ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 10 • октябрь • 2010

МГТУ «МАМИ»: НАСТОЯЩЕЕ И ПЛАНЫ НА БУДУЩЕЕ

Московский государственный технический университет «МАМИ», имеющий 145-летнюю историю, в настоящее время — государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования. Причем оно по результатам государственной аттестации призвано «одним из крупных, динамично развивающихся, конкурентоспособных высших учебных заведений страны, пользующееся высоким авторитетом не только в России, но и за рубежом, осуществляющее качественную подготовку квалифицированных специалистов, ориентированное на новейшие образовательные технологии, учебный и научно-исследовательский комплекс с полным циклом обучения, значительным научным потенциалом и стабильной материально-технической базой». И для такой оценки есть все основания.

Действительно, в университете сегодня реализуется 51 образовательная программа, в том числе 15 — по подготовке бакалавров, 8 — магистров, 28 — по подготовке специалистов; 15 — по повышению квалификации, 1 — переподготовке по профилю основных образовательных программ вуза, 23 — послевузовскому профессиональному образованию (аспирантура) и 6 — специальностям докторантуры. Подготовка ведется по очной, очно-заочной и заочной формам обучения на базе среднего общего и среднего профессионального образования, по программам послевузовского образования — на базе высшего профессионального образования. Довузовская подготовка абитуриентов осуществляется через подготовительные курсы и подготовительное отделение.

В образовательный процесс университет активно внедряет и дистанционные технологии. Причем по многим направлениям и специальностям: информационные системы и технологии, сервис транспортных и технологических машин, управление и информатика в технических системах, социально-культурный сервис и туризм, антикризисное управление, менеджмент организации, маркетинг, экономика и управление на предприятии. И это начинание общественностью встречено с пониманием. Более того — приветствуется.

Сегодня в университете обучается более 16 тыс. человек, из них по очной форме обучения — свыше 6 тыс., очно-заочной — около 2 тыс., заочной — более 8 тыс. И если учесть, что за последние 70 лет университет окончили более 60 тыс. человек, то становится совершенно очевидным: МГТУ «МАМИ» развивается и довольно успешно. И это не случайно: обучением занимаются 800 высококвалифицированных специалистов, из которых более 60 % имеют ученую степень доктора или кандидата наук. Достаточно сказать, что ими за последние пять лет подготовлено и издано примерно тысяча наименований учебно-методической литературы общим объемом свыше 6500 печатных листов, в том числе 177 учебников, 667 учебных пособий. Из них 397 наименований — с грифами учебно-методических объединений и научно-методических советов вузов России, 82 — с грифами Министерства образования и науки Российской Федерации. Кроме того, за последние годы по результатам научных исследований издано 255 научных монографий.

Но главное, конечно, качество образования тех, кто пришел в вуз. То есть подготовка высокообразованных конкурентоспособных на рынке труда специалистов. И здесь, как свидетельствуют результаты независимого аудита, работа вуза соответствует ГОСТ Р ИСО 9001—2008. Университет в своей деятельности не только ориентируется на потребителей образовательных услуг и научной продукции, но и обеспечивает эту ориентацию как благодаря удачно подобранному профессорско-преподавательскому коллективу, так и имеющейся у него современной материально-технической базе — 29 поточных лекционных аудиторий, 70 аудиторий для семинарских и практических занятий, 45 специализированных кабинетов и лабораторий, 36 компьютерных классов, научно-образовательные центры «Автомобили с гибридными силовыми установками», «Автомобили двойного и специального назначения», «Системный анализ и математическое моделирование технических систем», «Оптоволоконные системы анализа пространственно-временных оптических спектров», «Газотурбинные технологии и энергоресурсосбережение», «Технологии обработки материалов давлением: моделирование, проектирование, производство», «Кинематика, деградация, электрохимическое поведение наноразмерных систем, металлов и их оксидов», «Магнитные системы разделения и контроля сред»; институт перспективных технологий машиностроения (ИПТМ МАМИ); научно-исследовательская лаборатория двигателей МГТУ «МАМИ» — ФГУП «НАМИ»; лаборатория

САПР; студенческое и молодежное конструкторские бюро (СКБ МКБ); центр быстрого прототипирования; лаборатория перспективных разработок автотракторного электрооборудования; технопарк; научно-производственное предприятие (НПП) «Автотехнология»; научно-технический центр «Спецтехника» (НТЦ «СТ МАМИ»); учебно-научно-технический центр (УНТЦ «МАМИ») и др. Если к этому добавить, что в вузе действует информационный центр, основу которого составляет научно-техническая библиотека, располагающая 700 тыс. экз. литературы в печатной и электронной форме, то становится понятным, почему выпускник МГТУ «МАМИ» воспринимается промышленностью не как «студент с дипломом», которого надо доучивать, а иногда — и переучивать, но как полноценный работник, сразу вливающийся в производственный коллектив. Как и то, почему научные работы, выполненные в университете, в своем большинстве находят практическое применение.

В вузе не прерывается традиция, начатая основоположником теории автомобиля и одним из его организаторов — Е.А. Чудаковым, связанная с научно-теоретическими и научно-прикладными исследованиями. Достаточно сказать, что в нем сейчас действуют три диссертационных совета по следующим группам специальностей: 1. «Тепловые двигатели», «Колесные и гусеничные машины«, «Электротехнические комплексы и системы»; 2. «Технология машиностроения», «Технология и машины обработки давлением», «Литейное производство»; 3. «Экономика и управление народным хозяйством (Экономика, организация и управление предприятиями, отраслями, комплексами. Промышленность)».

И это во многом результат деятельности научных школ, сложившихся по таким традиционным для вуза направлениям, как теория, проектирование и создание колесных и гусеничных машин и двигателей внутреннего сгорания; технологии и оборудование обработки и сборки изделий машиностроения; конструкционные материалы, их поверхностное упрочнение и покрытия; нелинейная механика, механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность конструкций; средства визуализации оптических образов; «интеллектуальные» материалы; кинетика и механизмы химических реакций; экология и безопасность жизнедеятельности; прикладные программные комплексы для расчетов и оптимизации конструкций, процессов и материалов; управление конкурентоспособностью и др.

В рамках научной деятельности университет организует симпозиумы, конференции, выставки научных достижений, семинары, школы молодых ученых, а также всероссийские конкурсы научных работ студентов и аспирантов.

Но научная деятельность в МГТУ «МАМИ» — не самоцель. Она — средство выведения на рынок конкурентоспособной научно-технической продукции, создаваемой на основе изучения спроса на нее. И здесь успехи несомненны. Читателям, чтобы убедиться в этом, достаточно прочитать статьи данного номера журнала. Хотя, к сожалению, из-за недостатка печатных площадей и в них приведена лишь малая доля фактов.

Особое место в жизни МГТУ «МАМИ» занимает международное сотрудничество. И если раньше говорили о его налаживании, то сейчас можно утверждать: оно состоялось.

Так, университет входит в Международную федерацию автомобильных инженеров (ФИЗИТА), он — коллективный член Международного сообщества автомобильных инженеров (САЕ). Его преподаватели, студенты и аспиранты ежегодно участвуют в мероприятиях, проводимых этими организациями, и, прежде всего, во Всемирном автомобильном конгрессе. Причем многие крупные международные конференции проводятся также и на базе самого вуза, привлекая авторитетных ученых и специалистов. В нем же в рамках программ академической мобильности преподаватели из вузов Германии, Великобритании и США читают лекции и проводят семинары по профильным дисциплинам для студентов.

Вуз продолжает готовить в более широких масштабах, чем во времена СССР, специалистов для зарубежных стран. Например, сейчас в университете обучаются более 250 студентов и стажеров из 30 стран — Китая, Германии, Кипра, государств СНГ, Африки и Латинской Америки. Его выпускники успешно работают в машиностроительной промышленности, научно-исследовательских организациях и вузах всего мира, занимаясь подготовкой национальных инженерных кадров.

И еще один важный момент: университет построил устойчивую сеть из зарубежных университетов и фирм-партнеров, благодаря которой наиболее талантливые наши студенты имеют возможность стажировки и включенного обучения в университетах других стран — Германии (Фрайберг, Оснабрюк и Ганновер), Италии (Турин), а также в вузах Франции, Великобритании и Южной Кореи.

Студенты и аспиранты МАМИ регулярно становятся победителями открытого конкурса Президента Российской Федерации для обучения за рубежом, лауреатами стипендиальных программ германской службы академических обменов и ФИЗИТА. Кроме того, они проходят стажировки и преддипломные практики в таких компаниях как «Ситроен», «Едаг», «Ауди», «Данфосс», «Хёндэ», дизайн-студиях Италии и Франции. В свою очередь, в МГТУ «МАМИ» приезжают студенты и аспиранты из крупных технических университетов Европы. И не только.

Но главным объектом внимания всех сотрудников университета остается российский студент. Его не только обучают, но и создают все условия для развития его потенциальных возможностей. Это и бытовые условия (например, общежитие № 1 вуза в 2009 г. признано лучшим общежитием Москвы), и многое другое из того, что формирует человека как личность. Традиционными стали выезды в детские дома, сбор канцелярских принадлежностей и детских игрушек, показ спектаклей для детей-сирот и т. п.

Очень большую роль в этом играют созданные в вузе средства информационной поддержки. В частности, ежемесячная газета «Автомеханик» (в 2009 г. стала лауреатом Московского фестиваля студенческого творчества «Фестос» в номинации «Вузовская пресса») и официальный сайт МГТУ «МАМИ» — www.mami.ru, а также неплохо налаженное сотрудничество с ведущими средствами массовой информации.

Для адаптации к новым условиям в университете организованы курсы дополнительной подготовки, действует институт кураторов учебных групп первого курса, создана психологическая служба, которая проводит индивидуальные консультации, тренинги и семинары различной тематики.

Крепкие корни имеют в МГТУ «МАМИ» КВНовские традиции. Ежегодно проводится смотр-конкурс команд КВН факультетов, создана команда КВН, которая в 2002 г. стала вице-чемпионом Высшей лиги Международного союза КВН.

Очень эффективны фестивали творчества, конкурсы красоты, интеллектуальный конкурс «Сами с уМАМИ»; успешно работают театральная студия, студии восточного и современного танцев, вокального мастерства, литературный клуб.

Нельзя не отметить и проблему, «больную» для всех отечественных вузов, — трудоустройство выпускников. Но в МАМИ, как показывает практика, особых проблем нет. Тем не менее университет регулярно проводит «Ярмарки вакансий», «Дни карьеры», встречи работодателей со студентами по специальностям, экскурсии и «Дни открытых дверей» на предприятиях, оказывает помощь в составлении резюме и подготовке к собеседованию, по заявкам студентов осуществляется подбор вакансий по профилю деятельности университета. И все это срабатывает. Но главное — имидж выпускника МГТУ «МАМИ».

Как видим, положение университета с точки зрения выпускаемой им «продукции» довольно устойчивое: оно не пошатнулось даже в годы мирового финансового и промышленного кризиса. Однако надо смотреть в будущее. В связи с этим в 2009 г. в вузе разработана программа его развития, основные положения которой сводятся к следующему.

В области образовательной деятельности намечено еще более интенсивно внедрять современное учебно-методическое обеспечение, передовые технологии по всем циклам дисциплин; увеличить число укрупненных групп специальностей и направлений, а также подготовки бакалавров и магистров; завершить создание системы многоуровневого образования; обеспечить оперативное управление образовательным процессом на всех уровнях; перейти на рейтинговую систему оценки качества обучения и систему зачетных единиц; внедрить систему тестирования как способ оценки текущего состояния дел; увеличить библиотечный фонд современной учебно-методической и научной литературы; продолжить совершенствование организации эффективного проведения практик студентов и аспирантов.

В области научно-исследовательской и инновационной деятельности: заключать долгосрочные договора о стратегическом научно-техническом сотрудничестве с ведущими предприятиями машиностроения, научно-исследовательскими, проектными организациями, профильными техническими университетами страны; расширить объемы целевой подготовки научных и научно-педагогических кадров для машиностроительного

комплекса России, учреждений науки, образования и для самого университета; активнее участвовать в выполнении федеральных и ведомственных целевых, региональных, муниципальных и других программ, государственного оборонного заказа; продолжить развитие системы научно-образовательных центров, предназначенных для проведения научных исследований, подготовки и переподготовки инженерных и научных кадров; повысить темпы модернизации той части материально-технической базы, которая используется для научных исследований, крупных инновационных проектов, НИОКР, диссертационных работ; обеспечить защиту интеллектуальной собственности и результатов прикладных научных исследований; развивать прекрасно себя зарекомендовавшие традиционные, а также создавать новые научные школы по приоритетным направлениям отечественной и мировой науки; особое внимание уделять работе с молодежью — СКБ, МКБ, СНТО, шире применять гранты для молодых ученых, докторантов, аспирантов и студентов.

В области совершенствования кадровой политики: создавать условия для широкого привлечения молодых перспективных специалистов в аспирантуру и докторантуру с последующей преподавательской деятельностью; готовить кадровый резерв руководителей; обеспечить повышение квалификации преподавателей.

В области новых направлений подготовки четко и быстро реагировать на потребности рынка — в том числе и с точки зрения подготовки материальной базы и учебно-методических комплексов.

В области профориентационной деятельности: расширить оказание поддержки школьникам в выборе профиля обучения и сферы будущей профессиональной деятельности в соответствии с профилем университета и требованиями рынка труда; сформировать гибкую систему кооперации с учреждениями среднего образования, а также с предприятиями и организациями с целью привлечения в вуз хорошо подготовленных абитуриентов; постепенно ввести платные услуги за дополнительное образование (факультативы и программы дополнительного обучения и т. д.) для будущих абитуриентов.

В области воспитательной и внеучебной деятельности: усилить формирование у студентов активной жизненной позиции, их приобщения к системе культурных ценностей; применять современные методы выявления и развития их творческих способностей; организовать систему трудоустройства нуждающихся студентов и оказания им социальной, психологической помощи; укрепить институт кураторства; особое внимание уделить преемственности поколений студентов, сохранению традиций Ассоциации выпускников.

В области информатизации: создать единое информационное пространство университета, основанное на современных информационных технологиях; внедрить сервисы доступа к его учебно-методической базе — электронной библиотеке, системе компьютерного тестирования и образовательному порталу; продолжить развитие корпоративной компьютерной сети и создание интегрированной системы управления документооборотом, способных обеспечить руководителей всех уровней достоверной информацией по основным направлениям деятельности университета.

В международной области: создать устойчивую сеть зарубежных партнеров (вузов и компаний) для реализации совместных учебных и исследовательских программ; повысить международную академическую мобильность обучающихся и преподавателей, а также уровень подготовки специалистов за счет трансфера передового международного опыта в образовательный и научный процесс университета; укреплять позитивный имидж университета на международном рынке образовательных услуг; увеличить число иностранных учащихся.

В области финансово-экономической деятельности и социальном развитии: повысить социальную ответственность руководителей всех уровней перед работниками и обучающимися, продолжать улучшать условия труда и укреплять материально-техническую базу университета; обеспечить конкурентоспособный уровень оплаты труда профессорско-преподавательского состава и административных служб университета; усилить структурирование финансовых потоков, наладить регулярный мониторинг финансового состояния, продолжить поиск средств мотивации работников по соблюдению ими режима экономии материальных и финансовых ресурсов.

В области развития связей с профильными организациями, учебными заведениями и профессиональными объединениями: повысить уровень качества и конкурентоспособность образовательных услуг за счет эффективного взаимодействия с работодателями; использовать современное научно-исследовательское, испытательное и производственное оборудование организаций-партнеров с целью усиления практической подготовки обучающихся; еще шире развернуть деятельность по подготовке магистров, аспирантов и докторантов, переподготовке руководящих работников и специалистов по заказам предприятий и организаций.

Таковы цели и программы университета. Их выполнение — не только проблема престижа. Оно сделает МГТУ «МАМИ» более активным участником вывода экономики страны, прежде всего ее автомобилестроения, на уровень, соответствующий талантам и возможностям населяющих новую Россию народов.

УДК 338.1

Методы оценки конкурентоспособности продукции автомобилестроения

Канд. экон. наук Г.П. СОРОКИНА, А.Ю. СТЕШИНА, П.В. КРАВЧУК
МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Рассматриваются количественные методы оценки конкурентоспособности продукции автомобилестроения.
Ключевые слова: *конкурентоспособность, качество, оценка.*

Sorokina G.P., Steschina A.J., Kravtchuk P.V.
DEVELOPMENT OF COMPLEX METHODS FOR MOTOR INDUSTRY PRODUCTION COMPETITIVENESS ESTIMATION

Quantitative methods of competitiveness estimation for motor industry production are considered in this issue.
Keywords: *competitiveness, quality, estimation.*

Чтобы успешно функционировать на современном автомобильном рынке, предприятие должно управлять конкурентоспособностью своих продукции и услуг. Но эффективное управление любым объектом возможно только при адекватной оценке его состояния. Следовательно, перед каждым предприятием стоял или стоит вопрос о правильном выборе методик оценки, позволяющих обеспечить такую адекватность.

Вопрос этот, к сожалению, не из простых: современная наука предлагает довольно много подходов к его решению. Например, некоторые специалисты считают, что очень неплохие с точки зрения точности и информативности результаты дают методики, основанные на качественном подходе, суть которого — анализ пяти сил Портера. Однако большинство руководителей, наоборот, требуют количественной оценки существующего уровня конкурентоспособности своего предприятия. И с этим нельзя не считаться: именно руководитель принимает решения и несет за них полную ответственность. И прежде всего за конечную цель функционирования предприятия — его прибыльность, которая, как известно, оценивается не только качественно, но и количественно.

Однако и методик количественной оценки конкурентоспособности тоже немало. Но используются далеко не все. К примеру, еще во времена СССР термин «конкурентоспособность» рассматривали не как «способность завода конкурировать на рынках с производителями и продавцами аналогичных товаров посредством обеспечения более высокого качества, доступных цен, создания удобства для покупателей, потребителей» [1], а оптимальным способом ее оценки считали классическое сочетание цены и качества, т. е. количество качества в единице цены (формула № 1 в таблице) — так называемая факторная кратная модель оценки конкурентоспособности.

Но данная формула, как видим, не учитывает имиджевую составляющую конкурентоспособности, что в условиях автомобильного рынка, находящегося на уровне олигополистической конкуренции, недопустимо. Поэтому в нее нужно ввести дополнительный коэффициент q имиджа и получить тем самым формулу № 2.

Все вроде бы логично. Однако напрямую воспользоваться формулами № 1 и 2 для расчетов невозможно: уровни качества и имиджа, в отличие от цены, не имеют формального численного значения, а определяются как набор свойств и атрибутов.

Один из выходов из сложившегося тупика — применение экспертных методов и оценок. Второй выход — оценка конкурентоспособности с помощью аддитивной факторной модели, суть которой заключается в суммировании показателей, отражающих конкурентоспособность. Но выполнить такую оценку можно лишь в случае, если показатели приведены к единообразию. Например, охарактеризовав их с точки зрения темпов роста или в экспертных единицах.

Тогда аддитивная факторная модель оценки конкурентоспособности товара примет вид формулы № 3, которая основана на индексах $I_{изм}$ изменения состояния (подсчитываются по формуле № 4), что позволяет «нивелировать» разноразмерность показателей и выявлять динамику их изменения.

С входящим в формулу № 3 показателем «изменение рыночной доли» проблем нет: значение его дает статистика продаж продукта собственно предприятия и предприятий конкурентов. В качестве показателя лояльности потребителей целесообразно использовать отношение числа ПП потребителей, совершивших повторную покупку, к общему их числу П. Такой подход позволяет не только оценить конкурентоспособность, но и при прогнозировании применить матрицу перехода вероятностей Маркова, а также оценить систему работы с потребителем. Подсчитывается данный показатель по формуле № 5.

Изменение качества продукции в натуральных показателях оценивается либо числом рекламаций: в случае с автомобилями — числом обращений за гарантийным ремонтом или числом автомобилей, подлежащих полной замене по гарантийным обязательствам, либо суммой гарантийных ремонтов за изучаемый период. Причем в связи с тем, что уровень конкурентоспособности имеет обратную зависимость от количества брака, попавшего на рынок, то используется либо величина, обратно пропорциональная перечисленным выше показателям, либо число автомобилей без дефектов. Расчетная формула — № 6.

Таким образом, окончательная аддитивная факторная модель оценки конкурентоспособности выражается в виде суммы (формула № 7) или в показателях относительных (формула № 8).

Опыт показывает, что для экспертной оценки можно использовать следующие показатели автомобиля: его динамические характеристики, особенности дизайна, надежность, топливная экономичность, соответ-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$I = \frac{K}{p}$	K — уровень качества, p — цена товара
2	$I = \frac{Kq}{p}$	—
3	$I = IRD + IPL + INB$	IRD — индекс изменения рыночной доли; IPL — индекс изменения лояльности потребителей; INB — индекс изменения качества продукции
4	$I_{изм} = \frac{З_{пт}}{З_{пб}}$	$З_{пт}$ — значение показателя текущего периода; $З_{пб}$ — его значение в базовом периоде
5	$IRL = \frac{ПП}{П}$	$ПП$ — число потребителей, совершивших повторную покупку автомобиля изучаемой марки за текущий период; $П$ — общее число потребителей марки за изучаемый период
6	$INB = УП - ГО$	$УП$ — число продаж товара в текущем периоде; $ГО$ — число обращений по гарантийному ремонту
7	$I = \frac{З_{пт}}{З_{пб}} + \frac{ПП}{П} + (УП - ГО)$	—
8	$I = \sum_{i=1}^{N} K_i$	N — число показателей товара; K_i — экспертная оценка i-го показателя конкурентоспособности автомобиля
9	$I = \sum_{i=1}^{N} g_i K_i$	$\Sigma g_i = \underline{1}$; g_i — «вес» i-го показателя
10	$\bar{I} = \frac{\sum_{i=1}^{N} g_i K_i}{\sum_{i=1}^{N} g_i K'_i}$	K'_i — идеальная (максимальная или идеальная, максимальная или средняя для конкурентов) оценка i-го показателя
11	$I = b_0 + \sum_{i=1}^{N} b_i K_{i_н}$	b_0 и b_i — частные коэффициенты корреляции; $K_{i_н}$ — значение i-го независимого показателя
12	$A = \begin{Bmatrix} M & \sum_{i=1}^{M} K_{i,1} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,2} & \dots & \sum_{i=1}^{M} K_{i,N} \\ \sum_{i=1}^{M} K_{i,1} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,1}K_{i,1} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,2}K_{i,1} & \dots & \sum_{i=1}^{M} K_{i,N}K_{i,1} \\ \sum_{i=1}^{M} K_{i,2} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,1}K_{i,2} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,2}K_{i,2} & \dots & \sum_{i=1}^{M} K_{i,N}K_{i,2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{i=1}^{M} K_{i,N} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,1}K_{i,N} & \sum_{i=1}^{M} K_{i,2}K_{i,N} & \dots & \sum_{i=1}^{M} K_{i,N}K_{i,N} \end{Bmatrix}$; $C = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^{M} I_i \\ \sum_{i=1}^{M} I_i K_{i,1} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{M} I_i K_{i,N} \end{Bmatrix}$; $B = \begin{Bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \dots \\ b_N \end{Bmatrix}$	M — число исследуемых периодов времени
13	$I = \frac{I_{rd} I_{mp}}{I_{er} I_p}$	$I_{rd} = n_i / n_б$ — индекс изменения объема продаж модели автомобиля; n_i, $n_б$ — объемы ее продаж в исследуемом и базовом периодах; I_{mp} — индекс цен на модель; I_{br} — индекс продаж автомобилей в регионе; I_p — общий индекс потребительских цен в регионе

ствие цены потребительским ожиданиям, безопасность, качество послепродажного обслуживания, престижность, имидж марки, эргономичность, экологичность. Проводят экспертную оценку, как правило, по пяти- и 10-балльной шкале. В качестве максимальной оценки конкурентоспособности принимается число, равное произведению числа параметров на высший балл. При этом сколько оценочных показателей брать, в принципе, определяет руководитель предприятия. Но автор работы [2] считает, что для автомобиля достаточно четырех ключевых, каждый из них оценивается по пятибалльной шкале («1» — наихудший, «5» — наилучший результат). Тогда значение I, подсчитанное по формуле № 8, может, очевидно, принимать значения от четырех баллов (самый низкий показатель конкурентоспособности) до 20 (максимальная, или идеальная, конкурентоспособность).

Однако аддитивная факторная экспертная модель имеет один существенный недостаток: она не учитывает вклад каждого из выбранных оценочных параметров в общий уровень конкурентоспособности автомобиля. Но данный недостаток можно устранить введением в модель «весовых» коэффициентов q_i, сумма которых равна единице. И тогда уровень I конкурентоспособности дает, очевидно, формула № 9.

Приведенные выше формулы, к сожалению, обладают как минимум двумя общими недостатками. Во-первых, они дают абсолютное значение показателей конкурентоспособности, которые без сопоставления с аналогичными показателями других моделей собственного производства, а также моделей, выпускаемых производителями-конкурентами, с точки зрения рынка крайне малоинформативны: периодическое измерение этих показателей может продемонстрировать только динамику изменения факторов, влияющих на конкурентоспособность с течением времени. Во-вторых, они трудно поддаются нормированию.

Однако эта проблема вполне разрешима: следует только воспользоваться не абсолютными, а относительными показателями конкурентоспособности (формула № 10). Но нужно иметь в виду, что формула № 10 применима для оценки параметров, не связанных с натуральным количественным показателем (например, при оценке качества и имиджа по формулам № 1 и 2).

Если рассматривать конкурентоспособность как фактор потребительского предпочтения, то адекватным видится показатель «доли рынка», или «темп роста продаж». Тогда, используя его в качестве результирующего, можно построить регрессионную модель конкурентоспособности. Причем в качестве независимых параметров, как и в примере с аддитивной факторной моделью, брать как натуральные динамические показатели, которые не обязательно переводить в индексную форму, так и экспертные оценки. Но необходимым условием разработки регрессионной модели является наличие ретроспективных данных по динамике независимых и зависимых показателей.

Так, если номинальные показатели собираются предприятием не только для оценки конкурентоспособности, но и для других аналитических целей, то для использования экспертных оценок необходимо формировать экспертную модель и целевой опрос экспертов в течение нескольких периодов. Линейная регрессионная модель оценки конкурентоспособности в этом случае будет иметь вид формулы № 11 [3]. В нее входят значения K_i i-го независимого показателя. Для них необходимо выполнение двух условий. Первое: коэффициенты R парной корреляции между K_i должны стремиться к нулю ($\mathrm{Jim}\, R_{K_iK_j} \to 0$). Второе: абсолютные величины коэффициентов R парной корреляции между зависимой переменной I и независимыми переменными K_i должны стремиться к $|\lim R_{IK_i}| \to 1$. Но это в идеале. На практике же вполне приемлемо принимать $|e_{K_iK_j}| \leqslant 0{,}1$ и $|R_{IK_i}| \geqslant 0{,}5$.

Уравнения № 11 относительно частных коэффициентов корреляции решаются методом наименьших квадратов. Значения этих коэффициентов для регрессионной модели находят решением матричного уравнения типа $AXB = C$ методом Гаусса или Крамера (формулы № 12).

Общий недостаток рассмотренных выше моделей экспертной оценки конкурентоспособности — их субъективность. Кроме того, натуральные показатели не позволяют наиболее оптимально выразить конкурентоспособность товара в виде потребительской лояльности.

Для решения этой проблемы определим, сочетание каких натуральных показателей наиболее полно отражает потребительскую лояльность.

Совершенно очевидно, что как при росте общей емкости рынка, так и при ее снижении объемы продаж конкретной модели автомобиля или ее модификации в сравниваемые периоды времени показывают изменения потребительских предпочтений. Но здесь на конечный результат могут повлиять разновекторные направления изменения как доли рынка, так и его емкости. И чтобы исключить это влияние, следует использовать отношение индексов роста рыночной доли модели автомобиля к емкости рынка. Причем будем считать, что при опережающем росте рыночной доли по отношению к емкости рынка показателем потребительской лояльности выступает и индекс изменения цен на автомобили относительно индекса изменения потребительских цен в регионе. Тогда модель оценки конкурентоспособности будет иметь вид формулы № 13. Все индексы, входящие в нее, подсчитываются по формуле № 4.

Но результаты анализа публикаций показывают, что рассмотренные индексы, если их брать по отдельности, все-таки не отражают лояльность потребителя. И только их произведение показывает уровень эластичности потребительской лояльности. Следовательно, разделить вклад каждого из них и определить их влияние на уровень конкурентоспособности крайне сложно. Тем не менее все рассмотренные выше методики — лучше, чем ничего: они позволяют оценить конкурентоспособность модели или модификации автомобиля, ее динамику. А это уже основа обоснования стратегических мер по управлению конкурентными их преимуществами.

Литература

1. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность организации в условиях кризиса: экономика, маркетинг, менеджмент. — М.: Издательско-книготорговый центр «Маркетинг», 2002. 892 с.
2. Малхотра, Нэреш К. Маркетинговые исследования. Практическое руководство, 4-е издание: Пер. с англ. — М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2007. 1200 с.

УДК 629.113/.115

Научно-образовательный центр «Автомобили с гибридными силовыми установками»

Канд. экон. наук А.В. НИКОЛАЕНКО,
д-р техн. наук С.В. БАХМУТОВ, канд. техн. наук В.В. СЕЛИФОНОВ
МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

В МГТУ «МАМИ» с 2006 г. при кафедре «Автомобили» работает научно-образовательный центр «Автомобили с гибридными силовыми установками». Его задачи — содействие интеграции научного и образовательного потенциалов научных организаций и вузов страны с целью исследований и разработок автомобилей с комбинированными (гибридными) силовыми установками; активизация участия молодых ученых, аспирантов и студентов в исследованиях автомобилей с такими установками; инновационная деятельность в научной и образовательной сферах. Центр имеет филиал — при ИжГТУ.

Руководят центром С.В. Бахмутов и В.В. Селифонов; его постоянный кадровый потенциал — четыре профессора, два доцента, один старший преподаватель, шесть аспирантов, а переменный — десятки российских и зарубежных студентов. В том числе из немецкого Университета прикладных наук (г. Оснобрюк), итальянского Технического университета (г. Турин) и украинского ХНАДУ. За прошедшие четыре года со дня организации центра подготовлены и защищены две кандидатские диссертации, более 20 дипломных проектов российских студентов. Кроме того, пять немецких студентов прошли преддипломную практику, выполнили дипломные проекты на темы НОЦ и защитили их в своем вузе, получив наивысшую оценку.

Но главное место в работе центра занимают именно эти автомобили — исследования и создание их опытных конструкций. И сделано немало. В частности, выработана стратегия создания на базе серийных АТС автомобилей с ГСУ параллельной и параллельно-последовательной схем, предназначенных для больших городов.

Такой выбор сделан потому, что, во-первых, отечественная промышленность выпускает все необходимые для реализации этих схем автомобильные агрегаты и узлы; во-вторых, эти схемы обеспечивают автомобилю топливную экономичность, практически не отличающуюся от той, которую может дать смешанная схема; в-третьих, они проще других схем по исполнению, а следовательно, выгоднее и с точки зрения эксплуатационных затрат.

Принятая стратегия уже реализуется: создана ГСУ и оснащенный ею многоцелевой автомобиль УАЗ-3153 (рис. 1) полной массой 3000 кг. В нем, по сути, изменена только конструкция раздаточной коробки: предусмотрен отбор мощности на обратимую электромашину с нижнего вала коробки, а сам вал выполнен составным, между частями которого установлена муфта включения привода обратимой электромашины.

В результате трансмиссия получила дополнительный режим: при выключенных муфтах среднего и нижнего валов раздаточной коробки привод заднего моста осуществляется через стандартную трансмиссию (как у традиционного заднеприводного автомобиля). При включенной же муфте нижнего вала и выключенной муфте среднего вала крутящий момент на передний мост передается от тягового электродвигателя, а на задний мост — от ДВС через стандартную трансмиссию.

Рис. 1. Экспериментальный автомобиль с гибридной силовой установкой

В качестве обратимой электромашины взят серийный асинхронный электродвигатель АМ-60 номинальной мощностью 30 кВт, который, как доказали расчеты и эксперименты, обеспечивает требуемый в городском цикле разгон и движение автомобиля на электротяге со скоростью до 35 км/ч. При величине мощности, превышающей ее потребность для обеспечения городского цикла, тяговый электродвигатель работает в режиме генератора, «закачивая» избыточную энергию в накопитель (комплект аккумуляторных батарей D100 «Оптима»), гарантируя таким образом электромобилю пробег не менее 10 км со скоростью 10—20 км/ч.

В конструкцию автомобиля, кроме того, добавлены блоки преобразования энергии, силовой коммутации, управления режимами ГСУ и электромашины, панель управления и распределительная панель. Особое внимание уделено работоспособности автомобиля при движении в режиме электротяги: в этом случае необходимо обеспечить работу вакуумного усилителя тормозов и привода гидроусилителя руля при неработающем ДВС. Чрезвычайно важно и то, что двигатель на всех режимах автомобиля обеспечивает минимальный удельный расход топлива или предельно близкий к нему.

Экспериментальный образец автомобиля УАЗ-3153 с ГСУ испытан в НИЦИАМТ НАМИ по городскому ездовому циклу ЕЭК ООН. Результаты испытаний (см. таблицу), думается, в комментариях не нуждаются — они говорят сами за себя: расход топлива автомобилем и количество вредных выбросов с отработавшими газами ДВС сократились практически вдвое.

НОЦ «Автомобили с гибридными силовыми установками» в 2009 г. стал соисполнителем комплексной научно-исследовательской темы (важнейшего инвестиционного проекта Минпромторга России), которую возглавил ГНЦ РФ «НАМИ». Эта тема — создание семейства АТС среднего класса для использования в крупных городах и мегаполисах. В ее рамках проведены расчетно-теоретические исследования по выбору мощности ДВС и параметров компонентов ГСУ, топливно-экономическим и экологическим свойствам та-

Силовая установка	Выброс вредных веществ, млн$^{-1}$			Расход топлива, л/100 км, по	
	CO	CH	CO_2	газовому анализу	расходомеру
Штатная	17,8	3,43	383	18,8	20,45
Гибридная	5,3	1,51	211	9,5	10,20

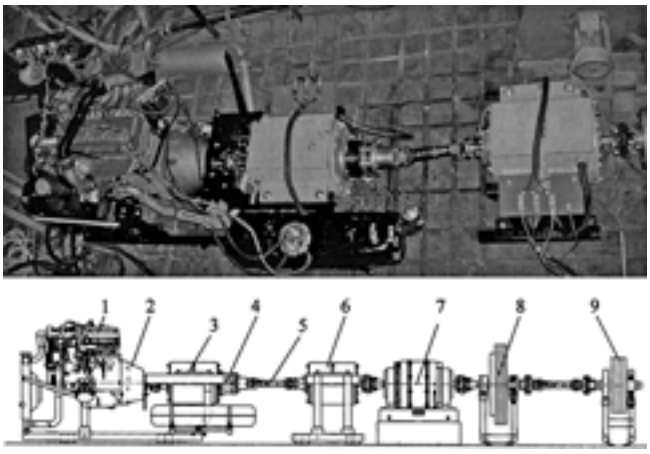


Рис. 2. Стенд с комбинированной энергетической установкой последовательно-параллельного типа:
1 — дизель; *2* — сцепление; *3* и *6* — обратимые электромашины; *4* — электромагнитная муфта; *5* — карданная передача; *7* — нагружающее устройство; *8* — большая инерционная масса; *9* — малая инерционная масса

ких автомобилей. Для чего пришлось разработать специальный стенд (рис. 2) для испытаний гибридных силовых установок последовательно-параллельной схемы, включающий дизель ЗМЗ-5143.10, две обратимые электромашины 4АПА 2Э160М и генератор в качестве нагружающего устройства. Стенд позволяет снимать статические и динамические характеристики агрегатов, определять тягово-скоростные, топливно-экономические и экологические характеристики грузовых автомобилей с ГСУ, а также отрабатывать алгоритмы управления самих установок.

В центре работает учебно-методический отдел, где разработаны учебные планы по подготовке специалистов по направлениям 653200 («Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы») и специальности 19020165 («Автомобиле- и тракторостроение») со специализацией «Автомобили с гибридными силовыми установками»; 19010062 («Наземные транспортные системы») со специализацией «Наземные транспортные системы с гибридными силовыми установками»; 19010068 («Наземные транспортные системы») со специализацией «Наземные транспортные системы с гибридными силовыми установками». В них вошли такие новые дисциплины, как «Особенности конструкции автомобилей с ГСУ», «Теория автомобиля с главами, относящимися к автомобилям с ГСУ», «Автоматические системы автомобиля с главами, относящимися к автомобилям с ГСУ», «Испытания автомобилей с ГСУ». «Электрические машины и электрический привод», «Основы надежности», «Проектирование микропроцессорных систем», «Проектирование микропроцессорных систем», «Проектные технологии создания автомобиля». Набор студентов по этим специализациям предполагается провести уже в нынешнем году. Изданы учебные пособия «Автомобили с гибридными силовыми установками» (авторы С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, А.В. Круташов, К.Е. Карпухин, Е.Е. Баулина), «Тенденции развития автомобилестроения» (авторы В.В. Ломакин, К.Е. Карпухин, В.Н. Кондрашов), «Теория автомобиля» (автор В.В. Селифонов).

Даже такое краткое перечисление сделанного в НОЦ «Автомобили с гибридными силовыми установками» МГТУ «МАМИ» свидетельствует о том, что центр соответствует требованиям времени. И, без сомнения, его эффективность будет возрастать. В том числе и благодаря сотрудничеству с отечественными и зарубежными автозаводами и научными организациями, занимающимися созданием и исследованиями автомобилей с комбинированными энергетическими установками.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.11.011

Специальное колесное шасси БАЗ М 6910Э с электрической трансмиссией

Кандидаты техн. наук Ю.А. ШПАК, Б.Э. ПАВЛУШКОВ, В.В. ДЕМИК, канд. физ.-мат. наук Н.А. КУЛАКОВ

ЗАО «БАЗ», НПП «Квант», ФГУ 21 НИИИ МО РФ, МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Рассматривается разработанное НТЦ «Спецтехника» МГТУ «МАМИ» специальное колесное шасси 8×8, оснащенное электрической трансмиссией, системой индивидуального автоматического управления тягой колес, модифицированными рамой, установкой тяговых электродвигателей для каждого из 8 колес внутри рамы, дизель-генератора и накопителей.

Ключевые слова: *колесное шасси, электрическая трансмиссия, автоматическое управление, рама, электродвигатели, дизель-генератор, накопители.*

Shpak Yu.A., Pavlushko B.E, Demik V.V., Kulakov N.A.

THE SPECIAL WHEEL CHASSIS BAZ M 6910 E WITH ELECTRIC TRANSMISSION

Special wheel chassis 8×8, which was developed NTC «SPETSTEHNIKA» of MSTU «MAMI», is described. The sample includes electric transmission, the system of individual automatic control of torque distribution between wheels, modified frame, installed traction electric motors for each of 8 wheels inside of the frame, use of a modified diesel generator and the energy storage system.

Keywords: *wheel chassis, electric transmission, automatic control, frame, electric motors, diesel generator.*

Научно-техническим центром «Спецтехника» МГТУ «МАМИ» совместно с ОАО «БАЗ» и НПП «Квант» разработан (рис. 1) макетный образец специального колесного шасси 8×8, главная особенность которого состоит в том, что он оснащен электрической трансмиссией и каждое из восьми колес имеет индивидуальный электропривод. Схема этой трансмиссии при-

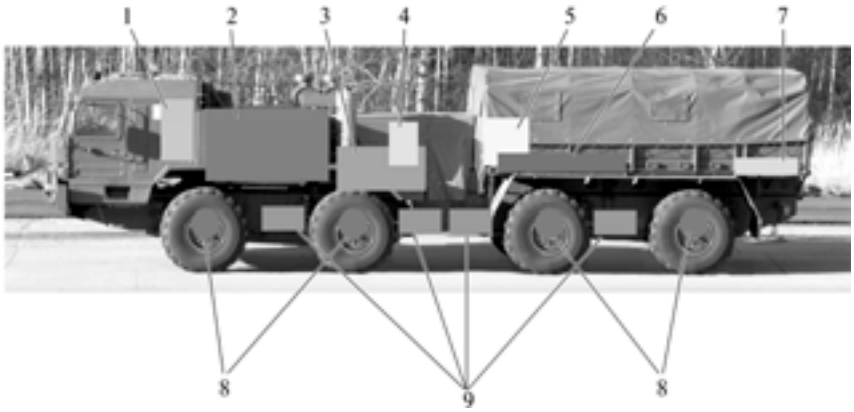


Рис. 1. Компоновочная схема шасси БАЗ М 6910Э:
1 — система управления тяговыми электродвигателями; *2* — дизель ЯМЗ-8625.10; *3* — электрогенератор ГС-315; *4* — система управления дизель-генераторной установкой; *5* — система управления накопителями электроэнергии и тормозными реостатами; *6* — тяговые электроаккумуляторы; *7* — тормозные реостаты; *8* — бортовые редукторы; *9* — тяговые электродвигатели

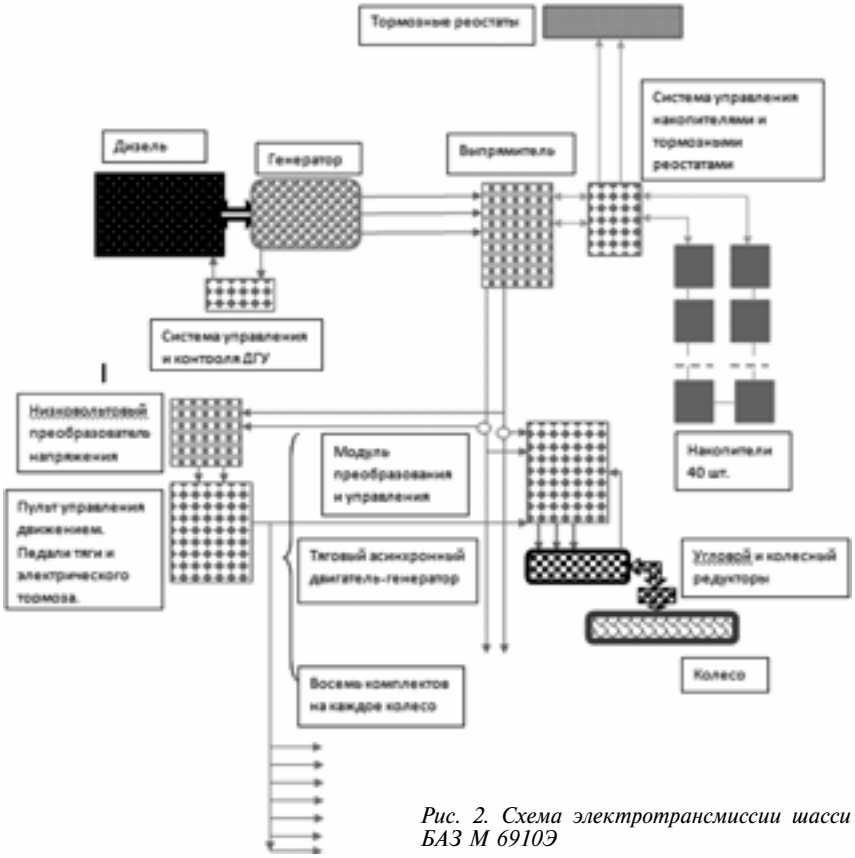


Рис. 2. Схема электротрансмиссии шасси БАЗ М 6910Э

ведена на рис. 2. В нее, как видим, входят силовой дизель — генераторная установка АДЗ15С-Т400-1Р, состоящая из дизеля СМЗ-8525.10, генератора ГС-315-БП-ЗУ-0 и системы автоматического управления и контроля за дизель-генераторной установкой, которая регулирует мощность дизеля в зависимости от нагрузки таким образом, чтобы напряжение и его частота оставались постоянными (соответственно 400 В и 50 Гц); обеспечивает пуск и останов дизеля (в том числе в аварийных ситуациях); поддерживает постоянной и равной 1500 мин$^{-1}$ частоту вращения коленчатого вала дизеля, следовательно, и генератора ГС-315-БП-ЗУ-0 (его мощность 315 кВт, ток — переменный трехфазный 570 А, номинальное: напряжение — 400 В, частота — 50 Гц). То есть система автоматического управления дизель-генераторной установкой, по сути, превращает силовую установку в бортовую электростанцию.

Полученное на выходе генератора напряжение поступает в выпрямитель, а из него через систему управления накопителем электроэнергии и тормозными реостатами — на вход последних. Кроме того, выпрямленный ток идет на вход системы управления тяговыми электродвигателями, состоящей из модуля преобразования и управления, низковольтного преобразователя напряжения и пульта управления движением (педали тяги и тормоза).

Когда водитель нажимает педаль тяги, он тем самым задает режим работы тяговых электродвигателей: напряжение фазы — от нуля до 220 В, ток фазы — от нуля до 170 А. При этом система управляет этими параметрами так, чтобы крутящий момент $M_{кр}$ на каждом колесе был близок к максимально возможному для данных условий движения. По существу, педалью тяги он, как и водитель обычного автомобиля, задает частоту вращения приводного вала. Это хорошо иллюстрирует рис. 3 на котором показано, как крутящий момент (кривая *1*), развиваемый тяговыми двигателями рассматриваемого шасси и потребляемый ими ток (кривая *2*) зависят от частоты вращения их роторов: момент до $n_д \approx 1800$ мин$^{-1}$ остается постоянным, а ток линейно возрастает.

При установке довольно мощных (номинальная мощность при $n_д$ = = 1800 мин$^{-1}$ — 30 кВт, при $n_д$ = = 2000 мин$^{-1}$ — 60 кВт, крутящий момент 350 Н · м или 36 кгс · м) тяговых электродвигателей-генераторов возникли проблемы с их «вписыванием» в габаритные размеры базового шасси. Поэтому разработчикам пришлось штатную базовскую раму несколько раздвинуть по ширине. В результате ширина шасси увеличилась на 412 мм — с 2750 до 3162 мм. Правда, благодаря этому удалось выполнить пожелание заказчика о повышении поперечной устойчивости шасси, на которое он планирует монтировать устройства с высоким положением центра масс.

На шасси размещаются все элементы, характерные для электротрансмиссии: системы управления, тяговые электродвигатели, накопители электроэнергии и др. Но его разработчики сделали все, чтобы сохранить уже отработанные и доказав-

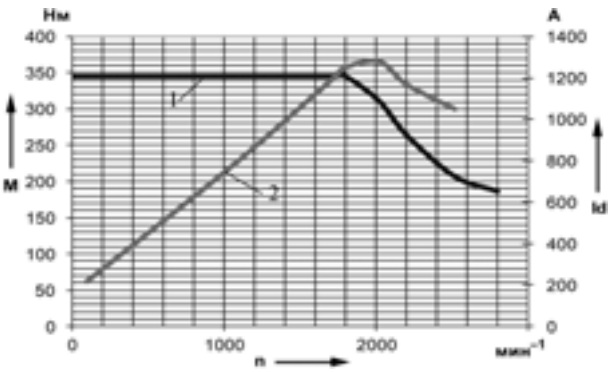


Рис. 3. Зависимость крутящего момента (1) на колесах и шасси БАЗ М 6910Э и тока, потребляемого его колесами (2), от частоты вращения ротора тягового двигателя

шие свою эффективность конструктивные особенности серийных машин с механической трансмиссией. Например, те же конструкция подвески (она, как у всех БАЗов, независимая торсионная), колеса и шины, штатная пневмогидравлическая система и кузов; чуть увеличенная трехместная кабина; штатное электрооборудование и т. п. Это делает подготовку к производству и само производство экономически выгодным.

Нельзя не сказать и то, что при разработке БАЗ М 6910Э особое внимание уделялось электробезопасности тягового электропривода и управления. В итоге получилось, что сопротивление нового оборудования составило 10 МОм и более, что в 10 раз превышает требуемую по правилам электробезопасности величину — 1 МОм. И главное, перед пуском дизеля включается система контроля изоляции, которая в непрерывном режиме оценивает состояние изоляции и при появлении аварийных ситуаций отключает дизель-генераторную установку. Кроме того, на всех промежуточных узлах системы предусмотрены автоматы аварийного ее отключения, а также предохранители, что значительно упрощает поиск неисправностей.

Результаты испытаний нового шасси, выполненные силами МГТУ «МАМИ» и НПП «Квант», полностью совпали с результатами, полученными в НИЦИАМТ НАМИ. Они подтвердили, что специальное колесное шасси с электрической трансмиссией и автономным независимым оптимальным управлением тягой каждого колеса создано, и создано (за исключением системы тягового электропривода и управления), следует заметить, на основе модернизированных и серийных комплектующих. То есть у шасси с электрической трансмиссией, у которого тяговые двигатели и колеса фактически не зависят от энергетической установки, нет коробки передач, раздаточных коробок и т. п. Причем данный тип трансмиссии легко распространить на любое число осей. Более того, на таком шасси можно установить несколько дизель-генераторных установок, работающих в одной сети. Например, создать многозвенный автопоезд, в состав которого входят прицепы с ведущими колесами. Наконец, при наличии электрической трансмиссии на шасси появляется мощный источник электроэнергии, который может быть использован для внешних потребителей, в том числе и систем вооружения.

У электрической трансмиссии есть и другие достоинства: она реализует бесступенчатую передачу мощности, а в силу того, что крутящий момент электродвигателя практически постоянный и достигает максимума при нулевой частоте вращения ротора, машина может двигаться с очень малой скоростью. Наличие же мощной аккумуляторной батареи позволяет рекуперировать энергию торможения и сокращать расход топлива.

Вот некоторые данные, полученные НИЦИАМТ. Разгон шасси с места до 60 км/ч — 32 с; темп разгона с места — 3,64 км/ч за с; среднее ускорение при разгоне — 1,0 м/с^2; маскимальное ускорение при разгоне — 1,4 м/с^2. Время до полной остановки в режиме электрического торможения со скорости 16,4 км/ч — 2,5 с; максимальное замедление в этом режиме — 1,82 м/с^2; тормозной путь — 5,7 м; рекуперируемая мощность — 20—30 кВт; минимальная устойчивая скорость — 0,1 м/с, или 3,6 км/ч; максимальная скорость — 90 км/ч; расход топлива на скорости 40—50 км/ч — 51 л /100 км, на скорости 60 км/ч — 52 л/100 км; на грунтовой дороге при средней скорости 24,2 км/ч — 150 л/100 км.

Вывод очевиден: разработанный образец может служить основой для совершенствования системы управления тягой, системы рекуперации, тяговых двигателей и т. п.

УДК 629.463.64

Двухзвенное модульное транспортное средство с индивидуальным электромеханическим приводом колес

Канд. техн. наук. А.И. СЕРГЕЕВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Излагаются основные технические характеристики и конструктивные решения двухзвенного модульного транспортного средства (МТС), оснащенного индивидуальным электромеханическим приводом колес перекатывающегося типа, которые работают по двухступенчатой квазиупругой схеме подведения силового потока.

Ключевые слова: *двухзвенное модульное транспортное средство, индивидуальный электромеханический привод, колесо перекатывающегося типа, опорная поверхность движения, пневмогидравлическая подвеска, автоматизированное управление.*

Sergeev A.I.

TWO-SECTION THE MODULAR VEHICLE WITH THE INDIVIDUAL ELECTROMECHANICAL DRIVE OF WHEELS

In article the basic technical characteristics and constructive decision of a two-section modular vehicle equipped with an individual drive of wheels perekatyvajuschegosja the type, working on the two-level quasielastic scheme of leading of power stream are stated.

Keywords: *two-section a modular vehicle, an individual electromechanical drive, a wheel of rolled type, a basic surface of movement, a pneumatichydraulic suspension bracket, automated management.*

В МГТУ «МАМИ» разработано модульное транспортное средство (МТС) с индивидуальным электромеханическим колесным приводом перекатывающегося типа [1], которое предназначено для транспортирования грузов в тяжелых внедорожных условиях, а при его оснащении специальным оборудованием способно выполнять различного рода технологические опера-

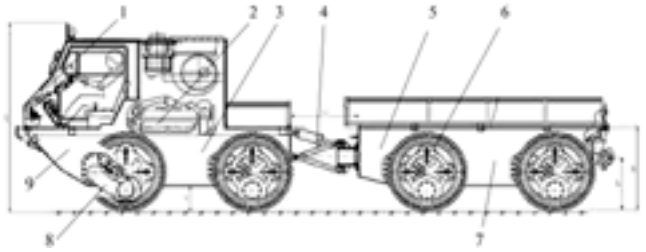


Рис. 1. Двухзвенное МТС с индивидуальным электромеханическим колесным приводом перекатывающегося типа:
1 — кабина; *2* — силовая установка; *3* — силовой модуль; *4* — поворотно-сцепное устройство; *5* — транспортно-технологический модуль; *6* — движитель перекатывающегося типа; *7* — корпус транспортно-технологического модуля; *8* — пневмогидравлическая рессора подвески МТС; *9* — корпус силового модуля

ции. Например, рубка ухода, аварийно-спасательные работы и т. д. То есть разработанное МТС — многоцелевая машина для работы там, где требуется высокая проходимость, маневренность и возможность преодоления водных преград.

Состоит МТС (рис. 1) из двух звеньев — силового (*3*) и транспортно-технологического (*5*) модулей, выполненных в виде водоизмещающих корпусов (соответственно *9* и *7*). В передней части первого звена расположена кабина *1* с измерительно-вычислительным комплексом, обеспечивающим автоматизированное управление узлами и агрегатами МТС при выполнении транспортных и технологических работ, в задней его части — силовая установка *2* (дизель-генератор). Во втором корпусе может быть размещено самое разное технологическое оборудование.

Корпуса (модули) с тремя степенями свободы взаимного перемещения соединяются друг с другом с помощью поворотно-сцепного устройства *4,* [2].

Технические характеристики МТС следующие:

Масса в снаряженном состоянии, т	15
Грузоподъемность, т	8
Максимальная длина перевозимого груза, м	4,5
Силовая установка — дизель-генератор	ЯМЗ8525.10 + + ГС 315БП ЗУ-0
Мощность, кВт:	
дизеля	375
электрогенератора	315
Рабочие:	
напряжение, В	400
ток, А	570
Максимальная скорость, км/ч:	
на суше	60
на плаву	7—9
Преодолеваемые препятствия (с полной нагрузкой):	
максимальный угол подъема или спуска на сухом грунте, град.	35
максимальный угол крена, град.	25
водные преграды	на плаву
Габаритные размеры, мм	9650×2500×2850
Дорожный просвет, мм	140—570

Движитель МТС — с индивидуальным электромеханическим приводом каждого из колес перекатывающегося типа, трехмассовый, с двухступенчатой квазиупругой схемой подведения силового потока, оснащен резиноармированным ободом, обладающим свойством отрицательной жесткости. Управляется бортовым измерительно-вычислительным комплексом, состоящим из комплекта датчиков и приборов, которые измеряют контролируемые параметры работы силового и технологического модулей, а также бортовой вычислительный комплекс с двумя внешними модулями АЦП и ПК типа БИК-М. Основные технические характеристики БИК-М следующие:

Тип модуля	E14-440
Общее число каналов:	
дифференциальных	32
с общей «землей»	64
Эффективная разрядность АЦП, бит	14
Время преобразования (13,3 бит, 400 кГц, диапазон измерения 2,5 В), мкс	⩽2,5
Входное сопротивление при одноканальном вводе, МОм	⩾1
Диапазоны входного сигнала, В	±10; ±2,5; ±0,625; ±0,156
Защита входов, В:	
при включенном питании компьютера	±30
при выключенном питании компьютера	±10
Габаритные размеры, мм	129×95×26

Расчетная схема вращающей составляющей трехмассовой системы МТС с индивидуальным электромеханическим приводом плавающего опорно-приводного устройства перекатывающегося типа показана на рис. 2. Как видим, она состоит из ряда дискретных инерционных моментов J, которые соединены упругими кинематическими связями с жесткостями $C_{кр12}$ и $C_{кр23}$, обладающими податливостями e_j упругих элементов, равными $1/C_j$.

Автоматизированное управление транспортным средством обеспечивается передаточными функциями W, разработанными на основе теории Лапласа. Они представляют собой отношения выходных и входных параметров физических процессов формирования опорной поверхности движения, в том числе и на плаву. Так, передаточная функция работы электромеханического привода колеса имеет следующий вид:

$$W_{\omega 3}(p) = \frac{\omega_3(p)}{M_{вр}(p)} = (C_{кр12}C_{кр23})/[p\{J_1J_2J_3p^4 + [J_1J_2C_{кр23} + J_1J_3(C_{кр12} + C_{кр23}) + J_2J_3C_{кр12}]p^2 + C_{кр12}C_{кр23}(J_1 + J_2 + J_3)\}],$$

где p — оператор преобразования Лапласа. Соответствующая же ей структурная схема, по которой определяется передаточная функция колеса движителя индивидуальным электромеханическим приводом, — на рис. 3.

Эффективность, устойчивость движения МТС, а также высокая его маневренность и профильная проходимость гарантируются конструкцией колесного движителя перекатывающегося типа (рис. 4) с индивиду-

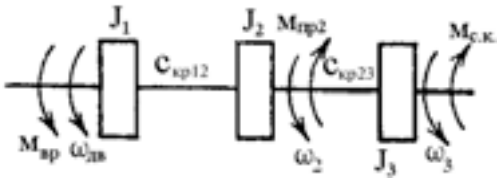


Рис. 2. Расчетная схема трехмассовой ходовой системы (ротор электродвигателя, плавающее опорно-приводное устройство, обод колеса) МТС

альным электромеханическим приводом колес, оснащенных пневмогидравлической подвеской.

Главный элемент последней — пневмогидравлическая рессора [3]. Она совместно с плавающим опорно-приводным устройством изменяет дорожный просвет от 140 до 570 мм. Амплитудно-частотные характеристики МТС при его движении по неровностям рельефа приведены на рис. 5.

Очень интересными у МТС оказались и зависимости изменения КПД приводного устройства от относительной загрузки опорно-приводного устройства (рис. 6), т. е. отношения мощности $N_{деф}$, затрачиваемой на формирование опорной поверхности движения, к номинальной мощности N_e, подводимой к движителю, и номинального КПД $\eta_{ном}$ силового агрегата.

Как видно из рисунка, с ростом этого отношения КПД плавающего опорно-приводного устройства, в интервале лимитационного движения, тоже растет. Причем особенно интенсивно — в зоне $N_{деф}/N_{ном} = 0 \div 0{,}4$. Растет он и при увеличении $\eta_{ном}$. Правда, практически линейно.

Таким образом, двухзвенное модульное транспортное средство с индивидуальным электромеханическим колесным приводом перекатывающегося типа и пневмогидравлической подвеской, управляемыми бортовым измерительно-вычислительным комплексом, способно работать на разных поверхностях движения с высокой энергоэффективностью и маневренностью. Причем электромеханический привод движителя перекатывающегося типа обеспечивает простоту настройки МТС на разные виды работ путем сочленения модуля управления с размещенной в нем силовой ус-

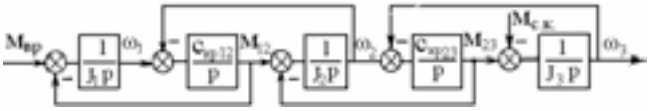


Рис. 3. Структурная схема опорно-приводного устройства движителя МТС, имеющего индивидуальный электромеханический привод колес перекатывающегося типа

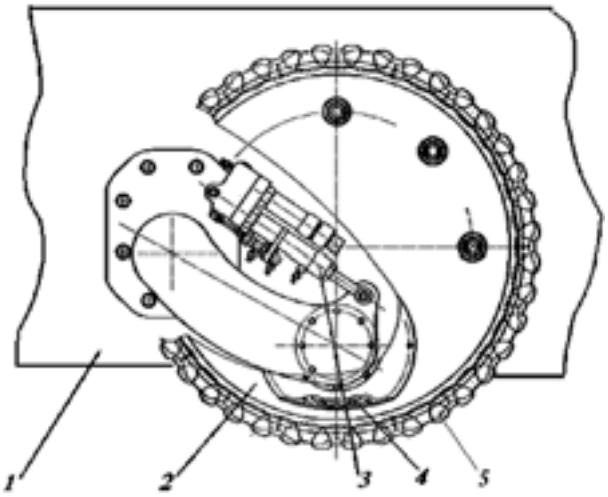


Рис. 4. Вариант конструктивного исполнения колеса перекатывающегося типа:
1 — корпус модуля; *2* — колесо; *3* — пневмогидрорессора; *4* — плавающее опорно-приводное устройство; *5* — резиноармированные опорные элементы

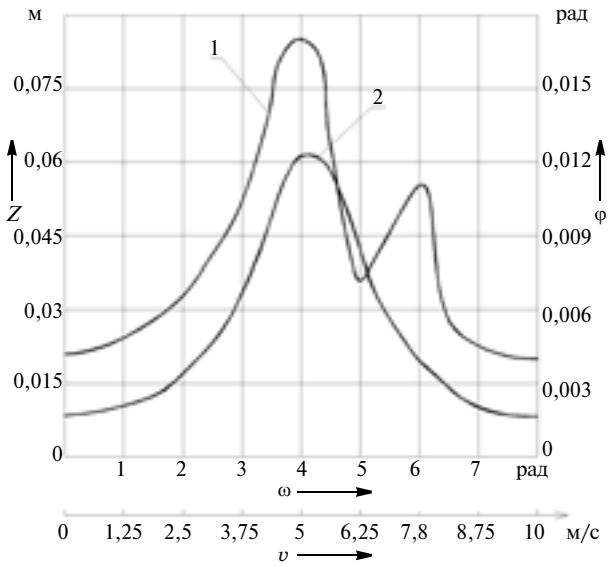


Рис. 5. АЧХ колебаний корпусов МТС:
1 — угловые колебания; *2* — вертикальные колебания

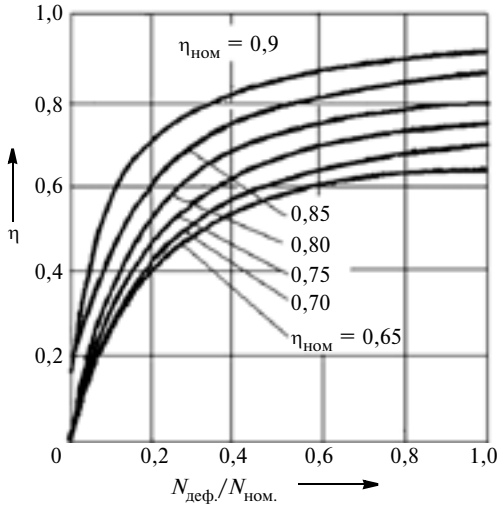


Рис. 6. Зависимость КПД модульного транспортного средства от относительной мощности, затрачиваемой на формирование опорной поверхности и номинального КПД силовой установки

тановкой с разными технологическими модулями, что обеспечивает более высокую, по сравнению с транспортными средствами с механической трансмиссией, его универсальность. Хорошая же маневренность достигается за счет совместной работы поворотно-сцепного устройства и колесного движителя перекатывающегося типа, поскольку последнее способно автоматически изменять клиренс МТС в зависимости от нагрузки. Наконец, высокий общий КПД МТС — результат применения автоматизированного управления основными узлами и агрегатами.

Литература

1. Сергеев А.И., Шарипов В.М. Транспортное средство. Патент РФ № 2245259. Опубл. 27.01.2005. Бюл. № 3.
2. Осколков К.В., Винников Д.Н. Первые отечественные сочлененные гусеничные машины — двухзвенные транспортеры «Витязь». Уфа: изд-во «Слово», 2005. 280 с.
3. Новиков В.В., Рябов И.М., Похлебин А.В. Пневмогидравлическая рессора подвески транспортного средства. Патент РФ № 2212344. Опубл. 27.01.2005. Бюл. № 3.

УДК 629.113./115

Многокритериальная оптимизация автомобильной техники при ее создании и доводке

Д-р техн. наук С.В. БАХМУТОВ, канд. техн. наук А.А. АХМЕДОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-43)

Рассмотрена методика постановки и решения многокритериальных параметрических оптимизационных задач по критериям управляемости и устойчивости автомобильной техники.
Ключевые слова: *многокритериальная параметрическая оптимизация, автомобильная техника, управляемость и устойчивость, система «водитель—автомобиль—дорога».*

Bakhmutov S.V., Akhmedov A.A.
APPLICATION OF MULTICRITERIA OPTIMIZATION METHODS FOR DEVELOPMENT AND FINISHING OF AUTOMOTIVE VEHICLES

The paper describes methods of multicriteria parameter optimization problems statement and solving according to the criteria of steerability and stability of vehicles.
Keywords: *multicriteria parameter optimization, automotive vehicles, steerability, stability, «driver-car-road» system.*

Создание конструкции современного автомобиля, удовлетворяющей множеству эксплуатационных требований, в том числе порой и достаточно противоречивых, — по сути, многокритериальная задача. Причем традиционный подход к ее решению, т. е. компьютерное проектирование, уже, как свидетельствует опыт, не гарантирует требуемый уровень эксплуатационных свойств нового образца автомобиля. Причина очевидна: для такого сложного технического объекта со многими переменными, как АТС, комплексный уровень показателей можно определить лишь приблизительно. И в дальнейшем не обойтись без значительного объема экспериментальных исследований, нацеленных на доводку свойств спроектированного образца. Однако доводка, как правило, представляет собой смещение «акцентов» эксплуатационных свойств в сторону требований, записанных в техническом задании. И базируется она на результатах объективных измерений и — что следует подчеркнуть — субъективных (экспертных) оценок. А это означает: эффективность данной работы во многом зависит от опыта, квалификации и мастерства исполнителей. В результате затраты времени и себестоимость доведенного образца оказываются очень высокими, что отрицательно сказывается на его конкурентоспособности.

Отсюда напрашивается вывод: современному конструктору необходим инструмент, который, базируясь на объективных показателях АТС, позволил бы уже на стадии проектирования закладывать в конструкцию желаемый уровень всего комплекса показателей и тем самым резко ускорить процесс проектирования (или доводки) за счет уменьшения объема доводочных натурных испытаний.

И это, по мнению ученых МГТУ «МАМИ», вполне возможно. Оно — в создании методики проектирования, основанной на методах многокритериальной оптимизации. Но не на тех, что нацелены на сведение многокритериальной задачи к однокритериальной, т. е. за счет свертки локальных критериев, значимость которых на основе субъективных факторов определяется «весовыми» коэффициентами. Потому что они дают одно решение, изменить которое за счет коррекции его условий в дальнейшем не представляется возможным. И если учесть, что таким образом решаются задачи оптимизации отдельных узлов и агрегатов АТС, то в итоге получается: АТС, собранное из «автономно-оптимальных» систем и агрегатов, как правило, имеет неиспользованные резервы по реализации потенциальных возможностей выбранных конструктивных его схем.

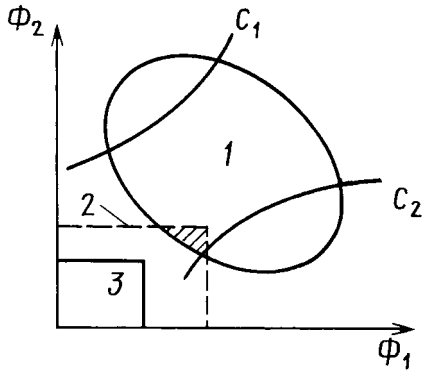


Рис. 1. Область поиска оптимальных решений:
1 — область решений; *2* — коррекция критериальных ограничений; *3* — область, где решений нет

Чтобы решение многокритериальных параметрических оптимизационных задач было эффективным, необходимо использовать метод, разработанный И.М. Соболем и Р.Б. Статниковым[1].

В соответствии с этим методом пространство параметров зондируется пробными точками равномерно распределительной последовательности (например, Lp_τ) с учетом функциональных ограничений, в каждой из которых вычисляются все критерии Φ_i оптимальности. В дальнейшем конструктор путем наложения критериальных ограничений c_i в интерактивной форме выполняет поиск парето-оптимальных решений. При этом может оказаться так, что область поиска будет «пустой» (рис. 1). Тогда следует рассматривать возможность «ослабления» некоторых локальных критериев, чтобы найти хотя бы одно решение.

На основе анализа распределения удачных решений в области поиска возможна также коррекция параметрических ограничений, а за счет оценки корреляции локальных критериев — упрощение задачи.

С помощью данного метода решено множество проектных оптимизационных задач, в том числе и в области автомобильной техники. В частности, он стал основой методики решения многокритериальных параметрических задач, разработанной научным коллективом кафедры «Автомобили» МГТУ «МАМИ» и реализованной в два этапа применительно к управляемости и устойчивости движения автомобиля.

Согласно ей, на первом этапе определяются (рис. 2) оптимальные с точки зрения управляемости и устойчивости характеристики агрегатов и систем, формирующие эти свойства. Для чего конструктор на основе универсальных описаний интересу-

[1] Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. С. 175.

ющих его рабочих характеристик строит математические модели агрегатов и систем, что позволяет учесть влияние отдельных агрегатов и систем на поведение автомобиля независимо от их конкретного конструктивного исполнения. Общая продолжительность вычислений многократно сокращается: заданная точность результатов сохраняется. Второй этап — поиск сочетаний конструктивных параметров агрегатов и систем автомобиля, обеспечивающих максимальное приближение рабочих их характеристик к оптимальным, полученным на первом этапе.

Составной частью рассмотренной методики является математический аппарат, описывающий двухосные и трехосные автомобили и оценивающий их поведение на всех режимах движения, включая критические по заносу, сносу и опрокидыванию, а также с учетом заданных дорожных условий. Расчетная схема для двухосных автомобилей приведена, в качестве примера, на рис. 3. Ее адекватность, как и адекватность моделей трехосных АТС, подтверждена экспериментальными исследованиями на дорогах НИЦИАМТа.

При постановке задач оптимизации используются критерии управляемости и устойчивости, в наибольшей степени коррелирующие с субъективными экспертными оценками водителей-испытателей. В том числе такие, как запасы управляющего и стабилизирующего моментов при движении по криволинейным траекториям; эффективности управления и стабилизации; поворачиваемость, чувствительность к управлению; статическая курсовая устойчивость, устойчивость к опрокидыванию; «заброс» угловой скорости; время пика реакции и 90%-й реакции при рывке руля; эквивалентное время запаздывания реакции по угловой скорости; фазовый сдвиг при частоте входного воздействия 0,75 Гц; показатель колебательности и коэффициент усиления на типовом режиме «змейка». Варьировались характеристики кинематики, жесткости и демпфирования подвески, рулевого управления, шин и трансмиссии.

Задачи, над которыми коллектив кафедры работал и работает в настоящее время, можно разделить на три группы (варианта).

Рис. 2. Блок-схема решения задачи комплексной многокритериальной оптимизации

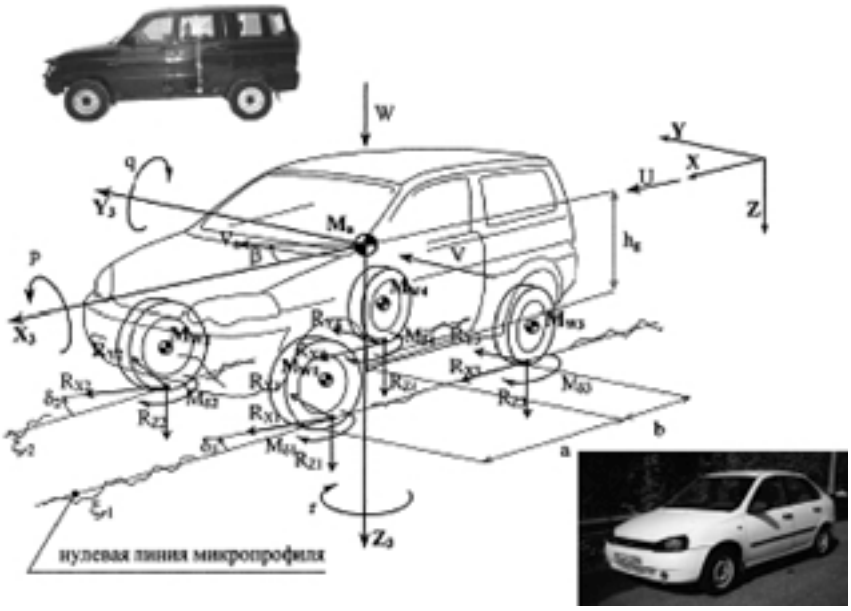


Рис. 3. Расчетная схема двухосных автомобилей

В первой (А) группе автомобиль рассматривается как объект управления при эксплуатации на ровной дороге или дороге с недеформируемым случайным микропрофилем, т. е. в «идеальных» дорожных условиях; во второй (АД) — учитываются условия эксплуатации и регулируемые параметры; в третьей (ВАД) — в системе «водитель—автомобиль—дорога» (учитываются условия эксплуатации, регулируемые параметры и водитель как управляющее звено).

Задачи групп А и АД по ряду объектов уже решены. Например, такие оптимизационные, как улучшение характеристик управляемости и устойчивости легковых автомобилей-прототипов УАЗ-3160 (2000 г.), ВАЗ-1119 (2001 г.) и ВАЗ-1118 (2004 г.) для условий ровной дороги (группа А). Какие конкретно — видно из табл. 1. При этом в случае комплексной оптимизации подвески, рулевого управления и шин использовались 45 параметров (коэффициенты полиномов, описывающих характеристики кинематики, жесткости и демпфирования подвески и рулевого управления, а также силовые характеристики шин по уводу и продольному проскальзыванию).

Оправдал себя и вариант методики решения задачи двухэтапной оптимизации с учетом влияния микропрофиля дорожной поверхности (задачи группы АД): на первом из этапов решалась задача в условиях ровной дороги, а на втором ставилась уточняющая задача меньшей размерности (с меньшим числом переменных) в условиях неровной дороги. С его помощью решены задачи оптимизации прототипа ВАЗ-1119

Таблица 1

Объект оптимизации	ВАЗ-1119 2000 г.	УАЗ-3160 2000 г.	ВАЗ-1118 2004 г.	ВАЗ-1119 2001 г.
Узлы и агрегаты	Комплексная оптимизация конструктивных параметров подвески, рулевого управления и шин			Передняя подвеска макферсона
Математическая модель	Одномассовая, с учетом кинематики неподрессоренных элементов по четырем степеням свободы			
Число: критериев параметров пробных точек (в цикле)	 13 45 2048	 20 45 2048	 10 45 2048	 13 21 4000
Среднее улучшение по всем критериям, %	26	27	33	11

Таблица 2

Объект оптимизации	Прототип ВАЗ-2119 (2003 г.)		Прототип ВАЗ-1118 (2004 г.)	
Дорожные условия	Асфальт	Булыжная дорога удовлетворительного качества	Асфальт	«Бельгийская мостовая»
Математическая модель автомобиля	Пятимассовая, с учетом динамики неподрессоренных масс по одной степени свободы, а кинематика неподрессоренных масс — по пяти степеням свободы			
Узлы и агрегаты	Комплексная оптимизация конструктивных параметров подвески, рулевого управления и шин			
Число: критериев параметров пробных точек (в цикле)	 3 16 1024	 8 14 1024	 4 17 1024	 5 15 1024
Среднее улучшение по всем критериям, %	9	12	12	13

Таблица 3

Объект оптимизации	Прототип «Гидрохода-49061» (2009 г.)			ВАЗ-1118 (2010 г.)		
Дорожные условия	Асфальт	Булыжная дорога удовлетворительного качества	Булыжная дорога низкого качества	Асфальт	Булыжная дорога удовлетворительного качества	«Бельгийская мостовая»
Математическая модель автомобиля	Семимассовая, с учетом динамики неподрессоренных масс по одной степени свободы и кинематики этих масс по пяти степеням свободы			Пятимассовая, с учетом динамики неподрессоренных масс по одной степени свободы и кинематика этих масс по пяти степеням свободы		
Узлы и агрегаты	Комплексная оптимизация конструктивных параметров подвески, рулевого управления и шин					
Число: критериев регулируемых параметров пробных точек (в цикле)	 20 6 4096			 20 4 2048		
Среднее улучшение по всем критериям, %	9			14		

(2003 г.) в условиях асфальта и булыжной дороги удовлетворительного качества и прототипа ВАЗ-1118 (2004 г.) в условиях асфальта и «бельгийский мостовой» (табл. 2). Причем для каждого из выбранных дорожных условий найдены решения, превосходящие оптимизированный в условиях ровной дороги автомобиль.

Здесь тоже на первом этапе рассматривались модели автомобилей, узлы и агрегаты которых представлены в виде полиномов второй и третьей степени. По ним находили параметры, описывающие фиксированные рабочие характеристики, и законы регулирования этих характеристик, а на втором работа шла с моделями реальных конструкций узлов и агрегатов.

Так было с ВАЗ-1118 (2010 г.) в условиях асфальта и булыжной дороги удовлетворительного качества и «бельгийской мостовой» и прототипом «Гидроход-49061» (2009 г.) в условиях асфальта, булыжной дороги удовлетворительного и низкого качества (табл. 3). И здесь тоже для каждого дорожного условия подобраны АТС, характеристики которых превосходят характеристики оптимизированного в условиях ровной дороги автомобиля.

Вариант методики решения оптимизационных задач группы ВАД находится в стадии отладки. Но уже сейчас ясно, что ничем принципиально отличаться от двух предыдущих он не будет. В частности, он — двухэтапный, и на первом этапе рассматриваются модели автомобиля, узлы и агрегаты которых формализованы рабочими характеристиками в виде полиномов второй и третьей степени, а на втором — модели реальных конструкций узлов и агрегатов.

Оптимизационные процедуры и математический аппарат во всех вариантах реализуются с помощью универсального программного комплекса «STABCON», разработанного здесь же, в МГТУ «МАМИ», и работающего именно с учетом двухэтапной методики решения многокритериальных параметрических задач. Программный продукт обладает, как показало применение первой версии «STABCON», следующими основными возможностями.

Он позволяет выполнять расчеты кинематических и силовых реакций автомобиля при движении в различных условиях, определять степень

влияния различных конструктивных параметров на те или иные его свойства; ставить задачи и по выбранной группе критериев проводить оптимизационные расчеты по совершенствованию конструкции автомобиля в целом и его отдельных систем и узлов; создавать базы данных по накопленным решениям, а также проводить оптимизационные расчеты с разбиением задачи в компьютерной сети, что существенно ускоряет процесс поиска оптимального решения; использовать при расчетах «внешние» математические модели агрегатов и узлов автомобиля, разработанные непосредственно пользователем, что делает пакет более гибким и адаптированным к решению конкретных задач проектирования и доводки автомобиля в условиях производства.

Но в настоящее время уже есть новая версия, «STABCON 2.0», она обладает улучшенным, по сравнению с предыдущей версией, интерфейсом. Кроме того, в ее состав вошли новые расчетные модули, имеющие усовершенствованный механизм взаимодействия с базой данных и оптимизационным модулем; алгоритм обмена данными между расчетным и оптимизационным модулями; устройства построения силовых диаграмм, превышающие полноту анализа результатов; база данных хранения моделей с возможностью редактирования объектов хранения; оптимизационный модуль, реализующий метод зондирования пространства параметров.

Обладая таким инструментом, инженер-исследователь получает возможность быстро, не прибегая к созданию опытных образцов, определять оптимальные конструктивные параметры объекта в зависимости от выбранных критериев качества.

УДК 62.587

Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Тяговая эффективность

Канд. техн. наук А.В. КРУТАШОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-28)

В развитии автомобилестроения сейчас все более отчетливо проявляется тенденция роста доли выпуска «кроссоверов», т. е. легковых автомобилей универсального по климатическим и дорожным условиям назначения, способных обеспечить безопасное и уверенное движение с высокой скоростью как на магистральных, так и заснеженных и обледенелых дорогах и даже по неровному грунту. В связи с этим наблюдается и активное развитие методов распределения мощности по мостам и колесам таких АТС. В частности, расширяется типаж дифференциалов повышенного трения, в нем появляются конструкции с управляемым изменением коэффициента блокирования. И это не случайно. Опыт эксплуатации полноприводных автомобилей свидетельствует: достигнутый ранее технический уровень распределения мощности по их мостам достаточной сбалансированности характеристик проходимости и управляемости этих АТС не обеспечивает. Дело в том, что для повышения проходимости автомобиля традиционно используются дифференциалы с функцией полного или частичного (при дифференциале повышенного трения) блокирования, имеющие постоянный, не зависящий от дорожных условий коэффициент блокирования. То есть коэффициент, соответствующий какому-то одному сочетанию этих условий. Во всех же других случаях он, в принципе, не может быть оптимальным. Отсюда и проблема с сочетанием характеристик проходимости и управляемости полноприводных АТС.

Конечно, специалистам данная проблема хорошо известна, и они ею занимаются. Например, созданы дифференциалы с принудительной и автоматической блокировками. Причем последняя имеет как минимум четыре варианта ее реализации — механический, с помощью вязкостной или фрикционной муфт с гидравлическим приводом или электромеханическим приводом. Есть и дифференциалы повышенного трения.

Однако все эти решения, как свидетельствует тот же опыт, — лишь полумеры.

Например, если взять дифференциалы с автоматической блокировкой на основе вязкостной муфты, то, как известно, после определенного «бума» в их применении они все реже используются на новых моделях АТС, фрикционные блокирующие муфты с гидравлическим приводом также не стали массовым явлением ни в составе дифференциала, ни в составе подключаемого привода второго моста. И причина здесь, видимо, одна: на повышенной скорости движения в повороте при срыве колеса в буксование жесткая блокировка дифференциала (или подключение привода второго моста) резко ухудшает управляемость автомобиля. Замедленное же блокирование нежелательно по соображениям проходимости, поскольку способствует закапыванию буксующего колеса на мягком грунте. Другими словами, автоматической блокировке свойственно противоречие. И чтобы его смягчить, требуется вводить элемент управления, устанавливающий пороговое значение скорости автомобиля, после достижения которого блокирование не осуществляется. Но в этом случае возможность перераспределения тяги на повышенной скорости уже не используется.

Свойства дифференциалов повышенного трения тоже не являются однозначно положительными.

Так, внутреннее трение в нем противодействует появлению разницы угловых скоростей выходных звеньев и тем самым — внешнему воздействию. Поскольку момент внутреннего трения «накладывается» на крутящий момент отстающего звена, а на забегающем колесе уменьшает его, возникающая разница крутящих моментов может рассматриваться как перераспределение крутящих моментов между выходными звеньями. Это перераспределение позволяет увеличить, в соответствии со значением коэффициента $K_б$ блокирования, реализуемый суммарный момент. Однако это не всегда положительно сказывается на характеристиках управляемости. Например, при движении в повороте большее значение $K_б$ в межколесном дифференциале означает и бóльшую несимметричность сил тяги по бортам автомобиля, и бóльшее сопротивление повороту.

Что соответственно вызывает необходимость большего управляющего воздействия.

Именно поэтому на легковых автомобилях применяются дифференциалы с умеренным (не выше 2—3) значением $K_б$.

Общим как для «свободных» дифференциалов ($K_б = 1$), так и дифференциалов повышенного трения является также то, что в условиях бездорожья при вывешивании одного из колес суммарное тяговое усилие оказывается ничтожным, т. е. недостаточным для движения. Причем введение в дифференциал узла начального трения, практикуемое в ряде конструкций, тоже нельзя назвать радикальным решением.

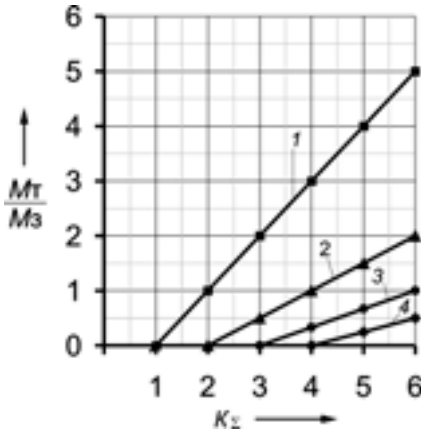
Таким образом, дифференциал повышенного трения с умеренным коэффициентом блокирования, если он не оснащается дополнительным узлом блокирования, оказывается неэффективным в ситуации вывешенного колеса. Дифференциалы же с большим значением $K_б$ неприемлемы по условиям управляемости АТС. Значит, остается одно: дифференциалы с управляемым изменением $K_б$, которые, как упоминалось выше, уже начинают применяться на «кроссоверах».

Правда, для повышения проходимости как альтернатива дифференциалов с функцией блокирования в последние годы довольно широко используется противобуксовочная система (ПБС) — метод, суть которого — притормаживание буксующего колеса. При этом конструкция «свободного» дифференциала остается традиционной. Однако такое сочетание также не обеспечивает, к сожалению, высокой эффективности системы во всех условиях движения. Скажем, при движении по жидкой грязи, когда вероятность загрязнения рабочих поверхностей тормозных механизмов высока, степень притормаживания буксующего колеса, как правило, существенно падает.

В этой связи есть смысл посмотреть, изменится ли эффективность метода притормаживания колеса, буксующего в контакте с опорной поверхностью или находящегося в вывешенном состоянии, при замене свободного дифференциала на дифференциал повышенного трения.

При притормаживании забегающего колеса крутящий момент $M_о$, подводимый к отстающему колесу дает формула № 1 (см. таблицу). В нее, как видим, не входит инерционный момент буксующего колеса. И это правильно.

Во-первых, влияние инерционного момента даже при высоких значениях $K_б$ невелико; во-вторых, ПБС для того и предназначена,чтобы не допускать раскручивания буксующего колеса, поскольку на мягком грунте буксование усугубит ситуацию, способствуя зарыванию колеса.



И во-вторых. Для сравнительного анализа всегда целесообразно пользоваться не абсолютными, а относительными параметрами. В нашем случае $M_т/M_з$ — необходимое значение тормозного момента относительно реализуемого крутящего момента на буксующем колесе и $M_о/M_з = K_Σ$ — коэффициент распределения моментов, или относительный крутящий момент на отстающем колесе, обусловленный суммарным влиянием трения в дифференциале и притормаживания буксующего колеса. Тогда можно записать формулу № 2.

Зависимость относительного момента торможения $M_т/M_з$ и достигаемого коэффициента распределения моментов $K_Σ$ для различных значений коэффициентов блокировки $K_б$ удобно представить в виде графика безразмерных величин. Например, если ограничить изменение $K_Σ$ значением $K_Σ = 6$, достаточным даже для большой разницы коэффициентов сцепления колес в контакте с опорными поверхностями, то получим рисунок, который показывает: необходимый момент притормаживания забегающего колеса для достижения заданного крутящего момента на отстающем колесе по мере роста коэффициента блокирования дифференциала заметно снижается. Например, даже при умеренных значениях $K_б$, в диапазоне 2—2,5 можно получить шестикратное увеличение крутящего момента на отстающем колесе по отношению к буксующему и снизить момент притормаживания в 2,5—3,5 раза. В итоге достигается, с одной стороны, мягкое «двухступенчатое» повышение крутящего момента, а с другой — не-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_о = (M_з + M_т)K_б$	$M_з$ — крутящий момент на забегающем колесе; $M_т$ — момент торможения забегающего колеса; $K_б$ — коэффициент блокирования дифференциала
2	$\frac{M_т}{M_з} = \frac{K_Σ}{K_б} - 1$	—
3	$ΣM = (M_з + M_т)K_б + M_з$	—
4	$M_т = \frac{ΣM}{K_б} - M_з\left(1 + \frac{1}{K_б}\right)$	—
5	$M_т = \frac{M_о}{K_б}$	—
6	$M_о = (M_т + M_з)K_б < M_{оφ}$; $ω_{зт} > ω_о$; $(ω_{зт} > ω_о) \to \min$	$M_{оφ}$ — максимально возможный крутящий момент на отстающем колесе, обусловленный коэффициентом φ сцепления в оптимальной области (φ − S)-диаграммы; $ω_{зт}$ — угловая скорость забегающего притормаживаемого колеса; $ω_о$ — угловая скорость отстающего колеса
7	$M_о = M_т K_б < M_{оφ}$; $ω_{зт} > ω_о$; $(ω_{зт} > ω_о) \to \min$	—

медленное действие трения при возникновении разницы угловых скоростей звеньев дифференциала. Создается также запас эффективности, необходимый при загрязнении тормозных механизмов.

Абсолютное значение $M_т$ может быть определено с использованием значения суммарного крутящего момента ΣM двух колес (формула № 3). Тогда формула для расчета $M_т$ — № 4. Она тоже свидетельствует о возможности существенного уменьшения момента притормаживания буксующего колеса при использовании дифференциала повышенного трения.

Для ситуации, когда колесо полностью вывешено, возможность снижения момента притормаживания при сочетании с дифференциалом повышенного трения дает формула № 5: чем больше $K_б$, тем меньше потребный $M_т$.

К сказанному выше необходимо добавить, что метод притормаживания колеса достаточно эффективен, но требует соблюдения ряда ограничительных условий, обеспечивающих его рациональное использование. Эти условия формально несколько отличаются при его применении в сочетании с дифференциалом повышенного трения ($K_б > 1$) и «свободным» дифференциалом. Однако значение $K_б = 1$ для «свободного» дифференциала условно: относительно небольшой момент трения при взаимном скольжении звеньев все-таки есть. Значит, дифференциал с $K_б > 1$ может рассматриваться как общий случай. Тогда ограничительные условия, относящиеся к случаю подтормаживания забегающего колеса, которое находится в контакте с опорной поверхностью, можно записать в виде формулы № 6, а для притормаживания вывешенного колеса — формулы № 7.

Суть этих ограничений заключается в следующем.

1. Создаваемый в тормозном механизме забегающего колеса тормозной момент не должен быть чрезмерным, т. е. не должен нарушать условие $\omega_{зт} > \omega_о$, иначе изменившееся направление сил внутреннего трения снизит крутящий момент на колесе, имевшем до нарушения условия больший крутящий момент, а притормаживаемое колесо будет перемещаться с волочением (если движение автомобиля возможно). Иначе говоря, неравенство $\omega_{зт} > \omega_о$ должно предопределять для системы управления предельное значение тормозного момента $M_т$.

2. Для движения автомобиля в сложных условиях увеличение крутящего момента на отстающем колесе ограничено его сцеплением с опорной поверхностью. И если $M_о$ на отстающем колесе превысит $M_{оφ}$, то это колесо срывается в буксование при чрезмерных торможении буксующего (или вывешенного) колеса и подаче топлива в двигатель. То есть нарушится условие $\omega_{зт} > \omega_о$. В связи с чем система управления должна уметь сопоставлять соответствие угловой скорости $\omega_о$ и скорости автомобиля и ограничивать подачу топлива, когда соответствие близко к нарушению.

Таким образом, сочетание межколесного дифференциала повышенного трения и системы притормаживания буксующего колеса является эффективным средством повышения проходимости автомобиля. При умеренных (в диапазоне 2—2,5) значениях коэффициента блокирования и соблюдении системой управления двух названных ограничений обеспечивается полная возможность существенного повышения суммарной силы тяги ведущих мостов — вплоть до суммы предельно возможных для каждого колеса по условиям сцепления значений, обеспечивается возможность трогания в ситуации вывешенного колеса. При этом значение требуемого момента притормаживания может быть снижено в 2,5—3,3 раза.

УДК 629.003.13

Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин[1]

Канд. техн. наук А.В. ЛЕПЕШКИН

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Проводится сравнение известных и предлагаемых критериев оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин с точки зрения целесообразности их использования при решении задач оптимального проектирования систем автоматического адаптивного управления (САУ) бесступенчатыми трансмиссиями, обеспечивающими индивидуальный привод ведущих колес многоприводных машин.

Ключевые слова: *многоприводные колесные машины, критерии оценки энергоэффективности, индивидуальный привод ведущих колес, системы автоматического адаптивного управления трансмиссиями.*

Lepeshkin A.V.

CRITERIA FOR EVALUATION OF POWER EFFICIENCY OF MULTI-WHEEL DRIVE VEHICLES

The paper presents comparative analysis of evaluation criteria for power efficiency of multi-wheel drive vehicles. These criteria may be used for optimal design of automatic adaptive control system for continuously variable transmission. The transmission provides individual control of driving wheels of multi-wheel drive vehicles.

Keywords: *multi-wheel drive vehicle, power efficiency, evaluation criteria, individual control of driving wheels, automatic adaptive control system, continuously variable transmission.*

Необходимость в оценке энергоэффективности работы любой, в том числе и многоприводной, колесной машины возникает, как правило, в тех случаях, когда ставится задача обосновать техническую модернизацию существующей или постановку на производство новой ее модели. При этом для оценки используются критерии, рассчитанные как для перспективной, так и для базовой (существующей) модели или модификации в сходных условиях эксплуатации. Например, при традиционных — полевых — испытаниях в качестве таких критериев выступают производительность машины и ее топливная экономичность. Но их, к сожалению, можно применить, только когда уже есть действующий образец новой машины, что возможно лишь на завершающих этапах ее создания. Однако полевые испытания не позволяют, за редким исключением, влиять на результаты

[1] В статье приведены данные, полученные автором при выполнении научных исследований, проводимых в рамках Государственного контракта на выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010—2012 гг. ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009—2013 годы.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta_т = N_{кр}/N_е$	$N_{кр}$ — мощность, реализуемая на крюке трактора; $N_е$ — мощность на выходе ДВС
2	$\eta_{тг} = \dfrac{P_{кр_г} v_д}{\Sigma M_{к_i} \omega_{к_i}}$	$P_{кр_г}$ — продольная составляющая тяговой нагрузки на крюке машины, обусловленная массой перевозимого груза; $v_д$ — действительная скорость движения машины; $M_{к_i}$ — крутящий момент, реализуемый на i-м ведущем колесе; $\omega_{к_i}$ — частота вращения i-го ведущего колеса
3	$\eta_{тр_г} = \dfrac{v_д(\Sigma R_{fг_i} - \Sigma R_{f_i})}{\Sigma M_{к_i} \omega_{к_i}}$	$R_{fг_i}$ — сила сопротивления i-го колеса машины при перевозке груза; R_{f_i} — та же сила при движении машины без груза
4	$\eta_{п_г} = \eta_{т_г} + \eta_{тр_г}$	—
5	$K_q = 1 - \dfrac{\sqrt{\sum\limits_{i=1}^{n} \left(\dfrac{N_{к_i}}{N_{к_{опт}i}} - 1\right)^2}}{n}$	n — число ведущих колес у машины; $N_{к_i}$ — мощность, подведенная к i-му ведущему колесу; $N_{к_{опт}i}$ — оптимальная мощность, которую необходимо подвести к этому колесу
6	$K_{кд} = \dfrac{F_\Sigma v_д}{\Sigma M_{к_i} \omega_{к_i}}$	F_Σ — суммарная сила сопротивления движению транспортно-тяговой машины при условии, что все ее колеса работают в ведомом режиме
7	$F_\Sigma = \Sigma R_{f_{0i}} + P_{кр} + P_w + G_x$	$\Sigma R_{f_{0i}} = R_{z_i} f_{0_i}$ — сила сопротивления качению i-го колеса машины при ведомом режиме его движения в данных условиях; R_{z_i} — нормальная к опорной поверхности составляющая силы в пятне контакта i-го колеса; f_{0_i} — коэффициент сопротивления качению этого колеса при ведомом режиме его движения; $P_{кр}$ — продольная составляющая тяговой нагрузки на крюке автомашины; P_w — продольная составляющая силы сопротивления воздуха; G_x — продольная составляющая силы веса машины
8	$\eta_{тр} = \dfrac{\Sigma M_{к_i} \omega_{к_i}}{N_е}$	—
9	$K_N = \eta_{тр} K_{кд} = \dfrac{F_\Sigma v_д}{N_е}$	—
10	$N_е = N_{кр} + N_f + N_w + \Delta N_{тр} + N_б$	$N_{кр} = P_{кр} v_д$ — мощность, реализуемая на крюке машины; $N_f = N_{f_0} + \Delta N_{f_M}$ — затраты мощности на преодоление сил сопротивления качению колес; N_{f_0} — затраты мощности на преодоление сил сопротивления качению эластичного колеса в ведомом режиме; ΔN_{f_M} — дополнительная мощность, затрачиваемая на сопротивление качению этого колеса в ведущем режиме; $N_w = P_w v_д$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха; $\Delta N_{тр}$ — потери мощности в трансмиссии; $N_б$ — мощность, затрачиваемая на буксование ведущих колес
11	$N_f = \Sigma[R_{z_i}(f_{0_i} + f_{м_i})] v_д$	$f_{м_i}$ — приращение коэффициента сопротивления качению i-го колеса в ведущем режиме
12	$K_N = \dfrac{N_{кр} + N_{f0} + N_N}{N_е}$	—
13	$K_N = 1 - \dfrac{\Delta N_{тр} + N_{fм} + N_б}{N_е}$	—
14	$K_{N_\Sigma} = \dfrac{\sum\limits_{i=1}^{n} R_{z_i}(f_{0_i} + \varphi_{x_i}) v_{x_i}}{N_e}$	φ_{x_i} — коэффициент продольной силы в пятне контакта i-го ведущего колеса в плоскости его вращения; v_{x_i} — проекция продольной скорости оси i-го ведущего колеса на плоскость его вращения

коррекций конкретных конструктивных параметров машины. Поэтому в настоящее время для решения подобных задач все шире используются методы сравнительного математического моделирования: они дают возможность практически однозначно определять зависимость тех же производительности машины и ее топливной экономичности от вводимых конструктивных изменений. Более того, при математическом моделировании в качестве критериев эффективности могут быть задействованы не только эти «привычные» показатели, но и те, что могут упростить и детализировать процесс сравнения.

В частности, для оценки энергоэффективности работы машин имеет смысл применять показатели, близкие по своей сути к КПД, но характеризующие работу машины, причем как на установившемся, так и на любом другом режиме. И эта возможность есть. Она — в представлении движения машины в виде квазистатического процесса, для каждого из характерных составляющих которого определяется значение этого показателя.

Такой подход позволяет проанализировать не только влияние вводимых конструктивных изменений на энергоэффективность машины, но и параметров, характеризующих условия ее движения. Следовательно, дает возможность сравнивать модели и модификации машины более глубоко. И надо сказать, что многие уже используют в своих исследованиях показатели энергоэффективности машин, называя их соответствующими по смыслу КПД.

Так, в теории трактора [1, 2 и др.] для оценки его энергоэффективности широко применяется показатель $\eta_т$, который называется тяговый КПД. Его значение определяется по формуле № 1 (см. таблицу). Однако при использовании этого показателя следует учитывать то, что он характеризует только эффективность реализации машиной тяговой нагрузки на крюке и при ее отсутствии он равен нулю.

В работе [3] приводятся формулы для расчета как КПД одиночного ведущего колеса, так и для тягового ($\eta_{т_г}$) транспортного ($\eta_{тр_г}$) и полного ($\eta_{п_г}$) КПД движителя многоприводной колесной транспортно-тяговой машины, которые соответствен-

но вычисляются по формулам № 2, 3 и 4. Но, к сожалению, каждый из этих КПД имеет ограниченную область применения и не дает полной информации об энергоэффективности тяговой и транспортной колесных машин. Действительно: $\eta_{т_г}$ — показатель, имеющий смысл только в случае, когда колесному движителю машины кроме сил сопротивления качению ее колес приходится преодолевать и некоторое полезное тяговое усилие на ее крюке, причиной появления которого является вес перевозимого груза; $\eta_{тр_г}$ — показатель, специально предназначенный для оценки эффективности работы колесной транспортной машины при отсутствии тяговой нагрузки на ее крюке, который дает информацию о том, насколько интенсивно увеличивается суммарная сила сопротивления качению колес машины при перевозке ею груза по сравнению с движением этой машины в тех же условиях без груза. И если, например, представить себе такую модернизацию машины, которая привела бы к тому, что при одном и том же перевозимом грузе снизилось приращение суммарной силы сопротивления качению ее колес, то значение $\eta_{тр_г}$ модернизированной машины уменьшилось бы по сравнению с базовой. Таким образом, можно сделать вывод, будто эффективность работы транспортной машины ухудшалась, хотя на самом деле все обстоит иначе. Коэффициент $\eta_{п_г}$ — показатель, который служит для оценки эффективности работы колесной машины, выполняющей одновременно транспортные и тяговые работы, в связи с чем он может быть рекомендован только для решения ограниченного круга задач, но при этом необходимо учитывать отмеченные выше недостатки транспортного КПД.

Тем не менее необходимо отметить, что приведенные выше показатели — именно КПД соответствующей колесной машины. То есть они позволяют оценить ее эффективность, исходя из ее назначения. Но по их величине невозможно судить о том, насколько эффективно колесный движитель машины реализует мощность, подведенную к нему через трансмиссию. Тогда как именно этот вопрос в первую очередь интересует конструкторов, занимающихся изменением конструктивной схемы трансмиссии многоприводной самоходной машины. Поэтому специалисты ищут новые решения. Например, В.П. Аксенов и Б.Н. Белоусов для оценки эффективности многоприводной колесной машины предложили [4] коэффициент K_q добротности трансмиссии, который, по их мнению, следует вычислять по формуле № 5.

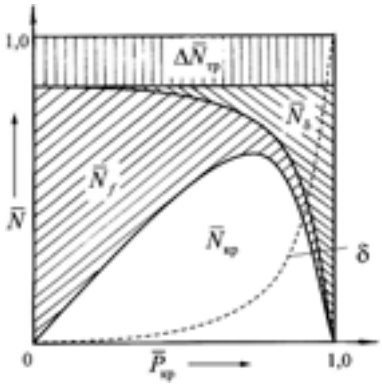


Рис. 1. Диаграмма баланса мощности колесной машины

Подсчитанное по этой формуле значение K_q может быть равным единице (случай «идеального» распределения мощности трансмиссией между ведущими колесами машины), нулю (когда у машины с дифференциальным приводом одно из ведущих колес теряет возможность реализовывать крутящий момент), меньшим единицы положительным и даже отрицательным (при циркуляции мощности в трансмиссии). И он действительно позволяет судить о степени совершенства трансмиссии машины, так как по величине практически равен среднеквадратическому отклонению σ режима работы ведущих ее колес от оптимального в данных условиях ($K_q = 1 - \sigma$).

Однако и коэффициент K_q не лишен недостатков. Во-первых, он напрямую не связан с конструктивными параметрами машины, поскольку их изменение не позволит скорректировать его значение. Во-вторых, на практике далеко не просто определить величину $N_{к\ опт_i}$ для каждого из ведущих колес во всех анализируемых условиях эксплуатации многоприводной колесной машины.

В связи с этим авторы работы [5] предлагают три модификации показателя K_q, названные ими соответственно коэффициентами оптимального распределения мощности ($K_{опт}$), преодолеваемых внешних сопротивлений ($K_{вс}$) и скорости ($K_{ск}$) — только для легковых автомобилей. Но такое «дробление» не избавило эти показатели от главного недостатка коэффициента K_q: для их определения тоже необходимо знать оптимальные значения параметров, характеризующих работу многоприводной колесной машины в данных условиях.

Учитывая сказанное выше, автор статьи предлагает в качестве показателя эффективности работы движителя транспортно-тяговой колесной машины использовать коэффициент $K_{кд}$ эффективности преобразования мощности ее колесным движителем, определяемый по формуле № 6.

Как видим, эта формула отличается от формулы № 2 лишь одним сомножителем: $P_{кр_г}$ в ней заменена на F_Σ. Но такая простая замена в корне меняет все дело.

Действительно, в формулу (№ 7) для расчета F_Σ входит не только $P_{кр}$, но и еще три слагаемых — $\Sigma R_{f_{0i}}$, P_w, G_x. В итоге получается, что с физической точки зрения коэффициент $K_{кд}$ равен отношению мощности, затраченной на буксирование со скоростью $v_д$ в конкретных условиях рассматриваемой машины с отключенными от привода колесами, к мощности, подведенной к ведущим колесам через трансмиссию для обеспечения движения машины с той же скоростью $v_д$ в таких же условиях.

Достоинство предлагаемого показателя $K_{кд}$, по мнению автора, состоит в том, что $K_{кд}$ можно легко определить как на основании полученных результатов полевых испытаний машины, так и математического моделирования ее движения. Кроме того, этот показатель привлекателен еще и тем, что современные методики определения силы сопротивления качению ведущих колес [6] при моделировании предполагают вначале оценку силы сопротивления качению этих колес в данных условиях именно в ведомом режиме качения.

Кроме коэффициента $K_{кд}$, для разработчиков, занимающихся модернизацией узлов и агрегатов, входящих в состав трансмиссии многоприводной колесной машины, представляют интерес и показате-

ли, характеризующие энергоэффективность как работы самой трансмиссии, так и ее работы вместе с колесным движителем. Таким показателем может быть КПД трансмиссии, который определяется по формуле № 8 и представляет собой отношение мощности, подведенной к ведущим колесам машины, к мощности, снимаемой с коленчатого вала двигателя. То есть это показатель, характеризующий потери, сопровождающие передачу механической энергии в самой трансмиссии. При оценке энергоэффективности регулируемой трансмиссии может представлять интерес и интегральный коэффициент K_N эффективности реализации мощности двигателя ее трансмиссией и колесным движителем. Он рассчитывается по формуле № 9.

Чтобы выявить физическую сущность K_N, рассмотрим мощностной баланс тяговой колесной машины с механической трансмиссией при установившемся режиме ее движения по ровной горизонтальной дороге (формула № 10). Величину входящей в нее мощности N_f дает формула № 11, с определением же других ее слагаемых обычно проблем нет.

Но здесь интересно другое. Если обе части формулы № 10 разделить на мощность N_e, то получится баланс мощности колесной машины в относительных единицах, который можно представить в виде диаграммы (рис. 1). Она иллюстрирует характер изменения относительных величин составляющих баланса мощности в функции относительного усилия на крюке $\overline{P}_{кр}$ машины, которое равно отношению действительной крюковой нагрузки $P_{кр}$ к ее максимальной величине, приводящей к 100%-му буксованию δ колесного движителя. При этом для упрощения можно считать, что КПД механической трансмиссии машины при изменении условий ее движения, т. е. $\overline{P}_{кр}$, остается постоянным.

Анализ формул № 7, 9, 10 и 11 показывает, что интегральный коэффициент K_N с физической точки зрения представляет собой относительную мощность, выражаемую формулой № 12. Или, что то же самое, — формулой № 13. То есть он показывает: наилучшей энергоэффективностью обладает та транспортно-тяговая машина, которая в определенных условиях эксплуатации, исходя из формулы № 12, затрачивает минимальную мощность N_e, а исходя из формулы № 13 — имеет минимальные потери $\Delta N_{тр}$ в трансмиссии и $N_б$ на буксование движителя.

Следует отметить, что коэффициент K_N предназначен для оценки энергоэффективности колесной машины при установившемся ее движении. Это обстоятельство, а также то, что смысл величин, необходимых для расчета K_N, физически определен, указывают на то, что K_N в ряду с другими показателями можно использовать и в качестве интегрального критерия адекватности разработанной математической модели конкретной самоходной машины при ее установившемся движении. Для чего необходимо сравнить величины коэффициента K_N, рассчитанные по результатам математического моделирования конкретной транспортно-тяговой машины и полевых испытаний в сходных условиях. Но исследования также показали, что при математическом моделировании коэффициент, аналогичный по смыслу интегральному коэффициенту K_N, может использоваться и для оценки энергоэффективности многоприводной колесной машины при криволинейном и неустановившемся режимах ее движения, если их рассматривать как квазистатические с учетом действующих на машину сил инерции. Для этой цели предлагается так называемый обобщенный показатель $K_{N\Sigma}$ эффективности преобразования мощности трансмиссией самоходной машины для обеспечения ее движения в конкретных условиях. Вычисляется он по формуле № 14.

Очевидно, что при установившемся прямолинейном движении многоприводной колесной машины K_N, K_{N_Σ}, рассчитанные по формулам № 9 и 14, принимают одинаковые значения. Что говорит о преемственности этих показателей.

Чтобы оценить информативность перечисленных выше критериев энергоэффективности, автор использовал данные, полученные в результате исследования математической модели установившегося прямолинейного движения автопоезда — лесовоза КрАЗ-643701 6×6,2, состоящего из тягача КрАЗ-6437 и прицепа-роспуска ГКБ-9362. (Принятая расчетная схема автопоезда приведена на рис. 2).

Моделирование проводилось для пяти вариантов схем трансмиссии автопоезда: колеса заднего моста тягача — ведущие, переднего моста и прицепного звена — ведомые; колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — блокированная, колеса прицепного звена — ведомые; колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — дифференциальная, дифференциал — идеальный (без внутреннего трения), колеса прицепного звена — ведомые; колеса переднего и заднего мостов тягача — ведущие, межосевая связь — дифференциальная, дифференциал — повышенного трения (самоблокирующийся), колеса прицепного звена — ведомые; колеса заднего моста тягача и прицепного звена — ведущие, переднего моста тягача — ведомые. При этом для описания работы первых четырех вариантов использовались уравнения, приведенные в литературных источниках [6, 7 и др.] и характеризующие работу традиционной механической трансмиссии без учета потерь энергии в ней (кроме момента трения в самоблокирующемся дифференциале повышенного трения). Что же касается пятого варианта, то при его описании принято, что автопоезд имеет традиционную механическую трансмиссию, обеспечивающую привод колес за-

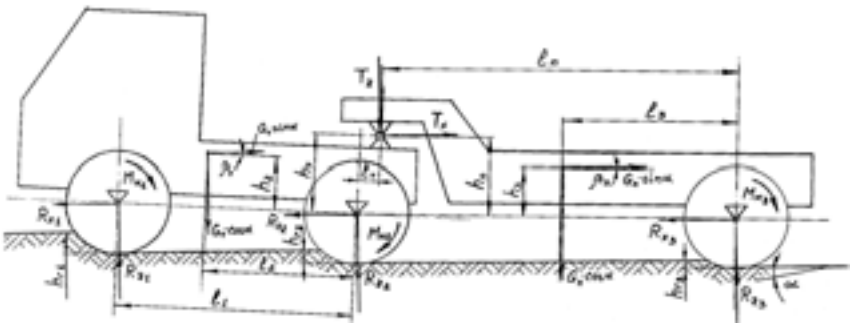


Рис. 2. Расчетная схема для моделирования установившегося движения автопоезда КрАЗ-743701 6×6,2

дней оси тягача, и бесступенчатую регулируемую трансмиссию ведущих колес прицепного звена. Наконец, принято, что все варианты трансмиссии — идеальные, т. е. в уравнениях, характеризующих работу трансмиссий тягача и прицепного звена, потери механической энергии равны нулю.

Условия эксплуатации автопоезда задавались в виде изменяемых от нуля до 30 т массы перевозимого автопоездом груза, а также угла подъема, преодолеваемого автопоездом (от нуля до 10°).

В качестве примера на рис. 3 приведены результаты расчетов для автопоезда, привод ведущих колес которого соответствует первому варианту трансмиссии, а также зависимости различных показателей энергоэффективности движения рассматриваемого автопоезда от массы $m_г$ перевозимого груза и двух значений (рис. 3, *а*: $\alpha = 0$, рис. 3, *б*: $\alpha = 6°$) преодолеваемого им подъема дороги.

Из рис. 3 следует, что наиболее информативный с точки зрения оценки эффективности работы движителя автопоезда в конкретных условиях движения — интегральный коэффициент K_N эффективности реализации мощности двигателя самоходной машины трансмиссией и колесным движителем, вычисляемый по формуле № 9. Причем это преимущество становится более существенным, когда самоходная машина имеет несколько ведущих мостов.

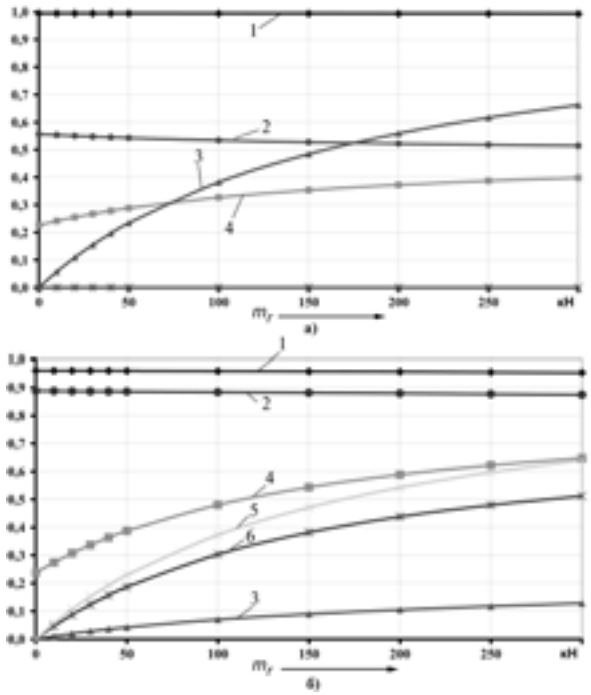


Рис. 3. Зависимость различных показателей энергоэффективности колесной машины с трансмиссией, выполненной по первому варианту, от массы перевозимого груза:

1 — K_N без учета потерь в трансмиссии ($K_N = K_{кд}$); *2* — тяговый КПД тягача автопоезда, вычисленный по формуле № 1; *3* — тяговый КПД колесного движителя, подсчитанный по формуле № 2; *4* — транспортный КПД колесного движителя, рассчитанный по формуле № 3; *5* — полный КПД колесного движителя, найденный по формуле № 4; *6* — тяговый КПД ведущего колеса, вычисленный по формуле $\eta_{к_i} = R_{x_i} v_{x_i} / M_{к_i} \omega_{к_i}$ (R_{x_i} — продольная составляющая силы в пятне контакта *i*-го колеса)

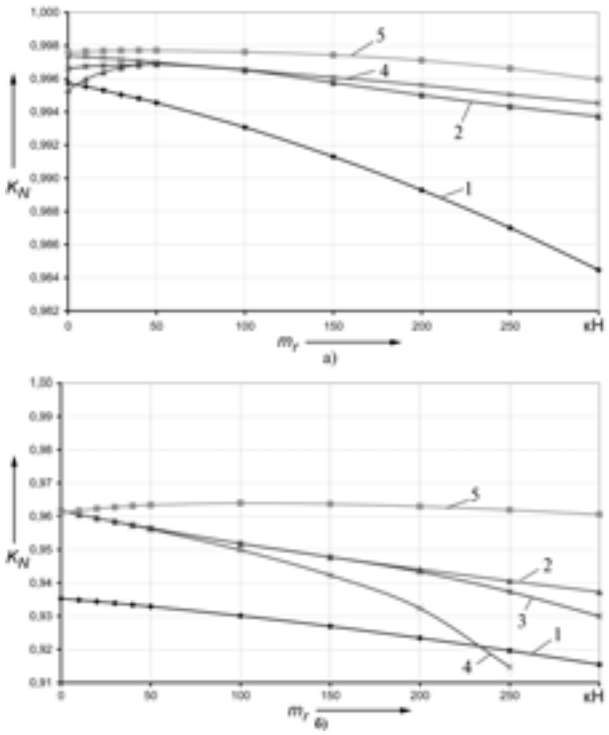


Рис. 4. Зависимость энергетического показателя K_N от массы перевозимого автопоездом груза и варианта исполнения трансмиссии при движении по ровной (а) и поднимающейся под углом $\alpha = 10°$ (б) сухой асфальтовой дороге:

1—5 — вариант трансмиссии

Проведенные исследования позволили также оценить энергоэффективность использования трансмиссии ведущих колес прицепа и рис. 4 иллюстрирует зависимости K_N автопоезда для всех пяти рассмотренных вариантов трансмиссии от массы перевозимого груза при движении по сухой горизонтальной асфальтовой дороге (рис. 4, *а*) и на подъеме с углом $\alpha = 10°$ (рис. 4, *б*). Они подтверждают, что активизация прицепного звена автопоезда позволяет существенно повысить его энергоэффективность, особенно в тяжелых условиях движения.

Таким образом, интегральный коэффициент K_N действительно лучше всего подходит для оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин как при их математическом моделировании на этапе проектирования, так и по результатам проведенных полевых испытаний.

Литература

1. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.: Машиностроение, 1972. 180 с.
2. Львов Е.Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1960. 340 с.
3. Лефаров А.Х., Высоцкий М.С., Ванцевич В.В., Кабанов В.И. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. Минск: Навука і тэхніка, 1991. 240 с. ISBN 5-343-00828-3.
4. Аксенов П.В., Белоусов Б.Н. Методика оценки совершенства схем трансмиссии многоосных автомобилей. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, Машиностроение, 1997. № 2. С. 62—67.
5. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобиля высокой проходимости. М.: Книга, 2007.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 2-е изд. 1990. 352 с.
7. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1975. 480 с.

УДК 621.9.042

Выглаживание деталей многогранными неперетачиваемыми пластинами

Д-р техн. наук В.А. КУЗНЕЦОВ, П.В. ШЕСТАВИН, А.В. СМИРНОВ,
Д.А. САЗОНОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Рассматриваются метод обработки поверхностным пластическим деформированием и резанием, при котором используется резец с многогранными неперетачиваемыми пластинами из современных марок инструментальной керамики, а также схемы обработки поверхностным пластическим деформированием и резанием, при которых вершина резца с многогранной пластиной приподнята относительно оси детали, а сам резец может быть повернут относительно трех координатных осей.

Ключевые слова: *выглаживание, поверхностное пластическое деформирование, неперетачиваемые многогранные пластины, комбинированная обработка.*

Kuznetsov V.A., Shestavin P.V., Smirnov A.V., Sazonov D.A.

ENSURING THE QUALITY OF SURFACES OF PARTS IN BURNISHING POLYHEDRAL NOT REFACE PLATES

The article a method of processing surface plastic deformation and cutting, using as a tool cutter with replaceable blades not reface of modern brands instrumental ceramic and circuit processing surface plastic deformation and cutting, in which the tool tip with multifaceted plate is raised relative to the details, and the cutter can be rotated relative to three coordinate axes are described.

Keywords: *burnishing, surface plastic deformation, not reface multifaceted plates, combined treatment.*

Для обработки деталей выглаживанием, кроме традиционных инструментальных (например, алмазов и других сверхтвердых материалов), может быть использована керамика различных марок. Тем более что в настоящее время промышленность выпускает широкую номенклатуру этих марок в виде многогранных неперетачиваемых пластин различной (квадрат, ромб и т. п.) формы, сочетающих элементы, которые позволяют осуществлять различные способы воздействия на обрабатываемую деталь — резание, пластическое деформирование и их сочетание. Так, при выглаживании резец, оснащенный керамической пластиной, поворачивают относительно оси X (рис. 1) в направлении $n_д$ вращения детали на угол, равный заднему углу этого резца, а затем приподнимают вершину последнего относительно оси детали. В результате пластина контактирует с деталью своей цилиндрической поверхностью, образованной при сопряжении ее задних поверхностей и имеющей радиус, равный радиусу при ее вершине.

В полученном таким образом взаимном положении резца и детали возможен поворот инструмента относительно трех взаимно перпендикулярных осей, что будет оказывать существенное влияние на протекание процесса пластического деформирования. И так как инструмент можно поворачивать относительно одной, двух и трех осей как последовательно, так и одновременно, то можно получить 27 способов установки инструмента. Эти способы схематично изображены на рис. 2.

Величина угла поворота выбирается такой, чтобы в установившемся режиме при реальном контакте инструмента с обрабатываемой поверхностью обеспечивалось нормальное протекание процесса обработки. Причем направление угла поворота может быть как отрицательным, так и положительным, о чем свидетельствуют индексы «0», «1», «2» обозначения осей координат. При этом индекс «0» указывает на то, что рабочий элемент не имеет угла поворота вокруг оси, возле обозначения которой стоит этот индекс; «1» — свидетельствует о том, что рабочий элемент может поворачиваться вокруг оси на некоторый положительный угол (по часовой стрелке), а «2» — на отрицательный угол (против часовой стрелки).

Что касается возможностей, которые дают приведенные на рис. 2 способы установки инструмента, то, как установлено, они следующие: способы 1—4, 6—9, 12, 14, 16—21 и 25 обеспечивают обработку выглаживанием; способы 22, 23, 24, 27 — совмещенную обработку, а способы 5, 10, 11, 13, 15, 26 — обработку точением. Причем установка по способу 22 предполагает упрочнение поверхности, а затем резание по упрочненному слою, что, по всей видимости, снижает усилие резания и увеличивает степень равномерности срезаемого слоя; при способе 24 вначале срезается определенный слой, а затем начинается поверхностное пластическое деформирование методом выглаживания, способствуя повышению качества обработанной поверхности; способы 23 и 27 обеспечивают неравномерную долю участия методов выглаживания и точения в обработке; при способе 23 основная роль принадлежит выглаживанию и лишь частичная работа в формировании поверхности совершается методом тонкого точе-

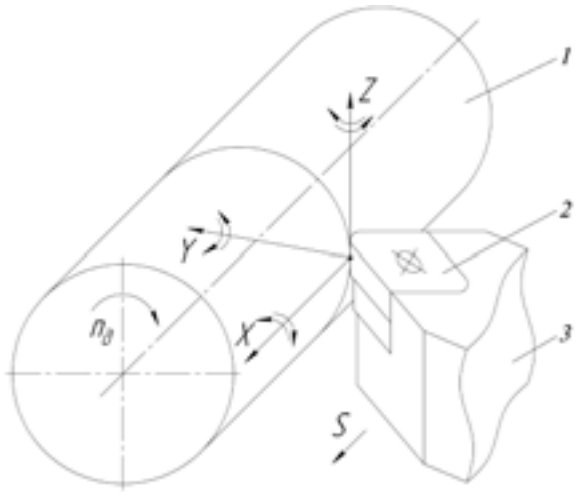


Рис. 1. Схема обработки выглаживанием с применением многогранной неперетачиваемой пластины:
1 — обрабатываемая деталь; *2* — многогранная неперетачиваемая пластина; *3* — резец

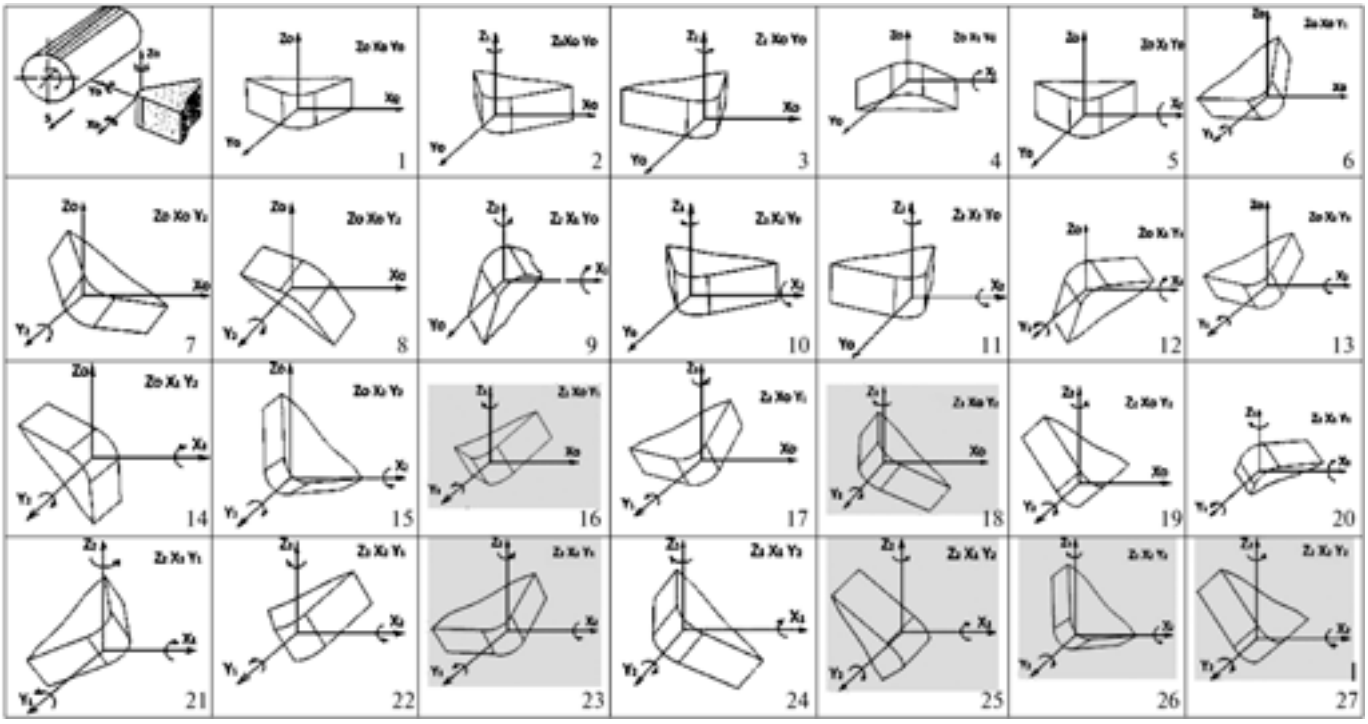


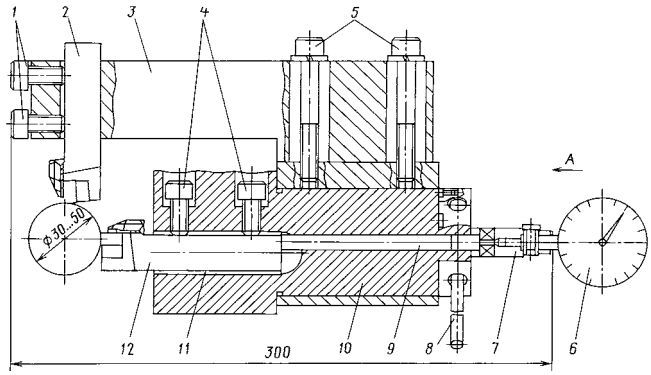
Рис. 2. Морфологическая таблица способов установки обрабатывающего элемента, выполненного в виде многогранной неперетачиваемой пластины

ния; при способе 27 основная работа выполняется точением, в то время как за счет выглаживания происходит некоторое сглаживание микронеровностей; при способе 5, но со смещением вдоль оси вверх обеспечивается комбинированная обработка резанием (режущей кромкой) с последующим выглаживанием (задней поверхностью и радиусом переходной поверхности).

Часть из рассмотренных на рис. 2 схем обработки могут быть реализованы с помощью приспособления (рис. 3), которое устанавливается на металлорежущих станках и позволяет выполнять комбинированную обработку с помощью стандартных токарных резцов, оснащенных многогранными неперетачиваемыми пластинами. Это дает возможность использовать один и тот же универсальный инструмент для выполнения разнотипных операций и отказаться в ряде случаев от специального инструмента, а также повысить производительность за счет сокращения технологических переходов и времени на переналадку станка.

По своим возможностям это приспособление не имеет аналогов. Именно оно обеспечивает упоминавшийся выше поворот инструмента вокруг одной, двух и трех осей как последовательно, так и одновременно, а также все 27 способов его установки.

На станке приспособление крепится в стандартном резцедержателе. Обеспечивает это призматический выступ корпуса *5*. В цилиндрическом отверстии корпуса крепится оправка *10*, выполненная в форме ступенчатого вала. Зажимается оправка в корпусе двумя винтами *13*. В прямоугольный паз оправки устанавливается деформирующий резец *12* и закрепляется винтами *4*. Высота вершины резца корректируется подкладными пластинами *11*. Для более тонкой, чем позволяют механизмы станка, установки натяга используется специальный винт *9* с мелким шагом резьбы и четырехгранной головкой, соединенный с индикатором *6* часового типа, который закреплен на корпусе с помощью втулки *7* и планки *18*.



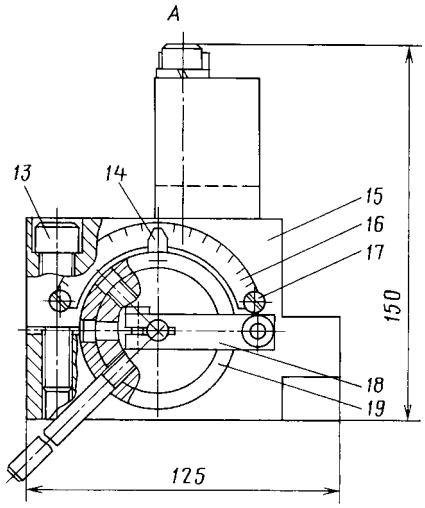


Рис. 3. Схема приспособления для обработки выглаживанием и комбинированной обработки:
1, 4, 5, 13 и *17* — винты;
2 — резец режущий;
3 — кронштейн;
6 — индикатор;
7 — втулка;
8 — рукоятка;
9 — винт с мелким шагом резьбы;
10 — оправка;
11 — подкладная пластина;
12 — деформирующий резец;
14 — стрелка;
15 — корпус;
16 — угловая шкала;
18 — планка;
19 — втулка

К верхней плоскости корпуса винтами *5* прикреплен кронштейн *3*, в прямоугольном пазе которого винтами *4* закреплен режущий инструмент *2*.

Поворот оправки с деформирующим резцом осуществляется с помощью рукоятки *8*, установленной в одно из трех резьбовых отверстий (конкретное отверстие выбирается из соображений удобства поворота в определенном диапазоне углов). Угол ее поворота устанавливается по угловой шкале *16*, закрепленной на задней плоскости корпуса винтами *17*, с помощью стрелки *14*, связанной с оправкой через втулку *19*.

Для поворота деформирующего резца относительно оси *Y* необходимо отпустить винты *13* и с помощью рукоятки *8* повернуть оправку на нужный угол. Поворот относительно оси *Z* осуществляется с помощью механизмов станка.

Результаты испытаний метода выглаживания многогранными неперетачиваемыми пластинами из керамики позволяют сделать вывод о том, что использование этого метода в технологических процессах может обеспечить их высокую технико-экономическую эффективность. И причин тому как минимум шесть.

1. Создаются условия для частичной или полной замены операций шлифования и поверхностной закалки.

2. Расширяются технологические возможности использования многогранных неперетачиваемых пластин наряду с операциями точения на чистовых, упрочняющих и отделочных операциях, реализующих метод выглаживания.

3. Повышается эффективность использования полезной площади применяемых пластин до трех раз — в зависимости от способа установки.

4. Увеличенная степень концентрации операций в 2—2,2 раза повышает производительность труда.

5. Использование на операциях точения и выглаживания многогранных неперетачиваемых пластин стандартных типоразмеров сокращает номенклатуру инструмента и создает предпосылки для успешного применения комбинированного метода, объединяющего точение и выглаживание, в условиях автоматизированного производства.

6. В процессах выглаживания, а также в условиях комбинированной обработки многогранными неперетачиваемыми керамическими пластинами получается поверхностный слой с высокими параметрами качества — шероховатостью до $Ra = 0{,}1$ мкм и почти в 2 раза более высокой, по сравнению с исходным материалом, микротвердостью. Кроме того, в поверхностном слое детали образуются напряжения сжатия, а также изменяется структура материала: в ней появляется фазовая составляющая в виде мартенсита закалки, что характерно для термических процессов поверхностной закалки токами высокой частоты.

УДК 621.923

Силы, возникающие при шлифовании

В.Н. МИШИН, канд. техн. наук В.Н. БАЛАШОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Приведены результаты анализа процесса встречного и попутного шлифования в подвижной системе координат и особенности возникновения сил при шлифовании.
Ключевые слова: *шлифование, абразив, круг, силы.*

Mishin V.N., Balashov V.N.
FORCES ARE GIVEN AT GRINDING

In present clause the results of the analysis of process of counter and passing grinding in mobile system of coordinates and feature of occurrence of forces are given at grinding.
Keywords: *grinding, grinder, forces, abrasive.*

При шлифовании в зоне контакта круга с деталью возникают силы, под действием которых происходит пластическая деформация металла и образование стружки. Причем в настоящее время принято считать, что, во-первых, суммарная сила (P) резания состоит (рис. 1) из нормальной P_y, тангенциальной P_z и осевой P_x сил, и во-вторых, эти силы являются результатом взаимодействия одновременно работающих зерен круга с деталью, а не круга с деталью.

Данные силы определяют по эмпирическим формулам типа формулы № 1 (см. таблицу). Однако из-за колебания значений коэффициентов абсолютные значения сил, рассчитанные по этим формулам, значительно расходятся, что ставит под сомнение правомерность широкого их использования и существующие взгляды на сами силы.

Чтобы убедиться, есть ли основания для таких сомнений, рассмотрим особенности возникновения сил при шлифовании с позиции взаимодействия абразивного круга как единого тела с деталью. Для чего воспользуемся рис. 2 и 3, на первом из которых приведены кинематические схемы встречного и попутного шлифования плоской детали кругом в абсолютной (неподвижной) системе координат, а на втором — те же схемы, но в относительной (подвижной) системе координат.

Согласно принципиальной кинематической схеме процесса шлифования в неподвижной системе координат (см. рис. 2), стружка образуется в результате царапания поверхностного слоя детали зерном круга при его скольжении по ее поверхности. При встречном и попутном шлифовании $v_{кр} \gg v_д$, поэтому принято считать, что стружка под действием центробежных сил выбрасывается зерном в точке K со скоростью $v_с$.

В относительной системе координат, связанной с кругом, т. е. когда абразивный круг неподвижен, стружка при встречном и попутном шлифовании выдавливается зерном под действием детали (см. рис. 3), а процесс шлифования представляет

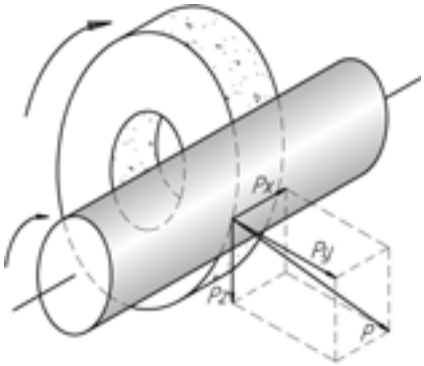


Рис. 1. Традиционное представление о силах, действующих в зоне контакта абразивного круга со шлифуемой деталью

собой высокоскоростное косое соударение детали с кругом, при котором направление скорости соударения тел составляет некоторый угол с поверхностью контакта. При таком соударении проявляется действие клинового соединения (рис. 4): при закреплении и раскреплении односкосного клина под действием активной силы P на его рабочих поверхностях возникают силы F_1 и F_2 трения, а в соединении — силы Q и N. Величину силы Q при закреплении клина можно определить [1] по формуле № 2, а при раскреплении — по формуле № 3.

Проводя аналогию с закреплением и раскреплением односкосного клина, можно сказать, что при шлифовании в результате косого соударения круга с деталью в зоне их контакта также возникают силы P, F_1, F_2, а также силы N и Q, которые находятся в замкнутой системе в состоянии динамического равновесия (рис. 5). Причем анализ действия сил трения в клиновом соединении и при шлифовании показывает, что при встречном шлифовании в зоне контакта возникают силы, характерные для закрепления клина, а при попутном — силы, характерные для его раскрепления.

Силы N и Q возникают под действием активной силы P и клина, который изменяет силу P по величине и направлению. Поэтому силы N и Q — так же, как и сила P, — активные. Под действием силы Q сжимается круг, под действием силы N — обрабатываемая деталь. Учитывая, что система сил находится в состоянии динамического равновесия при малых углах клина, можно утверждать: $N = Q$.

Сила F_1 в зоне контакта круга с деталью включает силы сопротивления (трения), возникающие в механизмах вращения круга и подачи детали на круг; сила F_2 — силу сопротивления (трения) при скольжении абразивного круга по поверхности детали и силу сопротивления, связанную с пластической деформацией материала при образовании стружки. Учитывая, что в подшипниках, используемых в приводах шлифовальных станков, трение существенно меньше силы трения скольжения круга по детали ($F_1 < F_2$), величиной силы F_1 можно пренебречь. Тогда формулы № 2 и 3 применительно к процессу встречного и попутного

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_z = C_р v_д^x t^y S^z v_{кр}^\alpha B^\beta$	$C_р$ — коэффициент, характеризующий материал шлифуемой детали; $v_д$ — скорость детали; t, S — поперечная и продольная подачи детали соответственно; $v_{кр}$ — окружная скорость абразивного круга; B — его твердость; x, y, z, n, m — экспериментальные коэффициенты
2	$Q_{закр} = \frac{P}{tg(\beta + 2f)}$	β — угол клина; f — угол трения
3	$Q_{раск} = \frac{P}{tg(\beta - 2f)}$	—
4	$Q_{встр} = \frac{P_{встр}}{tg(\beta + 2f)}$; $Q_{поп} = \frac{P_{поп}}{tg(\beta - 2f)}$	—
5	$Q = N = \frac{P}{tg(\beta \pm 2f)}$	—
6	$P = ptc$	p — давление, которое возникает при соударении круга с деталью, t — высота клина (подача детали на круг); c — высота круга ($c = 1$)
7	$p = \rho v$	ρ — плотность материала детали
8	$P = \rho v tc$	—
9	$\sin\beta = \frac{t}{b} = \frac{t}{2R_{кр}\sin\frac{\varphi}{2}}$	b — хорда, стягивающая угол φ контакта круга с деталью
10	$\sin\beta = \frac{t}{2R_{кр}\sqrt{0,5(1 - \cos\varphi)}}$	—
11	$\cos\varphi = \frac{R_{кр} - t}{R_{кр}}$	—
12	$b = \sqrt{2R_{кр}t}$	—
13	$\sin\beta = \sqrt{\frac{t}{2R_{кр}}}$	—
14	$\beta = \arcsin\sqrt{\frac{t}{2R_{кр}}}$	—
15	$f = \mathrm{arctg}(K' + K'') = \mathrm{arctg}K$	$K' = \frac{F_{тр}}{Q_N}$ — коэффициент трения скольжения круга по поверхности детали; $F_{тр}$ — сила трения круга о деталь; $Q_н$ — давление на поверхности контакта круга с деталью; $K'' = \frac{F_{деф}}{p_з}$ — коэффициент сопротивления пластической деформации металла при образовании стружки; $F_{деф}$ — сила, деформирующая металл при шлифовании; $p_з$ — давление в зоне контакта зерна круга с деталью; K — коэффициент сопротивления
16	$K_P = \frac{1}{tg(\beta \pm 2f)}$	—
17	$N = \frac{\rho v tc}{tg(\beta \pm 2f)} = K_P P$	—

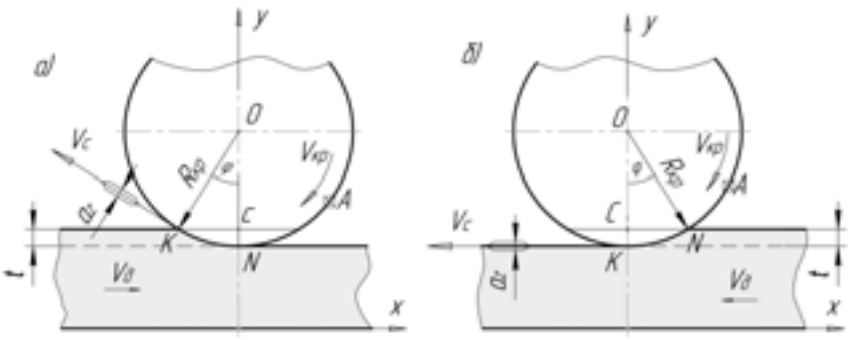


Рис. 2. Кинематическая схема процесса плоского встречного (а) и попутного (б) шлифования периферией абразивного круга в неподвижной системе координат

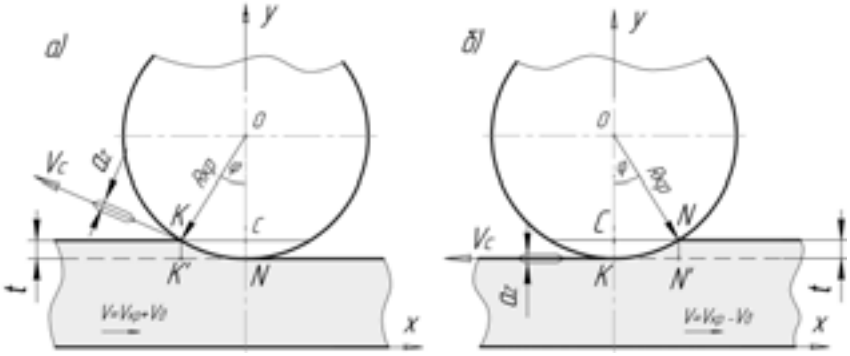


Рис. 3. Кинематическая схема процесса встречного (а) и попутного (б) шлифования в подвижной системе координат

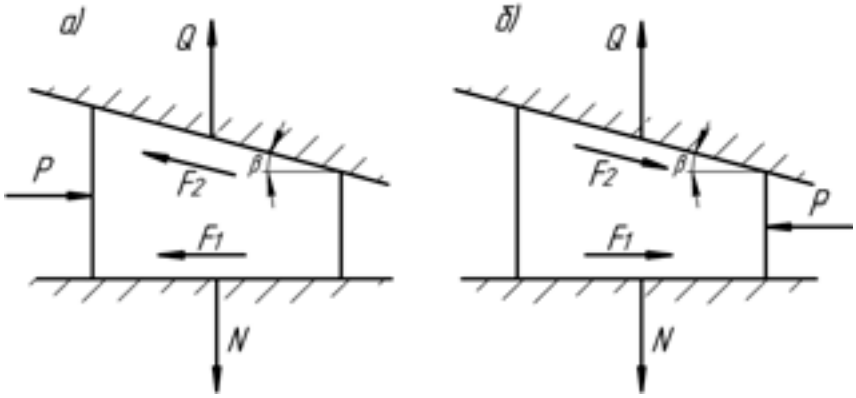


Рис. 4. Схема действия сил трения в клиновом соединении при закреплении (а) и раскреплении (б) клина

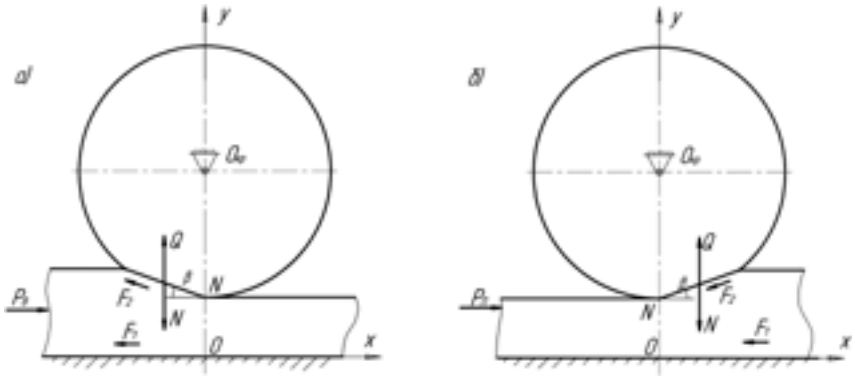


Рис. 5. Динамическая схема взаимодействия абразивного круга и детали при встречном (а) и попутном (б) шлифовании

шлифования можно записать в виде формул № 4. Или, если в общем виде — формулы № 5. Это означает, что величины сил Q и N при шлифовании зависят как от силы P, действующей на клин, так и от угла β клина и от угла f трения.

Силу P, действующую на клин при встречном и попутном шлифовании, дает формула № 6.

Давление p — это изменение импульса (количества движения) точки тела за единицу времени, т. е. $p_{ед} = \frac{d(mv)}{dt}$. Тогда давление при соударении детали с кругом в подвижной системе координат (единицы объема детали, движущейся со скоростью v с кругом) можно определить из формулы № 7 [2].

Исходя из сказанного, формула № 6 приобретает вид формулы № 8.

Далее. Угол β при шлифовании можно найти из рис. 3 — по формуле № 9. Или, учитывая выражение $\sin\frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{1-\cos\varphi}{2}}$, — по формуле № 10.

Наконец, угол φ при плоском и круглом наружном врезном шлифовании можно определить из треугольника KOC (см. рис. 3). Это формула № 11.

Используя формулы для cosφ и b, получаем формулы № 12 и 13, а из последней — окончательную формулу № 14 для вычисления угла β.

Угол трения f в уравнении включает угол трения и угол сопротивления пластической деформации и рассчитывается по формуле № 15.

Силы Q и N (напомним $Q = N$) возникают вследствие реакции клина (углов β и f) на действие активной силы P, поэтому они зависимы от нее. Эту зависимость при встречном и попутном шлифовании можно выразить через коэффициент $K_P = N/P$, который представляет собой передаточное отношение силы N реакции клина к силе P, действующей на клин. Его величину можно определить по формуле № 16, которая получается при совместном решении формул № 5 и 8. Откуда получается формула № 17 для расчета N.

Как видим, проведенный анализ принципиальной схемы процесса шлифования в подвижной системе координат позволил выявить силы, которые возникают в зоне контакта круга с деталью при встречном и попутном шлифовании, и установить

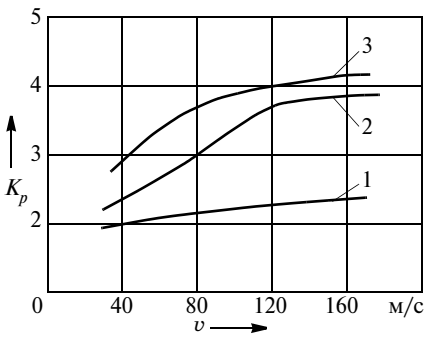


Рис. 6. Зависимость коэффициента K_P от скорости резания и марки стали:
1 — Р18; *2* — сталь 45; *3* — Х18Н10Т

зависимость между ними. Экспериментальные результаты, представленные в работах [3, 4], подтверждают полученные аналитические зависимости.

Так, коэффициент передачи сил (K_P) при шлифовании изменяется в тех же пределах, что и в клиновом соединении ($K_P = 2 \div 9$). Причем его изменение зависит (рис. 6) от скорости резания и материала, из которого изготовлена деталь. Иначе говоря, анализ принципиальной схемы процесса шлифования в относительной системе координат подтвердил, что сомнения были небезосновательными: возникновение сил при шлифовании — результат соударения круга с деталью и действия клина, а не взаимодействия зерен круга с деталью.

Литература

1. Мельников Г.Н. Технология машиностроения. Том 2. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 88 с.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая гидродинамика. 3-е изд. М.: Наука, 1986.
3. Маслова Е.Н. Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974.
4. Филимонов Л.Н. Высокоскоростное шлифование. Л.: Машиностроение, 1979. 82 с.

УДК 621.7.043/.044

Модель технологического процесса штамповки магниевого колеса

Канд. техн. наук П.А. ПЕТРОВ, В.И. ВОРОНКОВ, В.А. ИВАНОВ, С.Т. БАСЮК

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23), ЗАО «Диск БС»

Показана принципиальная возможность получения заготовок магниевых колес, применяемых в конструкции гоночных либо спортивных АТС, методом горячей штамповки в штампе для комбинированного выдавливания. Проведен анализ силовых параметров технологического процесса штамповки с применением системы компьютерного моделирования QFORM-2D; даются рекомендации по выбору геометрии штампового инструмента для комбинированного выдавливания дисков колес в зависимости от технологических параметров.
Ключевые слова: *магниевый сплав, автомобильное колесо, колесный диск, коэффициент запаса прочности, комбинированное выдавливание, метод конечных элементов, математическое моделирование, горячая объемная штамповка.*

Petrov P.A., Voronkov V.I., Ivanov V.A., Basuk S.T.
MODEL OF TECHNOLOGICAL PROCESS FORGING OF MAGNESIUM WHEEL

An approach to the manufacturing of magnesium automotive wheel by combined extrusion-type forging is described. The investigated magnesium automotive wheel is used in the design of racing or sport cars. The paper focuses on the investigation of the effect of the forging die geometry on the loading conditions during the hot forging of the preform of the wheel. The investigation within the scope the paper has been done on the basis of the finite-element (FE) modelling by means of the FE commercial codes QFORM-2D.
Keywords: *magnesium alloy, automotive wheel, safety factor, combined extrusion-type forging, finite element method, numerical simulation, hot bulk forging.*

Колеса из легких сплавов входят в конструкции современных гоночных, спортивных и многих «ширпотребных» моделей легковых автомобилей. Однако надо сказать, что все они — результат экспериментальной работы фирм-изготовителей. Об этом говорит тот факт, что в настоящее время существуют как минимум пять технологий изготовления данных изделий литьем под низким давлением; штамповкой (тиксоштамповкой); горячей объемной штамповкой в штампах выдавливания; горячей объемной штамповкой в разъемных (секторных) штампах; комбинированной технологией — листовой штамповкой и последующей сваркой. На спортивных АТС применяют, как правило, штампованные колеса, изготовленные методом горячей объемной штамповки. Для создателей автомобильной техники важны не только общие, но и конкретные соображения. Например, всем известно, что самое легкое колесо — магниевое. Но какую технологию из четырех предложенных выше «штамповых» технологий его изготовления нужно брать, остается не совсем понятно.

Авторы статьи решили внести ясность в «непонятную» проблему и провели специальные исследования. При этом они исходили из следующих очевидных соображений.

Первое: выбирая технологическую схему изготовления штампованной заготовки колеса, следует принимать во внимание качество получаемого полуфабриката, его прочностные и эксплуатационные характеристики, а также стоимость подготовки производства. Второе: надо очень четко знать, как геометрическая форма продольного сечения влияет на прочность колеса.

В итоге установлено, что наиболее выгодный с этой точки зрения вариант изготовления заготовки — стакан с двумя фланцами.

Такая заготовка может быть получена за счет деформирования мерной цилиндрической заготовки в штампе для комбинированного выдавливания (рис. 1). Сам же процесс пластического деформирования в штампе иллюстрирует рис. 2, на котором приведено математическое моделирование этого процесса. При

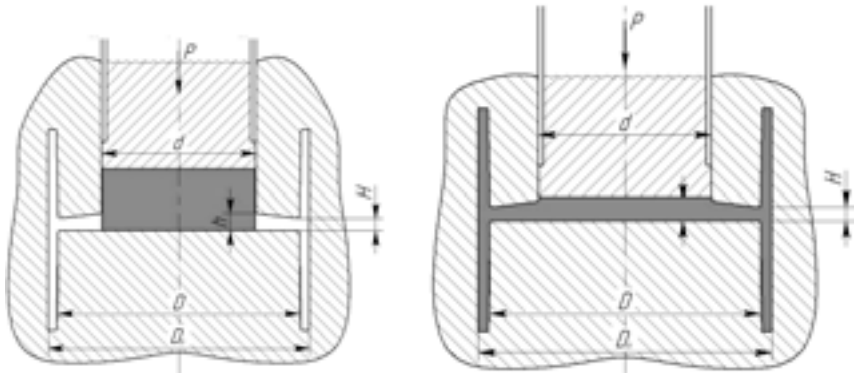


Рис. 1. Эскиз экспериментальной оснастки

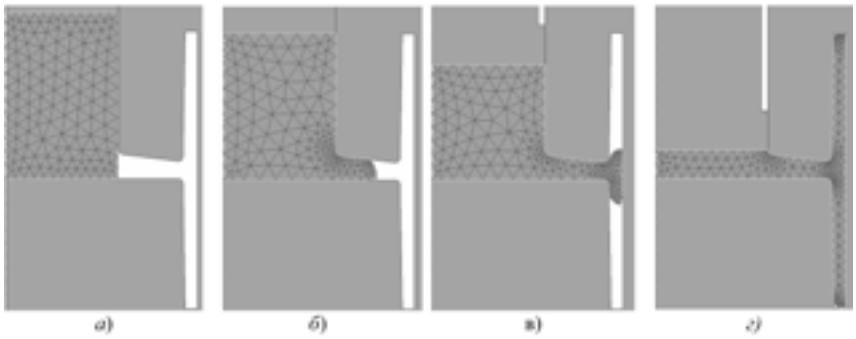


Рис. 2. Математическая модель процесса

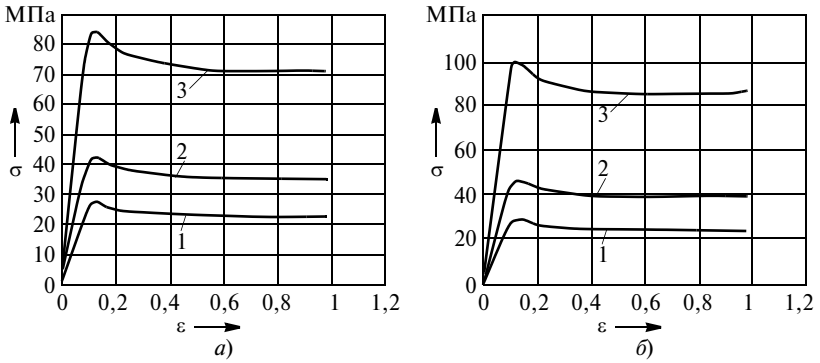


Рис. 3. Изотермические кривые текучести сплава МА2-1

этом на рис. 2, *а* показано исходное положение инструментов и заготовок, а на рис. 2, *б* — первая стадия деформирования (радиальное выдавливание), которая начинается с момента касания пуансона и заготовки и продолжается до полного заполнения кольцевой полости между прижимом и донной частью контейнера, т. е. до момента касания материала и вертикальной стенки контейнера; на рис. 2, *в* — начало, а на рис. 2, *г* — конец — прямое и обратное выдавливание, когда деформируемый материал полностью заполняет вертикальную полость с оформлением стенки стакана. Формируется эта полость как между контейнером и прижимом, так и между контейнером и выталкивателем.

При выполнении математического моделирования авторы несколько упростили конструкцию штампа: контейнер, прижим и выталкиватель считали единым инструментом. Само же математическое моделирование в системе QFORM-2D проводили, принимая во внимание следующее: кривые текучести сплава МА2-1 — изотермические, построенные для температур 613 К, или 390 °С (рис. 3, *а*) и 705 К, или 430 °С (рис. 3, *б*); данные для построения получены после обработки результатов испытаний цилиндрических образцов сплава МА2-1 сжатием при постоянных скоростях деформации, равных 0,001 (кривая *1*), 0,01 (кривая *2*) и 0,4 $с^{-1}$ (кривая *3*); температура деформирования и температура нагрева штампов была во всех случаях равна 673 К (400 °С); контактное трение задавалось в соответствии с моделью трения А.Н. Леванова[1] [1]; фактор трения, характеризующий смазку, принимали равным 0,22, а коэффициент теплопередачи технологической смазки — 1750 Вт/($м^2 \cdot К$); с учетом осевой симметрии рассматривалась только половина заготовки, лежащая в меридиональной плоскости; штамповка выполнялась на гидравлическом прессе со скоростью рабочего хода 2 мм/с.

При моделировании исследовалось, как влияют параметры инструмента на течение металла (рис. 4) — угол α_1 конусности торцевой поверхности прижима; углы α_2 и α_3 конусности вертикальных стенок (штамповочные уклоны); радиусы R_1, R_2 и R_3; высота H, определяющая окончание конического участка на торцевой поверхности прижима. При этом обнаружились очень интересные с практической точки зрения факты.

Так, оказалось, что при выдавливании металла из донной части в вертикальные полости скорость его деформации изменяется на порядок, причем это изменение происходит практически мгновенно (рис. 5). Кинематика течения материала при комбинированном выдавливании, а также силовые параметры процесса зависят от температурно-скоростных условий деформирования и геометрии инструмента. Причем влияние последней на течение материала в штампе определялось соотношением площадей S_d и S_D, а также площадей S_t и S_D. ($S_d = \pi d h_d$ — площадь вертикальной поверхности цилиндра диаметром d и высотой $h_д$ донной части (рис. 6), которая, в свою оче-

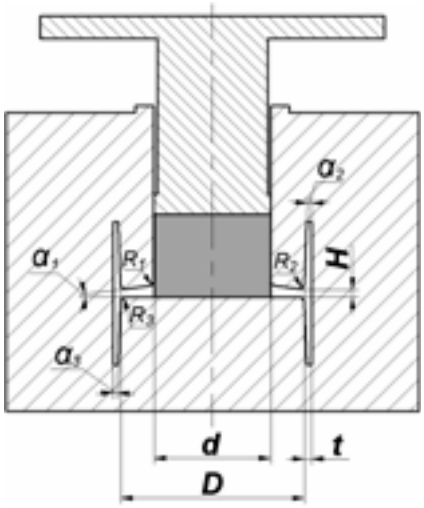


Рис. 4. Расчетная схема процесса комбинированного выдавливания

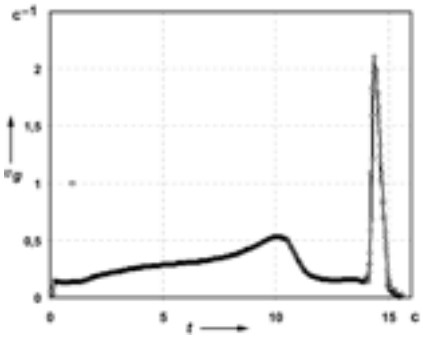


Рис. 5. Типовой путь деформирования при комбинированном выдавливании

[1] Леванов А.Н., Колмогоров В.Л., Буркин С.П., Картак Б.Р., Ашпур Ю.В., Спасский Ю.И. Контактное трение в процессах обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1976. 416 с.

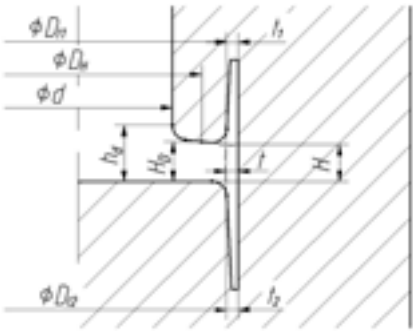


Рис. 6. Схема определения площадей

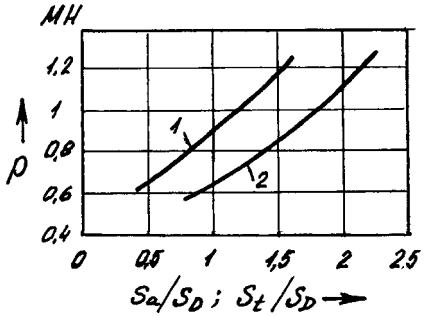


Рис. 7. Зависимости силы деформирования от отношения площадей

редь, определяется высотой H и углом α_1; $S_D = \pi D_H H_D$ — площадь, образуемая вертикальной поверхностью цилиндра диаметром D_H и высотой H_D; S_t — среднеарифметическое суммы площадей колец, образующихся при сечении горизонтальными плоскостями стенок стакана в местах сопряжения радиусов с наклонными стенками стакана; $S_{ti} = \pi t_i(t_i + D_{ti})$.

Таким образом, приведенные в статье исследования фактически сводятся к определению влияния отношений S_d/S_D и S_t/S_D на значение силы P деформирования материала.

И еще одно предварительное замечание. Силу P деформирования нужно измерять в тот момент, когда деформируемый материал перетекает через радиусы R_1 и R_2 и начинает вытекать в вертикальные полости. Но так как при всех расчетах принималось и принимается в нашем случае, что металл перетекает в нижнюю полость, то сила P деформации измеряется в момент перетекания металла через радиус R_2 (см. рис. 3). При этом считалось, что в начальный момент заполнения вертикальной полости углы α_2 и α_3 не оказывают влияния на эту силу. Однако по мере выдавливания материала в вертикальную полость их влияние постепенно возрастает.

Зависимость силы P деформирования от отношения площадей S_d/S_D и S_t/S_D при фиксированном наборе значений параметров α_1, R_1, R_2, R_3, H и $\alpha_2 = \alpha_3 = 1°$ приведена на рис. 7, а типовая зависимость силы деформирования от времени изучаемого процесса деформирования — на рис. 8. И она — именно типовая, поскольку для всех вариантов штамповки примерно одинаковая.

Так, в промежутке между пятой и шестой секундами процесса деформирования на графике появляется участок, характеризующийся резким (скачкообразным) увеличением силы деформирования. Это говорит, как уже упоминалось, о мгновенном увеличении скорости деформации, что всегда сопровождает переход металла через радиусы R_2 и R_3 и последующее его выдавливание в вертикальные полости.

Увеличение радиусов R_1, R_2 и R_3 ведет к росту площадей S_d и S_D и, как следствие, к уменьшению силы деформирования в течение переходного процесса, т. е. деформирования материала, сопровождаемого резким изменением скорости деформации материальных точек, проходящих через сечение *А—А* и *Б—Б*.

Если же говорить в целом, то в зависимости от сочетания параметров α_1, R_1, R_2, R_3, H участок, характеризующийся резким увеличением силы деформирования, смещается либо в область больших, либо небольших значений времени.

Теперь обратимся к более конкретным делам. Например, авторы оценили влияние отношения S_t/S_D на значение скорости деформации материальной частицы, переходящей через сечение *А—А*, а также относительную величину $\Delta\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_{src}/\dot{\varepsilon}_{before}$ ($\dot{\varepsilon}_{src}$ и $\dot{\varepsilon}_{before}$ — скорость деформации материальной точки после и до прохождения через сечение *А—А)*. Аналогичную оценку они сделали и для материальных частиц, проходящих через сечение *Б—Б*. Считая, что высота H изменяется, а остальные параметры (R_1, R_2, R_3, α_1, α_2, и α_3) — нет и равны соответственно $R_1 = R_2 = R_3 = 1$ мм, $\alpha_1 = 7°$ и $\alpha_2 = \alpha_3 = 1°$, то все рассматриваемые материальные точки расположены на равном удалении от радиусов R_2 и R_3. И вот что при этом установлено.

При выдавливании металла из донной части в вертикальные полости скорость его деформации для соотношений сечений S_t/S_D, близких к единице, изменяется в ~10 раз, и для соотношений сечений, существенно меньших единицы, — в 20 раз.

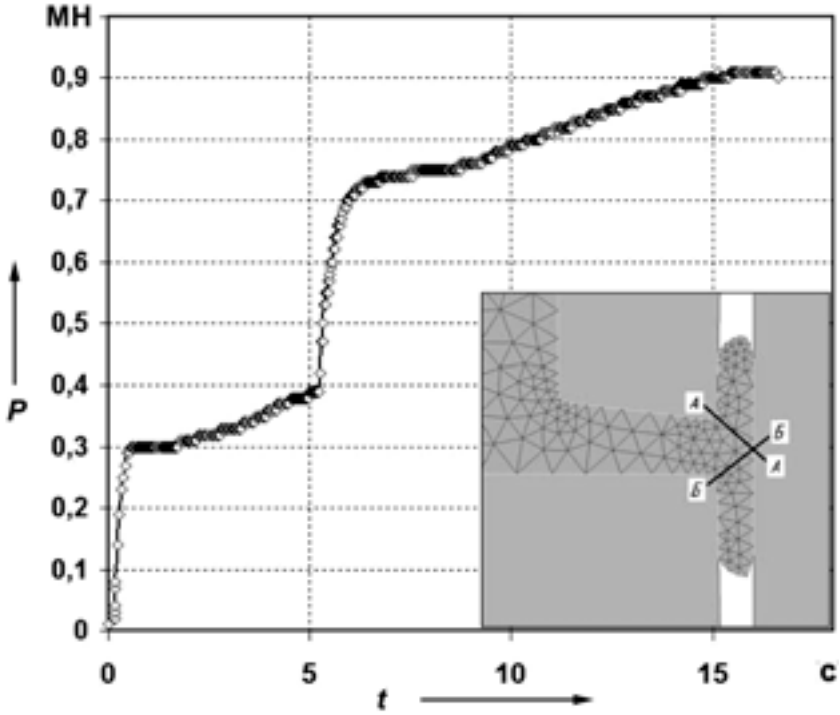


Рис. 8. Зависимости силы деформирования от времени процесса ($\alpha_1 = 7°$, $\alpha_2 = \alpha_3 = 1°$, $H = 5$ мм)

То есть эта скорость обратно пропорциональна S_t/S_D. Несмотря на увеличение значений $\dot{\varepsilon}_{src}$ и $\dot{\varepsilon}_{before}$, с ростом отношения S_t/S_D значение $\Delta\dot{\varepsilon}$ уменьшается во всем диапазоне изменения этого отношения.

Сила P деформирования материала на последнем этапе процесса комбинированного выдавливания зависит от значения штамповочного уклона α_2 и α_3, и эта зависимость носит экспоненциальный характер и может быть описана формулой $P = 0{,}9556\exp(0{,}0824\alpha)$. Причем углы α_2 и α_3 определяют геометрию полости штампового инструмента, заполняемой деформируемым материалом. В частности, при заполнении вертикальных полостей формируются стенки заготовки диска. Это означает, что высотой формируемых стенок можно управлять, меняя значения угла α_2 либо угла α_3.

Таким образом, результаты численных исследований технологической схемы штамповки заготовки колесного диска из сплава МА2-1 не только позволяют выбрать оптимальные геометрические размеры элементов конструкции гравюры штампового инструмента. И это значительно сокращает затраты, связанные с постановкой на производство таких дисков.

УДК 629.113.002.3+620.22

Перспективы автотракторного материаловедения

Д-р техн. наук Г.М. ВОЛКОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495 223-05-23)

Рассмотрены потенциальные возможности нанотехнологии для многократного повышения технических характеристик машиностроительных материалов.

Ключевые слова: *безразборный ремонт, холодная молекулярная сварка, нанопорошки, моностадийная нанотехнология, фрагментирование, объемные наноматериалы.*

Volkov G.M.

PROSPECTS OF AUTOTRACTOR MATERIALS TECHNOLOGY

Potential possibilities of nanotechnology for repeatedly increasing of technical characteristics of machine-building materials are considered.

Keywords: *nondisassembly repair, cold molecular welding, nanopowders,monostage nanotechnology, fragmentation, bulk nanomaterials.*

Автотракторное материаловедение всегда решало и продолжает решать две основные задачи. Во-первых, обеспечивает поддержание изношенной техники в работоспособном состоянии с помощью технико-экономически состоятельных технологий. Во-вторых, создает материалы новых поколений, имеющие более высокие, чем у предшественников, технические характеристики, т. е. материаловедческие предпосылки для разработки конкурентоспособной автотракторной техники. И надо сказать, что решает их довольно успешно.

Так, если взять технологии ремонтно-восстановительных работ, то последние из них уже не требуют, как было еще совсем недавно, громоздкого технологического оборудования, а также высокой квалификации непосредственного исполнителя работ. Типичный тому пример — безразборный ремонт узлов трения машин и механизмов [1], основанный на том, что в систему их смазки вводятся специальные добавки, которые восстанавливают изношенные поверхности. Причем в ряде случаев — вплоть до номинальных значений. Иначе говоря, его результаты соответствуют результатам текущего, а иногда и капитального ремонта.

Второй пример — реновация изношенных или поврежденных металлических деталей. Она, как известно, всегда выполнялась методами термической сварки и наплавки, т. е. прочность обеспечивалась за счет взаимодействия атомов наплавляемого и основного металлов. Для чего было нужно дорогое и громоздкое оборудование, обслуживаемое высококвалифицированным персоналом. Теперь же все чаще используются принципы не атомарного, а молекулярного взаимодействия, для реализации которых не требуется ни громоздкого оборудования, ни высококвалифицированного персонала. Расходными материалами в данном случае служат ремонтные композиционные материалы («рекомы»), которые, состоя из полимерной матрицы и дискретного наполнителя, взаимодействуют с металлом восстанавливаемой поверхности.

Такая технология позволяет отказаться от термического и механического воздействия на соединяемые материалы. То есть реновацию можно выполнять без нагрева и давления, вне защитной среды. При этом основной рабочий инструмент исполнителя — шпатель.

Важно и то, что у нас в стране уже налажено производство отечественных «рекомов» универсального, специального и аварийного назначения (см. «Конверсия в машиностроении», 1999, № 1, с. 49—52). Например, пригодных для восстановления даже ржавых, мокрых и замасленных поверхностей. Кроме того, и они, и технология их применения сравнительно дешевы. Достаточно сказать, что затраты на закупку «рекомов», освоение технологии их применения окупаются уже после первого ремонта. Работоспособность машиностроительной продукции, а также основного оборудования и инфраструктуры производственных предприятий любого профиля обеспечивается поставками всего трех марок в следующем соотношении: «Реком-Б» — 80 %, «Реком-И» — 10 % и РА-У — 10 %.

Что касается второй задачи, то о ней можно сказать следующее.

Традиционные способы повышения технических характеристик металлических автотракторных материалов за счет эмпирического подбора легирующих элементов и использования различных способов термомеханической обработки уже практически исчерпали себя. Так что есть все основания предположить, что в обозримом будущем от традиционных способов модифицирования конструкционных материалов революционного изменения уровня их потребительских свойств ожидать не приходится. Хотя эволюционное их улучшение, конечно, будет продолжаться. Но преодолеть принципиальный недостаток — обратно пропорциональную зависимость соотношения «прочность—

пластичность» — традиционные способы возможности не дают.

Однако положение небезнадежно. Фундаментальная наука показала, что прочность твердого тела зависит от количества дефектов в структуре его материала: чем их меньше, тем выше прочность. Доказано также, что чем меньше размеры дискретных элементов структуры, тем дефектов меньше.

Особенно интересны с этой точки зрения дисперсные частицы (для металла — зерна) со степенью дисперсности $10^5 \div 10^7$, т. е. 100 нм (10^{-7} м) и мельче (наночастицы): материал на их основе по своим свойствам многократно отличается от того же материала на основе более крупных частиц. Потому что свойства крупных частиц определяются законами классической физики, а в свойствах наночастиц проявляются эффекты квантовой механики.

Все дело в том, что технический потенциал наноразмерных объектов основан на различии энергетического состояния атомов вещества в его объеме и на поверхности раздела фаз (рис. 1). Силовое поле атомов, расположенных на границе раздела фаз, резко отличается от энергетического состояния атомов, находящихся в объеме фазы. В результате внутренний атом испытывает равномерное воздействие окружающих его атомов (рис. 1, *а*), поэтому равнодействующая сил атомарного взаимодействия практически равна нулю. У атомов же, которые очутились на поверхности тела (рис. 1, *б*), высвобождаются те валентности, которые у атомов в объеме тела были реализованы на взаимодействие с соседними атомами (на рисунке материальное тело выделено штриховкой, валентности условно обозначены стрелками). Свободные валентности, появившиеся в момент выхода атома на поверхность и направленные в сторону другой фазы, в следующий момент переориентируются (рис. 2, *в*) на взаимодействие с внутренними и соседними периферийными атомами (усиление взаимодействия периферийных атомов на схеме условно обозначено двойными стрелками). В итоге на поверхности раздела фаз образуется слой, свойства которого резко отличаются от свойств основной фазы.

Это явление многократно подтверждено экспериментально, причем на многих веществах. Но особенно наглядно его проявление в жидкостях, где свободные валентности атомов реализуются в виде поверхностного натяжения. При этом равнодействующая сил, которые втягивают атомы поверхностного слоя внутрь жидкости, достигает огромных значений, например, для воды, около ~1,1 тыс. МПа, или 11 тыс. кгс/см^2. (Именно поэтому жуки-водомерки свободно передвигаются по поверхности воды.)

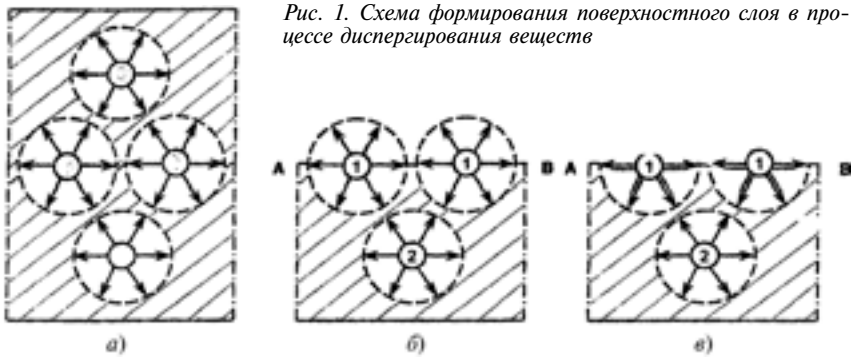


Рис. 1. Схема формирования поверхностного слоя в процессе диспергирования веществ

В случае твердого тела воздействие свободной валентности атомов, находящихся на его поверхности раздела с другой фазой, тоже формирует избыточную поверхностную энергию. Правда, ее наличие менее заметно, не имеет наглядного подтверждения, как в случае воды, поэтому в обыденной жизни практически не учитывается. Тем не менее силы атомарного взаимодействия в твердом теле есть. И они значительно больше, чем в жидкости: как известно, жидкость практически не имеет прочности, а у твердых тел она весьма значительна.

Технические приложения свойств наноразмерного состояния вещества в настоящее время сосредоточены преимущественно в области электроники, а также в других областях науки и техники, — главным образом, там, где можно использовать единичные наночастицы.

Но это пока. В дальнейшем же просматривается, в том числе специалистами МГТУ «МАМИ», очень эффективное применение преимуществ наноразмерного состояния вещества для многократного улучшения потребительских свойств традиционных материалов конструкционного и функционального назначения. И эта надежда вполне оправданна.

Так, в настоящее время общепризнано и экспериментально подтверждено, что дискретные элементы структуры материалов, находящиеся в нанометровом интервале размеров, обеспечивают принципиально новый, существенно более высокий уровень технических характеристик этих материалов. Значит, нанотехнология не только может решить проблемы рационального использования потенциальных возможностей широко применяемых в технике материалов, но и открывает новые, не известные ранее перспективы материаловедения. И дело к этому хотя и медленно, но идет. Например, первым шагом в данном направлении, массовым продуктом нанотехнологии, уже стали так называемые нанопорошки. Это, конечно, еще не наноматериалы, однако состоят из дисперсных частиц размером именно до 100 нм. Правда, они практически никак не связаны между собой, поэтому использовать их в качестве конструкционного материала машиностроительного назначения, разумеется, невозможно. Но они могут служить одним из сырьевых компонентов для последующего производства объемного материала, содержащего определенное количество наноразмерного наполнителя и пригодного для изготовления из него деталей машин, приборов и других технических устройств. Тем более что исследованиями в области получения объемных материалов с наноразмерной добавкой занимается очень большое число специалистов, которые доказали: наноразмерный наполнитель можно ввести в технически значимые материалы промышленного производства, не нарушая устоявшийся технологический процесс изготовления этих материалов, и что модифицирование промышленных материалов наночастицами дает возможность получить максимальный положи-

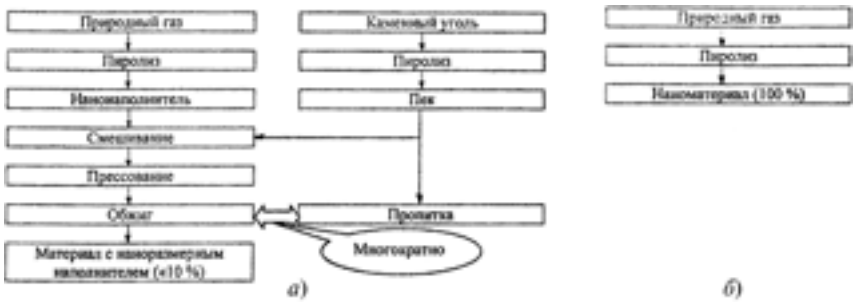


Рис. 2. Традиционная многостадийная с наноразмерной добавкой (а) и моностадийная (б) технологии получения объемного наноматериала

тельный эффект с помощью сверхмалых количеств наночастиц.

Все эти соображения еще в самом начале их реализации, поскольку не решены еще некоторые основные задачи. В их числе такие, как определение оптимального значения верхнего предела наноразмерного диапазона дисперсных частиц вещества или структурных элементов материала, отработка технологии получения вещества в виде дисперсных частиц наноразмерного диапазона и технологии консолидации наночастиц или фрагментирования структурных элементов материала до наноразмерного диапазона. Хотя определенные наработки уже есть. В частности, теоретические расчеты и экспериментальные данные показывают, что многократное повышение уровня потребительских свойств машиностроительных материалов может быть достигнуто при размерах дискретных элементов структуры материала меньше критической ($d_{кр}$) величины, составляющей ~10 нм (см. «Нано- и микросистемная техника», 2006, № 5, с. 34—37).

Эти наночастицы, независимо от их химического состава, геометрической формы и метода получения, следует вводить в матрицу — промышленные материалы традиционной технологии, а для совмещения наполнителя с матрицей — использовать хорошо отработанную технологию получения композиционных материалов.

Правда, здесь не избежать значительных трудностей. Такая технология, взятая «в чистом виде», состоит из большого числа операций (рис. 2, *а*), что резко увеличивает продолжительность и стоимость технологического цикла производства конечного нанопродукта. Однако специалисты МГТУ «МАМИ» уже разработали теоретические основы моностадийной технологии объемных наноматериалов конструкционного назначения (рис. 2, *б*), которые подтверждены экспериментально на примере углерода в аллотропной модификации графита.

Согласно этой технологии, наноразмерный наполнитель формируется одновременно с матрицей в одном и том же химическом реакторе, т. е. в реактор поступает сырье, а из него выходит конечный продукт — объемный наноматериал. В результате практически при тех же экономических затратах вместо нанопорошка получается объемный наноматериал.

При этом его структура и определяемые ею свойства выгодно отличаются от свойств объемного материала с наноразмерным наполнителем, получаемого по традиционной технологии композиционных материалов. Формируется она путем связывания наночастиц в объемный монолит наноразмерными прослойками матрицы. Это означает, что все структурные элементы материала находятся в наноразмерном диапазоне, т. е. он является 100 %-ным объемным наноматериалом, тогда как содержание наноразмерного наполнителя в объемном материале, получаемом по традиционной технологии, значительно меньше 10 %.

Углеродный наноматериал по прочностным показателям лучше углеродных конструкционных материалов, полученных по традиционной технологии, в 3 раза, коэффициенту трения — в 5 раз, коэффициенту катодного распыления — в 15 раз, окислительной стойкости — до 300 раз. Кроме того, он химически и биологически инертен, непроницаем для жидкости и газа, радиационостоек, а по высокотемпературной удельной прочности превосходит вольфрам. Главное же, промышленный технологический процесс уже отработан на пластинах, трубах и других изделиях в производственных условиях. То есть уникальные свойства объемного наноматериала «углерод—углерод» подтверждены в промышленных масштабах. А это и есть главная предпосылка для разработки и изготовления изделий современного машиностроения, не имеющих аналогов в мировой практике.

Другое направление промышленной реализации преимуществ наноразмерного состояния вещества в свойствах объемного материала, которое прогнозируют специалисты МГТУ «МАМИ», — фрагментирование структурных элементов матрицы будущего композиционного материала до наноразмерного состояния. Его теоретической основой является вторичная кристаллизация материалов традиционной технологии, классификационный признак которой — перестройка кристаллической решетки составляющих материал веществ в твердом состоянии (без их плавления).

Здесь реакционная среда служит матрицей, скрепляющей образующиеся наночастицы в наноразмерные фрагменты структурных элементов объемного наноматериала. Это означает, что при соответствующей организации технологического процесса получение объемного нанофрагментированного материала тоже может осуществляться в одну стадию. Причем несколькими методами. В том числе методом интенсивной пластической деформации металлов с такими вариантами аппаратурного оформления процесса, как кручение под квазигидростатическим давлением, равноканальное угловое прессование и всесторонняя изотермическая ковка; компактирование и спекание нанопорошков как металлов, так и неметаллов методами порошковой металлургии; методом вторичной кристаллизации аморфных металлов с выделением наноструктурированных интерметаллидов; модифицированием наночастицами расплава металла; путем вторичной кристаллизации стекла с выделением наноструктурированных кристаллитов химических соединений.

Перспективы промышленной реализации некоторых из этих методов, а также технологических прин-

ципов измельчения дискретных элементов структуры до наноразмерного диапазона можно рассмотреть на примере наиболее широко востребованного в инженерной практике машиностроительного материала — стали.

Как уже упоминалось, снижение вязкости и трещиностойкости стали в процессе ее упрочнения традиционными способами — дело нежелательное: эксплуатация выполненных из нее деталей в сложных условиях часто приводит к авариям и экологическим катастрофам. Металлический же материал с дискретными элементами структуры наноразмерного диапазона может обладать высокой пластичностью, сохраняя ее при повышении прочностных характеристик. Контролируемое формирование наноразмерных фрагментов структуры в объеме стали позволяет в несколько раз повысить ее трещиностойкость при одновременном значительном увеличении прочностных характеристик. При этом желаемое изменение свойств стали достигается введением в ее состав наночастиц на стадии металлургического производства или измельчением ее структурных составляющих до наноразмеров при термомеханической обработке.

Но, как сказано выше, хороший эффект дает и интенсивная пластическая деформация (ИПД). Ее фундаментальные исследования и разработка на их основе наноструктурированных металлов и сплавов впервые были начаты уфимскими учеными еще в конце 1980-х годов [2]. Затем это перспективное научное направление быстро привлекло внимание ученых других регионов России и многих зарубежных стран.

Одним из методов реализации ИПД является метод кручения под высоким давлением, основанный на обработке металла в установке, которую часто называют наковальней Бриджмена. Суть данного метода сводится к следующему (рис. 3, *а*).

Образец *1* помещают внутрь полости установки и, вращая один из бойков *3*, подвергают его ИПД кручением под высоким давлением. Чтобы повысить степень деформации, при которой зерна достигают размера 10—20 нм, число поворотов этого бойка должно быть не менее пяти. Правда, практическое значение этого метода ограничено формой и размером образцов: диски должны быть диаметром до 20 и толщиной до 1 мм.

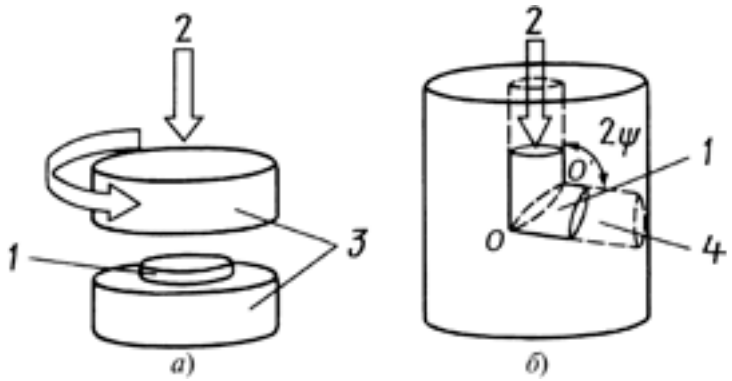


Рис. 3. Схема лабораторных установок для интенсивной пластической деформации металлов кручением под высоким давлением (а) и равноканальным угловым прессованием (б):
1 — образец; *2* — давление; *3* — бойки; *4* — канал

Более перспективен разработанный уфимскими учеными второй метод — равноканального углового прессования (рис. 3, *б*), который основан на пластическом деформировании образца *1* путем многократного его продавливания через угловой канал *4* постоянного диаметра. При этом в плоскости *O—O'* происходит сдвиг со степенью ε деформации, равной 1,15, при угле 2ψ между каналами 90°. Повторными проходами образца через канал можно добиться накопления желаемой степени деформации и соответствующих структурных изменений металла.

Практический результат проведенных работ — получение длинномерных прутков диаметром до 12 мм. Например, прутков из титановых сплавов, ИПД которых позволила фрагментировать исходные зерна до размера ~70 нм. В итоге — повысить предел выносливости сплавов в 2 раза, а прочностные их показатели — в 2,5 раза. (Рекомендуемая область применения новой продукции — высокопрочные крепежные изделия для машиностроения.)

Как видим, оба метода предусматривают неоднократные повторения циклов прессования исходного образца. И это стало основным препятствием для широкого применения метода ИПД с целью промышленного получения наноматериалов. Поэтому над устранением данного препятствия работают многие. И главное направление этих работ — создание различных вариантов аппаратурного оформления технологического процесса ИПД.

Один из таких вариантов, предназначенный для изготовления длинномерных прутков путем непрерывного прессования исходного образца, показан на рис. 4, а второй [3], называемый методом всесторонней изотермической ковки, который позволяет реализовать метод ИПД в условиях промышленного производства крупногабаритных изделий на заводском оборудовании, — на рис. 5. Причем последний особенно интересен. В нем используется сочетание поэтапной деформации заготовки в разных направлениях и рекристаллизации материала со снижением температуры на каждом таком этапе. Это дает возможность измельчить зерна металла вплоть до наноразмерных величин, избегая разрушения заготовки, даже если она выполнена из труднодеформируемого металла или сплава.

Наноструктурированные стали, полученные методом изотермичес-

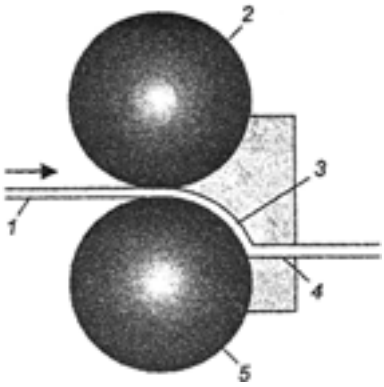


Рис. 4. Схема установки комбинированной прокатки и равноканального углового прессования для получения длинномерных прутков:
1 — образец; *2* — направляющий валок; *3* — зазор между валками; *4* — выходной канал; *5* — подающий валок

Рис. 5. Технологическая схема всесторонней изотермической ковки

кой ковки, уже используют для производства магистральных газо- и нефтетрубопроводов большого диаметра, предназначенных для эксплуатации в сложных природно-климатических условиях Крайнего Севера, в морской воде и сейсмически активных горных районах Восточной Сибири.

Еще одно перспективное направление получения наноструктурированных металлов — термическая обработка аморфного сплава определенного состава, при которой в нем выделяются нанокристаллы, т. е. формируется нанокристаллический композиционный материал с матрицей из аморфного металла. Получаемая при этом аморфная лента с нанокристаллическим наполнителем обладает высокими магнитными характеристиками, имеет низкую коэрцитивную силу и высокое электрическое сопротивление. Она успешно заменяет все известные магнитомягкие материалы, превосходя в разы их лучшие рабочие характеристики.

В заключение нельзя не отметить, что наноструктурированные материалы для нашей страны — не новость: нанопорошки в СССР начали производить в интересах «уранового проекта» еще в 1950-е годы. В настоящее же время их выпускается более 200 типов [4]. Причем этот ассортимент по химическому составу вполне соответствует мировому распределению (SiO_2 — 44 %, Al_2O_3 — 18, TiO_2 — 6 %, другие — остальное). Кроме того, следует подчеркнуть, что нанопорошки нашими специалистами не считаются конечным продуктом нанотехнологии, а рассматриваются только в качестве одного из сырьевых компонентов для создания новой нанопродукции. Так что проблема сейчас только в востребованности промышленностью объемных наноматериалов машиностроительного назначения. И есть все основания надеяться, что объявленная руководством страны модернизация производства, а также то, что даже 1 % нанодобавок резко улучшает потребительские свойства большинства материалов, получаемых по традиционной технологии, выпуск нанопродукции с использованием нанопорошков уже в ближайшее время достигнет 1 млн т/год. Их начнут применять при изготовлении электродных материалов для гальванических батарей (литий-ионные аккумуляторы на основе нанокомпозитных электродов легки и компактны, при равной массе они по емкости в 2 раза и по напряжению в 3 раза превосходят нынешние никель-кадмиевые аккумуляторы), вводить в состав композиционного твердого сплава инструментального назначения (нанокерамики) и т. д.

Конечно, это потребует определенных организационных мероприятий. И, думается, такие мероприятия можно будет отработать в «Силиконовой долине», организуемой в Подмосковье. С тем, чтобы наладить, а затем внедрить их в массовое машиностроительное производство.

Литература

1. Балабанов В.И. Безразборное восстановление трущихся соединений. М.: МГАУ, 1999.
2. Валиев Р.З., Александров И.В. Объемные наноструктурные металлические материалы. Изд-во ИКЦ «Академкнига», 2007. 400 с.
3. Горынин И.В. Создание конструкционных и функциональных наноматериалов // Инновации. 2008. № 6 (116), С. 34—43.
4. Петрунин В.Ф. Ультрадисперсные порошки — российская ниша наноматериалов и перспективная база нанотехнологий // Экология — XXI век. 2005. № 3 (27), С. 90—91.

УДК 629.113/.115-034.7

Вспененный алюминий в автомобилестроении

Д-р техн. наук М.Ю. ЕРШОВ, И.А. ЛЕПЕШКИН

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Приводится анализ применения вспененного алюминия в автомобилестроении. В частности, в качестве структурного материала в конструкции кузова автомобиля; материала, поглощающего энергию при ударах, а также для производства различных фильтров, катализаторов, топливных баков и т. д.

Ключевые слова: *вспененный алюминий, сэндвич-панели из вспененного алюминия, технология производства деталей, конструкция автомобиля, кузов, крэшбокс, бамперы.*

Ershov M.Yu., Lepeshkin I.A.

ALUMINIUM FOAMS IN AUTOMOTIVE INDUSTRY

This paper describes the application of the aluminum foams in automotive industry. The main categories are — structural material for car body, energy absorbing material in cases of accidents and material for producing filtars, catalysts, fuel tanks and so on.

Keywords: *aluminum foam, aluminum foam sandwich, technological routs, car design, body-in-white, crashbox, bumpers.*

Вспененный алюминий — материал, который многие из специалистов считают одним из наиболее перспективных для автомобилестроения. И не без оснований: он имеет уникальное сочетание различных и иногда даже противоположных свойств: у него высокие удельная жесткость, уровни энерго- и звукопоглощения; низкая плотность и гигроскопичность; хорошие теплоизоляционные способности и устойчивость к огню; широкий диапазон рабочих температур; выполненные из него детали легко поддаются рециклингу [1]. Правда, он сравнительно дорог, в связи с чем наметилась тенденция применять его только тогда, когда можно выгодно использовать сразу несколько его свойств. Например, конструкторы чаще всего стараются сочетать его несущие способности и низкую плотность с изолирующими характеристиками либо со способностью поглощать большое количество механической энергии. Пригоден он также в качестве филь-

Рис. 1. Прототип кронштейна для двигателя фирмы БМВ, произведенного фирмой ЛКР:
слева направо: полая отлитая деталь; деталь, состоящая из вспененного наполнителя и отлитой внешней поверхности; сечение композитной детали

тров, катализаторов химических реакций и в структуре различных теплообменников.

Однако одним из основных направлений его применения является использование его в качестве структурного материала для легковесных конструкций. Ведь он, как и все пены, по сути, сочетает в себе относительно высокую, по сравнению с теми материалами, из которых они получены, жесткость с низкой плотностью, а если сила приложена непосредственно к детали, то часто имеет показатели, похожие или чуть хуже, чем цельные материалы той же массы, особенно при работе на изгиб. Распределение массы пористой структуры увеличивает общий момент инерции материала, тем самым обеспечивая бóльшие жесткость при изгибе и прочность, чем у соответствующего по массе цельного металла. Это делает вспененный алюминий вполне пригодным для изготовления легких и высокопрочных силовых конструкций в автомобильной и аэрокосмической отраслях, а также в строительстве.

Как и другие металлические пены, пеноалюминий может работать еще более эффективней, когда пена заполняет сечения, выполненные из прочного металла или полые литые детали.

Для получения таких конструкций используют формованные из него детали. Затем, поскольку они имеют достаточно прочную внешнюю поверхность, их применяют в качестве наполнителя при литье в кокиль при низком давлении. В результате образуется композит, состоящий из литой внешней оболочки и легковесной внутренней структуры и обладающий превосходными эксплуатационными характеристиками, такими, как повышенная, по сравнению с полой деталью, жесткость и улучшенное демпфирование. И это при том, что масса «пустой» детали увеличивается незначительно. Типичный пример тому — разработанные австрийской фирмой ЛКР и немецкой БМВ кронштейны (рис. 1) для крепления двигателя на автомобиле: они могут не только выдержать массу тяжелого двигателя, но и поглощать действующие на него механические колебания.

Второй пример — лонжероны и поперечины кузова, составленные из полых секций. Они демонстрируют очень хорошую прочность на изгиб, но они же зачастую могут преждевременно деформироваться из-за местного повреждения. Обычно в таких случаях используют стальные штампованные элементы для дополнительной поддержки ослабленных мест. Но это, естественно, усложняет и повышает стоимость конструкции. Заполнение внутренних ее полостей вспененным алюминием полностью снимает перечисленные проблемы [2].

Вспененный алюминий может быть включен также в конструкцию стоек кузова. Благодаря этому прочность на изгиб может быть увеличена втрое, а поглощение энергии при боковых ударах и переворотах автомобиля заметно улучшено. Причем даже в случае снижения толщины стальных деталей. Это хорошо видно из рис. 2, на котором приведены результаты тестов при трехточечном изгибе детали при различных вариантах ее исполнения. Так, в случае полой секции (кривая *3*) максимальный Δl, равный 20 мм, достигается при нагрузке P = 28 кН, заполненной пеноалюминием, но без его адгезии (кривая *2*) максимальный прогиб в 54 мм достигается при 64 кН, а при наличии адгезии (кривая *1*) он равен ~50 мм и достигается при более 60 кН.

Еще один тип структурных элементов из пеноалюминия — сэндвич-панели (рис. 3), в которых вспененный алюминий расположен между двумя листами обычного алюминия. Слои в таких панелях соединя-

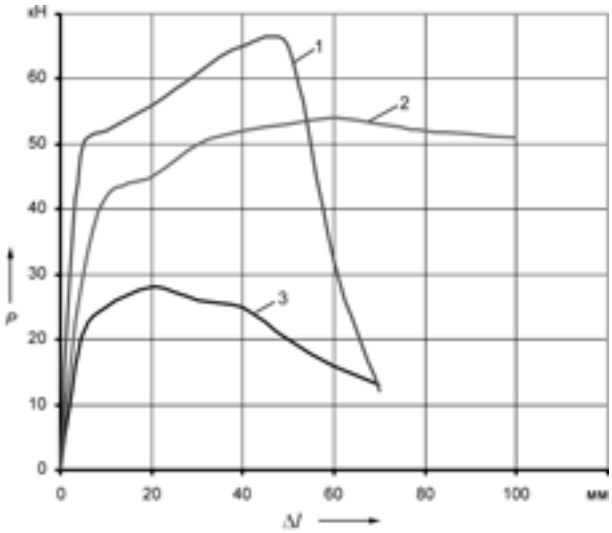


Рис. 2. Зависимость прогиба детали от приложенного усилия при трехточечном изгибе:
1 — вспененный алюминий и адгезия; *2* — пресс-форма со вспененным алюминием (без адгезии*); 3* — полая секция

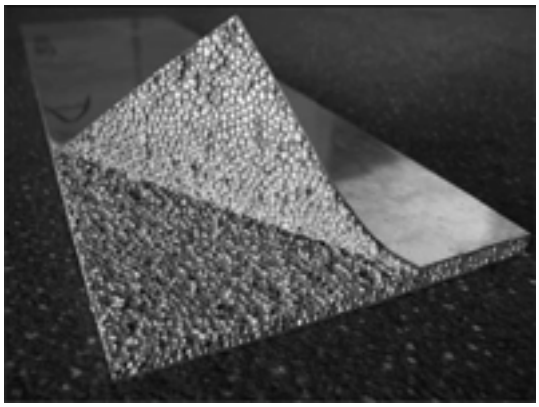


Рис. 3. Сэндвич-панели из вспененного алюминия, произведенные немецкой фирмой «Карманн»

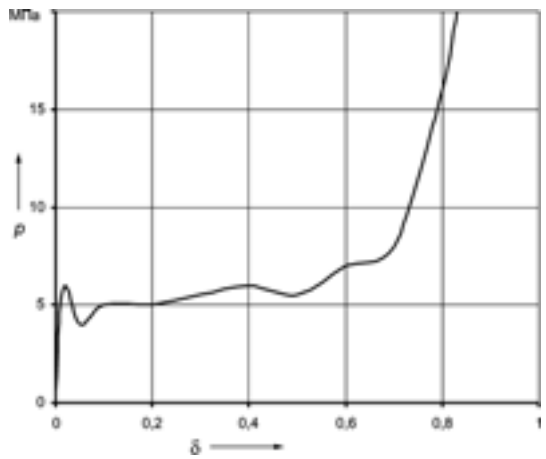


Рис. 4. Зависимость относительной деформации от приложенной нагрузки

ются за счет теплоты, необходимой для вспенивания среднего слоя, который изначально представляет собой спрессованный порошок алюминия с порофором. В процессе вспенивания слои спекаются, образуя очень прочное соединение. Кроме того, деформируя заготовку перед вспениванием (все три слоя одновременно), ей можно придать любую объемную форму, что является неоспоримым преимуществом перед такими конкурирующими технологиями, как сотовые конструкции. Данная технология была разработана в 1994 г. бременской фирмой «Фраунхофе-ИФАМ» совместно с немецким же автопроизводителем «Карманн» и носит название АФС.

Сэндвич-панели обладают высокой удельной жесткостью, малой термической и электрической проводимостью, отличной звукоизоляцией, не горят и хорошо подходят для поглощения и демпфирования энергии, а также снижают массу выполненных из них конструкций. Например, сделанные по этой технологии панели на 50 % легче и на 10 % жестче аналогичных стальных. Они стойки к механическим воздействиям и могут быть полностью переработаны после окончания срока службы. Поэтому разработчики технологии считают, что в сочетании с новыми конструктивными принципами они могут заменить стандартные штампованные стальные детали в автомобиле и привести к значительному снижению его массы. Но не только, они позволяют уменьшить число деталей в раме и, следовательно, стоимость автомобиля при значительном улучшении рабочих его антивибрационных характеристик. Кроме того, АФС-панели можно соединять друг с другом с помощью алюминиевых деталей (профилей) сваркой, что облегчит их применение в кузове автомобиля. И фирма «Карманн» подтвердила это, спроектировав опытный кузов автомобиля в 1998 г. и показав его на автосалоне в Детройте. Причем руководитель проекта В. Туров отмечает, что подобным образом можно выполнить кузов любого автомобиля — от кабриолета до минивэна, при этом его жесткость увеличивается на ≈30 %, а другие специалисты полагают, что уже в ближайшие годы алюминиевые сэндвич-панели смогут вытеснить до 20 % кузовных элементов.

Очень важным свойством пеноалюминия является также то, что при деформации он проявляет сильно нелинейное поведение, характерное для всех пористых структур. Поэтому, как и вспененные пластмассы, металлические пены обладают отличными энергоабсорбирующими свойствами, но на более высоком уровне и вследствие этого уже находят применение в областях, бывших недоступными для вспененных материалов еще совсем недавно.

И второе: при сжатии они демонстрируют лишь незначительную относительную эластическую деформацию δ перед началом пластического разрушения (рис. 4). В них, как и в большинстве пеноматериалов, это разрушение заключается в обширной пластической деформации стенок ячеек на ограниченном участке, которое затем равномерно распределяется по всему материалу при низком и почти постоянном давлении *p* (отчетливо видно на графике, где показан участок «плато» напряжений в очень большом диапазоне растяжений). Что доказывает: вспененный алюминий может поглотить большое количество энергии при воздействии постоянного усилия. А благодаря изотропной структуре пены однородная деформация (а как следствие, и поглощение энергии) возможна при действии нагрузки с любого направления.

Это открывает перспективы применения пеноалюминия как легкого, дешевого ударопоглощающего материала. Причем он особенно эффективен, когда используется в качестве наполнителя деталей, трубчатых конструкций описанным выше методом литья при низком давлении либо при заполнении вспененным алюминием детали, полученной штамповкой алюминия с вытяжкой. К примеру, в последнее время автомобилестроители все чаще обращаются к идее создания защитного короба (крэшбокса), который может устанавливаться между бампером и передней поперечиной автомобиля. Деформируясь, он может полностью поглотить энергию от столкновения на скорости 15 км/ч, защитив более дорогие детали переда автомобиля и его раму. И одним из вариантов таких коробов предлагается пустая труба, которая, пластически деформируясь, поглощает энергию.

Характер разрушения такой трубы показывает места образования пластичных изгибов по всей ее длине: они располагаются с регулярными интервалами. При использовании же вспененного алюминия в качестве наполнителя внешняя поверхность трубы также складывается в гармошку по всей своей длине, но число изгибов увеличивается, в результате чего заполненная труба поглощает больше энергии, чем полая. Энергия также поглощается и заполняющим трубу вспененным алюминием. В результате общая энергия, поглощенная вспененным алюминием и внешней трубой, оказывается больше, чем сумма энергий, которую могли бы поглотить по отдельности труба и вспененный материал. Такие бамперы не создают обратного ускорения, тем самым уменьшая проблему «хлыста», а также увеличивают пороговую скорость столкновения, при которой бампер будет поврежден. И что еще немаловажно: конструкция со вспененным алюминием позволяет создать более тонкий профиль бампера и таким образом дать бóльшую свободу дизайнерам.

И еще один пример. Австрийские фирмы «Симат» и «Нейман Алюфам» изготавливают из алюминиевой пены гасители бокового удара, которые закладываются в боковые двери автомобилей. При этом отмечается,

что закрытая внешняя оболочка, окружающая пористую структуру, обеспечивает многократно более высокую жесткость, чем структуры с открытой пористостью. Тем самым повышается защита пассажиров при боковых столкновениях.

Примерами других защищающих водителя и пассажиров внутренних деталей автомобиля, выполненных из вспененного алюминия, могут служить подголовники, кожухи передних и средних стоек кузова. И во всех случаях он идеальный материал для решения проблем внутрисалонной безопасности, не пружинит при сжатии, его характеристики не изменяются при воздействии температуры и не зависят от скорости столкновения, а также он может поглотить большое количество энергии при любом направлении приложенного к нему ударного усилия.

Из вспененного алюминия можно выполнять и капоты легковых автомобилей. А это — обеспечение безопасности пешеходов при ДТП, особенно при ударе пешехода головой о капот, поскольку вспененный алюминий, как сказано выше, превосходно поглощает энергию при ударе. В том числе и при ударе в районе жестких элементов, находящихся под капотом.

Капот из пеноалюминия с пластиковым покрытием не только защищает пешехода, но и придает автомобилю высококачественный внешний вид, предохраняет от вандализма и за счет возможности пластика восстанавливать свою изначальную форму делает незаметными последствия аварии (аналогично действию пластиковой полосы на бамперах). Положительную роль играет и то, что вспененный алюминий не пружинит после сжатия.

Пенистый алюминий, если с ним контактируют жидкости или газы, — идеальный носитель катализатора, а его высокая теплопроводность очень благоприятна при сильных экзотермических реакциях. Например, при окислении этилена в этиленоксид. Сочетание же высокой электропроводности с большой поверхностью металла, с которой контактируют вещества, делает его очень даже подходящим материалом для производства электродов (к примеру, в свинцово-кислотных батареях).

Российские фирмы ВИЛС и «АвиаПромНаладка» уже используют эти свойства пеноалюминия. В частности, на базе пеногранул разработан глушитель-нейтрализатор для легкового автомобиля, который выполняет две функции — дожигает содержащиеся в отработавших газах ДВС токсичные продукты и служит глушителем.

Изделие представляет собой металлический корпус, габаритные размеры которого не больше размеров стандартного глушителя. В этом корпусе размещается ≈1 кг пеногранул в специализированной оболочке, через которую пропускаются и дожигаются остатки несгоревшего топлива.

Совсем недавно из вспененного алюминия был изготовлен топливный бак для прототипа водородного автобуса. В этом материале хранился порошок гидрида лития, который выделял водород, а интенсивность выделения этого газа контролировалась с помощью регулирования температуры пеноматериала.

Таким образом, вспененный алюминий — материал в высшей степени перспективный для автомобилестроительной отрасли. И то, что промышленных технологий для получения из него кузовных панелей на таком уровне, чтобы они были конкурентоспособны по своей стоимости с ныне существующими, еще практически нет, — всего лишь вопрос времени. Потому что тот потенциал, которым он обладает, заставят автопроизводителей заняться им всерьез. Поскольку позволит дизайнерам сказать новое слово в формообразовании кузова, а инженерам — взглянуть на конструкцию (архитектуру) этой основы автомобиля совершенно иначе.

Литература

1. Foam sweet foam. Michael Judge, magazine «New Scientist» issue 2101, 1997.
2. Aluminum foam technology applied to automitive design. http://www.cymat.com/PDFs/Cymat%20SAF%20Automotive%20Applications.pdf

---

УДК 621.986

Листовой демпфирующий материал для кузовных деталей. Свойства при сдвиговой деформации

Кандидаты техн. наук Н.Ф. ШПУНЬКИН, С.А. ТИПАЛИН, М.Ю. НИКИТИН

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Предложена новая схема измерения свойств многослойного материала с упруговязким соединительным слоем при испытании на сдвиг. Выявлены особенности больших сдвиговых деформаций упруговязкого слоя.

Ключевые слова: *многослойный материал, упруговязкий соединительный слой, сила сдвига, кручение в плоскости листа.*

Shpunkin N.F., Tipalin S.A., Nikitin M.Yu.

SHEET DAMPING MATERIAL FOR AUTOBODY PARTS. MATERIAL PROPERTIES UNDER SHEAR DEFORMATION

New properties-measuring circuit of multilayer material with a viscoelastic joint layer during shear test was submitted. High shear deformation features of viscoelastic layer were detected.

Keywords: *multilayer material, viscoelastic joint layer, shear force, twisting in the sheet plane*

Развитие технологии изготовления кузовов автомобилей во многом сдерживается свойствами применяемых для этих целей материалов: из сталей «выжато» почти все, что они могли дать. Поэтому конструкторы все больше внимания уделяют композиционным материалам, сочетающим свойства входящих в них компонентов. И с этой точки зрения весьма перспективными считаются так называемые сэндвич-панели, состоящие из металлических листов с полимерной связующей прослойкой: такой материал, с одной стороны, способен нести ту же нагрузку, что и традиционный листовой металл, а с другой — его полимерная составляющая уверенно «гасит» вибрации и звуковые колебания работающих агрегатов.

Чрезвычайно важно и то, что эти панели практически не утяжеляют конструкцию и не снижают ее прочностные и жесткостные характеристики. А что касается трудозатрат и времени на сборку кузова автомобиля, то они оказываются даже ниже, чем при применении листовой стали: нет необходимости в допол-

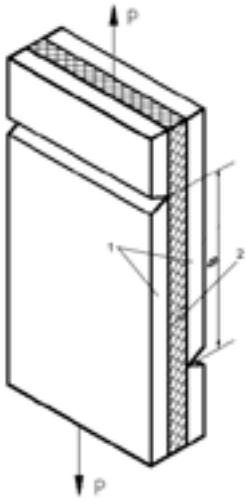


Рис. 1. Схема нагружения образца:
1 — металл; *2* — клеевой слой

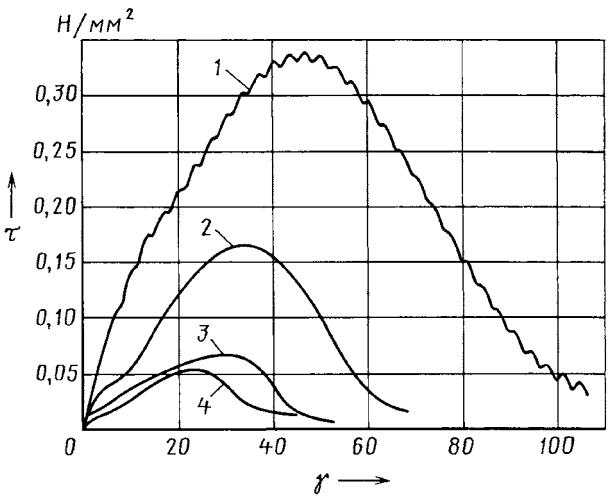


Рис. 2. Зависимость $\tau = f(\gamma, v)$*:*
1 — v = 100 мм/мин; *2* — v = 10 мм/мин; *3* — v = = 1 мм/мин; *4* — v = 0,1 мм/мин

нительном покрытии металла вибро- или шумопоглощающим слоем.

Однако исследования, выполненные в МГТУ «МАМИ», свидетельствуют: проблемы с сэндвич-панелями тоже есть. Например, установлено, что при штамповке деталей из них наблюдаются сдвиги одного металлического слоя относительно другого [1—3]. Спрашивается: как это может влиять на технологию получения детали в процессе штамповки? Второй, не менее важный с практической точки зрения вопрос: как такой сдвиг сказывается на рабочих характеристиках выполненных из сэндвич-панелей деталей кузова?

Авторы экспериментально исследовали данные вопросы, которые, по их мнению, интересны для читателей.

Сэндвич-панель при штамповке из нее деталей подвергается нагружению по всем координатным осям. Однако при сдвиговых деформациях для упрощения можно, очевидно, ограничиться схемой, приведенной на рис. 1.

При такой схеме относительная угловая деформация γ слоев подсчитывается по формуле $\gamma = \Delta l/z$ где Δl — текущее их перемещение относительно друг друга, z — толщина связующего слоя, а напряжения τ сдвига — по формуле $\tau = P/F$, в которой P — сдвигающая слои сила, F — площадь, связывающая два металлических слоя. При этом все составляющие формул — величины, которые можно оценить только экспериментально. Что и было сделано. В итоге получена зависимость (рис. 2) относительной силы сдвига (напряжений сдвига) от угловой деформации γ и скорости v ее изменения.

Из данного рисунка видно, что, во-первых, $\tau = f(\gamma)$ имеет максимум; во-вторых, этот максимум располагается тем ближе к началу координат, чем меньше скорость сдвига; в-третьих, значение τ в точке максимума тем меньше, чем меньше скорость сдвига. Другими словами, сопротивление сдвигу с увеличением скорости смещения металлических слоев сначала всегда возрастает, а затем начинает падать. И это проявляется тем сильнее, чем больше скорость нарастания P, что объясняется разрушением полимерной прослойки с расщеплением образца в процессе испытания и уменьшением площади сдвига. Данная схема испытаний не приемлема при больших сдвиговых деформациях.

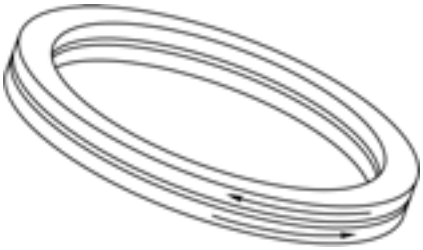


Рис. 3. Схема сдвига слоев кольцевого образца при кручении

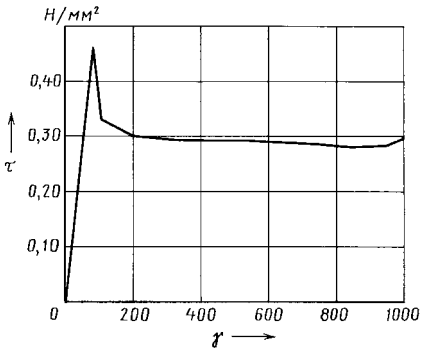


Рис. 4. Зависимость $\tau = f(\gamma)$ *при кручении кольцевого образца*

Но все это в случае плоских панелей. Более точные результаты дают кольцевые образцы, нагружаемые силами кручения (рис. 3). Дело в том, что при испытании площадь F, на которую действует нагрузка, остается постоянной. И если в случае со сдвигом по традиционной схеме при уменьшении площади требовалась меньшая нагрузка, то при кольцевом образце нагрузка возрастает до «первичного проскальзывания». И клеевая прослойка смещается до разрыва первоначальных связей, а поскольку клей довольно вязкий, то образуются новые связи, т. е. пиковое значение τ (рис. 4) соответствует началу разрыва этих связей, а выравнивание τ свидетельствует о стабилизации процесса сдвига слоев при образовании новых связей.

Что из всего сказанного следует? Следует многое. И прежде всего главное: поведение демпфирующего материала сэндвич-панелей в процессах сложной кузовной штамповки не только можно, но и нужно пересчитывать. На отдельных участках заготовки возможен значительный сдвиг металлических листов относительно друг друга. Что, естественно, будет сказываться на технологических параметрах при получении детали и влиять на дальнейшую эксплуатацию.

Литература

1. Типалин С.А., Гладков В.И., Власов А.И., Никитин М.Ю. Моделирование конструкции клапанной крышки двигателя на основе применения клеевых соединений // Известия МГТУ «МАМИ». Инженерный рецензируемый журнал. — М., МГТУ «МАМИ», № 1 (5), 2008. С. 201—206.
2. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А., Гладков В.И., Никитин М.Ю. Исследование обтяжки с растяжением листового материала / Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. — М., МГТУ «МАМИ», № 1 (5), 2008. С. 206—212.
3. Sergej Tipalin, Michael Nikitin, Nikolay Schpunkin. Experimental study of V-bending process of steel-polymer-steel sheets at room temperature / Computer Methods in Materials Science // Informatyka w Technologii Materialow /// Akademia GORNICZO-Hutnicza, Krakow. Vol. 8, 2008, No. 3. — P. 138—144.

УДК 629.113/.115:669.295

Титан и титановые сплавы в автомобилестроении

Кандидаты техн. наук Л.В. ДАВЫДЕНКО, С.Б. БЕЛОВА, Р.А. ДАВЫДЕНКО,
д-р техн. наук Ю.Б. ЕГОРОВА

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23),
Ступинский филиал РГТУ «МАТИ» им. К.Э. Циолковского

Дана характеристика титановых сплавов, приведены существующие и перспективные направления использования титановых сплавов в автомобилестроении.
Ключевые слова: *применение титановых сплавов, автомобилестроение, высокая удельная прочность, коррозионная стойкость.*

Davidenko L.V., Belova S.B., Davidenko R.A., Egorova Yu.B.
TITAN AND TITANIUM ALLOYS IN AUTOMOTIVE INDUSTRY

In current article you can find characteristic of titanium alloys, present and perspective tendency of using titanium alloys in the area of motor car construction.
Keywords: *titanium alloys application, motor car construction, high specific strength, corrosion stability.*

Титан и его сплавы относятся к числу тех сравнительно новых материалов, которые получили промышленное применение только в последние десятилетия. Да и то главным образом в области техники военного назначения — самолето-, ракето- и судостроении (подводные лодки). Его в свое время называли «металлом будущего», поскольку он обладает действительно уникальными свойствами. Например, у него выше, чем у алюминия, температура плавления (1941 К, или 1668 °С), но близкая к нему плотность (4,505 г/см^2); по прочности он близок к железу (σ_B = 240 МПа, или 2400 кгс/см^2), но по коррозионной прочности в десятки раз его превосходит (подсчитано, что даже в морской воде за 4 тыс. лет растворился бы его слой, равный толщине листа писчей бумаги). У него очень высокая пластичность (δ = 60 %, ψ = 70 %, низкий коэффициент теплопроводности, а коэффициент линейного расширения меньше, чем у железа, алюминия, меди, магния, никеля; нет у него и ферромагнитных свойств — он парамагнитен. Немаловажно и то, что он относится к числу достаточно распространенных в природе элементов.

Свойства титана сохраняются и в его сплавах (табл. 1) [1—3]: они не требуют специальной защиты от воздействия внешней среды (к примеру, изделия из них не нуждаются в покраске), но на них можно, при необходимости, создавать слои различной цветовой гаммы, используя регулируемое азотирование или ионно-плазменную обработку. Еще важнее то, что титан можно легировать алюминием, ванадием, марганцем, молибденом, железом и некоторыми другими элементами, что позволяет на его основе получать сплавы с заданными механическими характеристиками. Так, временное сопротивление разрыву, σ_B, у них можно изменять в диапазоне 400—1600 МПа (4000—16 000 кгс/см^2). Причем эти свойства сохраняются при сравнительно высоких (870—920 К, или 600—650 °С) температурах, а у некоторых — и при криогенных температурах, вплоть до температуры жидкого водорода.

Небольшая плотность в сочетании с хорошими прочностными свойствами обеспечивает титановым сплавам более высокую их удельную прочность (отношение σ_B/ρ) чем у алюминиевых, жаропрочных никелевых сплавов и сталей. Это обстоятельство, а также высокая стоимость титановых сплавов (титан трудно извлекать из руды, перерабатывать слитки в полуфабрикаты и изделия) вынуждают применять их только там, где главное не цена, а результат.

Благодаря развитию крупного оптимизированного производства титан становится все более доступным и экономически выгодным материалом. Его высокие эксплуатационные характеристики в совокупности с современными технологическими и производственными достижениями открывают широкие возможности для использования его и в автомобилестроении.

К титановым сплавам, применяемым в этой отрасли, предъявляют следующие требования: высокая прочность; сохранение функциональных характеристик деталей в различных системах автомобиля; безопасность, длительный срок эксплуатации деталей; возможность повторного использования путем переплава отслуживших свой срок деталей.

Большинство отечественных титановых сплавов соответствует предъявляемым требованиям (табл. 2) [1, 2]. Эти сплавы целесообразно применять для изготовления наиболее высоконагруженных деталей. Например, для несущих систем автомобиля — сплавы средней прочности, для ходовой части — средней прочности и высокопрочные, для деталей двигателя — средней прочности и жаропрочные.

Таблица 1

Сплавы	Класс прочности	Показатели		
		σ_B, МПа	ρ, г/см^3	σ_B/ρ, МПа · см^3/г
Титановые сплавы	Малопрочные	400—700	4,5—4,55	88,4—154,6
	Средней прочности	700—1000	4,4—4,5	157—225
	Высокопрочные	>1000	4,65—4,75	>213
Алюминиевые сплавы	Малопрочные (термически не упрочняемые)	130—300	2,7	48,1—114
	Средней прочности (термически упрочняемые)	350—500	2,85	123—175
	Высокопрочные	>500	2,85	>175
Стали	Углеродистые	300—700	7,8	38,5—89,7
	Малолегированные (малопрочные)	400—850	7,8	89,7—109
	Среднелегированные (средней прочности)	850—1500	7,8	109—192
	Высокопрочные	>1500	7,8	>192

Таблица 2

Сплав	Тип	Химический состав	Класс	Полуфабрикат	Термообработка	Механические свойства	
						σ_B, МПа	δ, %
ВТ1-00	Мало-прочные	99,6 Ti	α	Лист	Отжиг	300—450	30
ВТ1-0		99,5 Ti	α	То же	То же	400—550	30
ОТ4-0		1Al—1,5Mn	псевдо-α	"	"	500—650	30
ОТ4-1		2Al—1,5Mn	То же	"	"	600—750	20
ОТ4-1В		3Al—2,5V	"	"	"	600—750	⩾15
ПТ-7М		2Al—2,5Zr	α	"	"	480—680	⩾20
ВТ5-1	Средне-прочные	5Al—2,5Sn	α	Лист	Отжиг	750—900	15
ОТ4		4Al—1,5Mn	псевдо-α	То же	То же	700—900	15
ОТ4В		4,75Al—2,5V	То же	"	"	700—900	⩾10
ПТ3В		4Al—2V	″	"	"	700—900	⩾11
ВТ6С		5Al—4V	α+β	"	"	850—1000	12
ВТ6		6Al—4V	То же	Пруток	"	920—1070	10
ВТ20		6Al—2Zr—1Mo—1V	"	Лист	"	950—1080	8
ВТ14		5Al—3Mo—1,4V	"	То же	"	900—1070	8
ВТ16		2,5Al—5Mo—4,5V	"	Пруток	"	850—950	14
ВТ18У	Высоко-прочные	6,5Al—4Zr—0,5Mo—1Nb—2Sn—0,15Si	псевдо-α	Пруток	Отжиг	950—1150	10
ВТ8		6,5Al—3,5Mo—1,3Sn—1,3Zr—0,2Si	α + β	То же	То же	1000—1200	8
ВТ9		6,5Al—1,5Zr—3Mo—0,3Si	То же	"	"	1000—1250	7
ВТ3-1		6Al—2,5Mo—1,5Cr—0,5Fe—0,3Si	"	"	"	1000—1200	10
ВТ25У		6,5Al—3,8Mo—3,8Zr—2Sn—0,8W—0,3Si	α + β	"	"	1050—1250	10
ВТ23		5,5Al—2Mo—4,5V—0,3Cr—0,6Fe	То же	Лист	Закалка + старение	1400	5
ВТ22		5,5Al—5Mo—5V—1Cr—1Fe	псевдо-β	Пруток	Отжиг	1050—1300	8
ВТ22И		2,5Al—5Mo—5V—1Cr—1Fe	То же	То же	То же	1000—1250	12
ВТ19		3Al—5,5Mo—3,5V—5,5Cr—1Fe	"	Лист	Закалка + старение	1400	7
ВТ32		2,5Al—8,5Mo—8,5V—1,2Fe—1,2Cr	"	То же	То же	1350	8
ВТ35		15V—3Cr—3Sn—3Al—1Mo—1Zr	"	"	"	1200—1400	6

Таблица 3

Критерии применения	Титановый сплав	Область применения
Масса, коррозионная стойкость, жесткость, формуемость, внешний вид	Технический титан	Теплообменники, системы выхлопа, кондиционирования воздуха, радиаторы, конструкционные детали, элементы жесткости, спойлеры
Масса, высокотемпературная прочность, сопротивление окислению, износостойкость, жесткость	α + β-сплавы, алюминиды титана	Детали двигателя (клапаны, шатуны, распределительные валы, болты, коленчатые валы); компоненты трансмиссий (шестерни, валы, сателлиты, болты); элементы сцепления (корпусы, диски), пружины клапанов и шасси; системы выхлопа, предохранительные диски, втулки, оси, рычаги, инструмент
Масса, высокая прочность, пружинные характеристики, формуемость в холодном состоянии	β-сплавы	Пружины клапанов и шасси
Жаропрочность	Алюминиды титана	Турбонагнетатель
Масса, коррозионная стойкость	Сплавы системы "титан—ниобий"	Титановые крепления с пластиком
Способность к выполнению операций под воздействием температурных изменений (эффект запоминания формы)	Сплавы системы "титан—никель"	Детали управления (пружины) для распределения масла в автоматических трансмиссиях, системы кондиционирования воздуха
Топливные баки малых объема и массы	Сплавы-аккумуляторы водорода, сплавы систем "титан—железо", "титан—марганец"	Топливные баки (нулевая эмиссия)

Существующие и перспективные направления использования титановых сплавов для деталей автомобиля приведены в табл. 3 [4]. Из нее следует, что их применение связывают с надеждой повысить удельную мощность ДВС, снизить токсичность отработавших газов и т. п. Например, алюминиды титана и сплавы на их основе обладают высокотемпературной стабильностью и сопротивлением износу. Сплав «титан—ниобий» имеет способность к холодной формовке, высокое сопротивление коррозии; из него можно изготовлять крепеж для соединения титана с пластиками и армированным углеродным волокном, а также детали, которые в процессе эксплуатации выполняют повторяющиеся операции под воздействием темпера-

турных изменений и применяются в коммутационных устройствах. Очень хорошо титан и его сплавы справляются с ролью защитных покрытий.

Основным препятствием к внедрению титана и его сплавов в автомобилестроении является более высокая, как сказано ранее, по сравнению с традиционными материалами, стоимость. Но это препятствие постепенно преодолевается благодаря разработке более дешевых сплавов, более широкому использованию отходов титана в производстве, совершенствованию технологии обработки и самого производства. Так, если в 1995 г. американские автомобилестроители применяли всего лишь 100 т титана и его сплавов, то в 2002 г. — уже 1100 т, т. е. в 11 раз больше.

Литература

1. Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС-МАТИ, 2009. 520 с.
2. Колачев Б.А., Полькин И.С., Талалаев В.Д. Титановые сплавы разных стран. М.: ВИЛС, 2000. 316 с.
3. Колачев Б.А., Елагин В.И., Ливанов В.А. Металловедение и термическая обработка цветных металлов и сплавов. 4-е издание. М.: МИСИС, 2005. 432 с.
4. Фишер Д., Зибум Х. Применение перспективных титановых сплавов в автомобилестроении // Титан. 1993. № 1. С. 82—85.

УДК 623.093

Композиционная защита кабины автомобиля «Урал-4320»

Канд. физ.-мат. наук Н.А. КУЛАКОВ

НТЦ «СПЕЦТЕХНИКА» МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23)

Разработана, изготовлена и испытана композиционная керамическая защита для кабины автомобиля «Урал-4320». Автомобиль с установленной броней прошел лабораторные, лабораторно-дорожные, пробеговые и специальные испытания.

Ключевые слова: *композиционная броня, противопульная и противоминная защита, «Урал-4320», критерии поражения, противоминное энергопоглощающее кресло.*

Kulakov N.A.

COMPOSITE PROTECTION OF «URAL-4320» TRUCK CAB

Composite ceramic protection for the cab of «Ural-4320» truck is designed, manufactured and tested. The vehicle with installed armor passed laboratory, road and special tests.

Keywords: *composite protection, anti-bullet protection, mine blast protection, «Ural-4320», criterion of destruction, anti-mine energy-absorbing seat.*

Как показал опыт применения многоцелевых армейских автомобилей в боевых условиях, их защита от огня стрелкового оружия и подрыва на минах — одна из важнейших задач, которые должны решать разработчики таких АТС. Она особенно актуальна при так называемых локальных конфликтах, когда основным методом вооруженной борьбы против воинских частей и подразделений становятся террористические акты — использование мин и фугасов, внезапные обстрелы транспортных колонн на марше и т. п.

Самым надежным средством противодействия террористическим актам такого рода, что тоже подтверждено практикой, является бронирование кабины автомобиля многоцелевого назначения и его наиболее ответственных с точки зрения живучести узлов — двигателя, топливной системы и т. д. Однако при этом возникает одна весьма существенная проблема: броня резко увеличивает снаряженную массу АТС, а также массу, которая приходится на передний мост, снижает внутренний объем кабины. Да и устанавливать ее на криволинейные поверхности панелей довольно сложно.

Все эти обстоятельства были хорошо известны специалистам МГТУ «МАМИ», получившим заказ на разработку противопульной и противоосколочной защиты автомобиля «Урал-4320». Именно поэтому они не стали заниматься стальной броней, а остановили свой выбор на броне композиционной, на основе керамики, которая, как известно, при той же стойкости обладает почти в 2 раза меньшей массой. Кроме того, у нее лучше живучесть и ремонтопригодность. Наконец, если взять дисперсионный, т. е. состоящий из небольших керамических цилиндров, ее вариант, то он гораздо технологичнее стальной защиты, что существенно упрощает процессы проектирования, изготовления и сборки, позволяет обрабатывать, устанавливать и ремонтировать защиту без специальных инструментов и приспособлений, т. е. в полевых условиях.

Выбор материала брони, как показали последующие испытания, оказался правильным. Он позволил решить в том числе и такую поставленную заказчиком задачу: минимум изменений в базовую модель автомобиля. Правда, для этого пришлось работы выполнять в три этапа. На первом из них броневые элементы изготовляли из фотокартона, устанавливали и корректировали по месту; на втором — из фанеры, с соблюдением всех геометрических параметров, в том числе их толщины; на третьем — по окончательно доработанной документации изготовляли броневые элементы из керамической и стальной брони, а также бронестекла, и все их монтировали на автомобиле (рис. 1). Кроме того, серийные сиденья водителя и пассажиров заменили специальными противоминными креслами.

Доработанный таким образом автомобиль прошел через лабораторные, лабораторно-дорожные, пробеговые и специальные испытания, которые выполнялись по общепринятым методикам. Их результаты следующие.

Снаряженная масса автомобиля возросла с 8145 до 9200 кг — на 1055 кг, или на 13 %; увеличились и осевые нагрузки: на переднюю ось — на 845 кг, на заднюю тележку — на 210 кг. Угол поперечной статической устойчивости превышает 33°, что соответствует требованиям, предъявляемым к многоцелевым автомобилям.

С точки зрения удобства посадки (высадки) в кабину (из кабины) автомобиль практически не изменился. Что касается параметров рабочего места водителя и места командира, то и

Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

здесь ухудшения не произошло. За исключением одного: энергопоглощающее сиденье не в полной мере обеспечивает выполнение требований по показателям «рабочая поза водителя». Причина — существенное отличие конструкции противоминного энергопоглощающего сиденья от сиденья базового.

По параметрам передней обзорности бронированная модификация автомобиля тоже в основном соответствует требованиям ГОСТ Р ВД 51266—2000. Исключение — некоторое увеличение угловых величин непросматриваемых с рабочего места водителя зон.

По микроклимату внутри кабины: для обеспечения заданных температурных показателей на рабочих местах водителя и командира в жаркие периоды года систему вентиляции целесообразно дополнить кондиционером воздуха. Вибронагруженность на рабочем месте водителя оценивалась при испытаниях на двух видах дорог комплексной испытательной трассы 21 НИИИ МО РФ — крупнобулыжном участке протяженностью 500 м и при покрытии, имитирующем прямые волны синусоидального профиля. Оказалось, что бронезащита не изменила этого показателя. Не внесла она существенных изменений и в средние значения скорости движения. Например, на дороге с асфальтобетонным покрытием данная скорость составила 50 км/ч, на крупнобулыжном участке — 25 км/ч, на грунтовых дорогах и в условиях бездорожья — 22 км/ч. Это означает, что бронированная модификация вполне пригодна для эксплуатации как в качестве автомобиля многоцелевого назначения, так и на дорогах общего пользования (не создает помех для движения магистрального транспорта). Кроме того, испытания показали, что прочность элементов конструкции кабины и шасси автомобиля, а также их крепление соответствуют установленным программой и методикой испытаний.

Но это все, так сказать, попутные задачи, которые пришлось решать специалистам МГТУ «МАМИ». Главное же — обеспечить надежную защиту экипажа. Поэтому на специальных испытаниях бронированного «Урал-4320» остановимся более подробно.

Таких испытаний было несколько. И первое из них — обстрел автомобиля из стрелкового оружия. Вернее, броневых деталей кабины при движении автомобиля в горизонтальной плоскости, при углах крена и спуска (подъема) до 20°. Причем с предельно возможной в реальных условиях дистанции — 10 м.

Установлено, что броневые экраны из керамической композиции во всех случаях надежно защищают от пуль калибра 7,62 мм.

Второе испытание — подрывы автомобиля: на зарядах ВВ мощностью (в тротиловом эквиваленте) 0,2, 1, 2, 5 и 6 кг.

Эти заряды устанавливали под днищем и под передним левым колесом, а одно взрывное устройство мощностью 5 кг, начиненное бронебойными поражающими элементами, взрывалось на удалении 1,5 м от правого борта автомобиля. Для определения перегрузок на рабочих местах экипажа (на специальных сиденьях), а также избыточного давления в кабине на месте водителя был установлен антропоморфный манекен «Скиф», а на месте командира экипажа — массовый эквива-

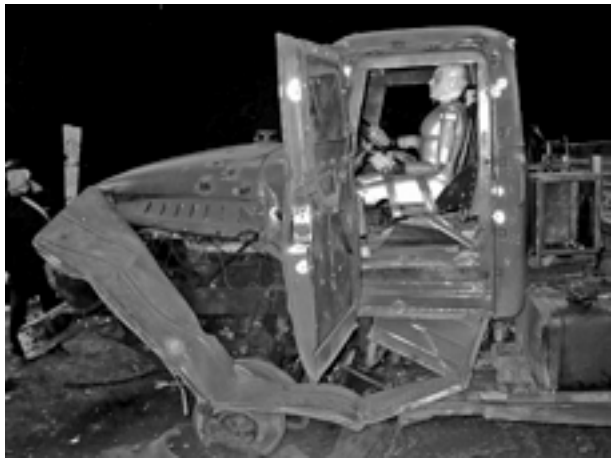


Рис. 4

Рис. 5

лент человека (МЭЧ) в виде прямоугольной стальной пластины, оснащенной соответствующими датчиками. При этом выявилось, что при подрыве заряда массой 0,2 кг под днищем кабины происходит частичное разрушение переднего листа противоминной защиты двигателя (рис. 2); при заряде массой 1 кг под левым передним колесом — разрушение этого колеса и противоминной защиты под двигателем (рис. 3); при подрыве 2 кг под левым передним колесом — разрушение колеса и деформация левой колесной ниши (рис. 4). Причем в этом случае уже проявляются силы так называемой упругой отдачи конструкции (рис. 5): дверь существенно деформируется наружу, и только специальные мощные запоры удержали ее от открывания, т. е. снижение уровня защиты экипажа до нуля.

При подрыве заряда массой 5 кг с бронебойными поражающими элементами на удалении 1,5 м от правого борта произошло множественное поражение правой стороны автомобиля (рис. 6), но без сквозных пробоин в дополнительной защите кабины.

Рис. 6

Оценочный показатель	Значение оценочного показателя при мощности взрыва, кг		
	0,2	1,0	2,0
Избыточное давление, МПа (кгс/см^2):			
у левого глаза манекена	1,6 (0,016)	3,3 (0,033)	5,5 (0,055)
у правого глаза манекена	1,7 (0,017)	3,2 (0,032)	5,6 (0,056)
у левого уха манекена	2,1 (0,021)	3,7 (0,037)	5,7 (0,057)
у правого уха манекена	1,8 (0,018)	2,7 (0,027)	5,4 (0,054)
Перегрузка, g (м/с^2), в направлении:			
грудь — спина манекена	2,25÷−3,0 (+22,1÷−29,4)	8,5÷−9,5 (83,4÷−93,2)	6,8÷−6,0 (66,7÷−58,7)
голова — таз манекена	1,72÷(−16,9)	4,5÷−4,6 (44,1÷−45,1)	5,5÷−4,45 (63,8÷−43,7)
бок — бок манекена	4 (39,2)	7,2÷−6,8 (70,6÷−66,7)	10,0÷−10,0 (98,1÷−98,1)
Массовый эквивалент человека	1,2 (11,8)	2,0 (19,6)	10,0 (98,1)

При подрыве под днищем заряда мощностью 6 кг днище кабины разрушается полностью.

Все другие последствия подрывов — значения максимальных избыточных давлений $p_{изб}$ у глаз и ушей манекена, а также значения действующих на него перегрузок приведены в таблице.

Как видим, разработанный комплект дополнительной защиты в целом позволяет существенно (класса 6^а по ГОСТ Р 50963—96) повысить противопульную защиту автомобиля «Урал-4320», а также его противоминную защиту (от взрыва зарядов массой до 2 кг под колесом и до 5 кг — на расстоянии 1,5 м сбоку от кабины).

Нельзя не отметить и такой момент. В ходе испытаний выяснилось, что дизель ЯМЗ, которым оснащен автомобиль, даже будучи без защиты, выдерживает до 11 попаданий бронебойно-зажигательных пуль калибра 7,62 мм с расстояния 10 м. Что позволяет утверждать: он на бронированных «Уралах» в защите и нуждается. А это — дополнительный выигрыш в массе АТС.

УДК 620.22—419:629.33

Магнитореологический эластомер с эффектом памяти формы как компонент энергопоглощающего покрытия бампера АТС

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН, кандидаты техн. наук В.В. БОГДАНОВ, Д.Ю. БОРИН, Ф. АДАМ , Г.В. СТЕПАНОВ

МГТУ «МАМИ» (8.495. 223-05-23),
Технический университет Дрездена, ГНЦ РФ «ГНИИХТЭОС»

Приведены результаты экспериментального исследования магнитореологического эластомера.

Ключевые слова: *бампер, магнитореологический эластомер, фронтальный удар, эффект памяти формы.*

Balabin I.V., Bogdanov V.V., Borin D. Yu., Adam F., Stepanov G.V.
MAGNITORHEOLOGICAL ELASTOMER WITH MEMORY SHARE EFFECT AS A COMPONENT OF THE ENERGY ABSORBING'S COVER FOR THE BUMPER OF A VEHICLE

Experimental investigations of the magnetorheological elastomers at the frontal impact have been performed.

Keywords: *bamper, magnetorheological elastomer, front impact, memory shape effect.*

Разработка автомобильных ударозащитных устройств — одно из направлений решения проблем конструкционной безопасности АТС и травмобезопасности участников дорожного движения, в том числе пешеходов. И прежде всего — разработка бамперов, поскольку бампер в 55—70 % первым встречается с препятствием.

Надо сказать, что в последние годы работы в этом направлении ведутся очень активно: создаются новые конструкции и

новые материалы для них. Причем с единственной целью — минимизировать тяжесть последствий столкновений АТС с препятствием, будь то пешеход, другое транспортное средство или иной объект соударения.

С этой точки зрения очень перспективным решением задачи может быть применение магнитоактивных эластомеров, так называемых «смарт» материалов, которые способны сверхбыстро, за единицы миллисекунд, изменять свои свойства под действием приложенного магнитного поля.

Такие эластомеры называют магнитоактивными или магнитореологическими. Они представляют собой композит, состоящий (рис. 1) из микро- или наночастиц магнитомягкого материала (например, порошка карбонильного железа и упругой матрицы (к примеру, на основе силиконовой резины).

Под действием наведенного внешнего магнитного поля в них появляются силы взаимодействия между частицами, которые вызывают процессы образования структур и препятствуют механической деформации образца материала, т. е. увеличивают или уменьшают его жесткость и дают другие магнитоуправляемые эффекты. Из них для практического применения в автомобилестроении вполне пригодны следующие пять: магнитореологический (увеличение модуля упругости первого рода в зависимости от приложенного магнитного поля); магнитодеформационный (изменение геометрических размеров образца в неоднородном магнитном поле); сжатие в переменном магнитном поле; магнитострикционный эффект (изменение формы в однородном магнитном поле) и эффект памяти формы (если к образцу, помещенному в однородное магнитное поле, приложить усилие и деформировать его, то он приобретает и сохраняет вновь приданную ему форму, а при снятии магнитного поля принимает первоначальную форму). Два из этих пяти магнитоуправляемых эффектов, магнитореологический и памяти формы, способствуют созданию конструкции (рис. 2) травмобезопасного энергопоглощающего бампера. И даже не один, а как минимум три ее варианта: с использованием магнитореологического материала в качестве *активного* (магнитное поле наводится соленоидом по электрическому сигналу датчика), *полуактивного* (магнитное поле меняется за счет приближения к постоянному магниту) и *управляемого* (одновременное наличие соленоида и постоянного магнита создает промежуточный по величине жесткости параметр МРЭ, который в отличие от предыдущих элементов можно изменять в обе стороны) элементов. Любой из них позволяет снизить энергетический уровень процесса соударения за счет изменения магнитоуправляемых свойств, обеспечив тем самым травмобезопасность пешехода при столкновении с АТС, а также водителя и пассажиров.

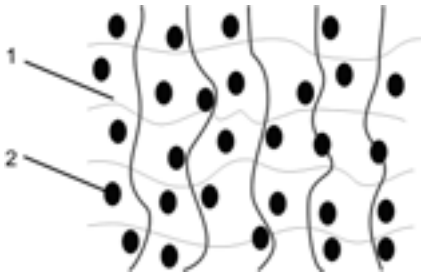


Рис. 1. Структура магнитореологического эластомера:
1 — полимерная частица; *2* — магнитные микро- или наночастицы

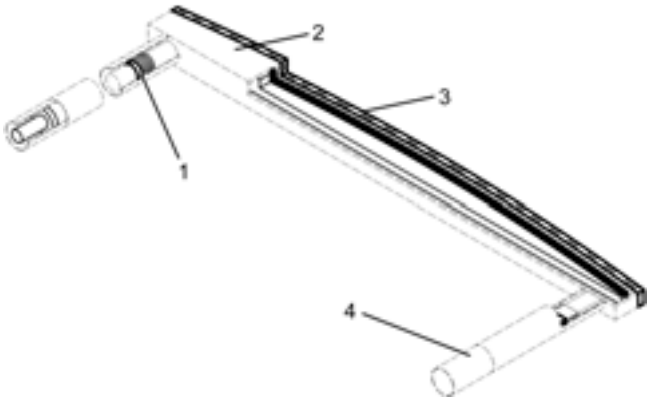


Рис. 2. Принципиальная схема бампера с магнитореологическим эластомером:
1 — вставка-крепление изменяемой жесткости; *2* — жесткий брус; *3* — покрытие из эластомера; *4* — лонжерон рамы

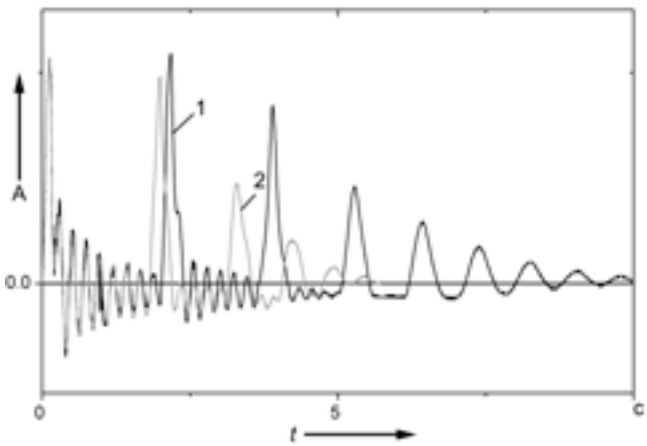


Рис. 3. Зависимости скоростей затухания колебаний:
1 — при отсутствии магнитного поля; *2* — при его наличии

Данный вывод подтвердили результаты лабораторных испытаний, выполненных в МГТУ «МАМИ», Техническом университете Дрездена и ГНУ «Институт химии и технологии элементоорганических соединений» (ГНИИЭХТОС) и сводившихся к синтезу, анализу и экспериментам образцов эластомеров, которые подвергались ударной нагрузке при наличии и отсутствии магнитного поля.

Результаты, приведенные на рис. 3, — типовые зависимости скорости затухания колебаний после соударения образцов с препятствием. На них очень четко выражены пики амплитуды *A* колебаний, соответствующие ударам образцов о препятствие и фазе отскока, а завершающие серии затухающих колебаний — фазе упругих деформаций МРЭ, когда отскока от препятствий нет. Из рисунка видно также и то, что скорость затухания колебаний системы со структурированным эластомером (в наведенном магнитном поле) после удара получается вдвое меньшей, чем в случае неструктурированного состояния. Что, в свою очередь, положительно влияет на проблему упругого восстановления (отскока) АТС или элементов его конструкции после удара (рис. 4).

Таковы качественные результаты. Количественные, которые были получены с помощью быстрого преобразования Фурье, в отношении колебаний после первого удара, говорят о следующем: поскольку сдвига характерного пика амплитуды колебаний по частоте (~4,4 Гц) не наблюдается, то это означает, что наведенное магнитное поле заметного влияния не оказывает на реальную жесткость магнитореологического эластомера. Тем не менее эксперименты по растяжению рассматриваемого материала в магнитном поле показывают, что для малых областей деформаций модуль упругости первого

рода может возрасти на 1000 %, а для больших областей — на 200—300 %.

Такое несоответствие можно объяснить, рассмотрев магнитореологический материал как вязкоупругое тело, например, применив модель Фойгта (рис. 5): при большой массе m изменение жесткости C упругого элемента для заведомо малых значений начальной упругости (модуль Юнга для использованных магнитореологических материалов при отсутствии магнитного поля не превышал 200 кПа) не может оказать видимого влияния на переходный процесс модели. Ведь характеристический параметр b вязкой составляющей определяется логарифмическим декрементом δ затуханий колебаний системы ($b = 2m\delta$), где δ — это затухание амплитуды колебаний системы, т. е. величина, зависящая от магнитного поля (см. рис. 3).

Так что изменение параметра b можно объяснить только эффектом памяти формы магнитного эластомера в наведенном магнитном поле: при деформации упругой матрицы расстояние между частицами магнитного наполнителя уменьшается, увеличивая энергию диполь-дипольного взаимодействия между ними. Поэтому материал сохраняет форму деформированного состояния, возвращая значительно меньше энергии, полученной при ударе, чем когда магнитного поля нет.

Таким образом, благодаря эффекту памяти формы создается иллюзия уменьшения жесткости материала при ударе, что подтверждается анализом колебаний образца после удара (рис. 6): декремент δ затухания его колебаний в магнитном поле меньше, чем без поля (соответственно 1,706 и 1,725).

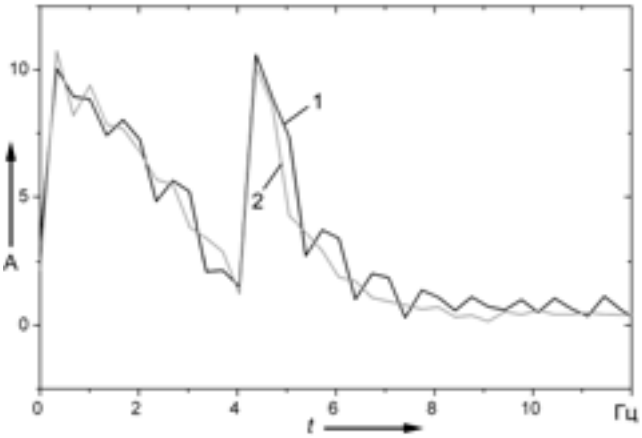


Рис. 4. Разложение амплитуды по частоте колебаний с помощью быстрого преобразователя Фурье после первого удара:
1 — при отсутствии магнитного поля; *2* — при его наличии

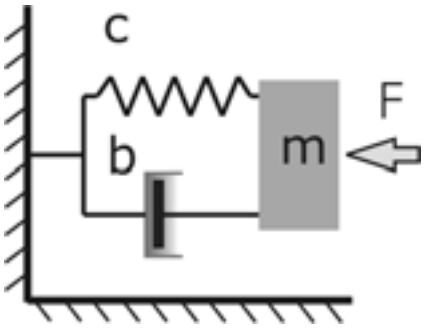


Рис. 5. Модуль Фойгта:
m — масса; c — жесткость упругой составляющей; b — параметр, определяющий вязкие свойства модели; F — сила удара

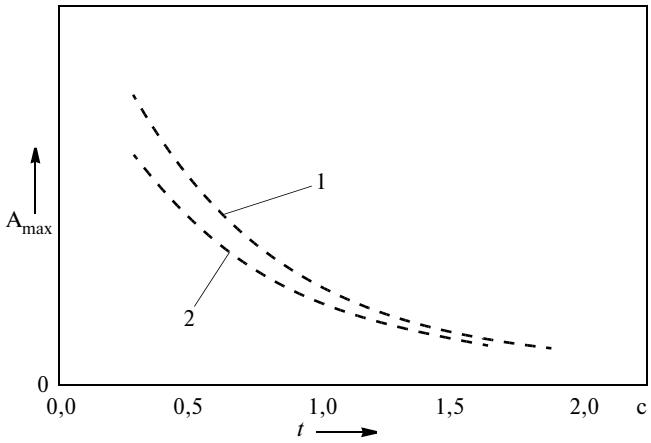


Рис. 6. Затухание амплитуды колебаний после первого соударения:
1 — при отсутствии магнитного поля; *2* — при его наличии

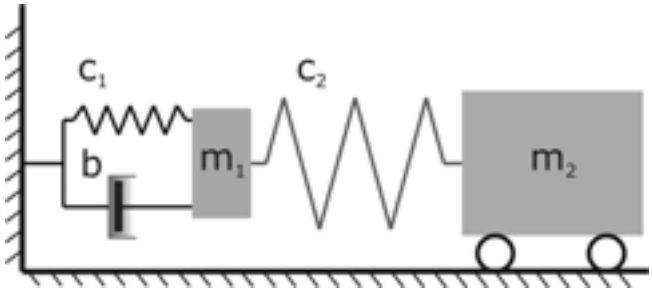


Рис. 7. Динамический аналог фронтального столкновения:
m_1, m_2 — соответственно сосредоточение массы бампера и узлов его крепления, а также кузова АТС; c_1, c_2 — деформируемые элементы, имитирующие жесткость тела бампера с узлами его крепления к лонжерону и жесткость автомобиля соответственно

Данный эффект в технике называют наведенной псевдоупругостью. При этом для количественной оценки потенциальной возможности снижения энергетического уровня в процессе столкновения можно использовать двухмассовую динамическую систему с двумя степенями свободы. (Динамический аналог фронтального столкновения, модифицированный с учетом наличия защитной обкладки и магнитореологического эластомера, который рассматривается как тело Фойгта, приведен на рис. 7).

Далее необходимо решить систему двух дифференциальных уравнений в нелинейной постановке, описывающих начальную фазу удара — до отскока масс назад, поскольку бампер в процессе упругого восстановления кузова АТС практически не участвует. Причем решить, варьируя значения массы и жесткости бампера (с учетом управляемых свойств энергопоглощающего покрытия из эластомера).

Результаты такого решения позволят выяснить зависимость энергии, отводимой от кузова АТС бампером от вышеназванных параметров, т. е. b, m и δ, и установить степень влияния каждого из них на процесс снижения энергетического уровня при ударе.

На основе результатов настоящего исследования разработаны и проходят патентную экспертизу ударозащитные устройства АТС с активной, полуактивной и управляемой системами демпфирования. Их цель — обеспечить полную сохран-

ность АТС и, как того требуют Директивы и Правила ЕЭК ООН, существенно снизить травмируемость пешеходов на малых скоростях соударений.

Принцип работы любой из названных систем, реализованных в конструкции бампера, схематично представленного на рис. 2, заключается в следующем.

При соударении АТС с препятствием на небольших (не более 8—16 км/ч) скоростях движения упругое покрытие жесткого бамперного бруса деформируется, смягчая последствия удара для пешехода или иного объекта соударения. Далее жесткий бамперный брус воспринимает полученную ударную нагрузку, распределяет ее равномерно по всей фронтальной плоскости передней части АТС, передает ее на лонжероны и далее на решетку безопасности кузова. После этого в процессе снижения последствий соударения включается магнитоэластомерная вставка-крепление, которая изменяет свою жесткость в сторону ее уменьшения. При достаточно же большой силе удара, т. е. при скорости выше 16 км/ч, вставка-крепление изменяет свою жесткость уже в сторону ее увеличения, что снижает степень деформации кабины или салона АТС и тем самым обеспечивает безопасность водителя и пассажиров.

Сигналы на изменение жесткости могут подаваться от уже существующих систем. Например, для упругого покрытия бамперного бруса — от системы «парк-троник», а для вставок-креплений — от системы активации подушек безопасности.

Нельзя не отметить, что для участников ДТП при фронтальном столкновении на небольших скоростях (парковка, движение в пробках и т. п.), когда деформации элементов конструкции АТС малы, упругое эластомерное покрытие бамперного бруса и магнитоэластомерная вставка-крепление, изменяющая свою жесткость в сторону уменьшения, деформируются, обеспечивая сохранность товарного вида как АТС, так и объекта соударения (например, ограждения или другого АТС). То есть, фактически магнитореологический эластомер выполняет роль многоразовой подушки безопасности. При фронтальном же столкновении на более значительных скоростях в работу по отнятию энергии включается упругая связь бамперного бруса с кузовом АТС в виде магнитоэластомерных вставок-креплений. Последние, меняя свои параметры жесткости на заданную величину в сторону увеличения, деформируются, отнимая основную часть энергии удара, положительно влияя уже на безопасность самого АТС и находящихся в нем людей.

ВНИМАНИЕ!

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

Содержание

МГТУ «МАМИ»: настоящее и планы на будущее 1

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Сорокина Г.П., Стешина А.Ю., Кравчук П.В. — Методы оценки конкурентоспособности продукции автомобилестроения 5

Николаенко А.В., Бахмутов С.В., Селифонов В.В. — Научно-образовательный центр «Автомобили с гибридными силовыми установками» 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Шпак Ю.А., Павлушков Б.Э., Демик В.В., Кулаков Н.А. — Специальное колесное шасси БАЗ М 6910Э с электрической трансмиссией 9

Сергеев А.И. — Двухзвенное модульное транспортное средство с индивидуальным электромеханическим приводом колес 11

Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. — Многокритериальная оптимизация автомобильной техники при ее создании и доводке 14

Круташов А.В. — Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Тяговая эффективность 17

Лепешкин А.В. — Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин 19

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кузнецов В.А., Шеставин П.В., Смирнов А.В., Сазонов Д.А. — Выглаживание деталей многогранными неперетачиваемыми пластинами 24

Мишин В.Н., Балашов В.Н. — Силы, возникающие при шлифовании 26

Петров П.А., Воронков В.И., Иванов В.А., Басюк С.Т. — Модель технологического процесса штамповки магниевого колеса 29

Волков Г.М. — Перспективы автотракторного материаловедения 32

Ершов М.Ю., Лепешкин И.А. — Вспененный алюминий в автомобилестроении 36

Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А., Никитин М.Ю. — Листовой демпфирующий материал для кузовных деталей. Свойства при сдвиговой деформации 39

Давыденко Л.В., Белова С.Б., Давыденко Р.А., Егорова Ю.Б. — Титан и титановые сплавы в автомобилестроении 41

Кулаков Н.А. — Композиционная защита кабины автомобиля «Урал-4320» . . 43

Балабин И.В., Богданов В.В., Борин Д.Ю., Адам Ф., Степанов Г.В. — Магнитореологический эластомер с эффектом памяти формы, как компонент энергопоглощающего покрытия бампера АТС 45

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 04.08.2010. Подписано в печать 14.09.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 8,25. Зак. 786.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

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

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