 231 915 ед., сентябрь — 246 895 ед.

Показатели продаж четвёртого квартала 2013 года выросли по сравнению с предыдущим кварталом на 17 370 автомобилей, или на 2,43 %. Если сравнивать объём продаж четвёртого квартала 2013 года и объём продаж четвёртого квартала 2012 года, то продажи в 4-м кв. 2013 года меньше на 17 429 автомобилей.

Все кварталы 2013 года, кроме первого, показали отрицательную динамику относительно аналогичных периодов в 2012 году. Рынок начал плавное сокращение.

Динамика продаж за январь 2010—2015 гг. представлена в табл. 1. Чтобы выявить более общие закономерности ряда данных, была выполнена сезонная декомпозиция ряда и выведены значения сезонной компоненты за период с 1 по 12-й месяц (рис. 8). Результаты данного исследования показывают, что в среднем наиболее низкие показатели продаж приходятся на месяцы: январь и июль. Аналогичную картину можно увидеть и в следующие месяцы, так как сезонная компонента имеет циклический характер. По визуальному анализу можно выделить циклы, равные 6 месяцам, так как значения сезонной компоненты повторяются через аналогичный период времени.

Проведём исследование на наличие автокорреляции в ряде данных и построим коррелограмму с лагом в 15 значений (рис. 9). Это исследование необходимо

Таблица 1

Период времени	Число проданных автомобилей, шт.	Темпы прироста продаж в январе к соответствующему месяцу предыдущего года, %
Январь 10	74 114	—
Январь 11	128 270	73,07
Январь 12	154 446	20,41
Январь 13	162 077	4,94
Январь 14	152 662	−5,81
Январь 15	115 561	−24,30

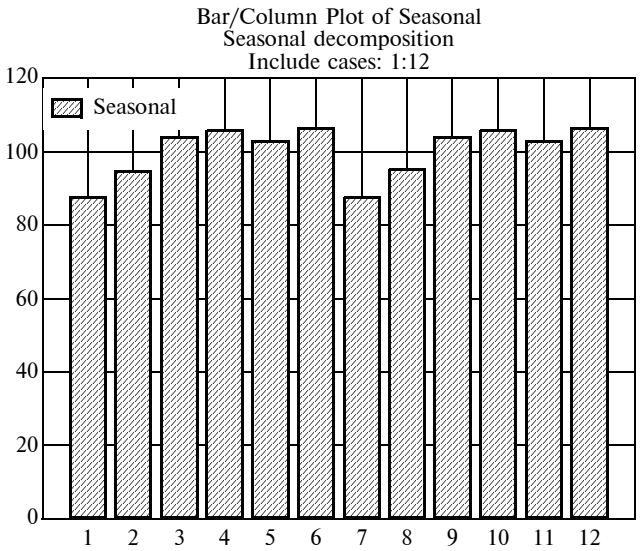


Рис. 8. Сезонная компонента за 12 мес.

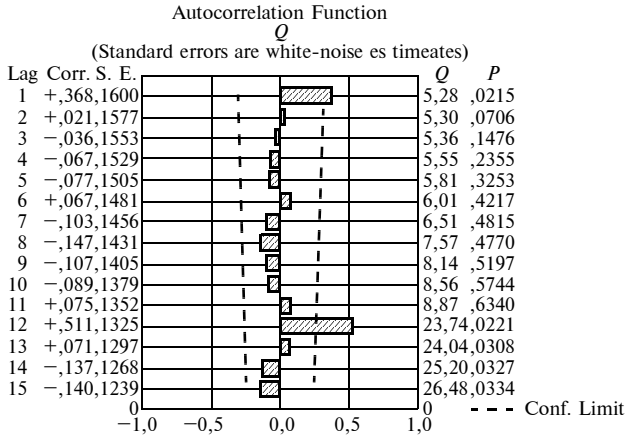


Рис. 9. Коррелограмма временного ряда (2011—2013 гг.)

для выявления зависимостей между значениями продаж за определённый временной период.

По результатам данного исследования выявлена высокая зависимость 1-го и 12-го значений ряда данных, так как именно на эти значения приходятся наибольшие величины столбцов, следовательно, наличие цикла, равного 12 месяцам, можно считать статистически значимым и обоснованным. Однако коррелограммма почти ничего не говорит о цикличности, равной 6 месяцам. По рис. 9 видно, что величина столбца 6 наблюдения почти не выделяется, что показывает незначительную связь, а это противоречит выводу о наличии сезонности, равной шести месяцам. Для устранения всяческих сомнений произведём спектральный анализ (Фурье). Данный вид анализа позволяет точно определить наиболее весомые закономерности временного ряда (см. рис. 10).

Как видно из результатов анализа, наиболее значимыми являются цикличности, равные 6 и 12 месяцам, так как именно значения 6 и 12 наблюдения имеют наиболее высокие значения на графике. Цикл, равный 12 месяцам, имеет большую значимость, чем цикл, равный 6 месяцам, так как имеет значение выше.

Для повышения точности исследования был проведен автокорреляционный (рис. 11) и спектральный анализ (рис. 12) совокупности данных с 2010 по 2014 год включительно. Данная выборка имеет больше значений.

Визуальный анализ коррелограммы показывает, что наибольшую зависимость с первым членом выборки имеют наблюдения 6 и 12. У большей выборки данные зависимости просматриваются более отчетливо, в то время как у меньшей цикличность, равная 6 месяцам, на коррелограмме была почти незаметна. Однако можно заметить, что спектральный анализ большей выборки показывает большую значимость цикла, равного 6 месяцам, чем цикла, равного 12 месяцам, но в целом выводы схожи с выводами при спектральном анализе меньшей выборки.

Очевидно, что курс отечественной валюты зависит от котировок на энергоресурсы. А от курса рубля зависят цены на новые автомобили, следовательно, и объём продаж. Построим регрессионную модель зависимости объёма продаж новых автомобилей (Y) от среднемесячных котировок *Brent*(X). Все данные брались по месяцам за период с января 2008 г. по сентябрь 2015 г.

Результаты регрессионного анализа (см. табл. 2, 3).

Возьмем обыкновенную модель типа $Y = a + \beta x + u$, где a и β — параметры уравнения; u — случайный член.

Коэффициент корреляции, равный 0,717, демонстрирует положительную сильную линейную зависимость между количеством продаж автомобилей и среднемесячными котировками *Brent*.

$F_{крит}$ (91;1) = 0,14447; $F > F_{крит}$. Таким образом, построенную модель можно считать качественной.

В табл. 4 представлены коэффициенты регрессии. Оценки, полученные в ходе расчётов, являются статистически значимыми.

Таблица 2

Регрессионная статистика	
Коэффициент корреляции	0,716765
R-квадрат	0,513751
Нормированный R-квадрат	0,508408
Стандартная ошибка	38509,41
Наблюдения	93

Таблица 3

F	Значимость F
96,14709103	6,51E-16

Таблица 4

Коэффициенты регрессии	Стандартная ошибка	t-статистика	P-значение
44237,47	16125,45142	2,74333209	0,007325088
1662,749	169,5737582	9,8054623	6,5101E-16

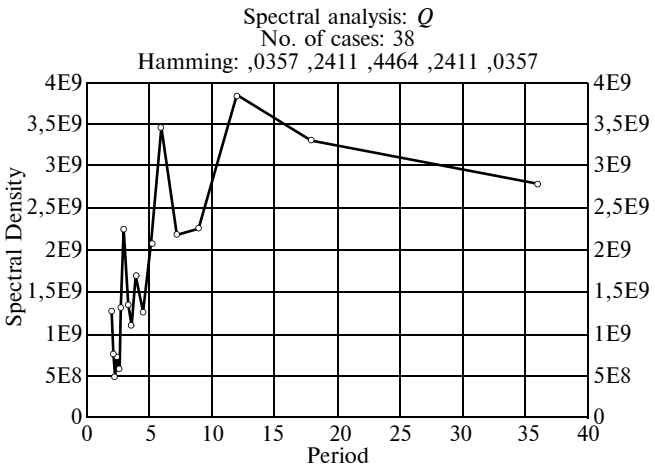


Рис. 10. Результаты спектрального анализа (2011—2013 гг.)

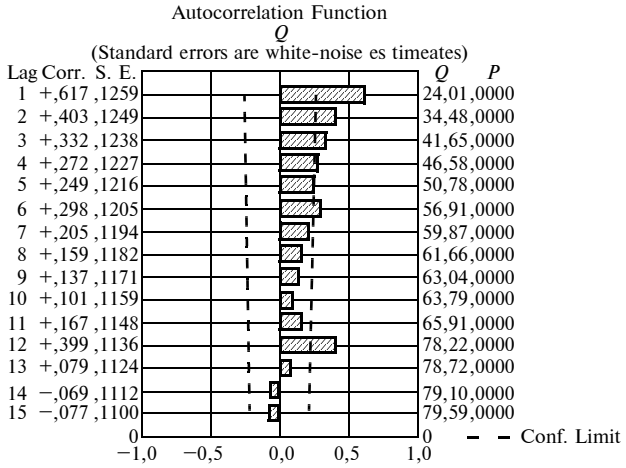


Рис. 11. Коррелограмма временного ряда (2011—2014 гг.)

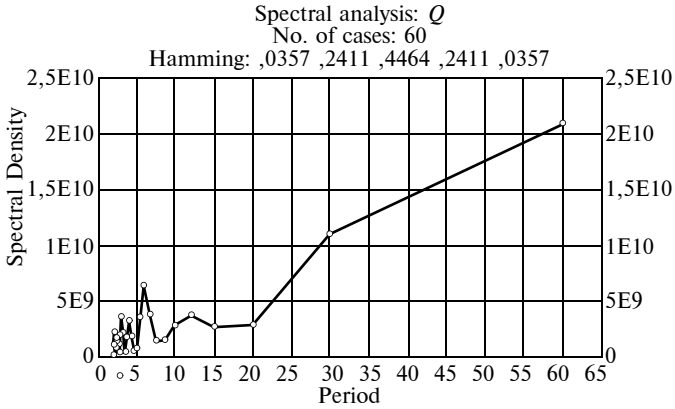


Рис. 12. Спектральный анализ выборки 2010—2014 гг.

Проверим на гетероскедастичность. Сумма квадратов остатков первых 33 членов = 65 228 768 964. Сумма квадратов остатков последних 33 членов = = 40 359 947 031,

40 359 947 031/65 228 768 964 = 0,618744577.

Находим F (критическое) (31;31) = 0,4254.

0,62 > 0,42.

Таким образом, можно говорить о наличии незначительной гетероскедастичности.

Проверим на автокорреляцию. Рассчитываем критерий Дарбина—Уотсона (d)

$$d = 0{,}839623715,$$

du и dl равны 1,51 и 1,55 соответственно. Так как полученное значение d ниже нижнего предела du, можно делать заключение о наличии автокорреляции.

Разработанная модель позволяет в дальнейшем сделать прогноз динамики продаж автомобилей на российском рынке. Модель подтверждает наличие связи между котировками *Brent* и объёмами продаж автомобилей. Однако эта связь очень необычная. В то время когда цены на энергоресурсы влияют на цену автомобильного топлива, а топливо в свою очередь является товаром комплементом для автомобиля, логично предположить отрицательную зависимость между котировками *Brent* и объёмом продаж новых авто.

Коэффициент линейной корреляции (0,72) говорит о сильной прямой линейной зависимости между объемами продаж авто и фьючерсами *Brent*. Это можно объяснить сильной зависимостью российского рубля от котировок *Brent*. Следовательно, при высоких ценах на нефть, даже при подорожании бензина, россияне покупают больше автомобилей, чем при низких ценах на нефть. Механизм воздействия котировок *Brent* на объёмы продаж авто в значительной мере искажён влиянием курса национальной валюты, от которого зависит благосостояние граждан страны.

Литература

Аналитическое агентство "Автостат" URL: http://www.autostat.ru/ (дата обращения: 16.02.2016)

АСМ-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ
в I квартале 2016 года

(по информации ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Рынок легковых автомобилей

Оптовые продажи легковых автомобилей в январе—марте 2016 года сократились на 24,3 % по отношению к январю—марту 2015 года и составили 303,3 тыс. единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—марте 2016 и 2015 годов выявляет сокращение абсолютных объёмов продаж во всех сегментах рынка. В отношении занимаемых долей рынка отмечается расширение занимаемых долей в сегменте зарубежных моделей российской сборки, при сужении рыночной доли в остальных сегментах.

Продажи отечественных автомобилей в январе—марте 2016 года снизились на 27,0 % до 81,7 тыс. ед., а их рыночная доля незначительно уменьшилась (до 26,9 %). Оптовые продажи автомобилей ВАЗ в январе—марте 2016 года снизились на 30,2 %, а их доля уменьшилась на 1,7 процентных пункта до 19,2 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки занимают доминирующее положение на рынке легковых автомобилей, при этом их продажи снизились на 14,1 % до 173,2 тыс. ед., а их доля увеличилась с 50,3 до 57,1 %. Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и иномарок), увеличилась с 78,2 до 84,0 % в январе—марте 2016 года.

Продажи импортированных новых автомобилей зарубежного производства сократились на 45,0 % до 46,8 тыс. ед., а их доля на рынке убавилась с 21,3 % в январе—марте 2015 года до 15,4 % по итогам января—марта 2016 года. Ввоз подержанных машин импортёрами не играет сколько-нибудь заметной роли на рынке.

По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объём дилерских продаж новых легковых и легких коммерческих автомобилей в России в январе—марте 2016 года составил 319 092 ед., что на 16,9 % меньше, чем в январе—марте 2015 года (383 827 ед.). Импорт легковых автомобилей физическими лицами, не принимаемый в расчет рынка, составил в январе—марте 2016 года всего 2080 машин против 5918 ед. годом ранее; из них на подержанные автомобили пришлось 1828 ед. и 5401 ед. соответственно.

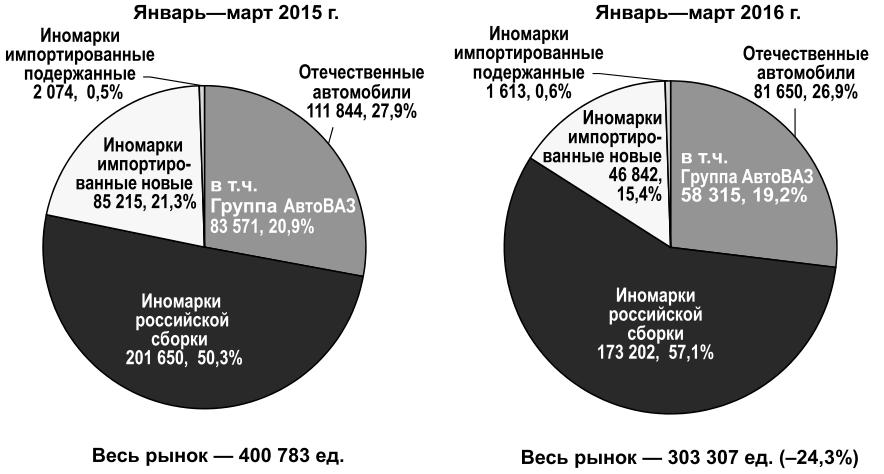
Рынок грузовых автомобилей, включая лёгкие грузовики

Импорт грузовых автомобилей физическими лицами за 3 месяца 2016 г. составил всего 76 ед., из них 26 ед. новые (за 3 месяца 2015 года — 203 ед., из них 115 ед. новые), эти автомобили не включены в расчёт рынка.

Рынок автобусов, включая микроавтобусы

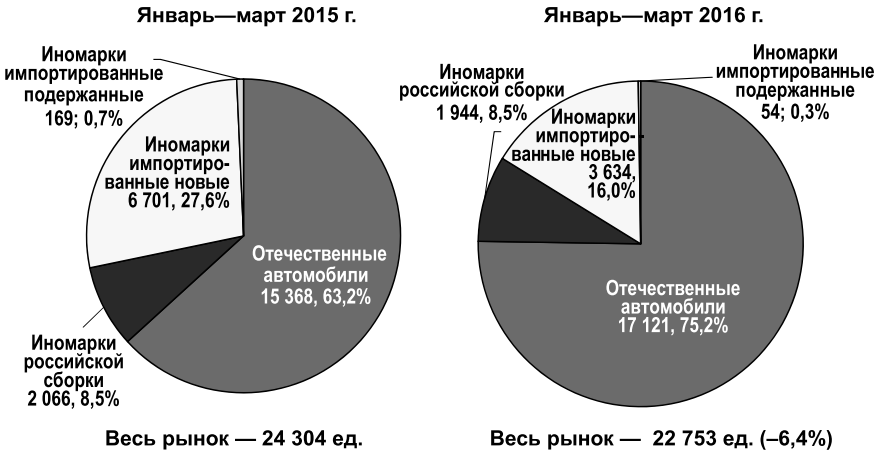
Импорт новых автобусов физическими лицами за 3 месяца 2016 г. — 33 ед.

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ

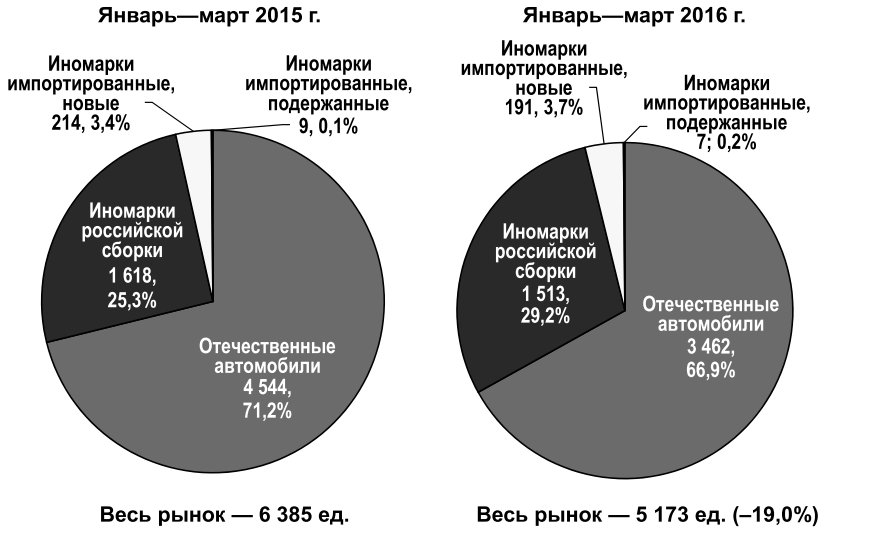


Весь рынок — 400 783 ед. Весь рынок — 303 307 ед. (–24,3%)

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



(3 месяца 2015 г. — 55 ед.), эти автобусы не включены в расчёт рынка.

* * *

ПАО "Северсталь", поставит в адрес компании "Амкодор" 5 тыс. т. горячекатаного металлопроката. Продукция Череповецкого металлургического комбината будет использоваться для производства выпускаемых на предприятии колёсных погрузчиков.

Для производителей дорожной техники "Северсталь" освоила выпуск высокопрочных марок сталей: "Севервельд" (*Severweld*) и "Северхард" (*Severhard*).

Высокопрочная сталь "Севервельд" может применяться для изготовления стрел автокранов, автовышек, гидроманипуляторов. Её использование даёт возможность изготовлять изделия сложной формы и гарантирует их долговечность. Отличительное свойство этой стали — хорошая свариваемость, что обеспечивает более высокие прочностные характеристики и хладостойкость металла.

Высокопрочная износостойкая сталь "Северхард" — закалённая, с высокой твёрдостью и прочностью. Применяется для изготовления навесного оборудования: ковшей экскаваторов, ножей бульдозеров, грейферных захватов и т.п. Использование данной стали обеспечивает максимально высокую прочность и износостойкость изделий в процессе эксплуатации.

* * *

"Группа ГАЗ" пополнила парк Самары 43 газовыми автобусами ЛиАЗ-529370CNG, которые будут задействованы в системе городских перевозок.

Большой городской автобус ЛиАЗ-529370CNG рассчитан на перевозку 100 пассажиров, имеет 24 посадочных места, а также специально оборудованное место для людей с ограниченными возможностями. Комплектуется двигателем "Камминз" экологического стандарта "Евро-4" мощностью 187 кВт (255 л.с.), автоматической коробкой передач, механической аппарелью для въезда/выезда инвалидных колясок и антивандальными сидениями. Просторная накопительная площадка, низкий уровень пола у передней и средней дверей обеспечивают быстрый пассажирообмен.

* * *

С конвейера завода "Фольксваген Груп Рус" в Калуге сошел 50-тысячный двигатель 1.6 MPI серии EA 211. Компания активно сотрудничает с крупными российскими поставщиками и целенаправленно повышает уровень локализации двигателей. Заготовки блока цилиндров и головки блока цилиндров поступают в Калугу с ульяновского завода компании "Немак", которая производит детали двигателя из российского алюминия. Электропроводку поставляет компания "Фуджикура Аутомотив" со своего производства в Чебоксарах.

Напомним, производству двигателей в Калуге стартовало 4 сентября 2015. Выпускаемый здесь бензиновый двигатель 1.6 MPI серии EA211 представлен в двух вариантах мощности — 66 и 81 кВт, или 90 и 110 л.с. Он устанавливается уже на пять моделей концерна: мод. "Фольксваген Поло" и "Шкода Рапид", сборка которых осуществляется на заводе в Калуге, а также "Фольксванен Джетта", "Шкода Октавия" и Шкода Йети", выпускаемые в Нижнем Новгороде. Силовые агрегаты калужского производства соответствуют всем международным стандартам качества концерна "Фольксваген", для чего на предприятии осуществляется полный контроль качества выпускаемой продукции, проводятся многочисленные тесты. Общий объём инвестиций концерна в оборудование по контролю качества продукции составил 8,6 млн евро. Общая сумма инвестиций в строительство завода составила 250 млн евро. Завод по производству двигателей площадью 32 000 м^2. расположен в непосредственной близости от автомобильного предприятия "Фольксваген". Максимальная производственная мощность — 150 000 двигателей в год.

УДК 629.357:62-592.1

КАРЬЕРНЫЕ САМОСВАЛЫ СЕРИИ БЕЛАЗ-7555 С МНОГОДИСКОВЫМИ МАСЛООХЛАЖДАЕМЫМИ ТОРМОЗАМИ

Канд. техн. наук **М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ**, **И.В. ДУБОНОСОВ**
БелАЗ, РУПП "Гранит" (M.Zabolockij@belaz.minsk.by)

В данной статье описываются преимущества использования многодисковых маслоохлаждаемых тормозов на основе опыта эксплуатации самосвалов БЕЛАЗ серии 7555 в карьерах РУПП "Гранит" (Республика Беларусь).

Ключевые слова: *карьерные самосвалы БелАЗ, многодисковые маслоохлаждаемые тормоза, ОАО "БелАЗ", РУПП "Гранит".*

Zabolotsky M.M., Dubonosov I.V.

BELAZ-7555 MINING DUMP TRUCKS WITH OIL-COOLED MULTIPLE-DISK BRAKES

This article describes advantages of oil-cooled multiple-disk brake use on the basis of BELAZ-7555 dump trucks operating experience in open-cut mines of RUPE "Granit" (Belarus).

Keywords: *BELAZ mining dump trucks, oil-cooled multiple-disk brakes, OJSC "BELAZ", RUPE "Granit".*

При интенсивном торможении карьерных самосвалов с "сухими" дисковыми тормозами происходит перегрев тормозных дисков и тормозных механизмов, что приводит к выходу из строя уплотнений тормозных механизмов, появлению течей масла, подклиниванию поршней тормозных механизмов, износу тормозных дисков и тормозных накладок и, как следствие, увеличению простоя техники по причине ремонта тормозных механизмов.

Для решения проблемы перегрева тормозов специалистами ОАО "БелАЗ" разработан унифицированный ряд многодисковых маслоохлаждаемых тормозных механизмов, предназначенный для карьерных самосвалов с гидромеханической трансмиссией грузоподъёмностью от 30 до 90 т. В качестве примера рассмотрим конструкцию многодискового маслоохлаждающего тормоза для карьерных самосвалов грузоподъёмностью 55...60 т (рис. 1, 2, 3).

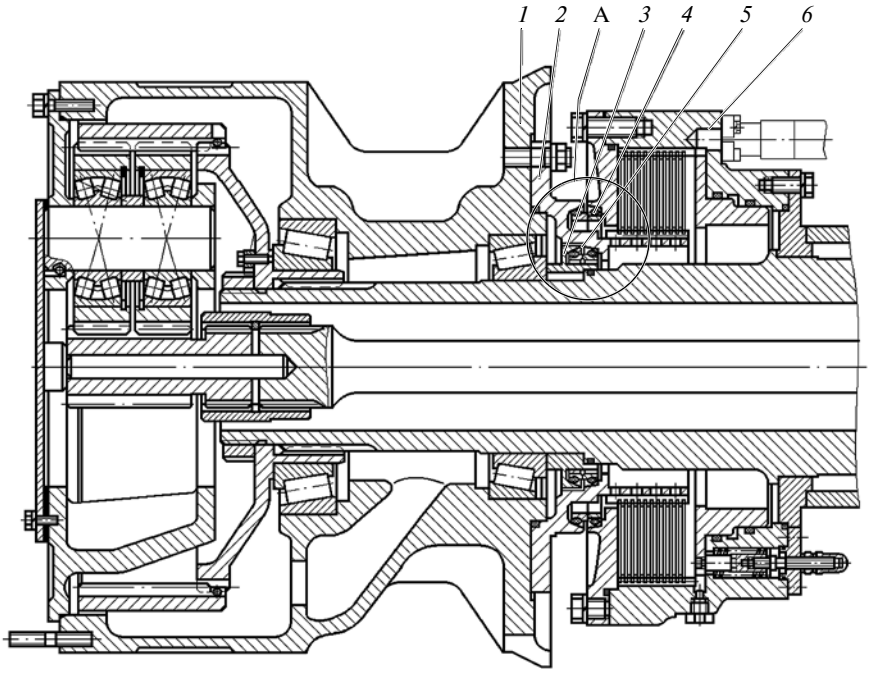


Рис. 1. Установка многодискового тормозного механизма на ведущем мосту самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъёмностью 55 т (вид А показан на рис. 3):

1 — ступица ведущего колеса; *2* — фланец; *3* — внутреннее кольцо; *4*, *5* — наружное и внутреннее торцовые уплотнения; *6* — тормозной механизм

В данной конструкции в каждом механизме применяется десять фрикционных тормозных дисков, что позволило кардинально увеличить площадь пар трения и снизить удельные давления на фрикционный материал. При этом тормозные диски работают в масляной ванне, что обеспечивает, с одной стороны, их охлаждение, а с другой — постоянную масляную плёнку в паре трения, в итоге — высокую долговечность тормозного механизма. Для защиты внутренних полостей от внешних загрязнителей в таких тормозах применяются эффективные торцевые уплотнения. Механизм стояночного тормоза вынесен из корпуса в самостоятельный узел и растормаживается механически, что позволило существенно упростить конструкцию по сравнению с известными аналогами.

После проведения испытаний новых тормозных механизмов с декабря 2012 года ими начали оснащать карьерные самосвалы БелАЗ-7555Е грузоподъёмностью 60 т. Значительное число самосвалов данной модели эксплуатируется на крупнейшем в Республике Беларусь предприятии по производству нерудных строительных материалов Республиканском унитарном производственном предприятии "Гранит". Причём с тормозными механизмами и новой, и старой конструкции. Так, по состоянию на сентябрь 2015 г. здесь работало восемь единиц карьерных самосвалов БелАЗ-7555Е с "сухими" дисковыми тормозами (введены в эксплуатацию в начале 2012 года, пробег от 160 до 270 тыс. км) и 17 самосвалов БелАЗ-7555Е с многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами (введены в эксплуата-

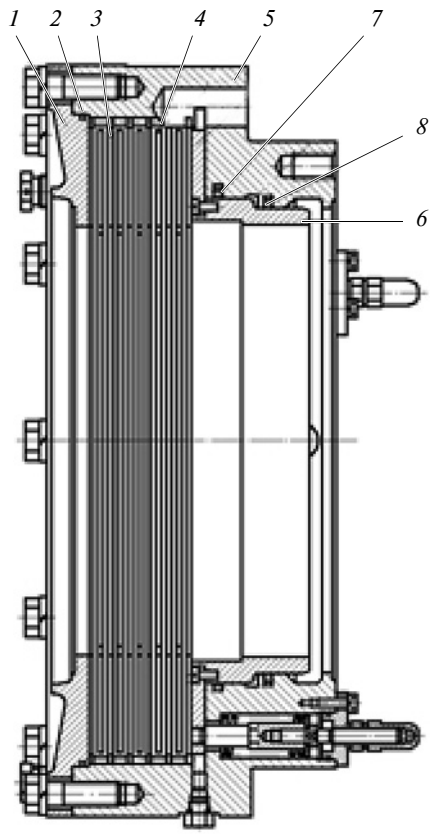


Рис. 2. Многодисковый тормозной механизм:

1 — крышка; *2*, *7*, *8* — уплотнения; *3* — тормозной диск; *4* — тормозной фрикционный диск; *5* — корпус; *6* — поршень

цию в конце 2012, в 2013 и 2014 годах, пробег 11 из них достиг 180—260 тыс. км).

Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний в течение четырёх лет показали, что внедрение многодисковых маслоохлаждаемых дисковых тормозов в условиях РУПП "Гранит" позволило: повысить производительность самосвала в 1,3 раза за счёт уменьшения времени простоя карьерных самосвалов, увеличения среднетехнической скорости и улучшения удобства управления для водителя; снизить трудоёмкость технического обслуживания тормозов на каждый самосвал в год ориентировочно на 240 часов за счёт увеличения ресурса тормозных фрикционных материалов ориентировочно в 8 раз (плановая замена тормозных дисков и уплотнений ММОТ на заднем мосту предусмотрена при 300...350 тыс. км пробега вместо 30...40 тыс. км для карьерных самосвалов с "сухими" тормозами); снизить стоимость ремонта тормозов на 15 200 долларов США (также на один самосвал в год) за счёт кардинального уменьшения работы трения в "сухих" тормозных механизмах и повышения долговечности вращающихся деталей тормозного механизма вследствие работы трения тормозных дисков в масляной среде и защиты деталей тормозного механизма от попадания песка, грязи, камней с дорожного покрытия. При этом норма расхода топлива для самосвалов мод. БелАЗ-7555Е осталась прежней.

В процессе эксплуатации была проведена проверка рекомендуемой периодичности замены тормозных дисков с инспекционной разборкой тормозных механизмов на одном из самосвалов БелАЗ-7555Е (шасси 2374) при пробеге 190 тыс. км. Установлен незначительный износ фрикционных дисков многодискового маслоохлаждаемого тормоза,

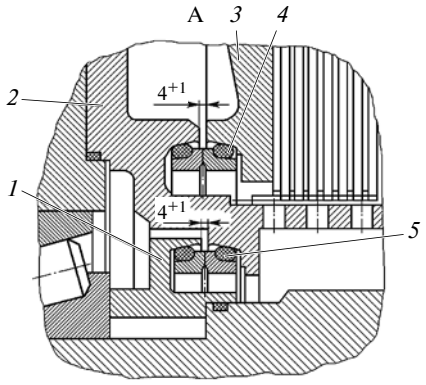


Рис. 3. Установка торцовых уплотнений (вид А — см. рис. 1):

1 — внутреннее кольцо; *2* — фланец; *3* — крышка тормозного механизма; *4*, *5* — торцовые уплотнения

подтвердивший планируемую периодичность замены тормозных дисков и уплотнений при пробеге 300—350 тыс. км.

Широкие эксплуатационные испытания карьерных самосвалов БелАЗ-7555 грузоподъёмностью 55...60 т показали эффективность внедрения на карьерных самосвалах серии БелАЗ-7545-7555 многодисковых маслоохлаждаемых тормозов вместо "сухих" дисковых и перспективность использования аналогичных тормозных механизмов на карьерных самосвалах с гидромеханической трансмиссией. По результатам испытаний в ОАО "БелАЗ" принято решение о 100%-ном внедрении с 1-го квартала 2015 года многодисковых маслоохлаждаемых тормозов на карьерные самосвалы серии БелАЗ-7545-7555 грузоподъёмностью 45...60 т.

УДК 629.026

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Д-р техн. наук **Н.Г. ФАТАЛИЕВ**, канд. техн. наук **А.С. ДАДИЛОВ**
МАДИ ГТУ — Махачкалинский филиал (8722. 64-31-74)

Проводится анализ существующих систем наддува ДВС и предлагаются способы их совершенствования. Для быстрого повышения оборотов компрессора вначале запуска двигателя, когда обороты коленчатого вала незначительны, предлагается ротор компрессора соединить с электромотором, выполняющим функцию дополнительного привода. Такой привод способствует снижению потерь крутящего момента на коленчатом вале; повышению КПД двигателя; развитию необходимой мощности двигателем на малых оборотах.

Ключевые слова: *автомобиль, система наддува, коленчатый вал, электрический привод, крутящий момент, коэффициент полезного действия, мощность двигателя, "турбояма", "турбоподхват".*

Fataliyev N.G., Dadilov A.S.

WAYS OF IMPROVING TURBOCHARGER SYSTEM THE MOTOR

The article considers the analysis of existing systems pressurization DWI-circulation of the internal combustion engine and ways of improving them. To quickly increase the speed of the compressor, first run the rotary motion of the engine when the speed of the crankshaft minor, offered the compressor rotor is connected with an electric motor that functions as additional drive. This drive helps reduce loss of torque on the crankshaft; increase engine efficiency; development of the necessary capacity of the engine is idling.

Keywords: *vehicle, turbocharging, a crankshaft, an electric drive torque efficiency, the efficiency of engine power.*

Турбонаддув — наиболее эффективное на сегодняшний день средство повышения мощности двигателя без увеличения частоты вращения коленчатого вала и объёма цилиндров [5]. Помимо повышения мощ-

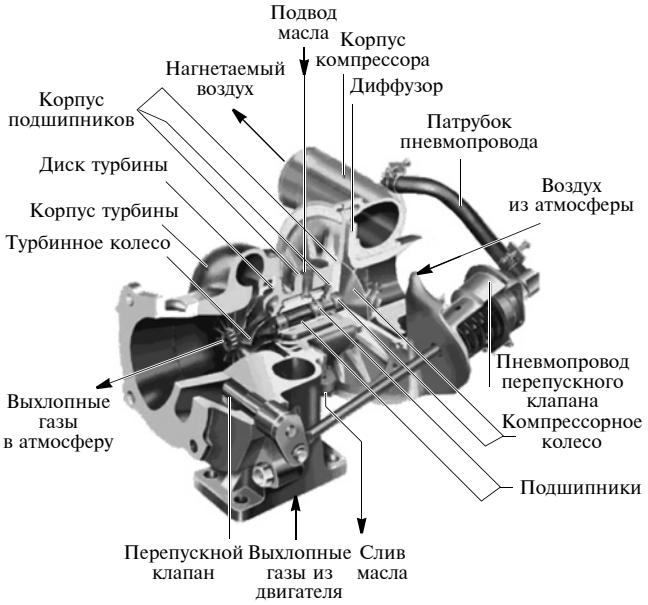


Рис. 1. Общий вид турбокомпрессора

ности он обеспечивает экономию топлива в расчёте на единицу мощности и снижение токсичности отработавших газов за счёт более полного сгорания топлива. Система применяется как на бензиновых двигателях, так и на дизелях. Вместе с тем наиболее эффективен турбонаддув именно на дизелях вследствие высокой степени сжатия двигателя и относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала. Применение же его на бензиновых двигателях сдерживается возможностью наступления детонации, которая связана с резким увеличением частоты вращения двигателя, а также высокой температурой отработавших газов (1000 °С против 600 °С у дизелей) и соответствующим нагревом турбонагнетателя.

Как известно, работа системы турбонаддува основана на использовании энергии отработавших газов. Большинство элементов системы турбонаддува — типовые элементы системы впуска, а отличительной особенностью является наличие турбокомпрессора (рис. 1), интеркулера и новых конструктивных элементов управления. Турбокомпрессор (турбонагнетатель) обеспечивает повышение давления воздуха во впускной системе и конструктивно представляет собой два колеса — турбинное и компрессорное, расположенные на валу ротора. Каждое из колёс, а также вал с подшипниками помещены в отдельные корпуса. Отработавшие газы вращают турбинное колесо, которое через вал ротора вращает колесо компрессорное. Последнее сжимает воздух и нагнетает его в двигатель. Однако при сжатии воздух существенно нагревается, поэтому его перед подачей в цилиндры охлаждают в интеркулере.

Основным элементом управления системы турбонаддува служит регулятор давления наддува, который представляет собой перепускной клапан. Он ограничивает энергию отработавших газов, направляя их часть в обход турбинного колеса, тем самым обеспечивает оптимальное давление наддува. Клапан имеет пневматический или электрический привод, который срабатывает по команде системы управления двигателем соответственно сигналу датчика давления наддува.

В воздушном тракте высокого давления (после компрессора) может устанавливаться предохранительный клапан. Он защищает систему от скачка давления воздуха, который возможен при резком закрытии дроссельной заслонки. Избыточное давление может стравливаться в атмосферу с помощью блуофф-клапана (*blowoff*) или перепускаться на вход компрессора с помощью байпас-клапана (*bypass*).

Количество топлива, способное сгореть в цилиндрах двигателя, как известно, жёстко связано с объёмом засасываемого воздуха [6]. Соотношение топливо/воздух для эффективной работы двигателя составляет 1:14,7. При установке турбонаддува примерно на 30—80 % увеличивается давление и количество воздуха, подаваемое в цилиндры двигателя. Соответственно увеличивается и количество подаваемого топлива. Это позволяет сжигать в единицу времени (и рабочего объёма) больше топливовоздушной смеси, за счёт чего и происходит повышение КПД, мощности и крутящего момента (до 50 %). Повышение мощности двигателя пропорционально давлению, создаваемому турбиной. Снижение расхода топлива может достигать 25 %, соответственно уменьшается загрязнение окружающей среды.

Несмотря на то, что газотурбинный наддув не имеет жесткой связи с коленчатым валом двигателя, эффективность работы системы во многом зависит от его частоты вращения. Так, на малых частотах количество отработавших газов, их скорость и давление невелики, и турбина раскручивается также до небольшой частоты вращения, компрессор дополнительного воздуха в цилиндры почти не подаёт. В результате примерно до 3000 мин$^{-1}$ двигатели "не тянут". Эффективным турбокомпрессор становится при достижении частоты вращения коленчатого вала около 4000 мин$^{-1}$ и более. То есть чем выше частота вращения коленчатого вала двигателя, тем выше энергия отработавших газов, быстрее вращается вал турбины, больше сжатого воздуха подаёт компрессор в цилиндры двигателя. Кроме того, чем больше размеры и масса самого турбокомпрессора, тем дольше будет раскручиваться турбина, не поспевая за резко нажатой педалью акселератора.

Следует отметить, что с применением турбонаддува существуют довольно серьёзные проблемы [7]. Одна из них — это детонация. Она происходит за счёт повышения давления горючей смеси в цилиндрах двигателя. Из неё вытекает и вторая проблема — октановое число топлива, т.е. качество бензина. В-третьих, при турбонаддуве повышается температура двигателя, а значит, приходится дополнительно усиливать систему охлаждения.

Также минусом газотурбинного нагнетателя была слабая приспособленность к установке на карбюраторные двигатели. При возникновении избыточного

давления воздуха топливовоздушная смесь чрезмерно обеднялась. С переходом на инжекторные системы питания проблема потеряла актуальность, так как теперь избыток воздуха можно измерить и соответственно увеличить подачу топлива.

В силу своей конструкции турбонаддув обладает рядом негативных особенностей, среди которых, с одной стороны, задержка повышения мощности двигателя при резком нажатии на педаль газа, когда образуется так называемая "турбояма" (*turbolag*), с другой — резкое увеличение давления наддува после преодоления "турбоямы", так называемый "турбоподхват".

"Турбояма" обусловлена инерционностью системы, которая приводит к несоответствию потребной мощности производительности компрессора. Существует несколько способов решения данной проблемы: применение турбины изменяемой геометрии; использование двух последовательных или параллельных турбокомпрессоров; комбинированный наддув.

Турбина изменяемой геометрии (*VNT — турбина*) обеспечивает оптимизацию потока отработавших газов за счёт изменения площади входного канала. Такие турбины нашли широкое применение, например, в турбонаддуве дизелей "Фольксваген" и др.

Система с двумя параллельными турбокомпрессорами применяется в основном на мощных V-образных двигателях (по одному на каждый ряд цилиндров). Принцип работы системы основан на том, что две маленькие турбины обладают меньшей инерцией, чем одна большая.

При установке на двигатель двух последовательных турбин максимальная производительность системы достигается за счёт использования разных турбокомпрессоров на разных оборотах двигателя [4]. Некоторые производители идут ещё дальше и устанавливают три последовательных турбокомпрессора — *triple-turbo* (например, БМВ) и даже четыре турбокомпрессора — *quad-turbo* ("Бугатти").

Комбинированный наддув (*twincharger*) объединяет в себе механический и турбонаддув. Механический нагнетатель устанавливается перед турбокомпрессором. На низких частотах вращения коленчатого вала двигателя сжатие воздуха обеспечивает механический нагнетатель. С ростом частоты подхватывает турбокомпрессор, а механический нагнетатель отключается. Примером такой системы является двойной наддув двигателя TSI фирмы "Фольксваген".

Необходимо отметить, что турбина с изменяемой геометрией площади входного канала не даёт существенного повышения КПД двигателя, а установка двух последовательных турбин или объединение механической с турбонаддувом приводит к увеличению габаритных размеров двигателя.

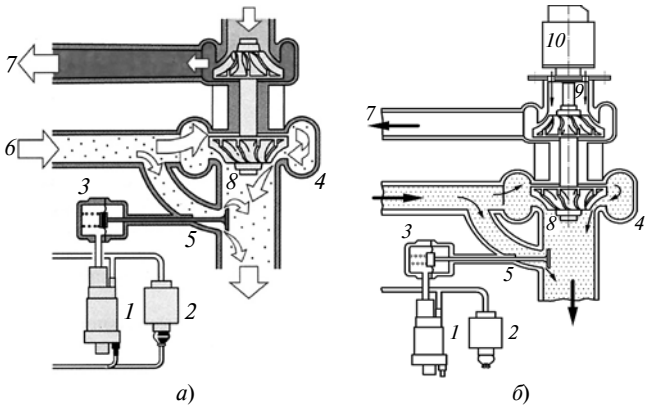


Рис. 2. Схема турбокомпрессора до (а) и после (б) усовершенствования:
1 — электропневматический преобразователь давления наддува; *2* — вакуумный насос; *3* — исполнительный механизм перепускного клапана; *4* — корпус турбины; *5* — перепускной клапан; *6* — канал подачи ОГ к турбине; *7* — канал подачи сжатого воздуха во впускной тракт дизеля; *8* — колесо турбины; *9* — колесо компрессора; *10* — электромотор

В связи с этим авторы предлагают вал компрессорного колеса *9* соединить с электромотором *10*, работающим от генератора двигателя (рис. 2). Электромотор должен запускаться одновременно с двигателем и помогать компрессору быстро раскручиваться до 3000...4000 мин$^{-1}$, пока частота вращения коленчатого вала незначительна. При этом так называемая "турбояма" практически не будет ощутима, двигатель быстро достигнет необходимой частоты и мощности. При достижении частоты вращения коленчатого вала 4000 мин$^{-1}$ и более электромотор отключается с помощью датчиков и блока управления.

Предлагаемый привод вала газотурбины с помощью электромотора позволит: повысить КПД газотурбины и двигателя в целом; увеличить мощность двигателя на малых частотах вращения коленчатого вала; улучшить приёмистость двигателя.

Литература

1. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. 1-е русское изд. [Текст]. — М.: ЗАО "КЖИ "За рулём", 2004. — 480 с.
2. Dr. Frank Schmitt, Dipl.-Ing. Hans-Peter Schmalzl, Dipl.-Ing. Patrick Descamps Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen for Pkw-Motoren. Feb. 2003. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье ttp://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12.
3. Hoecker P., Pfluger F., Jaisle J.W., Munz S. Moderne Aufladekonzepte fur PKW Dieselmotoren 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 28—29 September 2000. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье http://www.turbos.bwauto.com/service/ default.aspx?doctype=12.
4. https://ru.wikipedia.org/wiki/Турбонаддув.
5. systemsauto.ru/vpusk/turbo.htm.
6. samuraev.ru/useful/turbo.php auto-likbez.net/pages/view/76.html.
7. http://autotuni.ru/tehniceskii-tiuning/1432-kak-rabotaet-turbonadduv-dvigatelya.html.

УДК 629.113.002.3.004

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Н.В. САВЕНКОВ
Донбасская НАСА (+380.990.70-00-85)

Предложен метод повышения топливной экономичности автомобиля категории N_1 в условиях ездового цикла путём оптимизации режимных и конструкционных параметров силовой установки.

Ключевые слова: *топливно-экономические свойства автомобиля, ездовой цикл, оптимизация, параметры оптимизации, силовая установка, двигатель внутреннего сгорания, коробка передач, передаточные числа, скоростные характеристики двигателя, мощность сопротивления движению, режимы движения.*

Savenkov N.V.
OPTIMIZATION OF THE MODES OF THE VEHICLE POWER PLANT FOR THE INCREASING ITS FUEL EFFICIENCY

A new way of increasing the fuel economy of the N_1 category vehicle in the driving cycle conditions through the optimization of the operating and constructional parameters of the power plant was proposed.

Keywords: *fuel economy characteristics of the car, the driving cycle, optimization, optimization parameters, power plant, combustion engine, gearbox, gear ratios, speed characteristics of the engine, the power of resistance to movement, motion modes.*

При удовлетворении требований комплексной безопасности, долговечности и безотказности взаимное сочетание топливно-экономических и тягово-скоростных свойств автомобиля определяет его конкурентоспособность и экономическую эффективность эксплуатации. Данные эксплуатационные свойства могут быть объединены удельным оценочным показателем топливной экономичности — например, суммарным расходом топлива в стандартизированном ездовом цикле [1—4].

По результатам исследований [5] Группы "ГАЗ" для грузовых автомобилей малой грузоподъёмности российского и зарубежного производства, основные эксплуатационные расходы приходятся на топливо (51—64 %). Поэтому одним из наиболее эффективных направлений по снижению эксплуатационных затрат при сохранении необходимых тягово-скоростных свойств является повышение удельной топливной экономичности. Задача эта может эффективно решаться двумя путями.

Первый — традиционный, он заключается в применении более совершенных в техническом плане узлов и агрегатов, каждый из которых обладает более высоким значением КПД. Второй путь — повышение не максимальных, а среднеэксплуатационных значений общего КПД двигателя и трансмиссии согласованием их параметров за счёт обеспечения рациональных режимов работы [6—8]. Практическая его реализация требует исследования влияния этих режимов на оценочный показатель топливной экономичности в условиях стандартизированного ездового цикла.

Известно, что общая экономическая эффективность технических воздействий по улучшению топливной экономичности определяется во многом самим объектом, в отношении которого применяются рассматриваемые мероприятия. Из числа легких коммерческих автомобилей — автотранспортных средств категорий N_1 и M_1, эксплуатируемых в транспортной сети Российской Федерации, а также в странах ближнего зарубежья, значительную часть подвижного состава составляют автомобили производства АЗ "ГАЗ" семейства "ГАЗель".

Таким образом, учитывая экономические преимущества и коммерческие приоритеты рассматриваемой модели в её сегменте автомобильного рынка, практический интерес представляет изучение вопросов улучшения потребительских качеств автомобиля за счёт повышения удельной топливной экономичности путем согласования параметров двигателя и трансмиссии. Реализация данного направления представляет собой задачу оптимизации, которая требует разработки методики математического моделирования процесса движения автомобиля с учётом влияния режимов работы силового агрегата (двигатель и коробка передач) на его топливно-экономические и тягово-скоростные свойства.

В частности, в качестве критерия оптимизационной задачи для лёгких коммерческих АТС (категорий N_1 и M_1), принимая во внимание их сравнительно невысокую энерговооружённость относительно легковых, может быть выбрана величина израсходованных масс топлива за ездовой цикл, позволяющая комплексно учитывать как топливно-экономические, так и необходимые для возможности движения в условиях принятого цикла тягово-скоростные свойства (формула 1, табл. 1).

При этом возможность учёта дополнительных критериев для оценки динамических и экологических качеств АТС [7—9] может быть предусмотрена на этапе корректирования результатов оптимизации.

Рассматриваемое направление по повышению топливной экономичности для автомобилей, оснащенных механической ступенчатой трансмиссией, может быть реализовано за счёт рационального построения ряда передаточных чисел. Таким образом, параметрами процесса оптимизации будут являться передаточные числа высших передач. Соответственно, целевую функцию оптимизации можно представить системой из уравнений вида 2 (см. табл. 1). Данное выражение определяет массу топлива, израсходованного на таких участках ездового цикла, движение на которых сопровождалось включенной передачей m в коробке передач с её текущим передаточным числом, равным $U_{(m)}$.

Распределение режимов цикла по передачам, применяемое с целью построения целевых функций вида 2 для второй, четвёртой и пятой передач рассматриваемого в качестве примера автомобиля при его движении в условиях *Нового европейского ездового цикла* (*NEDC*), приведено в табл. 2. Выбор цикла обусловлен действующими государственными стандартами в области утверждения и сертификации автотранспортных средств [2], а также категорией самого автомобиля и показателем его энерговооружённости. Функция $G(t, U_{(m)})$ в ходе процедуры математического моделирования процесса движения должна определяться математическими моделями скоростных характеристик ДВС; потерь в коробке передач; характеристики

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$m_{al} = \int_0^t G dt$, г/ездовой цикл	G — массовый расход топлива, г/с; t — время движения в ЕЦ, с
2	$m_{al(m)} = f(U_{(m)}) = \sum_1^{n_ц} \int_{t_n}^{t_{n+1}} G(t, U_{(m)})dt + \sum_1^{s_ц} \int_{t_s}^{t_{s+1}} G_{ПХХ}(t, U_{(m)})dt$, г/ездовой цикл	$G(t, U_{(m)})$, $G_{ПХХ}(t, U_{(m)})$ — функции массового расхода топлива при движении автомобиля в тяговом режиме (разгон и постоянная скорость), а также в режиме принудительного холостого хода ДВС соответственно; t_n — время начала участков $n_ц$ цикла, на котором движение осуществляется в тяговом режиме; t_s — время начала участков $s_ц$ цикла, на котором движение осуществляется при работе двигателя в режиме ПХХ, с
3	$N_e = f(n, \lambda, \varepsilon, \delta)$, кВт	λ — коэффициент нагрузки (для рассматриваемого ДВС УМЗ-4216 является относительной площадью проходного сечения дроссельного патрубка); ε — угловое ускорение коленчатого вала; δ — скорость изменения нагрузки ($\delta = d\lambda/dt$)
4	$g_e = f(n, \lambda, \varepsilon, \delta)$, г/(кВт · ч)	
5	$N_T = f(V, j) = (0{,}0555V^2 - 0{,}0756V + 0{,}7809) + (3{,}1486V + 0{,}001)j$, кВт	V и j — соответственно скорость и ускорение продольного движения автомобиля, м/с и м/с^2
6	$G(t, U_{(m)}) = 3600^{-1} N_e(t, U_{(m)}) g_e(t, U_{(m)})$, г/с	—
7	$U_{(m)o} = U_{(m)} \Leftrightarrow \begin{cases} d(m_{al(m)})(U_{(m)})/d(U_{(m)}) = 0, \\ m = 2, 3, 4, 5, \\ N_e = N_T/\eta_{КП} \end{cases}$	$U_{(m)O}$ — оптимизированное значение передаточного числа передачи m, обеспечивающее минимальное значение суммарного расхода топлива на соответствующих участках ездового цикла

мощности сопротивления движению, а также функциями режимов движения в выбранном ездовом цикле.

Достоверность математической модели скоростных характеристик ДВС имеет особую важность, так как преимущественно его работой решающим образом определяются топливно-экономические и тягово-скоростные свойства АТС. В теории автомобиля [10] скоростные характеристики эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива ДВС рассматриваются преимущественно в виде функциональных зависимостей установившегося режима работы: $N_e = f(k, n)$, $g_e = f(k, n)$, где n — частота вращения коленчатого вала, k — коэффициент использования мощности (показатель доли частичной нагрузки от полной). В эксплуатационных условиях автомобильный двигатель значительную часть времени работает на неустановившемся режиме. Например, в *Европейском городском ездовом цикле* (*UDC*) 39 % времени от тягового режима сопровождается процессами разгона и замедления автомобиля. Работа автомобильного ДВС при разгоне характеризуется значительным ухудшением его эффективных характеристик — снижением эффективной мощности и ростом удельного расхода топлива [9, 11].

Подобные закономерности при воздействии динамических явлений характерны также и для величин потерь мощности в трансмиссии и ходовой части. Соответственно, обобщённые методы классической теории автомобиля [10], рассматривающие процесс его разгона как последовательность квазистационарных режимов работы двигателя, трансмиссии и ходовой части с учётом инерции маховых масс, не в полной мере отражают действительные рабочие процессы агрегатов АТС в нормальных условиях эксплуатации и позволяют в ходе математического моделирования процесса движения получить лишь приближенную оценку изучаемых процессов.

Таким образом, вопросы, связанные с достоверным учётом влияния неустановившихся режимов на топливную экономичность, требуют особого, преимущественно экспериментального, рассмотрения [11]. Это требует разработки специальных методов, приборов и оборудования, предназначенных для исследования неустановившихся режимов в агрегатах силовой установки, а также в агрегатах привода и ходовой части автомобиля с целью последующего построения требуемых математических моделей, положенных в основу процедуры математического моделирования процесса движения автомобиля для построения целевой функции оптимизации.

На рис. 1 в качестве примера приведены скоростные характеристики эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива двигателя

Таблица 2

Режим работы двигателя	Составляющие ездового цикла *NEDC* и номера объединенных участков для передач			
	2	3	4	5
	ECE-15 (UDC)		EUDC low power vehicle	
Тяговый	9—10, 10—11, 16—17	18—19, 19—20, 21—22	8, 9, 11, 12, 14	13, 15
Принудительный холостой ход	11—12, 23—24	20—21	10	16, 17

УМЗ-4216, которым оснащён автомобиль ГАЗ-3302 "ГАЗель-Бизнес". Зависимости эффективных характеристик получены в Донбасской национальной академии строительства и архитектуры в результате выполнения лабораторных исследований двигателя на модернизированном тормозном стенде КИ-5543 ГОСНИТИ. В основном модернизация сводилась к применению в трансмиссии между двигателем и тормозным устройством активного динамометра [12], разработанного на кафедре "Автомобили и автомобильное хозяйство" и внедрённого для выполнения данного исследования. Прибор в отличие от традиционных балансирных силоизмерительных механизмов работает практически безынерционно.

Эффективная мощность и эффективный удельный расход топлива, в соответствии с рекомендациями [11], аппроксимированы функциями 3 и 4.

Приведённые на рис. 1 скоростные характеристики представлены группой частотно-нагрузочных диаграмм, расположенных в виде трёх строк и трёх столб-

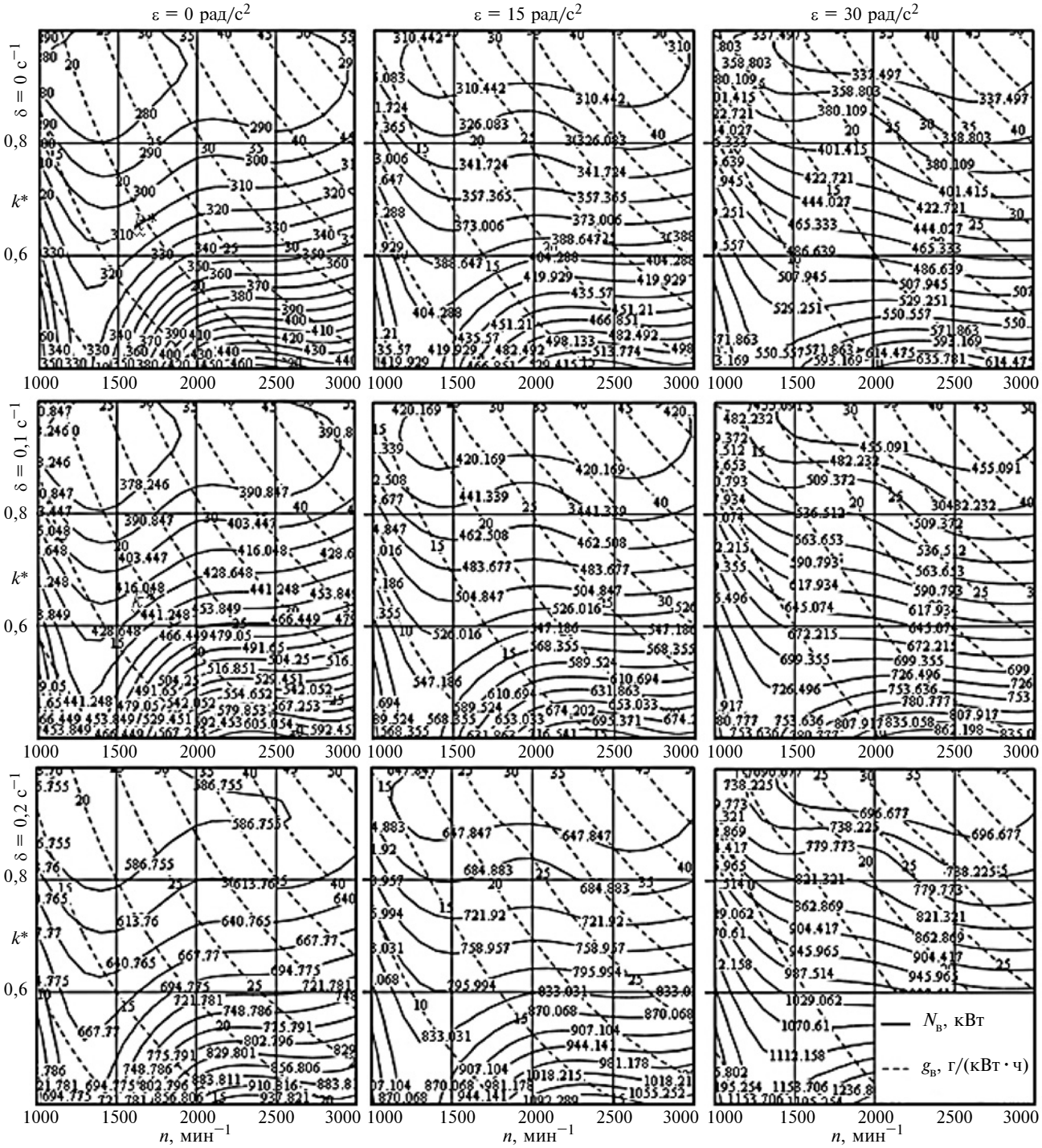


Рис. 1. Скоростные характеристики эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива ДВС УМЗ-4216 (Евро-3) с учётом неустановившихся режимов работы

цов. Каждая строка соответствует определённому значению δ (0, 0,1 и 0,2 $с^{-1}$), а каждый столбец — определённому значению ε (0, 15 и 30 рад/$с^2$). Верхняя левая диаграмма представляет собой скоростные характеристики N_e и g_e на установившемся режиме работы. Применение коэффициента использования мощности k^* вместо коэффициента нагрузки λ при графическом построении позволяет обеспечить более полное заполнение диаграмм за счёт отсутствия участков с постоянной мощностью; таким образом $\lambda = f(k^*, n)$. В общем случае, как это показано на рисунке, при работе ДВС на неустановившихся режимах отмечается ухудшение его эффективных характеристик по отношению к их соответствующим значениям, полученным на соответствующих стационарных режимах.

Для определения условно-мгновенного расхода топлива усовершенствована известная методика [13], предназначенная для определения цикловой подачи электромеханической форсунки на неустановившемся режиме работы ДВС. В настоящем исследовании производительность форсунки определяется на специализированном проливочном стенде и рассматривается в виде функции от длительности управляющих электрических импульсов и перепада давления.

Работа автомобильного двигателя в составе силовой установки сопровождается дополнительными потерями мощности в коробке передач. Для механической ступенчатой коробки характерен относительно небольшой диапазон изменения КПД. Это позволяет с небольшими допущениями на основании методики [14] представить функцию КПД коробки передач выражением: $\eta_{КП}$ = {0,957 при m = 2, 3, 5; 0,985 при m = 4}.

Характеристика мощности сопротивления движению автомобиля аппроксимирована функцией 5. Эта зависимость справедлива для интервала [6 < V < 30; 0 < j < 0,8]. Исходные данные получены в результате

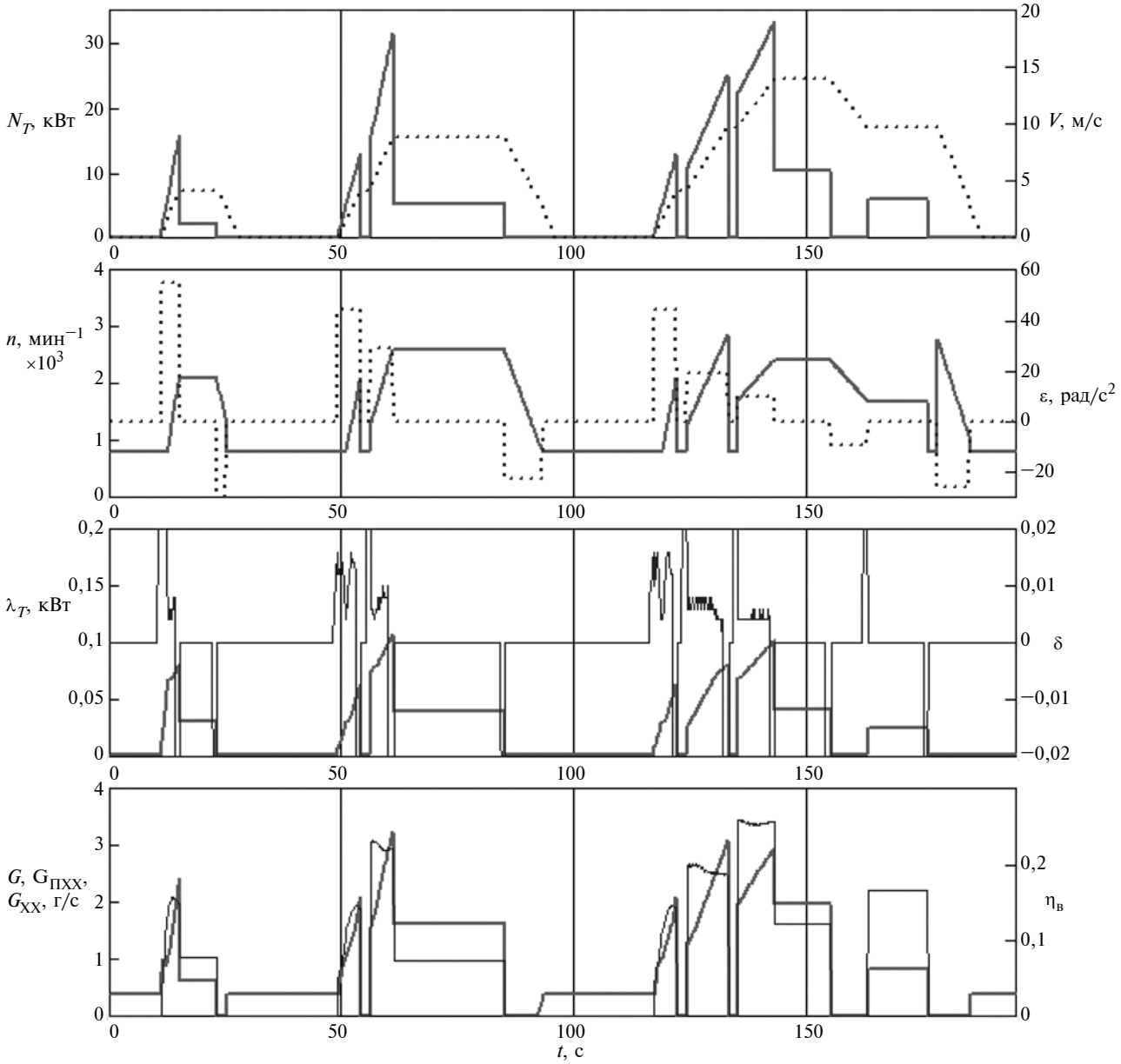


Рис. 2. Режимные параметры автомобиля ГАЗ-3302 с серийной коробкой передач при движении в ездовом цикле UDC (фрагмент ECE-15)

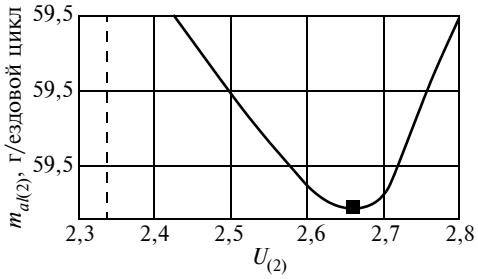


Рис. 3. Зависимость критерия оптимизации от передаточного числа 2-й передачи

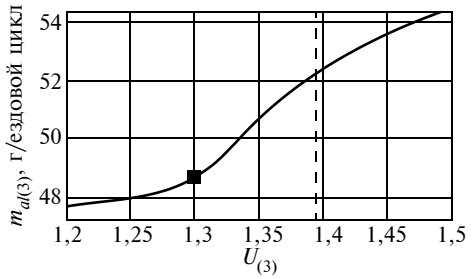


Рис. 4. Зависимость критерия оптимизации от передаточного числа 3-й передачи

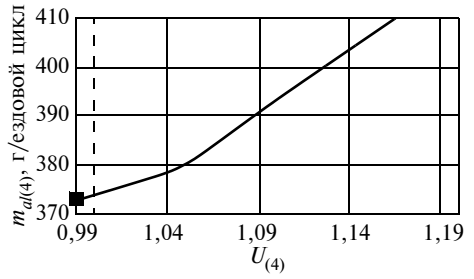


Рис. 5. Зависимость критерия оптимизации от передаточного числа 4-й передачи

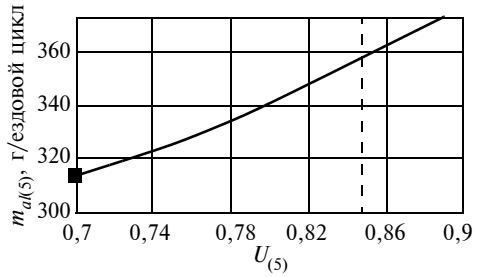


Рис. 6. Зависимость критерия оптимизации от передаточного числа 5-й передачи

выполнения дорожных испытаний. Для определения величины N_T в трансмиссии автомобиля вместо промежуточного карданного вала был размещён прибор, аналогичный по конструкции применяемому в ходе выполнения лабораторных исследований динамометру. Испытательная масса автомобиля ГАЗ-3302, в соответствии с [2], составляла 2750 кг. Значения развиваемой силовой установкой мощности N_T получены при движении АТС по горизонтальному участку асфальтобетонного шоссе в обе стороны измерительного участка. Таким образом, зависимость 5 можно рассматривать как характеристику самого АТС, которая объединяет затраты мощности на преодоление сил сопротивления движению с потерями в агрегатах привода и ходовой части с учётом динамики процесса разгона.

Задачей моделирования процесса движения АТС является построение функции $G\ (t,\ U_{(m)})$, формула 6. При этом мгновенное значение развиваемой ДВС эффективной мощности определяется отношением: $N_e(t,\ U_m) = N_T(V,\ j)/\eta_{КП}$. В свою очередь, аргументы функции N_T при движении АТС в ездовом цикле являются функциями от t и U_m в соответствии с режимами выбранного цикла [2]. Зависимости $n = f(t,\ U_m)$ и $\varepsilon = f(t,\ U_m)$, необходимые для определения мгновенных значений g_e (формула 4), задаются на основании известных кинематических зависимостей трансмиссии, а также режимов цикла. Для расчёта соответствующих функций $\lambda = f(t,\ U_m)$ и $\delta = f(t,\ U_m)$ разработан итерационный алгоритм, который на основании выполнения баланса мощности в трансмиссии осуществляет моделирование воздействия водителя на педаль управления дроссельной заслонкой ДВС при движении автомобиля в ездовом цикле.

На рис. 2 в качестве примера приведены результаты численного моделирования процесса движения АТС в условиях элементарного фрагмента *ECE-15* городской составляющей (*UDC*) ездового цикла *NEDC*. Расчёт выполнен для передаточных чисел коробки передач серийного автомобиля, передаточного числа главной передачи 4,3, колеса с шиной размерности 185/75R16C. Расход топлива двигателем в режиме холостого хода с минимальной частотой вращения (G_{XX}) принят равным 2 л/ч. Кроме того, установлено, что в условиях ездового цикла *NEDC* параметр δ не оказывает значительного влияния на скоростные характеристики N_e и g_e двигателя рассматриваемого автомобиля.

Решение задачи оптимизации выполнялось отдельно для каждой целевой функции рассматриваемой передачи в коробке передач в соответствии с условием, описываемым формулой 7. Последние две строчки этого выражения — граничные условия оптимизации — фиксированное число передач и возможность движения АТС в условиях выбранного ездового цикла.

На рис. 3—6 приведены графики рассматриваемых целевых функций вида 2, составленных отдельно для каждой рассматриваемой передачи в коробке передач в соответствии с табл. 1. Маркерами на кривых показаны оптимизированные значения передаточных чисел $U_{(m)O}$. Вертикальные пунктирные линии — передаточные числа коробки передач серийного АТС.

Необходимо отметить, что только для второй передачи оптимальное значение передаточных чисел практически совпадает с экстремумом (минимумом) соответствующей целевой функции (рис. 3). Для остальных передач выше второй оптимум достаточно удалён от экстремума, что объясняется характеристиками двигателя. Характер целевой функции для 3-й передачи $m_{al(3)}$ (рис. 4) позволяет выделить область, в которой рост передаточного числа не влечёт за собой значительного увеличения m_{al} $\{1{,}2 < U_{(3)} < 1{,}3\}$. Рассматриваемый эффект позволяет повысить тягово-скоростные свойства АТС без соизмеримого ухудшения топливно-экономических.

Таблица 3

Режимы движения	Относительное снижение расхода топлива, % при оптимизированном/рекомендуемом ряде передаточных чисел коробки передач		
	ECE-15 (UDC)	EUDC low power vehicle	NEDC
Движение на участках цикла, на передаче:			
второй (2,65/2,63)	6,288/5,744	−10,119/−9,487	4,924/4,492
третьей (1,3/1,305)	6,957/6,481	4,138/3,91	6,71/6,257
четвертой (0,99/1)	—	0,759/0	0,759/0
пятой (0,7/0,738)	—	13,956/10,841	13,956/10,841
Тяговый режим	5,861/5,409	5,815/4,567	5,834/4,898
Режимы разгона	−3,971/−3,686	−1,074/−0,995	−2,579/−2,392
Постоянная скорость	16,372/14,987	8,391/6,59	10,833/9,151
За весь ездовой цикл	4,758/4,395	5,660/4,447	5,265/4,424

В табл. 3 приведены результаты решения задачи оптимизации. Для сопоставления указаны передаточные числа оптимизированного ряда (в числителе) и оптимизированного (в знаменателе). Рекомендуемый ряд отличается от оптимизированного тем, что в процессе его построения были учтены кинематические, геометрические и прочностные особенности и требования коробки. Рекомендуемый ряд характеризуется возможностью практического применения при модернизации серийного агрегата. (Ряд передаточных чисел коробки передач серийного автомобиля: 4,05-2,34-1,395-1-0,849.)

Применение рекомендуемого ряда передаточных чисел в коробке передач рассматриваемого АТС обеспечивает снижение расхода топлива со 154 г/ездовой цикл до 147 г/ездовой цикл для городского участка *ECE-15*, что в перерасчёте в путевой расход составляет соответственно 21 л/100 км и 20,15 л/100 км, а также с 0,793 г/ездовой цикл до 0,759 г/ездовой цикл (15,8 л/100 км и 15,2 л/100 км) для магистрального участка *EUDC*. В полном ездовом цикле *NEDC* потребление топлива автомобилем уменьшается с 17,8 л/100 км до 17,0 л/100 км.

Таким образом, повышение топливной экономичности автомобиля обусловлено такой организацией режимов работы его силового агрегата за счёт изменения передаточных чисел коробки передач, при которой в эксплуатационных условиях увеличивается среднее значение эффективного КПД двигателя.

Разработанный метод оптимизации позволяет по отношению к известным методам для построения ряда передаточных чисел выполнять учёт влияния на тягово-скоростные и топливно-экономические свойства АТС неустановившихся режимов в агрегатах его силовой установки, трансмиссии и ходовой части. На основе результатов исследований для автомобиля ГАЗ 3302 "ГАЗель-Бизнес", оснащенного двигателем УМЗ-4216, рекомендован ряд передаточных чисел коробки передач, который обеспечивает повышение топливной экономичности в ездовом цикле *NEDC* на 4,42 % по сравнению с рядом передаточных чисел серийной коробки передач.

Предлагаемый подход может быть применён для создания модификаций базового автомобиля при его оснащении различными моделями ДВС либо предназначенного для эксплуатации в странах с другими ездовыми циклами. В перспективе разработанный метод может быть применён для создания алгоритма многопараметрической оптимизации конструкционных и режимных параметров перспективных силовых установок (гибридных либо содержащих бесступенчатый трансформатор крутящего момента), обладающих потенциалом для повышения общего среднего эксплуатационного КПД.

Литература

1. ГОСТ Р 54810—2011. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2012. 23 с.
2. ГОСТ Р 41.101—99 (Правила ЕЭК ООН № 101). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей, приводимых в движение только двигателем внутреннего сгорания либо приводимых в движение при помощи гибридного электропривода, в отношении измерения объёма выбросов двуокиси углерода и расхода топлива и/или измерения расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге, а также транспортных средств категорий M_1 и N_1, приводимых в движение только при помощи электропривода, в отношении измерения расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
3. Карбанович И.И. Экономия автомобильного топлива: Опыт и проблемы / И.И. Карбанович — М.: Транспорт, 1992. — 145 с.
4. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля / А.А. Токарев — М.: Машиностроение, 1982. — 224 с.
5. ГАЗель NEXT [электронный ресурс] URL: http://next.azgaz.ru/general/benefits/benefits/ (дата обращения 15.09.2015).
6. Павленко В.А. Повышение топливной экономичности автомобиля оптимизацией параметров системы "двигатель—трансмиссия" [Текст]: дис. ... канд. тех. наук: 05.22.20 / Павленко Виктор Алексеевич. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. — Х., 2004. — 178 с. — Библиогр.: 166—174.
7. Русаков С.С. Разработка методики оптимизации передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии легкового автомобиля с учётом режимов работы его двигателя [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03: защищена 18.05.07 / Русаков Сергей Сергеевич. Ижевский государственный технический университет. — Ижевск, 2007. — 134 с.
8. Адясов А.Ю. Разработка методики выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля на основе рационального сочетания тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и токсичности выхлопных газов [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Адясов Александр Юрьевич. Нижегородский государственный технический университет. — Нижний Новгород, 2002. — 200 с.

9. Попов Д.В. Улучшение экологических показателей автомобилей с нейтрализаторами при использовании бензинов с добавками биоэтанола [Текст]: дис. ... канд. тех. наук: 05.22.20 / Попов Дмитрий Владимирович. Национальный транспортный университет. — Киев, 2008. — 200 с.
10. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
11. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме / Е.М. Акатов, П.М. Белов, Н.Х. Дьяченко, В.С. Мусатов. М.-Л.: Машгиз, 1960. — 282 с.
12. Пат. № 72893 Україна, МПК G 01 L 3/10. Пристрій для виміру крутного моменту на обертовому валу з мінливою частотою [Текст]/ заявники та патентовласники: Горожанкін С.А., Криволап В.В., Савенков М.В., Валевач А.С. (Украина); заявл. 03.04.12; опубл. 27.08.12, Бюл. № 4. — 4 с.: ил.
13. Пойда А.Н. Определение расхода бензина на переходных режимах работы двигателя [Текст] / А.Н. Пойда, Д.Г. Сивых, Р.М. Карсекин // Всеукраинский научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания", НТУ "ХПИ". — 2012. — № 2. — С. 128—132.
14. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи / В.Н. Кудрявцев. — М.-Л.: Машгиз, 1957. — 263 с.

УДК 629.113.073

О ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ШУМА АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **И.Ф. ДЬЯКОВ**
Ульяновский ГТУ (8.8422-77-81-49)

В статье рассмотрены вопросы снижения шума зубчатых колёс трансмиссии автомобиля путём ультразвуковой обработки поверхностей с насыщением порошком дисульфида молибдена. Рассмотрены результаты экспериментальных данных зубчатых колёс с использованием высокоточной аппаратуры. Приведены измерения шероховатости поверхности и содержания элементов на глубине обрабатываемого слоя. Измерение шумовых характеристик автомобиля проводилось на стенде и в дорожных условиях с включенным и выключенным передним мостом.

Ключевые слова: *шумовые характеристики, многослойные звуковибропоглощающие материалы, ультразвуковой способ, микротвёрдость покрытий, рентгеноструктурный фазовый анализ.*

Dyakov I.F.

ABOUT POSSIBLE NOISE REDUCTION IN AUTOMOBILE MAJOR COMPONENTS

This article describes deals with noise reduction in transmission teeth gear by sonication of surfaces with saturation powder of molybdenum disulphide. The results of the experimental data with the use of gears by means of high-precision equipment have been analysed. Measurement of surface roughness and content of elements at the depth of the treated layer are given. Measurement of noise characteristics of the vehicle was realised on the test bench and on the road with front axle on and off.

Keywords: *noise characteristics, multi-layered sound vibration-absorbing material, ultrasonic method, micro-hardness of coatings, X-ray phase analysis.*

Уровень внешнего и внутреннего шума транспортных средств характеризует совершенство конструкции, а снижение шума — одна из первоочередных задач обеспечения экологической безопасности и конкурентоспособности АТС. Эта задача особенно актуальна для грузовых автомобилей, уровень шума которых на практике нередко превышает предельно допустимые нормы. Напомним, установленные нормы сегодня составляют: 74 дБ(А) — для легковых и 80 дБ(А) — для грузовых автомобилей в октавных полосах спектра в зоне расположения органов слуха.

Проектирование автомобиля с заданными шумовыми характеристиками — сложная техническая задача, требующая анализа всей совокупности процессов генерации и распространения шума, системного подхода при выборе и оптимизации приёмов и комплексов конструктивных средств для его уменьшения. Транспортное средство как излучатель звуков представляет собой весьма сложную систему, поэтому строгое математическое описание волновых процессов из-за многокритериальности практически затруднено. Алгоритм акустических расчётов транспортного средства составляют на основе известных в акустике законов распространения, отражения и поглощения звуковых волн.

При расчёте и анализе шумовых характеристик транспортных средств используют два способа оценки: интегральный и раздельно-частотный. Первый основан на одном показателе, который учитывает воздействие на человека одновременно всех частотных составляющих вибрации или шума. При втором способе оценку проводят по спектральным характеристикам вибрации и шума. При этом расчёт проводят по значениям спектра на каждой частоте или мощности сигнала.

Для звуков ударного происхождения это достигается применением материалов и конструкций, препятствующих колебанию, например, замена металлических деталей текстолитовыми и пластмассовыми или подклейка к ним демпфирующих материалов — асбестовой или хлопчатобумажной ткани, войлока, резины. Звукопоглощающие материалы и конструкции очень разнообразны [1] (поглощающий материал закрыт тонкой декоративной пленкой), чаще всего их используют в кабинах транспортных средств. Наибольшее звукопоглощение в этом случае имеет место вблизи частоты $f_1 = c/5{,}84h_м$, где c — скорость звука в воздухе; $h_м$ — толщина слоя поглощающего материала [2]. На частотах ниже f_1 звукопоглощение уменьшается, а на частотах выше — остаётся постоянным.

При использовании перфорированного листа из твёрдого материала, например пластмассы, прикрывающего поглощающий материал, полоса наибольшего поглощения смещается в сторону низких частот. Такой поглотитель работает как резонансный, и спектр наибольшего поглощения сужается. Такой способ снижения шума рационален только в том случае, когда его источником является вибрация элементов конструкции, на которых крепятся механизмы.

Следует отметить, что в последние годы за рубежом и у нас в стране появляются новые многослойные звуковибропоглощающие материалы с высокими техническими характеристиками и эстетическими качествами (наклеиваются на панели). Снижение шума от применения такого покрытия приближённо оценивают по формуле 1 (табл. 1)

Для снижения шума агрегатов и систем автомобиля применяют звукоизолирующие конструкции: экран, капот, кожух и капсулу. Наиболее существенно снижает уровень шума на 2...3 дБ(А) звукоизолирующая капсула. Однако эффективность использования капсулы зависит от степени акустической герметизации ограждений, а также конструктивного исполнения.

При наличии капсулы нарушается температурный режим работы силовой установки и коробки передач, поэтому необходимо обеспечить требуемый теплоотвод из пространства под капсулой.

Для борьбы с шумом зубчатых колёс весьма эффективен такой способ, как уничтожение его в источнике за счёт антивибрационного покрытия, которое сокращает продолжительность вибраций резонирующих поверхностей, уменьшает громкость звука, издаваемого вибрирующей поверхностью, обладает звукоизолирующими и, кроме того, антикоррозийными свойствами.

Опираясь на основные положения структурной теории прочности, была установлена кинетика покрытия и упрочнения поверхности зубчатых колёс ультразвуковым способом, а также физические процессы, протекающие при насыщении поверхностей легирующим компонентом, оказывающим влияние на их шумовые характеристики. С целью изучения эксплуатационных свойств получаемых покрытий были предусмотрены исследования физико-механических свойств материала (микротвердости, микроструктуры, износостойкости, остаточной напряжённости, коррозионной стойкости, ударной вязкости). Для подтверждения теоретических предпосылок предусматривалось проведение эксплуатационных испытаний в условиях эксплуатации.

Поверхностное пластическое деформирование ультразвуковым способом проводили на установке УЗГ-34 (рис. 1). С использованием материалов исследования нами предложен новый способ упрочнения поверхности металлических изделий, на основе которого разработана нанотехнология процесса упрочнения поверхности металлических изделий.

Установка состоит из двух частей: пульта управления технологическим процессом и резонатора. Предложенный способ позволяет в зависимости от размеров деталей, свойства материала, акустических параметров установки определять режимы, время обработки, массу загружаемого порошка и расстояние, которое должно быть между обрабатываемой деталью и элементом насыщения. Обработка результатов при определённых режимах позволяет получить оптимальные свойства изделия. Потребляемая мощность 4 кВт, объём рабочей камеры 32 см^3.

Подготовленная партия зубчатых колёс укладывалась в камеру резонатора, засыпалась порошком

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\Delta l_{вп} = 10\lg\frac{\eta_{погл1}}{\eta_{погл2}}$	$\eta_{погл1}$, $\eta_{погл2}$ — коэффициенты поглощения материала до и после нанесения вибродемпфирующего покрытия
2	$H_{\mu} = 1{,}854F/d^2$	F — нормальная нагрузка, приложенная к алмазному наконечнику; d — среднее арифметическое значение длин обеих диагоналей квадратного отпечатка
3	$K_о = \frac{A_о}{A_л}$	$A_о$ — площадь отслоения вокруг лунки от индентора, мм^2; $A_л$ — площадь лунки, мм^2

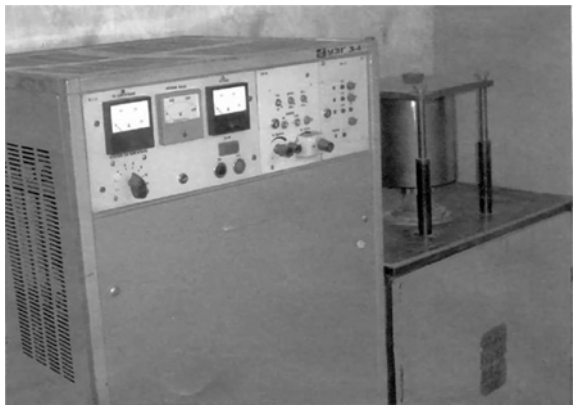


Рис. 1. Установка для ультразвуковой обработки деталей (общий вид)

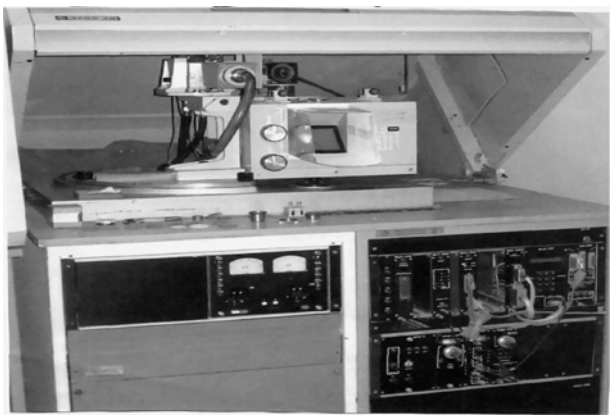


Рис. 2. Установка ДРОН-3М

дисульфида молибдена массой до 1,0 г плотностью 10,2 г/см^3 и диаметром частиц порошка 50...70 мкм, засыпались стальные шарики массой 3,9 г, плотностью 7,8 г/см^3 и диаметром 0,3; 0,26; 0,18 см. Затем включали установку и устанавливали следующий рациональный режим ультразвуковой обработки: температура в камере резонатора поддерживалась не более 25 °С, напряжение сети — 220 В, амплитуда смещения — 0,0057 см, частота колебаний — 211,7 кГц. После окончания обработки упрочнённые детали вынимались из резонатора и взвешивались на аналитических весах. До и после испытаний проводились замеры твёрдости, линейных размеров, шероховатости поверхности (на профилографе-профилометре). Микротвёрдость полученных покрытий измеряли при помощи оптической системы на твёрдомере ПМТ-3М. Значение микротвердости вычисляли по формуле 2.

Прочность сцепления оценивали методом непрерывного вдавливания алмазного индентора на твёрдомере ТК-2М при нагрузке 1000 Н. За критерий оценки адгезионно-прочностных свойств материала был принят коэффициент отслоения K_O, определяемый из соотношения 3.

Изменение параметров структуры проводилось по методике на дифрактометре "Дрон-3М" (рис. 2) с использованием фильтрованного $Cu_{k\alpha}$-излучения. Основная аппаратурная погрешность измерения скорости счёта импульсов не более ±0,4 %. Шероховатость поверхности находилась в пределах Rz = 0,32...0,16 мкм.

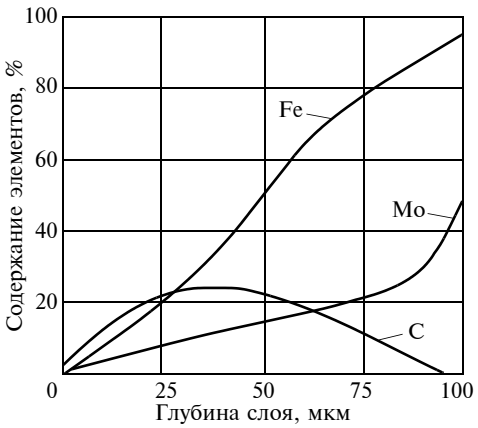


Рис. 3. Содержание элементов на глубине обработанного слоя

Установлено, что основными параметрами, влияющими на процесс упрочнения, является амплитуда звукового колебания, массы легирующего элемента, шариков и их диаметры. Шероховатость поверхностей определяли на профилографе-профилоскопе. Высота микронеровностей поверхности составляла Rz = 0,5 мкм до обработки и Rz = 0,06 мкм после обработки.

Результаты рентгеноструктурного фазового анализа свидетельствуют о том, что при ультразвуковом способе с добавлением 40 % молибдена молибденовое покрытие состоит из фазы дисульфид молибдена Fe_2Mo_3 (рис. 3), которая обладает меньшей хрупкостью и лучшей износостойкостью.

В процессе исследований покрытий, полученных диффузионным молибдированием в ультразвуковой среде, установлено, что микротвёрдость слоя меняется от 17...35 МПа на поверхности до 8...12 МПа на границе с обезуглероженной зоной или основным металлом. Высокая поверхностная твёрдость обеспечивается твёрдостью карбидов дисульфидомолибдена, которые составляют основу поверхностного слоя. Глубина и микротвёрдость упрочняемого слоя зависят от времени обработки, при этом скорость шариков составляет 23 м/с, диаметр 1,3 мм, масса 5 г.

Результаты работы по оценке эффективности обработки шестерён агрегата автомобиля УАЗ-315195 в среде дисульфида молибдена по технологии ульяновской фирмы "Мега-Моторс" с точки зрения снижения шума коробки передач приведены в табл. 2 и 3 — соответственно с отключенным и включенным передним мостом.

Определение уровня звука коробки передач в стендовых условиях проводилось на автомобиле с вывешенными колёсами. Микрофон располагался на расстоянии 0,6 м от средней части правой боковой поверхности картера коробки передач. Измерения проводились на частотах вращения коленчатого вала 2000 и 3000 мин$^{-1}$ при включенных передачах. Применяемая аппаратура: анализатор шума и вибрации мод. *912 AE № 6131* польской фирмы "Свантек".

Измерение шума в салоне автомобиля проводилось при движении на участке окружной дороги "Ульяновск—Сызрань". Микрофон располагался на расстоянии 0,6 м над люком переднего пола (посредине рычагов переключения коробки передач и раздаточной коробки).

Замеры шума трёх комплектов раздаточной коробки шумомером "Брюль и Къер" при различных частотах вращения приведены в табл. 4.

Проведённые исследования показали, что на некоторых режимах движения имеет место незначительное понижение уровня шума трансмиссии после обработ-

Таблица 2

№ передачи	Уровень шума, дБ(А), для условий испытаний (до/после обработки)			
	n = 2000 мин$^{-1}$; "стенд"	n = 2000 мин$^{-1}$; "дорога"	n = 3000 мин$^{-1}$; "стенд"	n = 3000 мин$^{-1}$; "дорога"
1	89,0/89,0	72,2/73,0	95,5/96,7	74,7/75,3
2	89,6/89,4	72,3/72,0	95,7/96,1	75,3/75,1
3	91,4/91,0	76,1/76,0	96,4/97,5	77,1/77,0
4	93,4/93,0	77,9/78,0	101,1/99,4	83,0/82,5
5	94,9/95,0	—	102,9/102,0	—

Таблица 3

№ передачи	Уровень шума, дБ(А), для условий испытаний (до/после обработки)			
	n = 2000 мин$^{-1}$; "стенд"	n = 2000 мин$^{-1}$; "дорога"	n = 3000 мин$^{-1}$; "стенд"	n = 3000 мин$^{-1}$; "дорога"
1	89,6/89,7	73,0/73,0	97,7/97,1	73,4/74,8
2	90,4/90,4	72,6/72,8	98,1/97,1	75,5/75,3
3	93,6/92,6	75,4/76,0	101,8/102,2	77,6/77,0
4	99,1/97,1	78,0/77,5	106,8/106,1	83,6/83,0
5	103,1/102,8	—	107,8/107,4	—

Таблица 4

Перечень комплектов раздаточной коробки	Уровень шума раздаточной коробки, дБ (А), для условий испытаний (до/после обработки)			
	n = 1230 мин$^{-1}$		n = 1920 мин$^{-1}$	
	без нагрузки	под нагрузкой	без нагрузки	под нагрузкой
Первый	81,0/79,0	80,0/78,0	83,5/82,0	82,0/80,0
Второй	81,0/79,0	80,0/78,0	84,0/80,5	82,0/79,5
Третий	82,0/80,5	81,0/79,0	84,0/80,5	82,5/80,0
Эталон	78,0	77,0	81,0	81,0

ки ультразвуковым способом. В этом случае одним из доминирующих источников шума вступает не только двигатель, но и автомобильная шина при взаимодействии с дорожным покрытием. В связи с этим возникает проблема выбора метода измерения шума шин. Более точное измерение шума возможно при приближении точки измерения к источнику звука или уменьшении коэффициента звукопоглощения поверхностей пола кабины.

Литература

1. Жеглов Л.Ф. Виброакустика колёсных машин. М.: Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. — 132 с.
2. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики. СПб.: Политехника, 2000. — 482 с.

УДК 629.3.015.3

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТНОЙ ОЦЕНКИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В МЕЖЗВЕННОМ ПРОСТРАНСТВЕ СОЧЛЕНЁННОГО МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

А.Ф. АНДРЕЙЧИК, С.В. ХАРИТОНЧИК, А.В. ШМЕЛЁВ
ОИМ НАН Беларуси, БНТУ (8.10.375.17 294-90-59)

Показана связь между динамикой многозвенного автопоезда и его путевым расходом топлива.

Ключевые слова: *аэродинамическое сопротивление, автопоезд, межзвенное пространство, поток, обтекание воздухом, моделирование.*

Andreichik A.F., Haritonchik S.V., Shmelev A.V.

METODOLOGY AND RESULTS OF ESTIMATED ASSESSMENT OF AERODYNAMIC LOSSES INTO THE TRAILER-TRAILER GAP OF THE LINKED ROAD VEHICLE

Connection between the dynamics of linked road vehicle and his ground expense of fuel is shown.

Keywords: *aerodynamic drag, trailer, trailer-trailer gap, flow, airflow, modeling.*

Совершенствование аэродинамических качеств большегрузных магистральных автопоездов — одна из реализуемых автомобилестроительными фирмами в настоящее время стратегий повышения их топливной экономичности и улучшения экологических характеристик. Эта задача решается за счёт создания безотрывного обтекания АТС обтекающим воздухом. К числу таких мер относятся различные навесные элементы, обтекатели, спойлеры и т.п., в той или иной мере изменяющие форму АТС [1]. Что вполне объяснимо: расход топлива при движении АТС очень сильно зависит от аэродинамического сопротивления [2]. Например, доказано: [2, 3] при увеличении скорости грузового автомобиля с 60 до 100 км/ч его расход топлива на преодоление аэродинамического сопротивления возрастает в 2,5...3 раза.

Всё это хорошо известно. Но только применительно к одиночному АТС. Сейчас же на дорогах появляется всё больше автопоездов, причём значительная их часть — автопоезда многозвенные. И вот здесь есть некоторые аэродинамические неясности, главная из которых — течение воздуха в межзвенном пространстве.

Очевидно, что воздушная масса, находящаяся в таком пространстве (зоне), подвержена влиянию потоков воздуха, набегающих с крыши, боковых стенок и поднищевой зоны расположенного перед ним звена автопоезда. Но каковы степень этого влияния и механика связанных с ним аэродинамических потерь, пока фактически никто не знает. Отсюда — нет эффективных и обоснованных решений, позволяющих снизить потери мощности и тем самым — расход топлива.

Чтобы заполнить этот пробел, авторы разработали методику расчётной оценки влияния межзвенного пространства автопоездов и проверили её применимость к прицепному многозвенному магистральному автопоезду, предназначенному для скоростных перевозок больших объёмов грузов на дальние и сверхдальние расстояния по междугородним, международным и трансконтинентальным трассам [3]. Этот автопоезд состоит (рис. 1) из четырёх звеньев — тягача и трёх

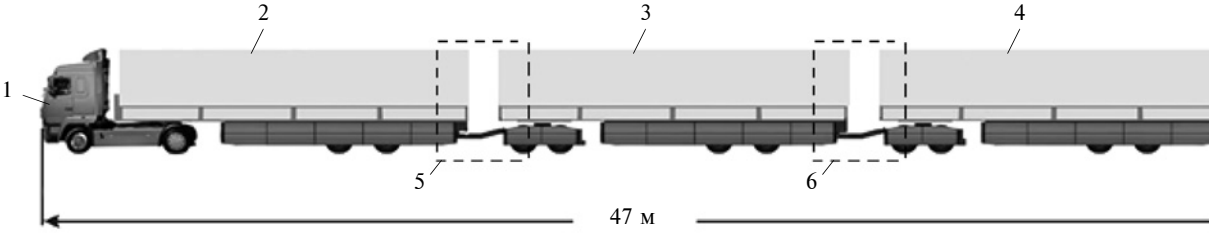


Рис. 1. Многозвенный магистральный автопоезд:
1—4 — звенья; *5, 6* — области исследования

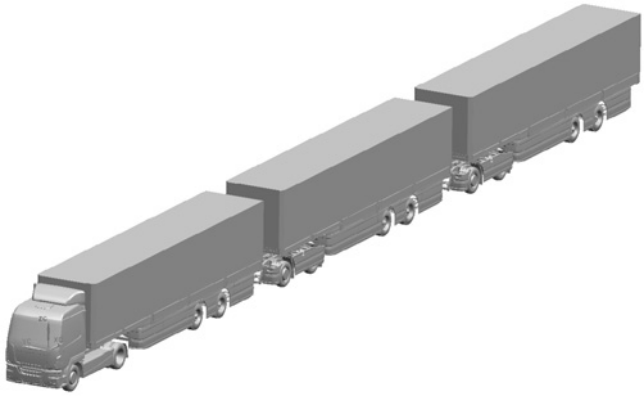


Рис. 2. 3D-модель многозвенного автопоезда

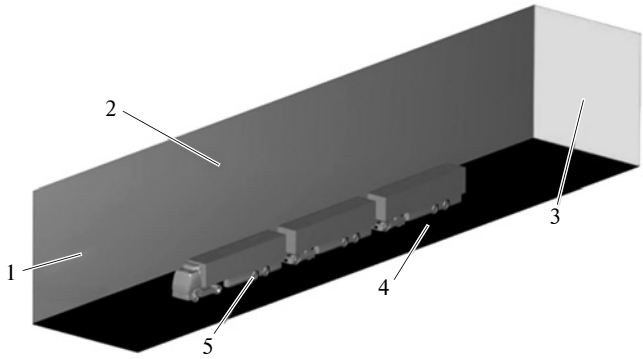


Рис. 3. Расчётная область с моделью автопоезда:
1 — входная граница; *2*, 5 — поверхность; *3* — выходная граница; *4* — дорога

прицепов, т.е. имеет два межприцепных пространства, в которых при его движении на высокой скорости появляются вихри: двигаясь вдоль крыши, боковых стенок и днища второго и третьего звеньев, воздушные потоки достигают зазоров и срываются в них, уплотняясь и завихряясь. Эти вихри, взаимодействуя с основным обтекающим автопоезд потоком, увеличивают его аэродинамическое сопротивление.

Особенности такого взаимодействия, в принципе, можно исследовать тремя способами: натурными испытаниями автопоезда, продувкой его модели в аэродинамической трубе, а также с помощью его компьютерного моделирования. Причём последний из них предпочтительнее, поскольку позволяет варьировать исследуемые параметры, обеспечить повторяемость условий вычислительного эксперимента и быстрее других способов получить результаты; а главное — стоимость вычислительных экспериментов существенно меньше. Учитывая эти обстоятельства, авторы выбрали именно его.

Проводились расчётные исследования в шесть этапов: составление конструкторской CAD-модели исследуемого объекта; подготовка его расчётной CAD-модели; создание и описание расчётных сеток; описание начальных и граничных условий моделирования; собственно расчёт; обработка и анализ его результатов. Рассмотрим эти этапы.

Результаты первого из них приведены на рис. 2 и в комментариях не нуждаются.

На втором этапе ("подготовка расчётной CAD-модели") выполнялась адаптация трёхмерной геометрической модели автопоезда, суть которой — устранение дублирующихся поверхностей, линий и узлов, слияние поверхностей и их группировка в зависимости от вида граничных условий, задаваемых на них. В результате было уменьшено число граней и откорректирована геометрия модели автопоезда таким образом, чтобы она стала подходящей для построения расчётной сетки. Расчётная область представляла собой (рис. 3) параллелепипед, внешние границы которого были выбраны с учётом размеров расположенного внутри него исследуемого объекта и возможности реализации движения автопоезда в неограниченном пространстве.

Расчётная сетка (третий этап) строилась в программном комплексе FlowVision следующим образом: сначала задавали начальный вариант этой сетки, а затем её измельчали в зонах, требующих более детального исследования. При этом начальная сетка задавалась в виде трёх одномерных сеток, расположенных вдоль каждой оси декартовых координат, а в качестве одномерных использованы равномерные (с постоянным шагом) сетки (рис. 4).

Обтекание любого АТС воздушной средой во время его движения — всегда режим турбулентный, т.е. число Рейнольдса $R_e > 10^6$. Для него прикладные задачи моделирования процесса обтекания решаются, как известно, с помощью системы уравнений Навье—Стокса [4]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0,$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) - \overline{u_i' u_j'}\right],$$

где x_i, x_j — направления декартовой системы координат; u_i, u_j — декартовые составляющие скорости в на-

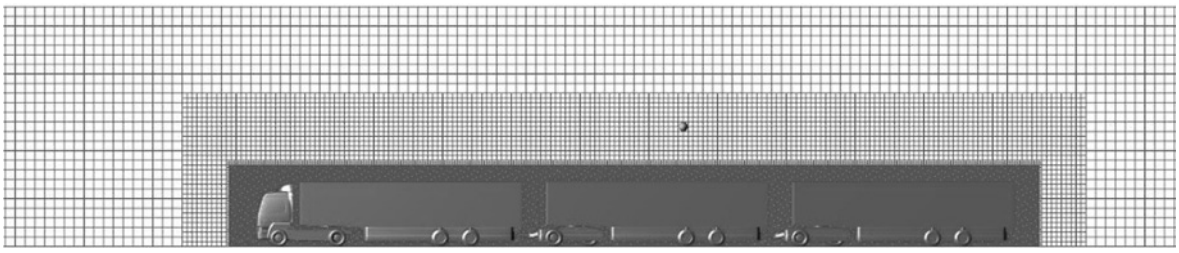


Рис. 4. Расчетная сетка в средней плоскости автопоезда

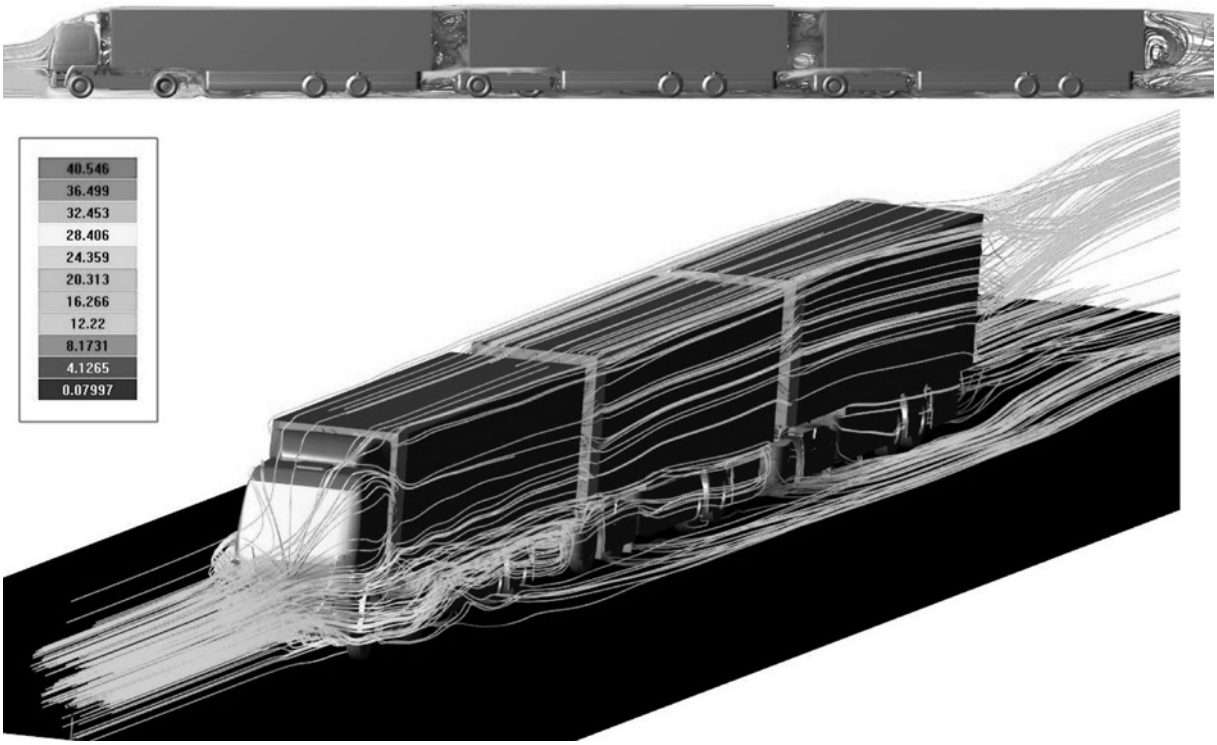
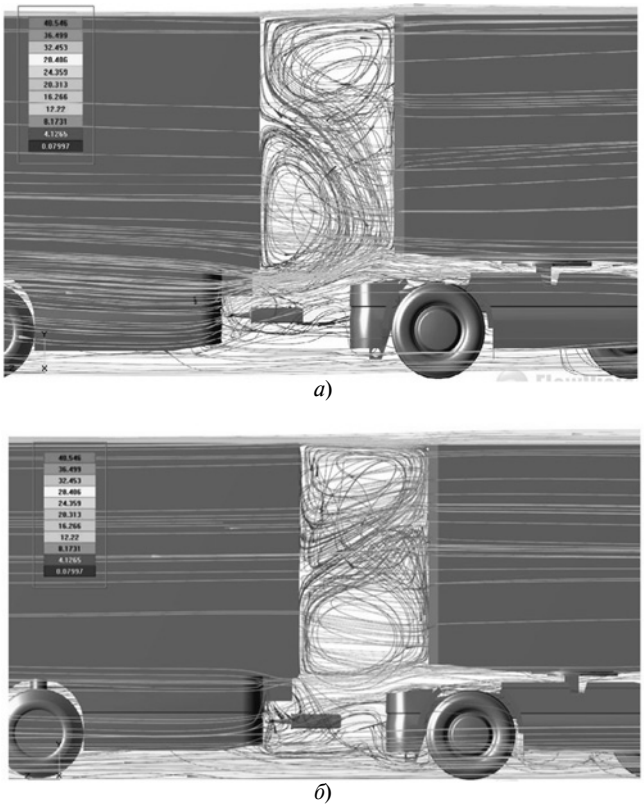


Рис. 5. Распределение скорости и линий тока вдоль автопоезда

правлении соответствующих осей; p — давление; t — время; ρ — плотность газа; μ — коэффициент динамической вязкости. В нашем случае искомыми функциями, очевидно, являются скорость обтекания поверхности автопоезда воздушным потоком и давление на ней. В таком случае для решения уравнений Навье—Стокса лучше всего подходит κ-ε-модель турбулентности [5]. Поэтому авторы на ней и останавливались, а моделирование выполняли для движения автопоезда с постоянной скоростью v = 85 км/ч. При этом продольная её составляющая (v_x) принималась равной скорости набегающего потока (скорости движения автопоезда).



а)

б)

Рис. 6. Распределение скорости (м/с) и линий тока в пространстве между вторым и третьим звеньями (а) и между третьим и четвёртым (б)

Кроме того, в ходе разработки компьютерных моделей были сделаны и такие допущения: давление воздуха в набегающем потоке равно нормальному ($p_0 = 10^5$ Па), а температура равна 293 К (20 °С); на выходной границе расчётной области допускается не только вытекание воздуха, но и его втекание; верхняя и боковые поверхности расчётной области рассматриваются как стенки (твердые тела), но с нулевым трением (условие скольжения потока у стенки), что позволило имитировать реальные условия неограниченной области в ограниченном пространстве расчётной области. Для обеспечения корректности моделирования было учтено также движение дорожного полотна со скоростью движения автопоезда.

В результате расчёта были получены распределения скорости и линий тока вдоль автопоезда (рис. 5) и в пространстве между его звеньями (рис. 6), а также распределение давлений на поверхности автопоезда, значения силы и коэффициента его полного аэродинамического сопротивления.

Как оказалось, пространства между звеньями представляют собой зоны пониженного давления. Поэтому воздушные потоки, которые двигаются вдоль поверхности автопоезда, действительно перемещаются в эти зоны и в каждой из них создают две вихревые струк-

туры с противоположным направлением вращения воздуха. Причём верхний вихрь образует поток, срываемый с крыши, а нижний — поток, выбрасываемый из поднищевой зоны.

Результаты моделирования показали (см. таблицу), что основной вклад в аэродинамическое сопротивления автопоезда вносит первое прицепное звено, а каждое последующее создаёт меньшее аэродинамическое сопротивление. Это означает, что интенсивности вихрей в пространстве между звеньями, расположенными друг за другом, становятся всё менее мощными. То есть этот факт доказывает: многозвенный автопоезд выгоднее одиночного АТС не только с точки зрения грузовместимости, но и аэродинамических потерь.

На основании полученных данных расчётным путём авторы определили зависимость коэффициента C_x аэродинамического сопротивления автопоезда от расстояния L между звеньями (рис. 7), а затем, аппроксимируя эти данные, получили уравнение для $C_x = f(L)$:

$$C_x = 0{,}0927L^2 - 0{,}0249L + 0{,}6879$$

(коэффициент корреляции $R^2 = 0{,}98$).

Из рисунка видно, что зазор между звеньями многозвенного автопоезда существенно увеличивает его полное аэродинамическое сопротивление. Причём эта зависимость явно нелинейная: если при изменении зазора с 0,2 до 1 м C_x возрастает с 0,69 до ~0,745, т.е. на 8 %, то при увеличении с 1 до 1,2 м — уже с 0,745 до ~0,79, т.е. на 6 %. И это отрицательно сказывается на путевом расходе топлива. Что видно из формулы

$$Q_S = 100g_eN_e/\rho_\text{т}V,$$

где g_e — удельный расход топлива, определяемый по многопараметровой характеристике двигателя при установившемся движении; N_e — мощность, требуемая для преодоления сопротивления движению; $\rho_\text{т} = 820$ кг/м^3 — плотность топлива; v — скорость движения АТС и рис. 8, на котором приведены подсчитанные по этой формуле зависимости $Q_s = f(\text{v})$ для рассматриваемого автопоезда, имеющего различные значения L.

Этот рисунок показывает, кроме того, что топливные потери многозвенного автопоезда при наличии зазора между звеньями с увеличением скорости растут. Например, при скорости 90 км/ч они равны ~3,5 л/100 км, т.е. 6 % среднего расхода, что при годовом пробеге 100 тыс. км [6] составит 3500 л.

Звено автопоезда	Сила F_p давления, Н	Сила F_f трения, Н	Полная аэродинамическая сила F_t, Н	Коэффициент C_p давления	Коэффициент C_f трения	Коэффициент C_t полного аэродинамического сопротивления
II	1789,3	105	1894,3	0,484	0,028	0,512
III	461,1	89,6	550,7	0,125	0,024	0,149
IV	431,1	68,9	500	0,117	0,019	0,135

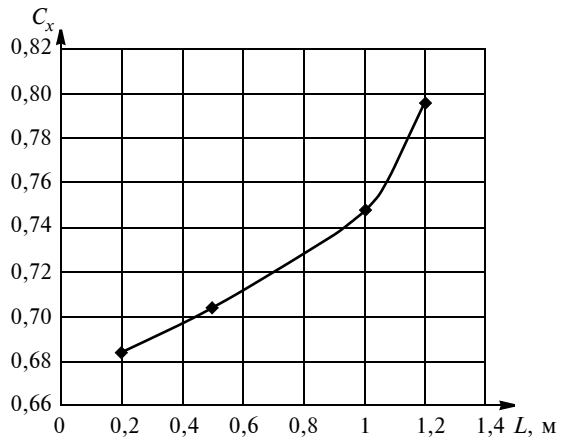


Рис. 7. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления автопоезда от расстояния между его звеньями

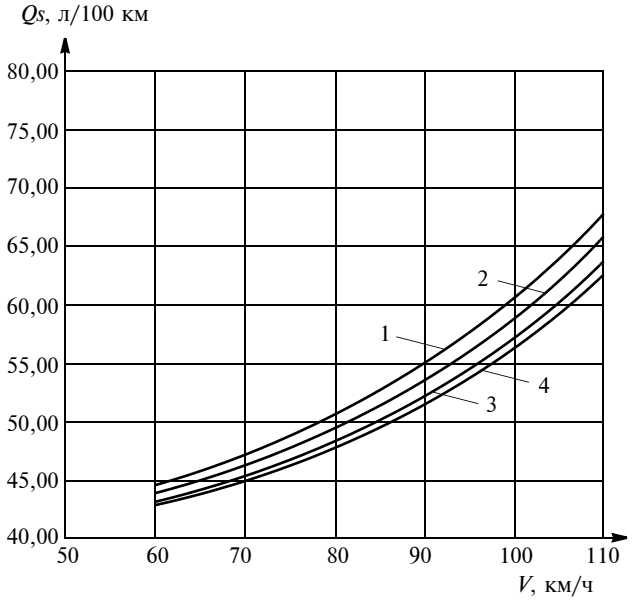


Рис. 8. Зависимость путевого расхода топлива автопоездом при установившемся движении на высшей передаче от скорости и величины зазоров между его звеньями:
1 — L = 1, 2 м; 2 — L = 1, 0 м; 3 — L = 0,5 м; 4 — L = 0, 2 м

Вывод из всего того, что сказано выше, очевиден: для снижения потребления топлива многозвенным автопоездом расстояния между его звеньями необходимо уменьшить. И тем больше, чем больше скорость движения. Значит, сцепные устройства должны быть регулируемыми по длине: на малых скоростях сцепка может быть длинной, поскольку она обеспечивает нужную маневренность автопоезда, а на больших — короткой, уменьшающей аэродинамические потери. Если же сцепное устройство нерегулируемое, то расстояние между звеньями должно находиться в диапазоне 0,4...0,5 м, что позволит снизить, по сравнению с серийными автопоездами, расход топлива на ~5 % и обеспечить непересекаемость элементов звеньев при движении.

Литература

1. Hirz M. and Stadler S. A New Approach for the Reduction of Aerodynamic Drag of Long-Distance Transportation Vehicles, SAE Int. J. Commer. Veh. 6(2). — 2013. — С. 453...458.
2. Евграфов А.Н. Аэродинамика колёсного транспорта / А.Н. Евграфов, М.С. Высоцкий. — Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. — 368 с.
3. Высоцкий М.С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М.С. Высоцкий, С.И. Кочетов, С.В. Харитончик. — Минск: Беларус. навука, 2011. — 392 с.
4. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. СПб: Балтийский Государственный технический университет, 2001. — 108 с.
5. Сайт FlowVision [Электронный ресурс]. — 2015. — Режим доступа: http://flowvision.ru/phocadownload/PublicDownloads/Documentation/fvrus_30802.pdf. — Дата доступа: 25.06.2015.
6. Низов М.А. Проблемы международных автомобильных перевозчиков России / М.А. Низов // Автомобильная промышленность. 2007. № 6. — С. 2...5.

УДК 05.22.10

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ

Е.А. ДУБОВИК
Донской ГТУ (+ 7.863.273-85-11)

Разработан и испытан объёмный гидромеханический привод мотовила зерноуборочного комбайна, предназначенный для обеспечения вращения мотовила и автоматического регулирования частоты его вращения в зависимости от скорости поступательного движения комбайна.

Ключевые слова: *потери продуктивной массы, частота вращения, поступательная скорость, автоматическая система, гидромеханический привод.*

Dubovik E.A.

PERFORMANCE IMPROVEMENT OF AGRICULTURAL MACHINES WHITH HIDRAULIC POWER

The layout of automated volume hidromechanical power of the harvester reel is designed and studied. The test results of mechanical and volume hidromechanical power are represented. The data proving advantages of volume hidromechanical power are shown.

Keywords: *loss of productive mass, rotational speed, translational speed, automatic, hydro-mechanical actuator.*

Один из резервов повышения продуктивности производства зерновых и зернобобовых сельскохозяйственных культур — сокращение потерь продуктивной массы в процессе уборочных работ. Известно, что существенное влияние на величину потерь как срезанным колосом, так и зерном оказывает, во-первых, позиционирование мотовила относительно режущего аппарата и, во-вторых, соотношение между собой линейной скорости планки мотовила V_m и поступательной скорости комбайна V_k, т.е. коэффициент $\lambda = V_m/V_k$.

В ходе технологического процесса уборки скорость поступательного движения комбайна V_k меняется под влиянием ряда факторов (изменения культурной массы, рельефа поля, сопротивления движению агрегата и др.). В связи с этим для обеспечения оптимального соотношения $\lambda = V_m/V_k$ необходимо соответственно изменять и линейную скорость планки мотовила за счёт изменения окружной скорости вращения мотовила (ω_m). Очевидно, что данная проблема может быть разрешена путём автоматического регулирования скорости вращения мотовила ω_m в зависимости от поступательной скорости комбайна V_m.

Практическая реализация задачи по созданию системы автоматического регулирования скорости вращения мотовила (ω_m) в зависимости от поступательной скорости комбайна (V_k), естественно, продиктовала задачу замены механического привода мотовила комбайна гидромеханическим, что также соответствует перспективной тенденции полной гидрофикации сельскохозяйственной техники с разветвлённой системой энергетических потоков.

Схема гидромеханического привода мотовила представлена на рис. 1 (здесь: I — гидросистема рабочих органов комбайна, II — гидромеханический привод мотовила, Н — насос, Б — бак, НК — напорный клапан, КЭ — клапан электроуправляемый, РМ — секционный распределитель с мускульным управлением, РЭ — секционные распределители с электрическим управлением, РК — распределитель копнителя, М — гидромотор, ДР — дроссель регулируемый.) Исследования работы мотовила, оснащённого гидромеханическим приводом, проведённые на полях совхоза "Ма-

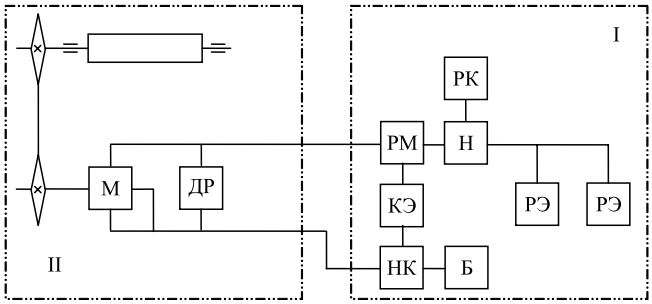


Рис. 1. Структурная схема привода мотовила

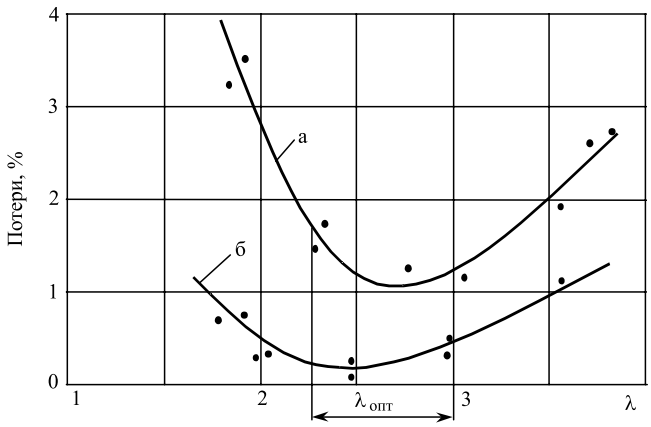


Рис. 2. Потери зерна при уборке ячменя (а) и пшеницы (б)

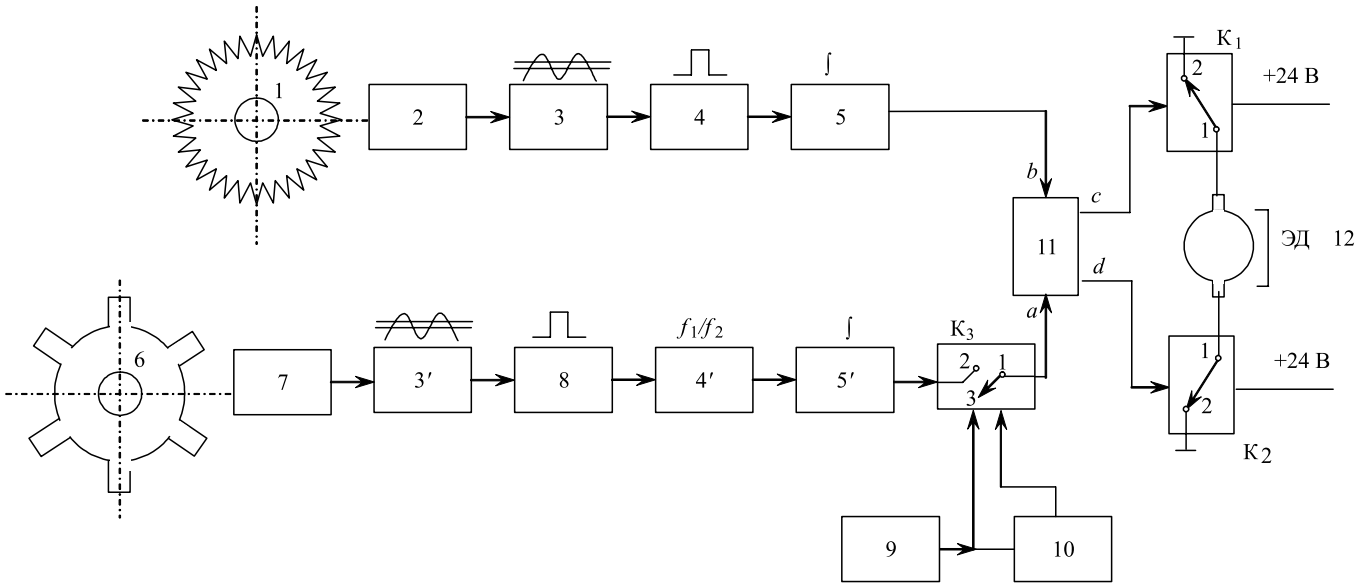


Рис. 3. Блок-схема системы управления

нычский" ОАО "Ростсельмаш" в 2015 году при уборке ярового ячменя и озимой пшеницы, позволили выявить влияние режимов работы мотовила на потери зерна за жаткой. Указанные исследования работы мотовила проводились при режимах, приведённых в таблице.

Результаты проведённых экспериментов представлены на рис. 2 в виде графиков, где точками показаны значения потерь зерна при уборке ячменя и пшеницы при различных значениях λ. Из этих графиков следует, что оптимальное соотношение скоростей V_m и V_k в данном случае λ = 2,5/3.

Полученные материалы послужили основой для разработки автоматической системы регулирования частоты вращения мотовила в зависимости от поступательной скорости комбайна. На рис. 3 представлена блок-схема электрической части системы управления гидрообъёмным приводом.

Датчик скорости вращения мотовила (крыльчатка *1*) создаёт с помощью преобразователя *2* импульсы, которые поступают на усилитель-ограничитель *3*, обеспечивающий постоянство амплитуды импульсов независимо от скорости вращения мотовила. Далее импульсы поступают на формирователь *4* и интегратор *5*. Интегратор вырабатывает на выходе постоянное напряжение, величина которого пропорциональна частоте импульсов, создаваемых датчиком *9*.

Убираемая культура	Параметр	Значения				
Ячмень	$V_м$, м/с	1,69	2,23	2,83	3,64	4,32
	λ	1,24	1,61	2,29	3,75	3,53
Пшеница	$V_{м1}$, м/с	2,23	2,56	2,94	3,35	4,29
	$λ_1$	1,9	2,03	2,37	2,9	3,51

Датчик скорости движения комбайна (крыльчатка *6*) выдает импульсы, которые с помощью преобразователя *7*, усилителя ограничителя *3′* преобразуются в прямоугольные. Далее с помощью усилителя *8* частоту их уменьшают в 14 раз и снова формируют их формирователем *4′*. С выхода интегратора *5′* постоянное напряжение, величина которого пропорциональна скорости комбайна, поступает на ключ $К_3$. С помощью блоков *10* и *11* производится начальная настройка устройства. Управляющий блок *12* переключает ключи $К_1$ и $К_2$, подающие напряжение питания на электродвигатель $Э_д$, приводящий в движение ось управляемого дросселя 7.

При увеличении (уменьшении) скорости комбайна увеличивается (уменьшается) напряжение на входе "a" управляющего блока *12*. С выходов "c" и "d" поступают сигналы, включающие при помощи ключей $К_1$ и $К_2$ электродвигатель $Э_д$, при этом изменяется положение оси управляющего дросселя *7* так, что число оборотов мотовила увеличивается. При этом увеличивается напряжение на входе "b" управляющего блока *12* до тех пор, пока напряжения на входах "a" и "b" не сравняются и электродвигатель $Э_д$ не остановится. При этом величина λ для заданной скорости комбайна достигнет необходимого значения. Полученные результаты могут быть использованы при разработке комплексного гидравлического привода зерноуборочных комбайнов с разветвлённой системой энергетических потоков.

Итак, в конце работы можно отметить, что замена механического привода мотовила зерноуборочного комбайна гидромеханическим позволила автоматизировать регулирование скорости вращения мотовила в зависимости от поступательной скорости комбайна и тем самым снизить потери зерна в процессе уборочных работ.

УДК 629.11д

ПРИЁМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ КамАЗ

И.М. МАКАРКИН, канд. техн. наук **А.В. ДУНАЕВ**, **Т.М. ГАЛИМОВ**
ГосНИТИ, КамАЗ (8.499.174-82-11)

Приведены результаты совершенствования технологии диагностирования редукторов ведущих мостов перспективных моделей автомобилей КамАЗ по кинематическим, динамическим показателям и показателям трансмиссионных масел.

Ключевые слова: *зубчатое колесо коническое, цилиндрическое, подшипник, шлицевое соединение, дифференциал, сателлит, угловой зазор, осевой зазор, момент торможения, момент проворачивания, трансмиссионное масло, нормативы, средства, технология диагностирования.*

Makarkin I.M., Dunaev A.V., Galimov T.M.

SOME METHODS OF DIAGNOSTICS OF GEARBOXES AXLES PERSPECTIVE OF KAMAZ VEHICLES

The results of the collaborative improvement of technologies of diagnostics of gearboxes axles promising models of KamAZ vehicles on the kinematic, dynamic parameters and performance of transmission oil.

Keywords: *bevel gear, bearing, splined coupling, differential, satellite, corner clearance, axial clearance, the braking torque, the moment of turning, gear oil, standards, means of diagnosis, crops.*

Надёжность автомобилей определяется надёжностью всех его агрегатов, в том числе и ведущих мостов. Она закладывается при их проектировании и изготовлении, но должна поддерживаться и техническим сервисом [2, 3]. Актуальность поддержания надёжности ведущих мостов обусловлена тем, что их редукторы — одни из самых нагружённых элементов трансмиссии и работают в тяжёлых условиях.

По автомобилям КамАЗ на них приходится до 31 % всех отказов трансмиссии [2], от 20 до 25 % затрат и простоев автомобилей в ремонте. Соотношение отказов элементов ведущих мостов таково: повреждение зубьев шестерён (включая сателлиты) 23 %, полуосей — 11 %, упорных шайб, подшипников и их гнезд, втулок — 17 %, корпусных деталей — 7 %, резино-технических изделий — 29 %, элементов крепления — 10 %, прочих — 3 %.

Ведущие мосты имеют низкую контроле- и ремонтопригодность. Поэтому для них пока мало методов и средств дифференциального диагностирования. Оно проводится в основном органолептически, иногда тестовым заездом диагноста. При этом малоинформативное субъективное заключение чревато выпуском автомобиля в рейс в предаварийном состоянии.

Углублённое диагностирование мостов сервисными предприятиями способно повысить надёжность автомобилей, снизить их простои в ремонте, сократить эксплуатационные затраты. В связи с этим ФГБНУ ГосНИТИ совместно с ПАО "КамАЗ" провёл исследования и разработку несложных диагностических средств, углубляющих контроль составных частей ведущих мостов перспективных автомобилей КамАЗ-53229,

Таблица 1

Узел, сопряжение	Структурный/ диагностический параметр
1-я ступень главной передачи	1 — износ зубьев зубчатых колёс по толщине / угловой зазор в зацеплении зубчатых колёс; 2 — износ подшипниковых опор зубчатых колёс / положение пятна контакта зубьев зубчатых колёс; 3 — износ шлицевых соединений валов и зубчатых колёс / торцевое и радиальное биение зубчатых колёс; 4 — износ шлицевых соединений на ведущем валу / угловой зазор ведущего фланца вала при застопоренной ведущей шестерне; 5 — износ подшипников ведущего вала / осевой люфт вала
2-я ступень главной передачи	1 — износ зубьев зубчатых колёс по толщине / угловой зазор в зацеплении зубчатых колёс; 2 — износ шлицевых соединений валов и зубчатых колёс / торцевое и радиальное биение зубчатых колёс; 3 — износ подшипников вала 2-й ступени / осевой люфт вала
Дифференциал	1 — износ отверстий в коробке сателлитов под шипы крестовин; 2 — износ втулок крестовины сателлитов; 3 — износ зубьев сателлитов и зубьев полуосевых шестерён по толщине, износ сопряжений сателлитов с крестовиной дифференциалов, износ шлицевых соединений полуоси с полуосевыми шестернями / угловой зазор раздельно левой/правой ступиц колёс при стопорении одного из колёс и ведомого зубчатого колеса; 4 — износ упорных шайб сателлитов и полуосевых шестерён
Картер главной передачи	1 — износ посадочных гнёзд под подшипники дифференциала; 2 — трещины/негерметичность картера, протечки масла
Фланец ведущего вала главной передачи	1 — боковой износ шлицев / угловой люфт фланца при застопоренном ведущем коническом колесе; 2 — износ шлицев по высоте / радиальный люфт фланца
Полуоси	1. Износ шлицевых соединений / угловой зазор в соединении полуось — шестерня полуоси при застопоренных полуосевых шестернях; 2. Скручивание полуоси

КамАЗ-6520 и КамАЗ-65115 колёсной формулы 6×4. Обеспечено диагностирование зацепления главной передачи, её подшипников, зацепления второй ступени редуктора, деталей дифференциала и др. Исследованные нами структурные и диагностические параметры ведущих мостов автомобилей КамАЗ приведены в табл. 1.

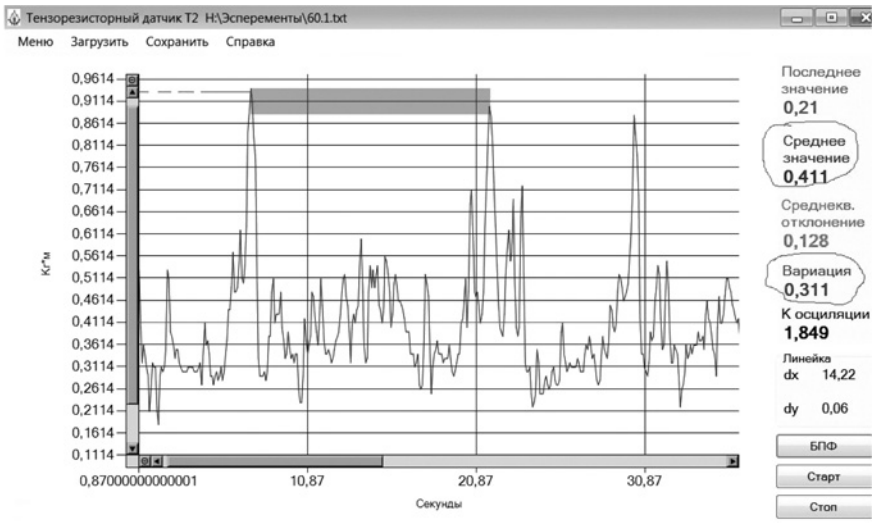


Рис. 1. Окно программы контроля моментов вращения деталей передач ведущих мостов автомобилей КамАЗ

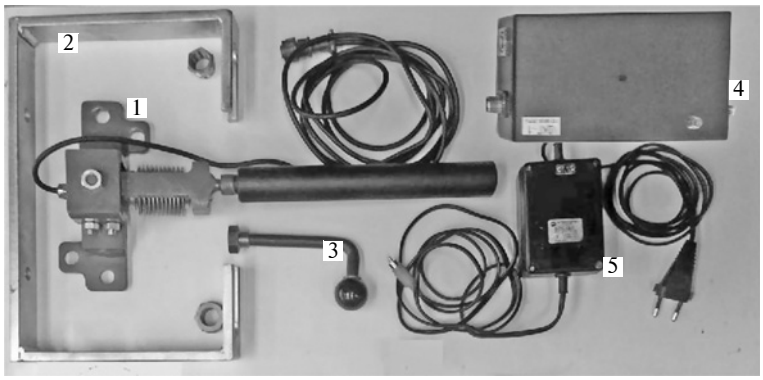


Рис. 2. Устройство для контроля момента механических потерь в ведущих мостах автомобилей КамАЗ: *1* — измерительный фланец; *2* — ступичный фланец; *3* — сменная рукоятка; *4* — блок АЦП; *5* — блок питания АЦП

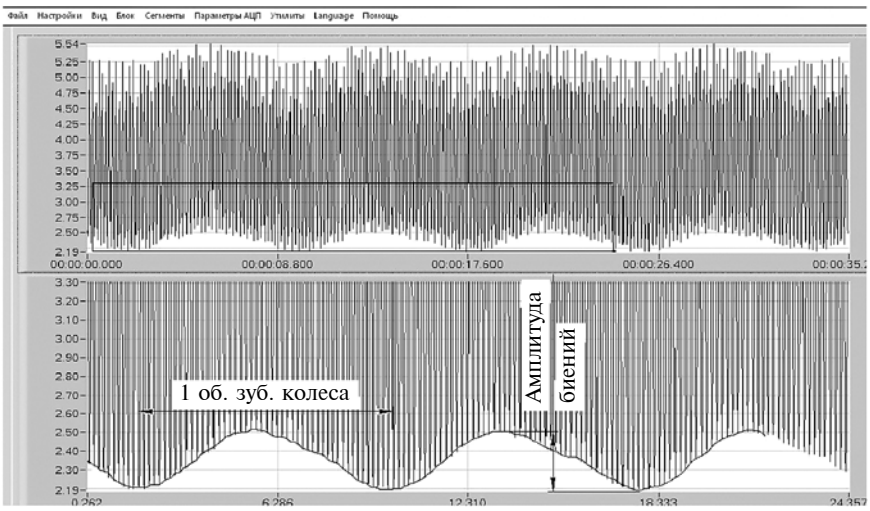


Рис. 3. Отражение радиального биения (Δ = 1,2 мм) венца ведомого цилиндрического зубчатого колеса сигналом индуктивного датчика

Тепловым диагностическим параметром избрана скорость роста температуры в контрольных точках, определяемая измерением температуры до работы передачи и через некоторое время, например, простейшим пирометром. Контроль эффективно выявляет недостаточную смазку, чрезмерный натяг, перекос колец, например, подшипников главной передачи с перегревом крышки, распорной втулки и посадочного места под подшипник. Полезно выявление разности температур узлов (более 10—12 °С), работающих в одинаковых условиях: узлы ведущих валов среднего и заднего мостов, другие крышки подшипников заднего и среднего мостов, крышки правого и левого колёсных редукторов.

Ранее в ГосНИТИ [1] удачно апробировано вибрационное диагностирование редукторов ведущих мостов тракторов семейства "Кировец", что может применяться и для ведущих мостов автомобилей. Наиболее подходит для этого прибор "БалТех-VP-3410" с датчиками серии ДН, Д-14 с магнитным держателем. Однако пригодны и многие другие портативные виброметры.

Контроль момента плавного проворачивания ведущего вала моста при вывешенных колёсах (рис. 1) может выявлять перенатяг подшипников, закусывание зубчатых зацеплений, заедание сателлитов и др. При этом показательны среднее значение момента, амплитуда и коэффициент его вариации, а также пик фактор. Для реализации метода разработан комплект средств КИ-28337-0.3-ГосНИТИ (рис. 2).

Апробирован контроль радиальных и торцевых биений венцов зубчатых колёс (рис. 3). Эти параметры обусловлены износом шлицев колёс и деталей их опор. Контроль возможен установкой индукционного датчика в отверстия для залива и слива масла, в сапун и в другие имеющиеся "технологические окна".

Выявлена также возможность контроля осевого люфта вала ведомой конической шестерни при застопоренном ведомом цилиндрическом колесе и резких поворотах ведущего вала в обе стороны. Для этого индикатор часового типа устанавливают к торцу вала при снятой крышке пары конических подшипников.

Показатели трансмиссионных масел являются комплексными диагностическими признаками для выявления причин повышенного изнашивания редукторов. А так как смазочное действие — один из важных способов управления работоспособностью узлов трения, то показатели масел являются также ресурсоопределяющими параметрами. Они позволяют точнее устанавливать периодичность ТО машин, что заметно повышает надёжность и срок их службы, снижает затраты на эксплуатацию. Особо важен контроль в масле абразивных примесей как проникающих извне, так и образующихся в передачах.

Основными параметрами масел, вызывающими повышенное изнашивание и наличие металлов в маслах, являются содержание кремния: в свежих маслах до 5 ppm, а в работавших до 500 ppm при ориентировочном допускаемом значении 50 ppm; содержание воды: в свежих маслах до 0,08 %, а в работавших до 1,5 %, когда может выделяться отстой воды; допустимо содержание воды в трансмиссионных маслах не более 0,5 %; снижение вязкости масел до 6—8 сСт, а температуры вспышки ниже 150 °С.

Известны и другие важные диагностические параметры масел, но они трудны в контроле при ТО машин [2]. Как минимум предлагается такой контроль масел: органолептический на цвет, прозрачность, расслоение, выпадение осадка и воды; наличия на магнитной пробке частиц с металлическим блеском, латунным цветом; экспресс-контроль "капельной пробой", например, по патенту РФ № 2563206; оптической плотности прибором ИЗЖ-М фирмы "МЕТА", разработанным Жигулёвским филиалом ВНИИ РА.

Эффективен портативный прибор для определения содержания железа в масле марки ФЧМ-П фирмы "Техдиагнозсервис" при Петербургском ЗАО "ЦНИИ Морского флота". Высокая чувствительность и широкий диапазон (5—1000 ppm) контроля содержания ферромагнитных и сопутствующих частиц позволяют выявлять степень изношенности редукторов мостов. Прибор пригоден также и для контроля других агрегатов автомобиля. Возможен допол-

Таблица 2

№	Параметр	Значения	
		допускаемое	предельное
1	Суммарный угловой зазор в редукторе заднего моста при моменте вращения ведущего вала не более 40 Н · м, для автомобилей:		
	КамАЗ-65115	21	35
	КамАЗ-6520	23	38
2	То же, среднего моста автомобилей:		
	КамАЗ-65115	24	35
	КамАЗ-6520	27	40
3	Угловой зазор ведущего вала редуктора заднего моста при застопоренном ведомом коническом колесе и моменте вращения ведущего вала 20 Н · м, для автомобилей:		
	КамАЗ-65115	5	8,5
	КамАЗ-6520	3,5	7
4	То же, среднего моста автомобилей:		
	КамАЗ-65115	6	10
	КамАЗ-6520	4	8
5	Угловой зазор ведущего вала редуктора КамАЗ-65115 при застопорённом ведомом цилиндрическом колесе и моменте поворачивания ведущего вала 40 Н · м:		
	заднего моста	11	16
	среднего моста	12	18
6	Угловой зазор ступицы колеса КамАЗ-65115 при стопорении ведомого цилиндрического колеса и противоположной ступицы колеса при моменте поворачивания колеса 70—80 Н · м:		
	на заднем мосту	7	12
	на среднем мосту	7	12

Таблица 3

№	Параметр	Значения	
		допускаемое	предельное
1	Радиальный зазор фланца ведущей шестерни автомобилей КамАЗ-65115, КамАЗ- 6520, мм:		
	заднего моста	0,30	0,40
	среднего моста	0,30	0,40
2	Осевой зазор фланца ведущей шестерни, мм:		
	заднего и среднего мостов КамАЗ-6520	0,12	0,17
	заднего моста КамАЗ-65115	0,12	0,17
	среднего моста КамАЗ-65115	0,15	0,20
3	Радиальное биение венца ведомого цилиндрического колеса автомобиля КамАЗ-65115, мм:		
	заднего моста	0,50	0,65
	среднего моста	0,50	0,65
4	Приращение биения венца ведомого цилиндрического колеса автомобиля КамАЗ-65115*, мм:		
	заднего моста	0,12	0,20
	среднего моста	0,12	0,20
5	Момент вращения фланца ведущего вала мостов автомобилей КамАЗ устройством КИ-28337.03-ГосНИТИ, Н · м	20—45	>15 и >50
6	Среднее значение момента затормаживания колеса оси (момент трения в межколёсном дифференциале), Н · м	5—15	—
7	Импульсные значения момента, % от среднего по п. 6	100	125
8	Коэффициент вариации момента	0,40	0,55
9	Момент вращения межосевого дифференциала устройством КИ-28337-0.3-ГосНИТИ, Н · м	3—15	—

* — Увеличение биения ведомого цилиндрического зубчатого колеса при периодическом подтормаживании ведущих колёс штатными тормозами или изменении скорости ведущего вала двигателем

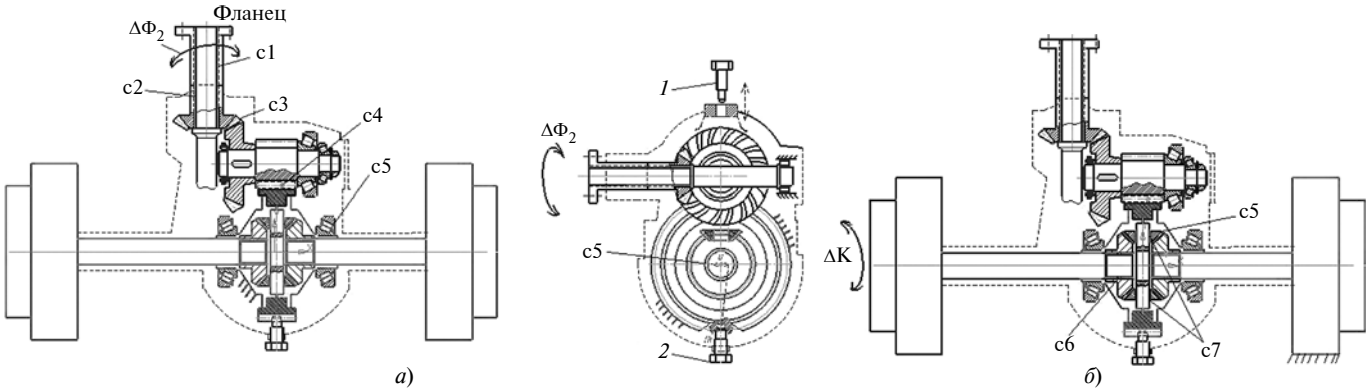


Рис. 4. К определению зазоров в сопряжениях передач ведущих мостов автомобилей КамАЗ:
а — контроль углового зазора передачи 1-й ступени, суммарного углового зазора передач 1-й и 2-й ступеней; *б* — контроль суммарного углового зазора в сопряжениях дифференциала; *1* — фиксатор ведомого конического колеса; *2* — фиксатор ведомого цилиндрического колеса

нительный контроль масел "Индикатором качества масла ИКМ 2" в сравнении со свежими. В случае подозрения на обводнение масла время работы прибора при измерении — до 15 мин.

При выявлении признаков серьёзных неисправностей передач для уточнения их места и вида может применяться оптическая эндоскопия, имеющая перед инструментальными методами некоторые преимущества.

Результатом выполненной работы стала "Технология контроля ведущих мостов автомобилей КамАЗ комплектами средств КИ-28337.01-ГосНИТИ и КИ-28337.02-ГосНИТИ на предприятиях технического обслуживания и текущего ремонта". Соответствующие нормативы диагностических параметров приведены в таблицах 2 и 3, а схемы стопорения зубчатых колёс при контроле угловых зазоров в редукторах — на рис. 4, *а* и 4, *б*.

Литература

1. Белый И.Ф. Исследование и разработка вибрационно-акустического метода диагностирования ведущих мостов тракторов типа "Кировец": автореф. дис. на соискание учёной степ. канд. техн. наук: 05.20.03/ Белый Иван Федорович. — Москва, 1982. — 21 с.
2. Ломаткин А.Н. Оптимизация структуры и содержания контрольно-диагностических и ремонтных воздействий трансмиссий автомобилей (на примере заднего моста автомобиля ГАЗ-53): автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. — Саранск: 2000. — 18 с.
3. Назаренко А.С. Диагностирование зубчатых передач агрегатов трансмиссии лесных машин: Дис. на соиск. учён. степ. канд. техн. наук. — Москва: 2004. — 153 с.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.027

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЯТНА КОНТАКТА ШИН С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Кандидаты техн. наук **А.Д. БУМАГА** и **А.Г. ЯЦЕНКО**, **В.В. КРИВОЛАП**, **Н.В. САВЕНКОВ**, **В.Г. СКРИПКАРЬ**
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (ДонНАСА) (+38.050.934-85-57)

Пятно контакта автомобильного колеса с дорогой и его параметры являются весьма важными как для автомобильных, так и для дорожных научно-исследовательских организаций. Параметры пятна контакта — размер, форма, распределение давлений — зависят от ряда факторов. В статье описана конструкция и принцип работы стенда для исследования пятна контакта шин с опорной поверхностью.

Ключевые слова: *дорожное полотно, пятно контакта, поверхность опорная, нагрузка, коэффициент сопротивления качению, нагрузка удельная, стенд, камера, тензодатчик, распределение давлений.*

Bumaga A.D., Yatsenko A.G., Krivolap V.V., Savenkov N.V., Skripkar V.G.
THE STAND FOR RESEARCHING THE SPOT OF THE CONTACT OF AN AUTOMOTIVE TIRE AND A BEARING SURFACE

The parameters of the contact spot of an automotive tire and the bearing surface are of great importance for automobile and road construction research organizations. The contact spot parameters such as its size, shape, pressure distribution depend on number of factors. This article describes the design and the principle of operation of the stand for researching the spot of the contact of an automotive tire and a bearing surface.

Keywords: *roadbed, contact spot, bearing surface, load, factor of rolling resistance, load specific, stand, camera, strain gauge transducer, pressure distribution.*

Пятно контакта — это зона непосредственного соприкосновения колеса с дорогой. Параметры (форма, размер и т. п.) пятна контакта колеса с дорогой оказывают влияние на угловую жёсткость колеса [1, с. 66], коэффициент сопротивления качению колеса [1, с. 69], равномерность и интенсивность износа шины [1, с. 150], устойчивость и управляемость автомобиля [1, с. 189], специфические изменения мягких опорных поверх-

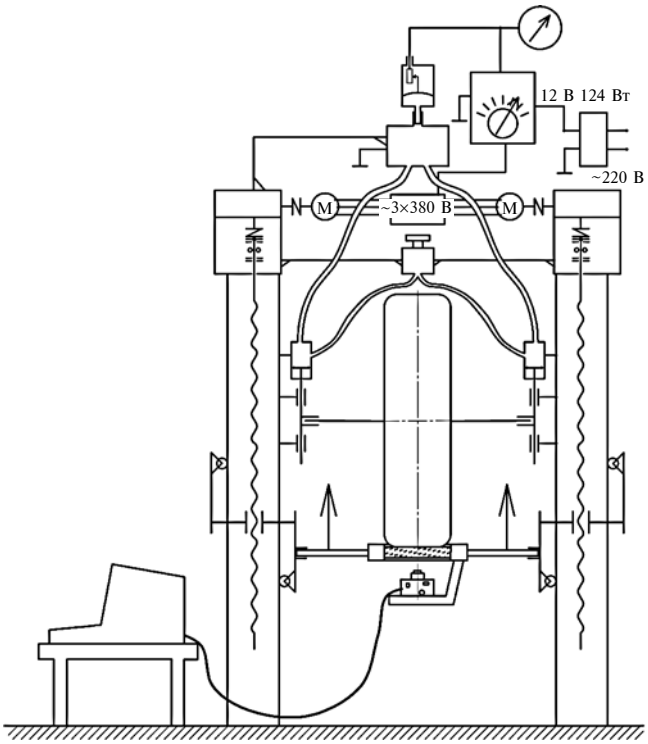


Рис. 1

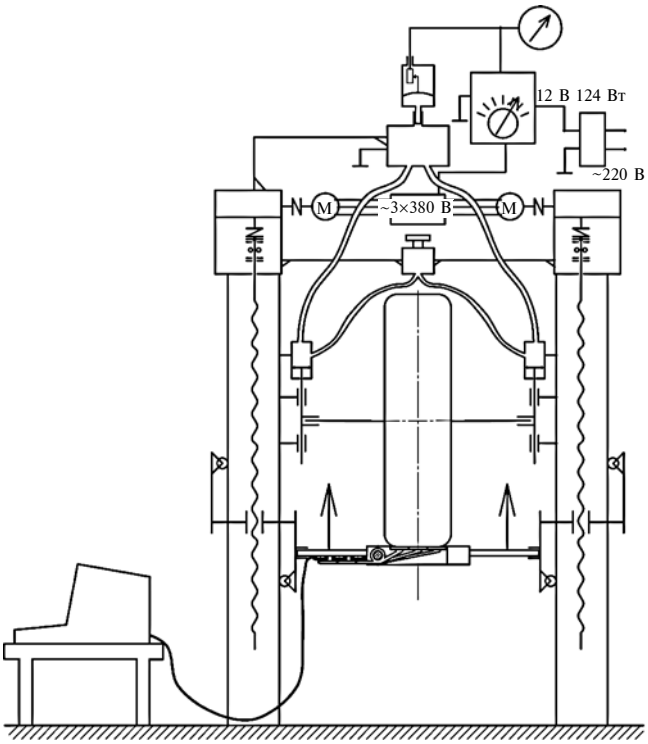


Рис. 2

ностей и деформируемых грунтов [3, 4], удельную нагрузку на дорожное полотно, а вследствие этого — на интенсивность его разрушения.

Параметры пятна контакта зависят от внутренних и внешних факторов. К внутренним относятся форма, конструкция шины. К внешним — давление воздуха в шине, нагрузки на колесо (нормальная, продольная, поперечная), скорость движения, угол установки колеса, поворот колеса (управляемого), вид и состояние опорной поверхности (геометрическая форма, мягкость, сыпучесть и т.п.). Очевидно, что исследование пятна контакта шины с дорогой представляет научный и практический интерес для различных организаций, занимающихся исследованиями, проектированием, строительством, эксплуатацией автомобилей и автомобильных дорог.

Проведя обширную поисково-аналитическую работу, авторы пришли к выводу: научных исследований, темой которых было бы исследование пятна контакта колеса с дорогой, в данное время почти не проводится. В специальной литературе, посвящённой исследованию работы автомобильного колеса (например, [1, 2]), в диссертациях [3—6] используются размеры пятна контакта колеса с опорной поверхностью, но недостаточно объясняется, как получают данные о пятне контакта, как устанавливают его форму, геометрические размеры, распределение давлений и пр. Поскольку практическая необходимость определения пятна контакта уже возникала у самих авторов, была разработана конструкция стенда для измерения пятна контакта шины с дорогой (и получен патент на него).

Стенд состоит из корпуса, на котором установлены устройства для закрепления колеса и привод, на котором закреплен опорный элемент с прочным стеклом.

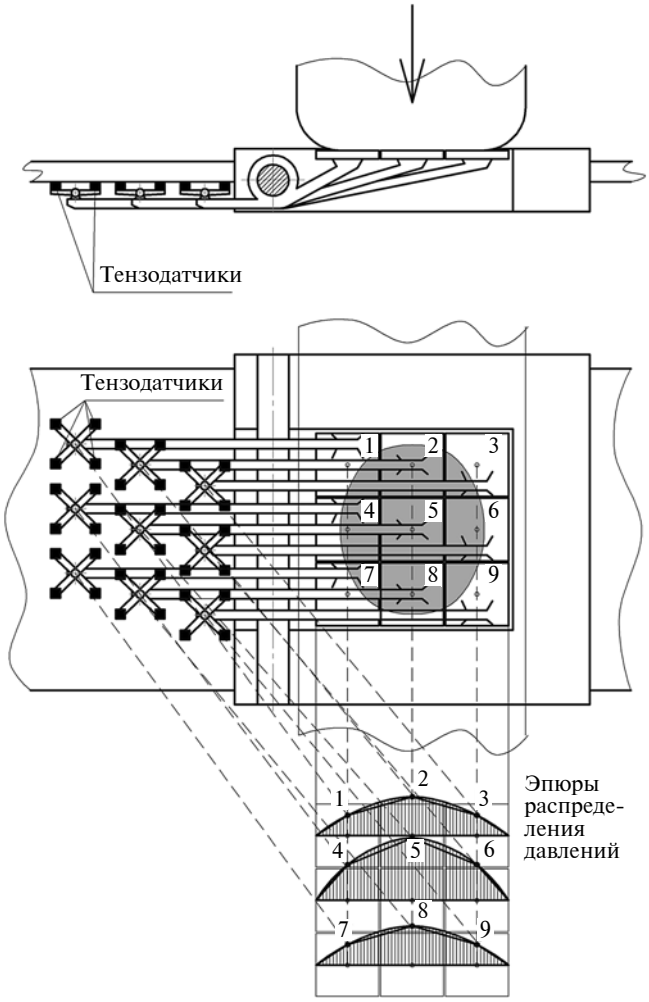


Рис. 3

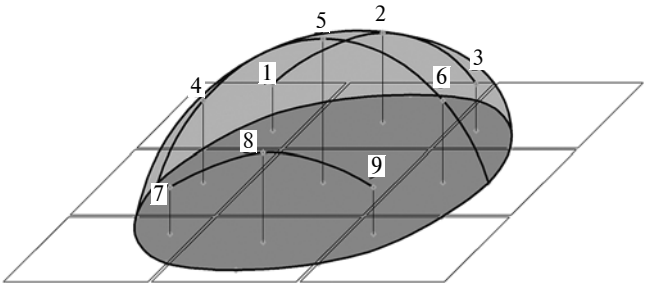


Рис. 4

Под стеклом на опорном элементе устанавливается прибор обработки изображений (цифровая фотокамера), данные с которого передаются на ЭВМ (рис. 1).

Колесо устанавливается в устройствах для закрепления. С помощью привода шина прижимается к стеклу, достаточно крепкому, чтобы выдержать приложенную нагрузку. Достигается заданная нагрузка на колесо и становится возможным исследовать пятно контакта, которое получается практически идентичным пятну, возникающему при контакте шины с асфальтом при той же нагрузке. Изображение пятна контакта передается цифровой камерой на компьютер, где форма и размер исследуются с помощью специального программного обеспечения.

Исследования распределения давления в пятне контакта производится следующим образом. На стенде вместо опорного элемента со стеклом устанавливается опорный элемент с набором контактных пластин, рычагов и тензодатчиков (набирается матрица из пластин в количестве, отвечающем требованию точности измерения; также для точности на одну контактную пластину может приходиться несколько тензодатчиков, показания которых усредняются) (рис. 2). К колесу снова прикладывается заданная нагрузка. Давление в пятне контакта распределяется по матрице пластин, вызывает их смещение на соответствующие величины, поворот рычагов и воздействие на тензодатчики, данные с которых обрабатываются ЭВМ и в результате строятся эпюры распределения давления в пятне контакта (рис. 3).

В привязке к границам пятна контакта распределение давлений можно привести к виду трехмерного графика (рис. 4). Стенд позволяет имитировать характерные условия нагружения шины и снимать показатели, наиболее важные для исследования шин автомобилей-тяжеловозов, у которых скорости и изменения пятна контакта в динамике невелики, а пятно контакта шины с опорной поверхностью зависит главным образом от нагрузки на шину и давления воздуха в ней.

Литература

1. Работа автомобильной шины. Под ред. В.И. Кнороза. М., "Транспорт", 1976. 238 с. Авт.: В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев.
2. Захаров С.П., Новопольский В.И. Распределение удельного давления шины на дорогу при высоких скоростях. Труды НИИШП. Сб. 3. М., Госхимиздат, 1957. С. 131—153.
3. Ревенко В.Ю. Повышение эффективности машинно-тракторных агрегатов с колесными тракторами классов 1,4, 2 и 3 на основе оптимизации параметров движителей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. М.: ГНУ Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства, 2006.
4. Карапетян М.А. Повышение эффективности технологических процессов путём уменьшения уплотнения почв ходовыми системами сельскохозяйственных тракторов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. М.: Московский государственный университет природообустройства, 2010
5. Загородний Н.А. Повышение эффективности эксплуатации автомобилей обеспечением рациональных значений эксплуатационных параметров их шин. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2010.
6. Власов В.В. Фрикционное взаимодействие эластомерных композитов с твердой поверхностью в присутствии воды. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. Ярославль: Ярославский государственный технический университет, 2013.

УДК 629.331

ВЫСОКОПРОЧНЫЕ СТАЛИ ПРОИЗВОДСТВА ООО "УРАЛЬСКАЯ СТАЛЬ" ДЛЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Кандидаты техн. наук **А.С. ШКЕЛЬ**, **Д.А. ЗАГАРИН**, **М.А. КОЗЛОВСКАЯ**, д-р техн. наук **Т.Д. ДЗОЦЕНИДЗЕ**
(dtengiz@yandex.ru)
ГНЦ "НАМИ", МСХА имени К.А. Тимирязева

Прочностные исследования показывают, что целесообразно заменить в каркасах несущих систем специализированных транспортных средств замкнутые профили на гнутые, изготовленные из сортамента высокой прочности. Особенно это актуально для каркаса основания, элементов задней стенки и каркаса крыши. Применение проката из стали марки 12ХГН2МА (производитель ООО "УРАЛЬСКАЯ СТАЛЬ") положительно отразится на качестве создаваемых транспортно-технологических машин, будет способствовать снижению снаряженной массы несущих систем, обеспечивая необходимую прочность и долговечность конструкции в сложных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: *сталь марки 12ХГН2МА, каркас несущей системы, транспортно-технологическая машина, прочность, снаряженная масса.*

Shkel' A.S., Zagarin D.A., Kozlovskaya M.A., Dzotsenidze T.D.

ANALYSIS OF THE ASSORTMENT OF HIGH-RESISTANCE STEELS PRODUCED BY "URAL STEEL" FOR USE IN THE LOAD-CARRYING SYSTEMS OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Strength calculations have shown that it is advisable to replace closed profiles in the framework of load-carrying systems of specialized transport vehicles roll-formed section, made of high-resistance steels. This is actual for the base framework, the trailing wall elements and cab roof. Application of rolled steel 12KHGN2MA brand (manufacturer "Ural Steel") have a positive impact on the quality produced by transport and technological machines, will help to reduce the laden mass of load-carrying systems, providing the necessary strength and durability in harsh operating conditions.

Keywords: *steel 12KHGN2MA brand, framework of load-carrying system, transport and technological machine, strength, laden mass.*

Несущие системы транспортно-технологических машин сельскохозяйственного назначения разрабатываются с учётом современного уровня развития материалов для автомобилестроения, в частности — нового высококачественного сортамента, выпускаемого предприятиями чёрной металлургии [1—2]. При этом принимаемые конструктивные решения часто зависят от тех компромиссов, которые разработчику удается най-

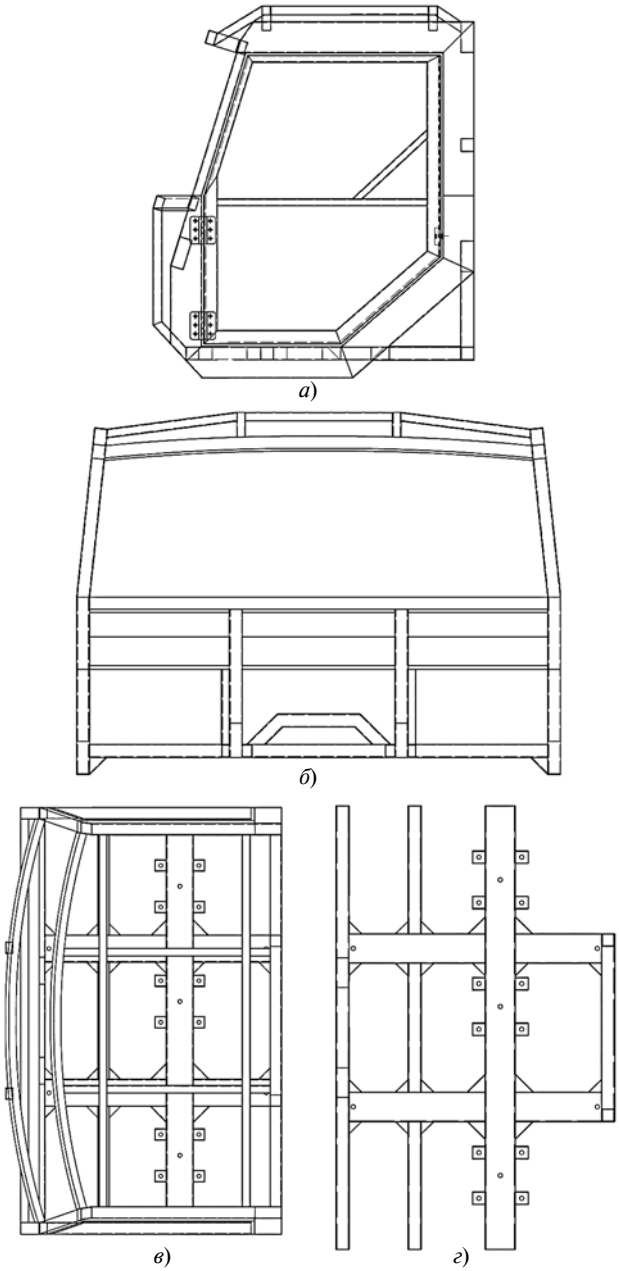


Рис. 1. Несущий силовой каркас кабины грузового автомобиля, изготовленного из стальных труб:
а — вид сбоку; *б* — вид спереди; *в* — вид сверху; *г* — силовой каркас пола

ти для решения противоречивых задач, обеспечив одновременно прочность конструкций, технологичность изготовления, невысокую массу и умеренный расход топлива, высокие надёжность и степень готовности техники в сложных условиях эксплуатации, ремонтопригодность, экономическую эффективность и т.д.

В настоящее время в процессе разработки каркасов несущих систем специализированных транспортных средств сельскохозяйственного назначения применяются преимущественно стальные трубы квадратного и прямоугольного сечения [3—4]. Проведенные исследования показали, что при создании, например, каркасов кабин (рис. 1) применение труб сопряжено с определёнными трудностями из-за усложнения процесса оптимизации конструкции при обеспечении высокого уровня технологичности.

Прочностные исследования показывают (рис. 2), что было бы целесообразно заменить в конструкции несущего каркаса замкнутые профили на гнутые, но изготовленные из сортамента высокой прочности. Такой вывод особенно актуален для таких зон несущего каркаса кабины, как основание, элементы задней стенки и крыша. Легко заметить, что изготовленный из труб несущий каркас кабины в некоторых зонах переразмерен, а в других требует доработки. При общем соответствии требованиям безопасности, несущий каркас трудно считать оптимизированным по целому ряду производственных и эксплуатационных показателей.

Примерно такие же результаты были получены при разработке несущих систем технологических надстроек сельскохозяйственного назначения для шасси грузовых автомобилей (рис. 3—5).

Механизм для снятия и установки технологических надстроек нагружается силами и моментами и сложно деформируется. Однако сохраняются зоны, которые перегружены при общей функциональности конструкции. Для дальнейшей оптимизации конструктивных решений необходимо проанализировать предложения предприятий чёрной металлургии по сортаменту высокопрочных сталей. Анализ показал, что наиболее подходящим для нашего случая является сортамент высокопрочных сталей производства ООО "Уральская сталь" [5—6].

Созданное на базе Орско-Халиловского металлургического комбината предприятие поставляло автомо-

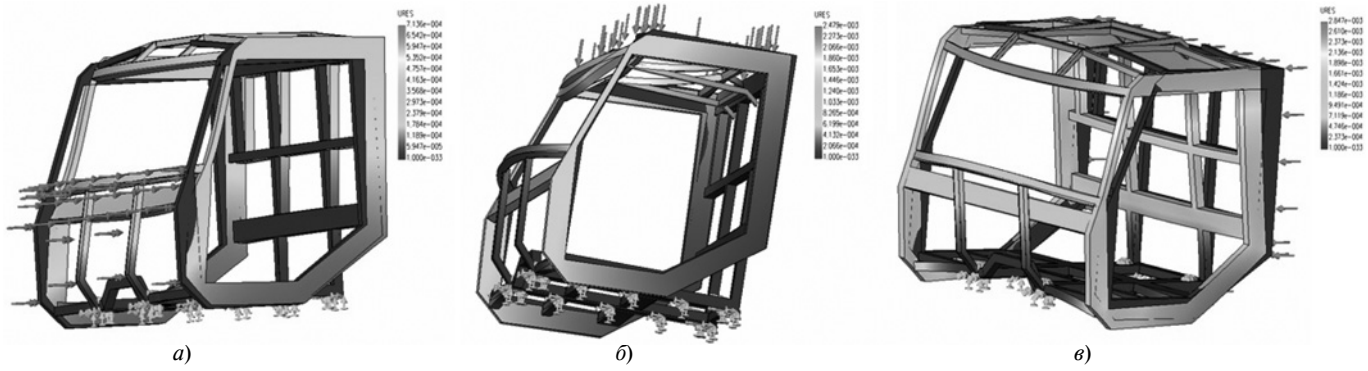
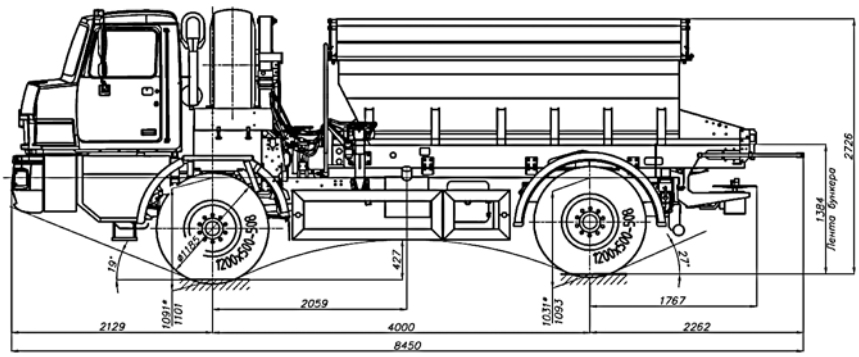
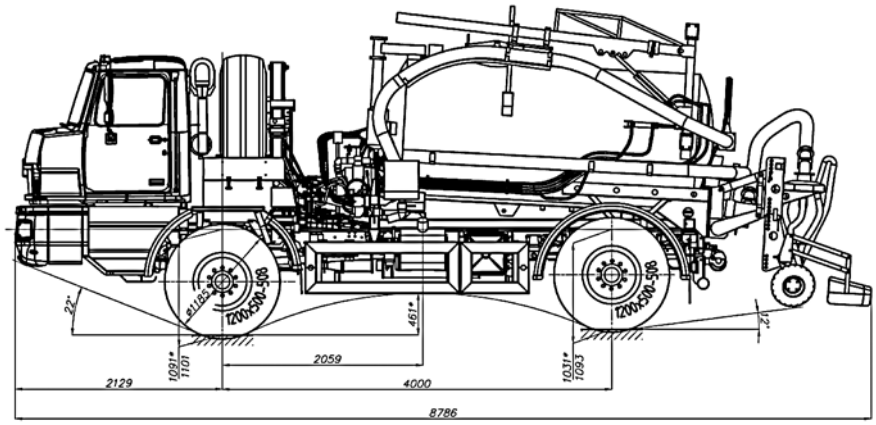


Рис. 2. Результаты прочностных расчётных исследований несущего каркаса кабины грузового автомобиля:
а — нагрузка спереди; *б* — нагрузка сверху; *в* — нагрузка сзади



а)



б)

Рис. 3. Габаритные схемы шасси "Урал-432065" с агрегатами СТА-5ТМ (а) и СТА-5ЖО (б)

бильной промышленности лонжеронную полосу для изготовления рам грузовых автомобилей. Стали марок 13Г2АФ, 17Г2, 10ХСНДА, 15ГЮТ и 20ГЮТ в виде полос толщиной 58 мм покрывали почти всю потребность производителей отечественных грузовых автомобилей. Технологический процесс прокатки стальных полос здесь шёл постоянно. Были разработаны и исследованы различные процессы термообработки, легирования и др. Для дальнейшего повышения качества выпускаемой продукции проведены работы по созданию нового сортамента высокопрочных сталей для лонжеронных полос с новой совокупностью потребительских качеств. А именно, освоены стали новых марок, позволяющие изготовлять высокопрочные изделия более лёгкими. При этом обеспечивались достаточная пластичность для штамповки и хорошая свариваемость для изготовления сложных пространственных конструкций.

Расширились и сферы применения выпускаемых сталей. Так, сталь марки 17ХГН2МФБТ предназначена для изготовления кузовов карьерных самосвалов и ковшей землеройной техники, а сталь 12ХГН2МА — для рам самосвалов и машин горной техники и других металлоконструкций. Для нашего случая в большей степени интерес представляет сталь 12ХГН2МА, имеющая в своем составе (%):

углерод	0,11...0,15
кремний	0,20...0,40
марганец	1,2...1,5
фосфор	менее 0,015
сера	менее 0,010
хром	не более 0,6
никель	не более 2,4
молибден	не более 0,45
ниобий	0,02
титан	не более 0,03
медь	не более 0,3
алюминий	не более 0,06

Данная сталь характеризуется следующими показателями:

Предел текучести ($\sigma_{0,2}$), Н/мм^2	690
Временное сопротивление ($\sigma_в$), Н/мм^2	790
Относительное удлинение (δ_5), %	16,0
Ударная вязкость (KCV^{-70}), Дж/см^2	Более 50

Как отмечается в работе [6], "применение стали новой марки не вызвало затруднений при использовании... технологии автоматической и полуавтоматической сварки в защитных газах", а "требуемый комплекс свойств новых сталей обеспечен путём получения оптимальной для данного класса сталей мелкодисперсной мартенситобейнитной структуры и использования рационального микролегирования".

Рис. 4. Сменная технологическая надстройка СТА-5ТМ на опорах (стойках)

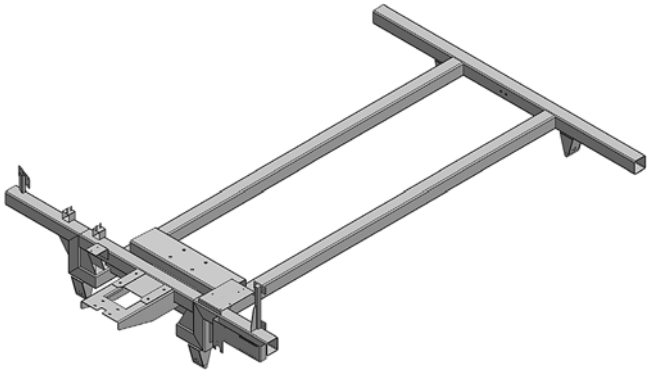


Рис. 5. Механизм для снятия и установки технологических надстроек

Анализ сортамента высокопрочных сталей производства ООО "Уральская сталь" для использования в несущих системах транспортно-технологических машин показал, что прокат из стали марки 12ХГН2МА по своим свойствам полностью соответствует требованиям разработчиков и может быть широко применён, в том числе в виде гнутых профилей в сложных сварных соединениях. Применение нового сортамента положительно отразится на качестве создаваемых машин, будет способствовать снижению снаряженной массы несущих систем, обеспечивая необходимую прочность и долговечность конструкции в сложных условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дзоценидзе Т.Д. Научные аспекты создания новых средств развития транспортной инфраструктуры, реализующих современные достижения металлургии высокопрочных сталей // Металлург. — 2008. — № 5. — С. 6—10.
2. Dzotsenidze T.D., Zagarin D.A., Kozlovskaya M.A. Use of profiled tubes to create three-dimensional frame-and-panel systems for tractors and automobiles // Metallurgist. November 2014, Volume 58, Issue 7—8, pp. 717—723. DOI 10.1007/s11015-014-9983-2.
3. Дзоценидзе Т.Д., Козловская М.А., Загарин Д.А., Журавлев А.В., Кабанин П.А. Автомобильный транспорт для малых форм хозяйствования. Конструкция и особенности эксплуатации. Монография. — М.: ЗАО "Металлургиздат", 2011. — 288 с.
4. Шкель А.С., Загарин Д.А., Козловская М.А., Дзоценидзе Т.Д., Меркулов А.В. Новое семейство технологических надстроек для АПК на базе специализированного автомобиля сельскохозяйственного назначения // Технология колёсных и гусеничных машин — Technology of Wheeled and Tracked Machines. — 2015. — № 6. — С. 12—19.
5. Степашин А.М., Мулько Г.Н., Якушев Е.В., Кондратьев А.А. Производство полосового проката для изготовления рам грузовых автомобилей // Международный семинар "Современные достижения в металлургии и технологии производства сталей для автомобильной промышленности": сб. докладов. — М.: Металлургиздат, 2004. — 300 с.
6. Настич С.Ю., Морозов Ю.Д., Марченко В.Н., Степашин А.М., Зырянов В.В., Кураш В.С. Разработка и производство высокопрочных сталей для кузовов и рам большегрузных самосвалов в ООО "Уральская сталь" // Международный семинар "Современные достижения в металлургии и технологии производства сталей для автомобильной промышленности": сб. докладов. — М.: Металлургиздат, 2004. — 300 с.

ИНФОРМАЦИЯ

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ РОБОТОТЕХНИКИ

Доктора техн. наук **З.А. ГОДЖАЕВ** и **А.П. ГРИШИН**,
канд. экон. наук **А.А. ГРИШИН**, **В.А. ГРИШИН**
ВИМ (499. 171-19-33)

Роботов для использования в сельском хозяйстве относят к категории сервисных роботов. Среди них можно выделить такие подкатегории, как беспилотники, агророботы, доильные роботы и др. Сферы их использования — самые разные: как земледелие, особенно точное земледелие, так и животноводство. И, разумеется, значительную долю выполняемых работ везде составляет транспортная работа.

Первые упоминания о роботах сельхозназначения в СССР появились в работе В.И. Васянина "Сельскохозяйственные роботы" (Предисл. Б.А. Рунова, М. Колос, 224 с., ил.) в 1984 году. Однако до конца двадцатого столетия работы по созданию роботов сельхозназначения практически не велись не только у нас, но и за рубежом. Передовые страны работали над переходом к безлюдному автоматизированному сельскому хозяйству на основе широкого применения мобильных и стационарных роботов. Как ожидалось, это позволило бы добиться роста производительности на фоне повышения рентабельности, что обеспечило снижение себестоимости продукции. Роботы способны выполнять различные операции — обработку почвы, её удобрение, посев, посадку, доение скота, стрижку шерсти, кормление и др.

С наступлением 21-го века работы в этом направлении заметно активизировались, а уже со второго десятилетия сформировался рынок такой продукции. Объём продаж сельскохозяйственных роботов в США в 2013 году составил $0,9 млрд. Большая часть этого пришлась на автоматизированные доильные системы. Также значительную часть составили роботы для уборки помещений и автоматической подачи кормов.

Другой востребованный робот — робот для высаживания цветов и пересаживания растений. Полностью автоматический. Для использования в теплицах, при посадке саженцев по указанной схеме. В продаже с 2002 года.

Начиная с 2007 года на рынок поступили следующие роботы. "БониРоб" (*"BoniRob"*) — автономный полевой робот (рис. 1) для экспериментов по обработке

Рис. 1

отдельных растений, который компания "Амазонен Верке" разрабатывает совместно с техническим институтом Оснабрюка, компанией "Роберт Бош" и другими партнерами, является основой для применения автономных систем в сельском хозяйстве.

Работа "БониРоб"— это картина отрядов маленьких роботов, которые самостоятельно работают на полях, удобряют растения и борются с сорняками. Если до настоящего времени испытания полевых роботов проводились с использованием навигации по рядам, то полевой робот BoniRob имеет самостоятельную систему навигации. На небольших опытных растениеводческих полях он может не только определять *GPS*-координаты отдельных растений, но и составлять карты проведённых работ и подготавливать необходимую документацию. Таким образом, "БониРоб" значительно ускоряет труд растениеводов, собирая при помощи специальных камер и датчиков данные об отдельных растениях и создавая большую статистическую базу. Технология использования полевых роботов позволяет выполнять такие задачи намного быстрее и эффективнее, чем это делает человек или любая другая из применявшихся до сих пор технологий.

Робот "ХортиБот" (*"HortiBot"*) предназначен для прополки сорняков. Это один из первых роботов, разработанный для этой цели. Спроектирован данный робот группой датских учёных-агрономов. "ХортиБот" представляет собой автономное устройство передвижения, оснащённое компьютером и *GPS*-модулем для точного нахождения вредоносных сорняков, автономно выполняет прополку сорняков. Участие человека сведено только к перебазированию робота на другой участок и запуску одного из вариантов программы. Для профессиональных фермеров этот робот будет очень полезен, так как позволит снизить использование гербицидов.

Еще один робот — "Просперо" (*"Prospero"*). Он может быть использован для автоматизации процессов посева урожая. Этот робот-фермер способен сам определить необходимое место точки посева, вырыть лунку для семени и посадить его. В конструкции робота также предусмотрена ёмкость для удобрений.

Известно, что в Японии робототехника развита очень сильно, не стало исключением и сельское хозяйство. Японская фирма "Тошиба" уже производит специального робота-садовника, способного сажать деревья, подрезать ветви и выполнять другую подобную работу.

Интересным представляется разработка Ханнеса Зееберга, сконструировавшего полностью программируемого роботизированного работника "РобоТрак" (*"RoboTrac"*), который способен заменить большое число людей. Он умеет пахать землю, обрабатывать почву, сажать растения, опылять их, пропалывать, а также выполнять иные подобные функции. Кроме того, благодаря своим небольшим размерам и весу робот может работать на полях, не повреждая находящихся на них растений.

Животноводство — самая трудоёмкая отрасль сельского хозяйства. Однако и в ней роботы нашли своё место. Немногие знают, что научные разработки роботов для животноводства начались в конце прошлого столетия в Нидерландах и США. Позже к производству роботов-дояров присоединилась шведская компания "ДеЛаваль" (1992), немецкая компания "Вестфалия Сардж" (2007) и др. Наиболее высокие темпы коммерческих продаж роботов-дояров были зафиксированы в 2007 г. Всего в мире на начало 2007 г. существовало 4000 роботов, а на начало 2008 г. насчитывалось уже более 6000 ферм с системами автоматического доения. Перспективы в этой отрасли таковы, что в ближайшее десятилетие число таких ферм будет расти.

В плодоводстве существующие роботы слишком повреждают ягоды, что уменьшает их срок хранения. При этом они дорого стоят — порядка 110 тыс. долл. США. Прототип устройства, которое будет повреждать ягоды меньше, появился в конце 2015 года. Робот-садовник в Японии способен сажать деревья, подрезать ветки и выполнять другую подобную работу. На 2013 год находился в стадии испытаний. Автономный робот-комбайн для сбора сочноплодовой сельхозпродукции пока находится в разработке. В России институт информатики и проблем регионального управления Кабардино-Балкарского научного центра РАН и Северо-Кавказского НИИ горного и предгорного садоводства в 2015 г. в Сколково показал российский проект "АгроМультиБот". Это "мультиагентная робототехническая система для уборки полевых огурцов в безлюдном режиме", или проще — робот-комбайн. Как обещают разработчики, их сельскохозяйственный робот способен собрать сочноплодовую сельскохозяйственную продукцию без участия человека, не нанося вреда растениям и почве в любых климатических условиях. В частности робот будет уметь справляться с уборкой полевых огурцов и помидоров. Пока что проект на стадии НИОКР, есть прототип одноосной транспортной платформы, интеллектуальной системы принятия решения и управления коллективом автономных мобильных роботов, действующая модель мультиагентного робототехнического комплекса и модель манипулятора типа "хобот".

Жители деревень, фермеры и колхозники каждый год вынуждены производить массу рутинных действий по обработке земли, посадке, прополке и сбору урожая. Многие действия довольно примитивны и повторяемы, т.е. идеально подходят для автоматизации. Похоже, сельским жителям недолго осталось натирать мозоли: несколько европейских и американских фирм наладили выпуск маленьких роботов, способных выполнять значительную часть сельскохозяйственных работ.

Например, массачусетский стартап "Харвест Автоматишн" начал тестирование робота на гироскопах, который умеет очень быстро переносить горшки или вёдра любого размера, аккуратно расставлять их в ряды на расстоянии друг от друга (рис. 2). Это основное занятие рабочих в рассаднике (питомнике) — фермерском хозяйстве, которое специализируется на выращивании молодых растений для пересадки. Их работа заключается в том, чтобы в начале сезона привезти огромное количество горшков/вёдер, расставить их, а в конце сезона собрать и погрузить в транспорт, который отвозит товар на продажу.

Рис. 2

Рис. 3

Рис. 4

"Агрибот 01" (*"Agribot 01")* — автономная гусеничная машина предназначена для разнообразных работ в садах и на фермах (рис. 3). Он оснащён набором датчиков для обнаружения препятствий и определяет точное местоположение с помощью GPS-сигнала. Способен двигаться между рядами растений там, где ширина стандартизована. На роботе могут быть установлены опрыскиватели, косилки, секаторы, устройства для сбора фруктов и др. Максимальная скорость составляет 10 км/ч, производительность насоса — 100 л/мин, ёмкость топливного бака — 120 л.

"МакКоннел Робопауэр" ("*McConnel Robopower"*, рис. 4) — не совсем робот: для его управления все-таки необходим оператор. Дистанционное управление позволяет управлять трактором на расстоянии до 150 м. С пульта управления оператор может регулировать скорость, направление движения, управлять вспомогательными функциями и навесным оборудованием. Максимальная скорость трактора-беспилотника составляет 10 км/ч.

Инженер и учёный-эколог Кент Кавендер-Барс и его братья разработали робот, который удобряет кукурузу (рис. 5). Этот робот, названный "РоуБот" (*"RowBot"*), передвигается между рядами кукурузы, а GPS и программное обеспечение препятствуют ущербу урожая. По словам создателя, основная инновация машины именно в том, что она может работать между рядами кукурузы, поэтому высота урожая не препятствует работе. Это позволяет распределять азот и другие удобрения по мере необходимости в течение всего сезона. Это же позволяет и экономить на удобрениях за счёт повышения точности и уменьшения лишних расходов.

Автономный трактор "Спирит" (*"Spirit"*, рис. 6) имеет отказоустойчивую систему навигации: передвижение контролируется двумя контроллерами, которые получают сигнал от трёх или четырёх передатчиков, расположенных на краю поля. Машина представляет собой дизель-электрический гибрид, который может выдавать мощность до 1000 л.с. с дискретным шагом 200 л.с. На нём установлен 5,2-литровый 202-сильный дизель-генератор "Исудзу", с помощью которого вырабатывается электроэнергия, а электромоторы уже вращают колёса. Сев за руль трактора и задав координаты, фермер волен заняться другими делами или отдохнуть, пока машина везёт его к нужному сектору. Для стран СНГ это пока не очень актуально: территории у собственников невелики, и поездки не отнимают много времени. А для США, где у фермеров огромные участки земли, тракторы с автопилотом очень пригодятся.

Другая модификация трактора обходится без навигации. Достаточно проехать по нужному маршруту один раз. Техника запомнит маршрут и далее сможет ездить по нему самостоятельно. В теории машину можно будет использовать для орошения и удобрения плантаций. Благодаря встроенному радару трактор не врежется в дерево или столб, а при малейшем отклонении от курса отключится, чтобы не повредить почву или плоды.

Рис. 5

Рис. 6

В Департаменте агрокультур и биоинженерии при Иллинойском университете выделили три типа фермерских роботов. Первый вид самый простой, годится для сбора данных об урожае: в каком состоянии плоды, нужно ли их обработать или полить. Второй тип умеет сам заботиться о растениях: сажать, удобрять, поливать и собирать. А третий всё это делает без указки человека, т.е. способен целиком заменить людской труд.

Робот "Валли" (*"Wall-Ye"*) самостоятельно обрезает виноградную лозу, убирает засохшие кусты и ориентируется на местности (рис. 7). Устройство определяет, что ему делать, но можно задать конкретную цель: полить, собрать урожай и т.д. Подъезжая к кусту, робот сканирует его и принимает решение, нужно ли делать что-то с растением. Весит он двадцать килограммов.

В США используются роботы по сбору плодов цитрусовых (рис. 8). Устройства трясут деревья, сбрасывая апельсины, лимоны и грейпфруты в грузовик, который принимает груз. За час роботизированная установка объезжает 450—500 цитрусовых деревьев, сбрасывая 95 % плодов. Наполняется примерно 100 коробок с фруктами в течение шестидесяти минут. Инженеры работают над аналогом для сбора яблок, но признаются, что сделать это труднее: яблоки проще повредить, поэтому "встряхивание" должно быть более деликатным.

Робот "Леттюс Бот" (*"Lettuce Bot"*) следит за тем, чтобы в поле не было сорняков и растения "держали строй". Устройство ездит по рядам, сканируя урожай. Робот распознает сорняк и вырывает его. То же касается "лишнего" растения, если оно мешает другим.

Рис. 7

Рис. 8

Рис. 9

Рис. 10

Один из фермеров штата Айдахо, Роберт Блэр, для обработки своих земель использует трактор на автопилоте и беспилотный летательный аппарат (рис. 9), который делает снимки плантаций. Обработав полученные изображения, Роберт определяет, какие участки нужно полить водой или удобрить. Подобные дроны, к слову, можно использовать для орошения растений: получается быстрее, чем при использовании наземной техники, и проще, чем поливальная установка.

Компания "Аутономус Трактор" разрабатывает тракторы с автопилотом. Модели оборудованы GPS-навигатором и способны довезти человека до заданной точки. Можно загрузить машину и отправить в поле, где удобрения или материалы будет ждать другой рабочий.

Роботы годятся также и для доения коров прямо на пастбище. В городе Олбани (штат Нью-Йорк) ферма закупила механизмы, которые целиком контролируют животных: кормят, поят и ждут, когда бурёнки сами захотят отдать молоко. По словам фермеров, коровы с охотой доятся 4—5 раз в день. Также робот следит за показателями каждого животного: количеством и качеством молока, пройденной дистанцией, объёмом съеденной пищи.

Ещё один полезный в хозяйстве робот — коровий пастух (рис. 10). Четырёхколёсное устройство анализирует передвижение стада и контролирует, чтобы животные двигались в нужном направлении и не разбегались.

Литература

1. MOBILE ROBOTS FOR INDUSTRIAL PRODUCTIVITY. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://www. harvestai.com/ — Дата обращения: 27.02.2016.
2. Агробот. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://www. harvestai.com/ — Дата обращения: 27.02.2016.

Компания "Бош" разрабатывает революционную систему парковки автомобилей. Инновационные технологии позволят кардинальным образом преобразить привычный процесс поиска парковочного места и создают импульс для развития рынка новых услуг в сфере систем помощи водителю.

В Германии системы помощи при парковке уже весьма востребованы со стороны водителей. Согласно проведённому компанией анализу, данными системами были оснащены 52 % из приблизительно 3 млн автомобилей, зарегистрированных в 2014 г. Аналогичная картина наблюдается и в других странах: например, в Бельгии и Нидерландах эта цифра составляет 50 %, в Великобритании — 19 %. В основе технологии лежит использование ультразвуковых сенсоров, выпускаемых компанией "Бош" с 1993 г. В 2016 г. продажи компании в сфере систем помощи водителю превысят 1 млрд евро. Около 2,5 тыс. инженеров компании по всему миру работают над автоматизацией процесса вождения в целом и парковки в частности.

Ближайшая задача "Бош" — полностью освободить водителей от поиска парковочного места. Составляющей процесса полной автоматизации парковки станет запуск в течение нескольких ближайших лет ряда систем, задача которых — не только помочь водителю избежать аварийных ситуаций, но и полностью осуществлять все необходимые операции при необходимости запарковаться. В долгосрочной перспективе водители получат возможность целиком и полностью поручить эту задачу "умным" системам своих автомобилей. Задачей же ближайшего времени является внедрение услуг, которые бы брали на себя поиск свободных парковочных мест. Предлагая интеллектуальные услуги, "Бош" берет на себя решение зачастую нелёгкой задачи поиска свободного места для парковки, тем самым экономя время водителя и уменьшая стрессовую нагрузку.

В Германии на поиск подходящего парковочного места уходит в среднем около 10 минут. Инновационные технологии позволяют значительно сократить это время. Во-первых, специальные датчики заполняемости паркингов и гаражей сообщают водителю о наличии свободных мест, а во-вторых, сенсоры, установленные на самих автомобилях как часть системы помощи при парковке, помогают обнаружить место между машинами, стоящими вдоль тротуара или у обочины, — даже при движении со скоростью 50 км/ч и выше. Вся информация, отправленная с помощью блока управления связью (CCU), поступает сначала производителям транспортных средств, а затем в зашифрованном формате пересылается в систему *"Bosch IoT Cloud"*, где в цифровом виде создаётся карта парковочных мест. Эта карта вновь отправляется производителям, и те в свою очередь делятся полученной информацией с водителями, которым остаётся только выбрать наиболее подходящее место для парковки и направить к нему свой автомобиль.

Данная технология позволяет сократить не только время поиска парковочного места, но и траты на топливо, а также, что не менее важно, выброс вредных веществ в атмосферу: в среднем водителям в Германии сегодня требуется лишних 4,5 км езды, чтобы найти место для парковки самостоятельно. В случае использования автоматизированных систем этого удастся избежать.

В недалеком будущем процесс парковки, каким мы знаем его сейчас, прекратит своё существование. Уже к концу текущего десятилетия новые технологии компании "Бош" позволят автомобилям занимать парковочные места вообще без непосредственного участия водителя. Управляя своим транспортным средством, например, со смартфона, человек сможет дать ему указание найти и занять парковочное место и, когда это будет нужно, самостоятельно вернуться на указанное место встречи. Подобные инновационные решения становятся возможными благодаря взаимодействию "умных" систем, которыми будут оснащены как сами транспортные средства, так и парковочные комплексы. Согласно прогнозам, это станет реальностью уже к 2020 г.

* * *

Спустя год после мирового старта продаж "Ягуар XE" компания "Ягуар Ленд Ровер" отмечает новый успех инновационного проекта по переработке алюминия "Реалкар", с помощью которого производится кузов с преимущественным использованием алюминия для компактного седана мод. XE.

Проект "Реалкар" объединяет 11 прессовых цехов с замкнутым циклом производства в Великобритании, где отобранные отходы алюминиевого лома переплавляются в листовой металл, который затем повторно используется для производства автомобилей компании. В рамках проекта, запущенного при частичном финансировании со стороны правительственного агентства "Инновейт UK", был разработан новый алюминиевый сплав, содержащий больший процент вторичного материала. В 2014 году "Ягуар XE" стал первым в мире автомобилем, для создания которого использовался этот сплав. Сегодня он применяется также в производстве лёгких кузовов для нового поколения "Ягуар XF" и первого спортивного SUV "Ягуар F-PACE".

Компания "Ягуар Ленд Ровер" инвестировала более 7 миллионов фунтов стерлингов в собственные прессовые цеха на заводах Хейлвуд, Касл Бромвич и Солихалл для создания сложной сегрегационной системы сбора и переработки алюминиевого лома для переплавки. В результате при сохранении высокого качества металла сокращается количество производственных отходов. В 2015/16 году компания вернула в производственный процесс более 50 тыс. т алюминиевого лома, что эквивалентно массе 200 тыс. кузовов "Ягуар XE". Использование вторичного алюминия вместо нового материала позволило сократить выбросы CO_2 в атмосферу на 500 тыс. т. Применение вторичного алюминия делает процесс производства менее энергоёмким и более экономичным: затраты энергии на 95 % ниже по сравнению с использованием только первичных материалов.

Стремясь к реализации стратегии экономики замкнутого цикла, которая призвана повысить эффективность использования ресурсов, компанией поставлена задача к 2020 г. довести долю вторично переработанного алюминия в кузове каждого автомобиля до 75 %.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Подхалюзина В.А., Дрейцен М.А., Шуба Н.А. — Разработка экономической модели автомобильного рынка России 1

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Заболоцкий М.М., Дубоносов И.В. — Карьерные самосвалы серии БелАЗ-7555 с многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами 8

Фаталиев Н.Г., Дадилов А.С. — Пути совершенствования системы турбонаддува двигателя внутреннего сгорания 9

Савенков Н.В. — Оптимизация режимов силовой установки автомобиля для повышения его топливной экономичности 12

Дьяков И.Ф. — О возможности снижения шума агрегатов автомобиля 18

Андрейчик А.Ф., Харитончик С.В., Шмелёв А.В. — Методика и результаты расчётной оценки аэродинамических потерь в межзвенном пространстве сочленённого магистрального автопоезда 21

Дубовик Е.А. — Повышение эффективности функционирования сельскохозяйственных машин при использовании гидроприводов 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Макаркин И.М., Дунаев А.В., Галимов Т.М. — Приёмы диагностирования редукторов ведущих мостов перспективных автомобилей КамАЗ 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Бумага А.Д., Яценко А.Г., Криволап В.В., Савенков Н.В., Скрипкарь В.Г. — Стенд для исследования пятна контакта шин с опорной поверхностью 30

Шкель А.С., Загарин Д.А., Козловская М.А., Дзоценидзе Т.Д. — Высокопрочные стали производства ООО "Уральская сталь" для несущих систем транспортно-технологических машин 32

ИНФОРМАЦИЯ

Годжаев З.А., Гришин А.П., Гришин А.А., Гришин В.А. — Тенденции развития сельскохозяйственной робототехники 35

Коротко о разном 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 21.04.2016. Подписано в печать 31.05.2016.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.