



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 629.11

А.А. ДЮЖЕВ, канд. техн. наук; В.Б. АЛЬГИН, д-р техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

ОСНОВНЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ РАЗРАБОТКИ И ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ МЕХАНИКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН В СВЕТЕ КОНГРЕССА «МЕХАНИКА — 2013»

Рассматриваются отечественные разработки и результаты научных исследований, которые соответствуют мировому уровню и нашли отражение на конгрессе «Механика — 2013».

Ключевые слова: механика, мобильная машина, разработки, исследования, специальные колесные шасси, карьерная техника, синтез трансмиссий, механическая система, расчет, надежность

Введение. В октябре 2013 года в Минске состоялся VI Белорусский конгресс по теоретической и прикладной механике «Механика — 2013». В работе форума приняли участие более 300 представителей науки, образования и производства из Беларуси, России, Украины, Грузии, Польши, Чехии, Канады и Сингапура. Конгресс в определенной степени дал возможность сопоставить представленные разработки не только друг с другом, но и с современным уровнем в целом. В статье рассматриваются отечественные разработки и результаты научных исследований, которые соответствуют мировому уровню R&D (Research and Development, работы научно-исследовательские и опытно-конструкторские).

Разработка и освоение производства нового поколения специальных колесных шасси и тягачей военно-технического и двойного назначения. Главным достижением среди освоенных в производстве разработок является отмеченное Государственной премией 2012 года создание специальных колесных шасси и тягачей четвертого поколения военно-технического и двойного назначения. Лауреатами премии стали специалисты открытого акционерного общества «Минский завод колесных тягачей» (МЗКТ) Головач А.А., Николаев Ю.И. и Горко Е.А. Этой тематике посвящена работа [1].

С учетом конъюнктуры рынка в последние годы МЗКТ уделяет большое внимание созданию базовых моделей наиболее представительной группы объектов — автомобилей многоцелевого назначения (АМН) грузоподъемностью 4...15 т, которые обычно составляют 70–85 % от общей численнос-

ти автомобильных парков развитых стран. Принята концепция, согласно которой развитие конструкций АМН должно происходить на основе современной агрегатной элементной базы, а их военно-технический облик должен создаваться с учетом развития автомобильных платформ. Основные технические решения, описанные в работе [1], касаются гидромеханической передачи и подвески. При этом впервые для таких машин реализован принцип модульности.

Гидромеханическая передача (ГМП) обеспечивает широкий диапазон тяговых и скоростных характеристик. Она эффективнее своих механических аналогов, поскольку при использовании последних водитель армейской машины переключает скорости по 150...200 раз в час, и такой режим работы отвлекает внимание от дороги и утомляет водителя (что имеет особое значение в боевых условиях).

Для перекрытия мощностного диапазона 250...650 л.с., к которому относится значительная часть техники, выпускаемой МЗКТ, предложен типоразмерный ряд из четырех ГМП. С целью сокращения производственных затрат была выбрана стратегия, предполагающая комбинацию четырех различных по преобразующей способности гидродинамических трансформаторов (ГДТ) и двух базовых планетарных коробок передач (ПКП), рассчитанных на различный входной крутящий момент.

Две базовые ПКП на входной момент 300 и 500 кгс · м выполнены по одинаковой кинематической схеме и имеют во многом унифицированную конструкцию. Лопастные системы ГДТ имеют различные активные диаметры и максимальные коэффи-

циенты преобразования момента, максимальный КПД около 0,9.

Основными узлами-модулями, предназначенными для соединения с базовой ПКП, являются:

- гидротрансформатор с собственной системой питания, управления и передним насосом;
- диапазонный редуктор (ДР);
- трехвальная раздаточная коробка (РК);
- механизм дифференциального привода мостов;
- передние крышки ГДТ и РК с приводом, если это необходимо для отдельной установки;
- задняя крышка ПКП с выходным валом и задним насосом;
- поддоны ПКП и РК;
- механизмы отбора мощности;
- гидродинамический тормоз-замедлитель (ГТЗ).

Комбинация этих узлов дает возможность получить ГМП с требуемыми входными и выходными характеристиками.

Гидросистемы и системы управления у всех ГМП полностью унифицированы. Гидравлическая система ГМП работает от двух насосов: переднего с приводом от насосного колеса ГДТ и заднего с приводом от выходного вала ГМП. Наличие заднего насоса позволяет разгрузить передний при достижении определенной скорости движения, обеспечить смазку ГМП при буксировке автомобиля с неработающим двигателем, а также запуск двигателя буксировкой автомобиля.

ГМП имеет микропроцессорную систему автоматического управления (МСАУ), которая выполняет следующие основные функции:

- сбор информации с датчиков и органов управления транспортного средства;
- управление процессами переключения передач и блокировки ГДТ;
- диагностика ГМП и самодиагностика МСАУ;
- отображение информации о режимах работы ГМП и диагностической информации на панели индикации.

Независимая подвеска колес традиционна для изделий МЗКТ. Применение таких подвесок шкворневого типа, в которых в качестве упругого элемента использованы торсионы или гидропневматические рессоры, возможно только на изделиях, у которых ширина превышает допустимый дорожный габарит.

Для изделий нового семейства АМН, не превышающих дорожный габарит, разработана и реализована независимая подвеска различной грузоподъемности. В качестве направляющего устройства применена двухрычажная бесшкворневая подвеска с качанием рычагов только в поперечной плоскости. За счет подбора длин верхнего и нижнего рычагов удалось добиться минимального изменения колеи и увеличения хода колеса до 400 мм при минимальном рассогласовании кинематики подвески и рулевого управления. С целью сокращения числа точек смазки в шарнирных узлах рычагов направляющего устройства применены втулки и вкладыши шаровых

шарниров из полимерного композитного материала, не требующего смазки в процессе эксплуатации.

Упругие элементы реализуются в виде гидропневматической рессоры или цилиндрической винтовой пружины со встроенным амортизатором. В обоих вариантах упругие элементы крепятся к нижнему рычагу для обеспечения минимальных габаритных размеров узла подвески.

Гидропневматическая рессора представляет собой гидроцилиндр без противодействия с вынесенным пневматическим энергоаккумулятором поршневого типа. Применение гидропневматических упругих элементов в независимой подвеске позволило реализовать систему регулирования дорожного просвета двух типов: 1) замкнутого типа, позволяющего изменять клиренс на определенную величину за счет использования дозирующего цилиндра; 2) открытого типа, позволяющего изменять клиренс во всем диапазоне хода колеса за счет применения электронных датчиков угла поворота рычагов и электронного блока управления.

Независимая подвеска, центральный редуктор моста, полуосевые карданы, ступицы колес, рулевое управление, тормозные камеры — все это представляет собой единый агрегат (модуль), который крепится к раме болтовым соединением. При этом подвеска управляемых и неуправляемых мостов отличается только наличием дополнительной реактивной штанги в подвеске модулей неуправляемых мостов.

Разработан вариант подвески, в котором вместо стойки устанавливается гидроцилиндр, а упругий и демпфирующий элементы объединены в один узел — упругий элемент поршневого типа со встроенным амортизатором. Данный вариант подвески может быть с регулированием.

Второй вариант конструкции подвески — с упругим элементом в виде пружины, и демпфирующим элементом в виде амортизатора, которые объединены в амортизаторную стойку, закрепленную за нижний рычаг подвески.

Разработка опытного образца карьерного самосвала грузоподъемностью 450 тонн [2]. При разработке карьерного самосвала сверхбольшой грузоподъемности 450 т реализована концепция использования спаренных шин для передней и задней оси. Учитывая опыт создания 280-тонной машины, в которой самым сложным и самым «слабым» узлом оказалось шарнирное соединение сочлененной рамы, было принято решение использовать в конструкции самосвала жесткую раму оригинальной конструкции и поворот машины производить за счет опорно-поворотных устройств также оригинальной конструкции.

Рама представляет собой сварную конструкцию из двух лонжеронов коробчатого сечения постоянной высоты, соединенных между собой поперечными кессонного сечения. Лонжероны рамы также соединены между собой опорными поверхностями подшипников поворота передней и задней оси.

Компоновочные и конструктивные решения в создании карьерного самосвала БелАЗ-75710 основаны не только на новой конструкции рамы. В конструкции предусмотрено два поворотных моста, что позволяет использовать его на тех же дорогах и в тех же карьерах, где используются карьерные самосвалы серии БелАЗ-75600.

На карьерном самосвале грузоподъемностью 450 т установлен силовой модуль в составе двух дизель-генераторных установок. Используется два дизельных двигателя производства фирмы MTU марки 16V4000 мощностью 1715 кВт каждый.

В качестве тягового электропривода используется комплект ММТ-500 производства фирмы Siemens, разработанный специально для данного самосвала. Электропривод ММТ-500 состоит из четырех тяговых электродвигателей мощностью по 1200 кВт, двух тяговых генераторов мощностью по 1704 кВт, шкафа электрооборудования и тормозной установки мощностью 4800 кВт.

Для обеспечения габаритных размеров, сопоставимых с карьерным самосвалом грузоподъемностью 320–360 т, центр поддрессоренных масс карьерного самосвала 450 т поднят вверх, что привело к уменьшению поперечной устойчивости карьерного самосвала. Проведенные исследования показали, что по условиям безопасного устойчивого движения в карьере (движение ведущих колес без буксования и скольжения) целесообразно ограничить допустимый уклон карьерных дорог применительно к реальным условиям эксплуатации (регионы с выпадением осадков в виде дождя и снега и коэффициентом сцепления $\varphi = 0,25$): для карьерных самосвалов колесной формулы 4×2 — до величины не более 12 %; для полноприводных самосвалов высокой проходимости колесной формулы 6×6 и 4×4 — до величины не более 20 %.

На коротких участках дорог (например, в забое) с уклоном до 16 % возможна эксплуатация самосвалов с колесной формулой 4×2 при соответствующей подготовке покрытия дорог.

Известные решения компоновки направляющего аппарата подвески самосвалов не всегда позволяют получить приемлемые решения по обеспечению устойчивости самосвала. С увеличением грузоподъемности или при уменьшении габаритной ширины карьерного самосвала проектировщики сталкиваются с такой проблемой, как избыточный крен за счет изменения соотношения рессорной колеи автомобиля к высоте центра тяжести.

В конструкцию самосвала введены стойки-стабилизаторы поперечной устойчивости, у которых в качестве упругих элементов использован уникальный эластичный конструкционный полимер разработки НИЦ «Прогрессивные технологии» (г. Москва), по своим свойствам заменяющий пружину с диаметром проволоки 60 мм.

Концепция использования многозвенных автопоездов на карьерных выработках [3–5]. Расчеты показывают, что после того, как глубина карьеров

достигает критического уровня, экономически оправданным становится не их дальнейшее углубление, а подземная добыча руды. Вывозить породу на поверхность можно с помощью многозвенных автопоездов, которые по габаритам больше подходят для подземных выработок, чем карьерные самосвалы, и обеспечивают приемлемую эффективность перевозок. Кроме того, такие поезда после выезда из карьера могут без перевалки доставлять груз на обогатительные предприятия.

Вместе с коллегами из Уральского отделения Российской академии наук ученые Объединенного института машиностроения НАН Беларуси прорабатывают варианты решений, которые позволят создать транспортное средство, пригодное для перевозки руды по технологическим трассам Сибири на расстояние до 500 км. Эта же машина в перспективе может работать и на подземных выработках. Для российской горнорудной компании «АЛРОСА», у которой обогатительные фабрики 200 км от карьеров, такая задача актуальна уже сегодня.

Перспективные схемы добычи горных пород дают новый импульс развитию многозвенных транспортных средств. На рисунке 1 показан макет автопоезда в условиях карьера с узкой бермой. Узкая берма и использование многозвенного транспорта в комплексе позволяют сократить затраты на разработку по сравнению с классической схемой, основанной на использовании описанных выше карьерных самосвалов БелАЗ.

Концептуальная схема многозвенного самосвального автопоезда прорабатывается на основе серийных узлов шасси МЗКТ. Самосвальный автопоезд может включать до пяти звеньев, соединенных между собой жесткими сцепками и управляемых совместно. Длина пятизвенного автопоезда составит около 56 м, объем перевозимого груза — 50 м³ при грузоподъемности в 100 т и полной массе автопоезда 194 т.

Крайними звеньями могут быть автомобилесамосвалы с колесной формулой 8×8 с самосвальным кузовом с боковой разгрузкой. Промежуточные звенья представляют собой активные прицепы — самосвалы, также выполненные на базе шасси МЗКТ, но без кабины водителя. Техника МЗКТ,

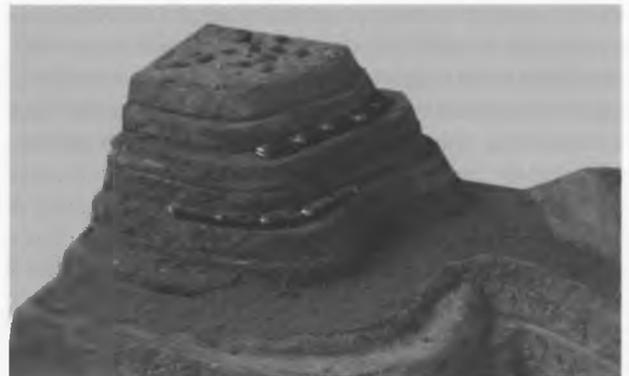


Рисунок 1 — Макет многозвенного самосвального автопоезда в условиях карьера с узкой бермой

принятая за основу, показала надежную и безотказную работу в сложных дорожно-климатических условиях, в том числе при низких температурах.

Управление автопоездом предполагается осуществлять многоуровневой электронной системой, апробация которой выполнена в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси. Трансмиссии звеньев многозвенного автопоезда могут быть механическими, электрическими или гибридными, что определяет требования заказчика (АЛРОСА) и теоретические исследования. Электромеханическая трансмиссия исключит потребность в разворотных кольцах и разворотах звеньев, а длительное движение автопоезда может осуществляться в любом направлении.

Такой автопоезд может быть эффективен при работе в подземных условиях «челноком» без разворота для перевозки руды из шахты и дальнейшего движения в качестве «магистрального» и работе автопоезда в качестве «магистрального» по технологическим дорогам на больших плечах ездки до 500–700 км от месторождения до обогатительных фабрик или места накопления руды.

Синтез трансмиссий с произвольным числом степеней свободы. Задача синтеза рациональных трансмиссионных систем решается на стыке теории графов и механики. В настоящее время полностью ее не удается формализовать, хотя бы на уровне постановки. Это объясняется следующими факторами.

Имеет место большое разнообразие трансмиссионных элементарных механизмов, и это разнообразие нарастает при рассмотрении возможных систем, синтезируемых из этих механизмов. Одним из основных параметров является число степеней свободы трансмиссии. Для числа степеней свободы $W = 2$ и определенного типа элементарных механизмов, из которых синтезируется трансмиссионная система, существуют подходы, позволяющие найти возможные решения, удовлетворяющие заданной гамме передаточных чисел, а потом из них выбрать приемлемые варианты с точки зрения работоспособности и других факторов. С увеличением числа степеней свободы чисто формальные постановки невозможны.

Задача имеет также большое практическое значение. Производители новой техники обычно стоят перед дилеммой: разрабатывать новую конструкцию с оригинальными схемными решениями либо использовать известные, в том числе запатентованные конструкции с действующими или истекшими сроками защиты. В обоих случаях необходимо проводить исследование, результатом которого может быть разработка новой схемы и на ее базе новой конструкции. Результатом исследования может быть вывод о том, что для требуемой гаммы передаточных чисел нет лучших схемных решений. Тогда возможно использование известной схемы, конструктивно проработанной под имеющиеся технологические возможности, либо использование готовой конструкции.

Обзор публикаций, охватывающий англоязычные и русскоязычные источники по вопросам анализа и синтеза трансмиссионных схем, представлен в работах [6, 7]. Предлагаемый подход к синтезу включает следующие составляющие.

1. Представление трансмиссии. Трансмиссия рассматривается как система, состоящая из множества механизмов ($U_j, j = 1, \dots, N_D$), каждый из которых имеет три звена ($V_i, i = k, l, m$) и две степени свободы ($W = 2$). Звено V_i может входить в k механизмов, $1 \leq k \leq N_D$, где N_D — общее число трехзвенных механизмов трансмиссии. Число k есть степень звена, которое обозначается $\deg V_i$. При этом

$$\sum \deg V_i = 3N_D, \quad i = 1, \dots, N_Z. \quad (1)$$

Число звеньев трансмиссии

$$N_Z = N_D + W, \quad (2)$$

где W — число степеней свободы трансмиссии.

2. Поиск всех вариантов распределения $\deg V_i$ по звеньям. Пример решения, демонстрирующий сущность задачи данного этапа, представлен на рисунке 2 для схем с $W = 3$ и $N_D = 4$.

3. Синтез всех возможных структур для заданного варианта распределения звеньев по механизмам. При построении всех возможных структур возникает известная в теории графов проблема изоморфизма, когда внешне различные структуры соответствуют одним и тем же связям звеньев. Основная идея предлагаемого подхода к синтезу структур состоит в том, чтобы переложить проблему изоморфизма из «графовой» сферы в область формирования правил построения матриц определенного вида, что представляется более простой для формализации операцией. Структура формируется соединением звеньев разрешенными способами. При построении структур используются матрицы инцидентий и правила получения только оригинальных (без изоморфизма) структур: 1) условия существования и работоспособности механизма, к которым относятся отсутствие блокировки и связность (целостность), кроме отдельных случаев, когда система представлена несколькими фрагментами; в этом случае осуществляется построение фрагментов, обладающих

1 вариант	4	3	1	1	1	1	1
2 вариант	4	2	2	1	1	1	1
3 вариант	3	3	2	1	1	1	1
4 вариант	3	2	2	2	1	1	1
5 вариант	2	2	2	2	2	1	1

Рисунок 2 — Распределения степеней по семи звеньям для четырех механизмов

целостностью; 2) использование в составе каждого, начиная с первого, механизма звеньев с возможно меньшими номерами; звенья входят в механизмы с наименьшими номерами (минимизация номеров); 3) использование для каждого механизма всех различных вариантов выбора звеньев с различным статусом по $\deg V_i$ (разнообразие вариантов). Матрицы инцидентностей, сформированные таким путем, названы каноническими матрицами. На рисунке 3 представлен фрагмент результата программного построения канонических матриц инцидентности для четырех механизмов по вариантам 2 и 3 распределения $\deg V_j$ по рисунку 2.

4. *Решение задачи синтеза схем по выбранной структуре с использованием оптимизационных алгоритмов.* Предлагается универсальная структурная модель трансмиссии как системы трехзвенных механизмов и муфт, входного и выходного валов и неподвижного звена (стойки).

Для решения задачи синтеза предусматриваются следующие процедуры: 1) формирование постоянных связей между трехзвенными механизмами, а также между валами (входным и выходным) и звеньями планетарных механизмов и муфт; 2) *расстановка муфт* между элементами подсистемы и между элементами подсистемы и стойкой (неподвижным звеном); 3) поиск параметров трехзвенных механизмов (*чисел зубьев зубчатых колес*, соединенных с основными звеньями) для получения заданных передаточных чисел.

Последняя задача рассматривается как задача подбора чисел зубьев и комбинаций включения элементов управления по заданной структуре трансмиссии. При этом может быть использован генетический алгоритм, который состоит в поочередном синтезе и рассмотрении перспективных структур. Для каждой из них решается задача определения комбинаций элементов управления, включаемых на передачах и выбора чисел зубьев зубчатых колес. Критерий — близость получаемого ряда передаточных отношений к заданному. Для поиска решений на основе генетического алгоритма (ГА) используется *хромосома*, содержащая две группы генов. В первой представлены включаемые элементы управления (ЭУ), во второй — параметры звеньев (в рассматриваемом случае — числа зубьев зубчатых колес) [9, 10].

Поиск вариантов постоянных связей также может быть включен в общую процедуру эвристического поиска решений. Тогда в случае использования ГА схема хромосомы будет иметь следующие состав-

ляющие: 1) варианты постоянных связей, 2) варианты включения муфт и 3) числа зубьев зубчатых колес. Комбинация чисел зубьев, принимаемая в расчете, зависит от типа предварительно выбранных трехзвенных механизмов. В частном случае могут быть использованы механизмы с постоянно заторможенными звеньями. При заторможенном водиле получаем обычную передачу с неподвижными осями валов. Кроме того может быть заторможено солнце или корона планетарного механизма. В этом случае он также превращается в механизм с одной степенью свободы.

5. *Предварительное формирование фрагментов с постоянными связями.* Для сокращения размерности задачи целесообразно предварительно сформировать фрагменты (подструктуры) с постоянными связями. Такие фрагменты в общем случае включают связанные между собой блоки трехзвенных механизмов с определенным числом степеней свободы W , а также входное (0) и выходное (X) звенья. В таблице 1 представлены указанные фрагменты для механизмов с пятью степенями свободы. Принципиальной особенностью такого представления трансмиссии для синтеза схем состоит в том, что появляются «разорванные» структуры, включающие несколько фрагментов (подструктур). На их основе синтезируются схемы, в которых связи между фрагментами не постоянны и осуществляются за счет муфт, включаемых на определенных передачах.

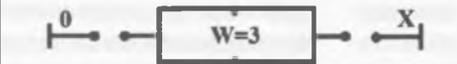
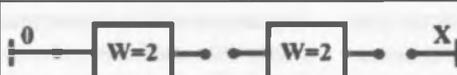
6. *Пример синтеза.* В качестве целевой принята схема по патенту США [11] с *пятью степенями* свободы, включающая три планетарных ряда, у одного из которых имеется постоянно заторможенное звено. Задача синтеза данной схемы ставилась следующим образом: известны число степеней свободы, передаточные числа, число элементов управления. Необходимо синтезировать схему с заданными параметрами, используя одну из структурных схем таблицы 1.

Полученные результаты программной реализации описанного подхода с использованием ГА приведены на рисунке 4 а. В качестве основы для синтеза взята структура из трех фрагментов, соответствующая варианту 5.5 таблицы 1. Трехзвенные механизмы U_1 (с заторможенным звеном) и U_2 образуют первый блок с двумя степенями свободы, механизм U_3 — второй блок, связанный с выходным валом. Входной вал не имеет постоянной связи с указанными блоками и соединяется с ними при включении муфт.

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
1 1 0 1 0 0 0	1 1 1 0 0 0 0	1 1 1 0 0 0 0
1 1 0 0 1 0 0	1 1 0 1 0 0 0	1 1 0 1 0 0 0
1 0 1 0 0 1 0	1 0 1 0 1 0 0	1 1 0 0 1 0 0
1 0 1 0 0 0 1	0 1 0 0 0 1 1	0 0 1 0 0 1 1

Рисунок 3 — Фрагмент результата программного построения канонических матриц инцидентности для четырех механизмов [8]

Таблица 1 — Обобщенные структурные схемы как наборы фрагментов из трехзвенных механизмов

Вариант W_i	Обобщенная структурная схема	Число фрагментов	W
5.4		3	$1 + 3 + 1$
5.5		3	$1 + 2 + 2$
5.6		3	$2 + 2 + 1$

При синтезе схемы осуществлен поиск вариантов расстановки муфт, статуса звеньев планетарных рядов и чисел зубьев. Показаны полученные передаточные числа u_i и отклонения передаточных чисел от заданных значений (d_i). Числа зубьев в каждой строке $Z_i - Z_j - Z_k$ означают числа зубьев солнца, спутника, короны. Приведены также время счета (для двух вариантов) и эскиз синтезированной схемы.

При относительно небольшом пространстве решений могут быть использованы методы поиска экстремума функции, в частности, прямые методы. На рисунке 4 б представлено решение рассматриваемой задачи методом Хука-Дживса (окно программы с результатом расчета по разработанной программе).

Таким образом, предлагаемый подход основан на сведении задачи к нескольким этапам со специальным структурным представлением трансмиссии. Ход решения задачи выполняется с привлечением эксперта (выбор типа элементарных механизмов, числа степеней свободы, последовательности переключения элементов управления и т. д.). Наиболее сложный этап, связанный с перебором вариантов решений, реализуется с использованием поисковых алгоритмов, эффективная работа которых во многом основывается на разработанных структурно-кинематических моделях трансмиссии.

Концепция регулярной механической системы и основанные на ней методы кинематического и динамического расчета трансмиссионных систем. Становление механики связано с именами Ньютона, Эйлера, Даламбера, Лагранжа, которые разработали методы составления уравнений движения механических объектов. Поэтому во многих учебных и научных источниках основное внимание уделялось и уделяется до сих пор *вопросам формирования математических моделей как исходному этапу процесса исследования механических объектов.*

С ростом потребностей в исследовании все более сложных механических объектов и возможностей вычислительной техники ситуация изменилась. Аналитические подходы классиков механики оказались непригодными для формализованного описания систем и построения их автоматизированного математического описания. Появилось достаточно много программных пакетов, в которых

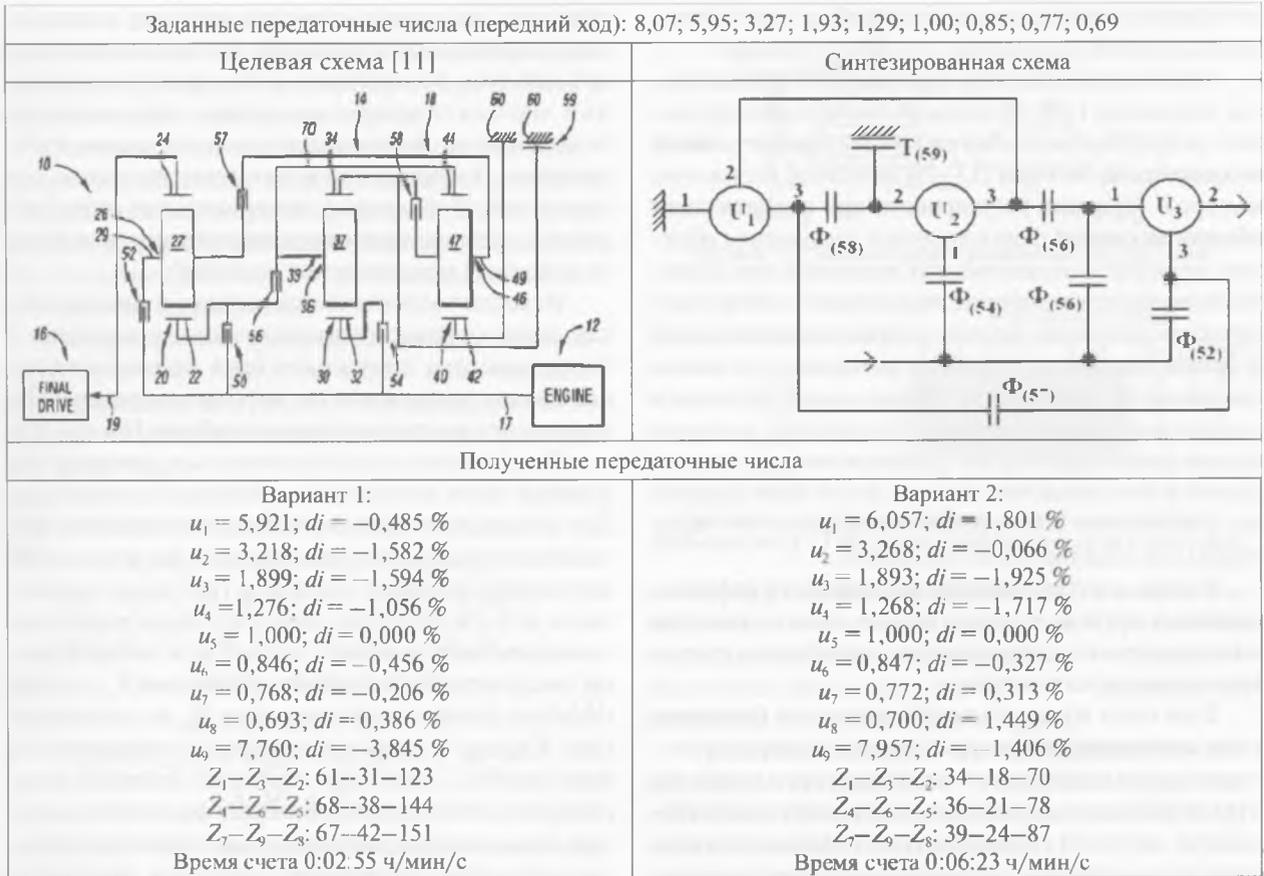
начальным этапом является построение механической, графовой или иной модели объекта. При этом уравнения движения формируются на последующем этапе, и, как правило, это происходит автоматически, без привлечения пользователя. Таким образом, все очевиднее становится положение о том, что *начальным этапом исследования механического объекта является этап его схематизации в виде объектной механической модели, т. е. модели, состоящей из элементарных механических объектов* (масс, упругих звеньев, демпфирующих элементов, фрикционных пар, разнообразных соединений и т. д.).

При этом возникают вопросы: 1) что первично — механическая модель или математическое описание объекта; 2) следует ли придерживаться каких-либо правил, ограничений при формировании исходной механической системы путем соединения элементарных механических объектов и приложения к ним нагрузок?

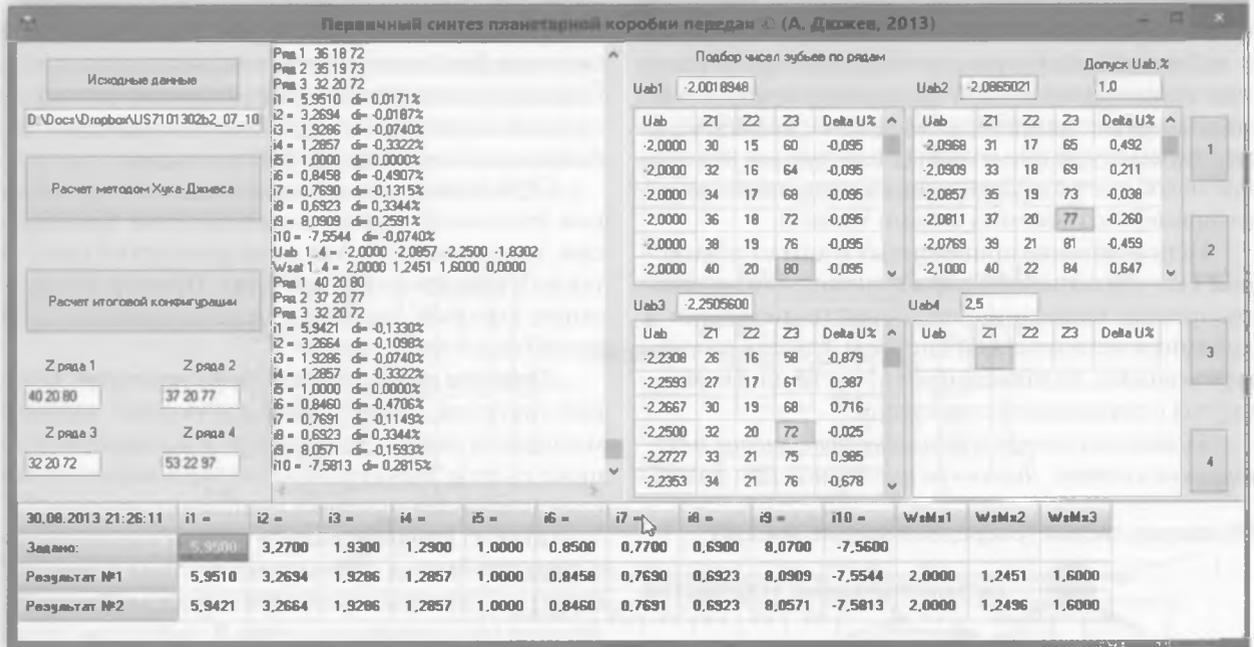
С развитием вычислительных методов и их применения к решению задач механики все шире используются подходы «*Multibody system*» («Многомассовая система») и «*Multibody Dynamics*» («Динамика многомассовых систем»). Англоязычная Wikipedia говорит о «*Multibody system*» следующее: «Многомассовая система используется для того, чтобы моделировать динамическое поведение взаимосвязанных твердых и гибких тел, каждое из которых может подвергаться большим поступательным или вращательным перемещениям» [12].

Следовательно, многомассовая система используется для решения задач кинематики и динамики в тех случаях, когда система совершает большие перемещения, например, в транспортных средствах, робототехнике. Этим рассматриваемый подход отличается от известного конечно-элементного анализа, где исследуются нагрузки конструкции, имеющей небольшие деформации (перемещения).

Важной особенностью формализма, основанного на понятии многомассовой системы, является возможность алгоритмизации и компьютерной поддержки при моделировании, анализе и оптимизации систем произвольного вида, состоящих из многих масс (тел). Т. е. одной из принципиальных



а



дит к принципиальным ошибкам либо к «зависанию» компьютерной программы, его выполняющей.

Технические объекты, несомненно, регулярны, см. например [20]. Используя это фундаментальное свойство, предлагается концепция **регулярной механической системы** [17–19], основное положение которой (**принцип регулярности при схематизации объекта механики**) формулируется следующим образом: механическая система, как исходный этап схематизации объекта механики, представляет собой совокупность основных звеньев (сосредоточенных масс) и безынерционных устройств, которыми эти массы соединяются (рисунок 5). Массы могут вступать в контактное взаимодействие. Устройства, которые играют роль соединителей для инерционных компонентов и неподвижных звеньев, могут быть упругими и жесткими. Непосредственная связь (не через массу) для соединителей запрещена.

В этом состоит **принцип регулярности рассматриваемых систем**. Его нарушение может привести к неправильной схематизации, ошибкам в расчетах механических систем.

Еще одно из положений концепции (**описание узлов переменной структуры**) отражает широкое использование в мобильных машинах муфт и тормозов в трансмиссионных системах, колес, взаимодействующих с опорной поверхностью, и формулируется следующим образом. Для описания узлов переменной структуры, с тем чтобы избежать рассмотрения многочисленных вариантов структурной организации механической системы под действием внешних и внутренних факторов, необходимо присутствие масс сопрягаемых узлов в явном виде, при всех возможных их состояниях: разомкнутом и замкнутом. В последнем случае они должны удерживаться как единое целое за счет действующих между ними связей (например, создаваемых силами трения).

Использование приведенных и других положений [17–19] позволяет структурировать и автоматизировать написание уравнений кинематики и динамики механической системы, сделать их универсальными, не зависящими от состояния компонентов с переменной структурой.

Символическое представление фрагментов механических систем. Динамические схемы. Для разно-

Основные звенья (сосредоточенные массы)

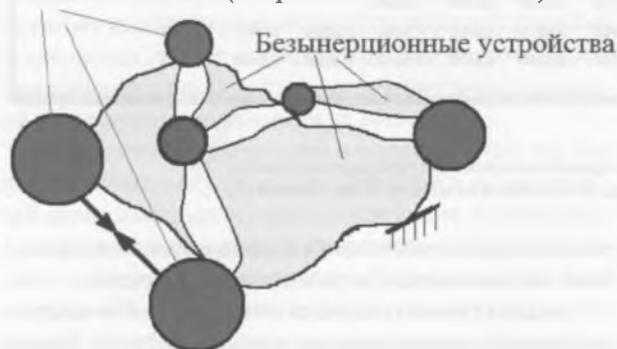


Рисунок 5 — Представление механической системы

образных по схемно-конструктивному исполнению устройств-соединителей, которые имеют различный вид, но одинаковое по структуре уравнений математическое описание, предлагается использовать обобщающие символические изображения. Изображения механических систем, содержащие обобщенные символические виды устройств, названы **динамическими схемами** (в отличие от исходных механических моделей).

Исходная механическая модель и динамическая схема с целью рационализации и сведения к более простому виду может быть подвергнута упрощению, приведению и другим операциям. Во многом эти вопросы решены в работах [14–16, 21].

Структурно-распределительная матрица для решения задач кинематики и динамики механизмов. Для описания структуры схематизированного механического объекта (механизма) и распределения внутренних силовых факторов (крутящих моментов и др.) в устройствах вводится *структурно-распределительная матрица*, число строк которой равно числу основных звеньев механизма N_z , а число столбцов равно числу устройств K_{LG} их соединяющих. Каждое устройство в матрице отображается в виде столбца, ненулевые элементы которого представляют собой значения силовых факторов (например, моментов) на звеньях устройства в относительных единицах. Устройства, имеющие различные схемные виды (дифференциал, передача), представлены в обобщенном виде.

Такое описание дает картину распределения силовых факторов внутри устройств механизма. Поэтому матрица может быть названа *структурно-силовой матрицей* (ССМ) или *структурно-распределительной матрицей* (СРМ).

СРМ служит для формализованного составления уравнений во всех видах расчетов трансмиссии, выполняемых по ее кинематической схеме, а также в динамических расчетах. Пример схематизации коробки передач с использованием СРМ представлен на рисунке 6.

Динамика систем с переменной структурой. Типовой системой с переменной структурой является машинный агрегат автомобиля. Рассматриваемый ниже подход значительной степени иницирован изучением задач динамики машинного агрегата [22].

Одна из проблем расчета механических систем с фрикционными элементами состоит в том, что структура системы изменяется в зависимости от состояния указанных элементов. В замкнутом состоянии фрикцион ведет себя как одна масса, состоящая из двух жестко связанных масс. В состоянии буксования — как две движущиеся относительно друг друга массы, между которыми действует момент трения. Эти состояния необходимо воспроизводить в зависимости от условий, возникающих в процессе моделирования. Кроме того, системы могут содержать жесткие и упругие компоненты, что приводит к необходимости использования при решении

различных типов уравнений: алгебраических и дифференциальных. Это приводит к повышению разнообразия применяемых методических средств и качественному усложнению задачи.

Особенностью представленной на рисунке 7 динамической схемы является наличие устройств с переменной структурой: фрикционов F_1 и F_2 , сочетания устройств жесткого типа (дифференциал D) и упругого (вал E). СРМ рассматриваемой схемы показана на рисунке 8.

Универсальность уравнений. Универсальная система уравнений движения масс с использованием коэффициентов СРМ (A_{jk} — коэффициент СРМ, относящийся к устройству k , связанному с j -й массой) имеет вид

$$\begin{aligned}
 & J_1 \dot{\omega}_1 + (1 - \lambda_1) A_{11} M_1 + [A_{12} M_2] + A_{13} M_3 + \\
 & \quad + [A_{14} M_E + A_{15} M_K] = M_{B1} - \lambda_1 A_{11} M_{F1}; \\
 & J_2 \dot{\omega}_2 + (1 - \lambda_1) A_{21} M_1 + (1 - \lambda_2) A_{22} M_2 + A_{23} M_3 + \\
 & \quad + [A_{24} M_E + A_{25} M_K] = -\lambda_1 A_{21} M_{F1} - \lambda_2 A_{22} M_{F2}; \\
 & J_3 \dot{\omega}_3 + [A_{31} M_1 + A_{32} M_2] + A_{33} M_3 + \\
 & \quad A_{34} M_E + A_{35} M_K = 0; \\
 & J_4 \dot{\omega}_4 + [A_{41} M_1 + A_{42} M_2 + A_{43} M_3] + A_{44} M_E + \\
 & \quad + A_{45} M_K = M_{B4},
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

где M_1, M_2 и M_3 — моменты в жестких устройствах F_1, F_2 и D ; M_E и M_K — моменты в звеньях E и K ; квадратными скобками выделены слагаемые с коэффициентами A_{jk} , равными нулю.

Принципиальной особенностью данных уравнений по сравнению с уравнениями систем с постоянной структурой является наличие переменных λ , которые играют роль индикаторов состояния устройств с переменной структурой. Этим переменным по результатам каждого шага решения систе-

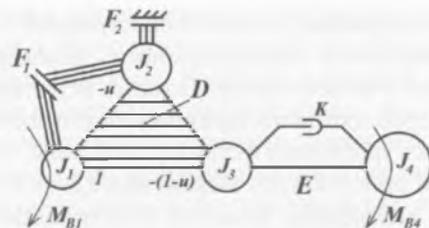


Рисунок 7 — Типовая схема с различными устройствами

Основные звенья (строки j)	Устройства (столбцы)				
	F_1 (1)	F_2 (2)	D (3)	E (4)	K (5)
1 (J_1)	1	0	1	0	0
2 (J_2)	-1	1	- u	0	0
3 (J_3)	0	0	-(1- u)	1	1
4 (J_4)	0	0	0	-1	-1

Рисунок 8 — Описание структуры механизма по рисунку 7 (выделена часть СРМ, соответствующая жестким устройствам)

мы дифференциальных уравнений (на основе анализа моментов, угловых скоростей и других факторов) присваиваются значения $\lambda = 0$ — замкнутое состояние фрикциона или $\lambda = 1$ — разомкнутое состояние (буксующий фрикцион).

Уравнение движения маховой массы J_1 , к которой примыкает фрикцион F_1 , содержит в правой части момент трения буксующего фрикциона $\lambda_1 A_{11} M_{F1}$, а в левой части внутренний момент $(1 - \lambda_1) A_{11} M_1$, который имеет место в замкнутом фрикционе. За счет множителей λ_1 и $(1 - \lambda_1)$ эти моменты принимают ненулевые значения альтернативно, что позволяет использовать уравнение маховой массы J_1 как для случая буксующего, так и для случая замкнутого (блокированного) фрикциона. Уравнение движения маховой массы J_2 , к которой примыкают два фрикциона F_1 и F_2 , содержит две пары подобных моментов и соответственно два индикатора λ_1 и λ_2 .

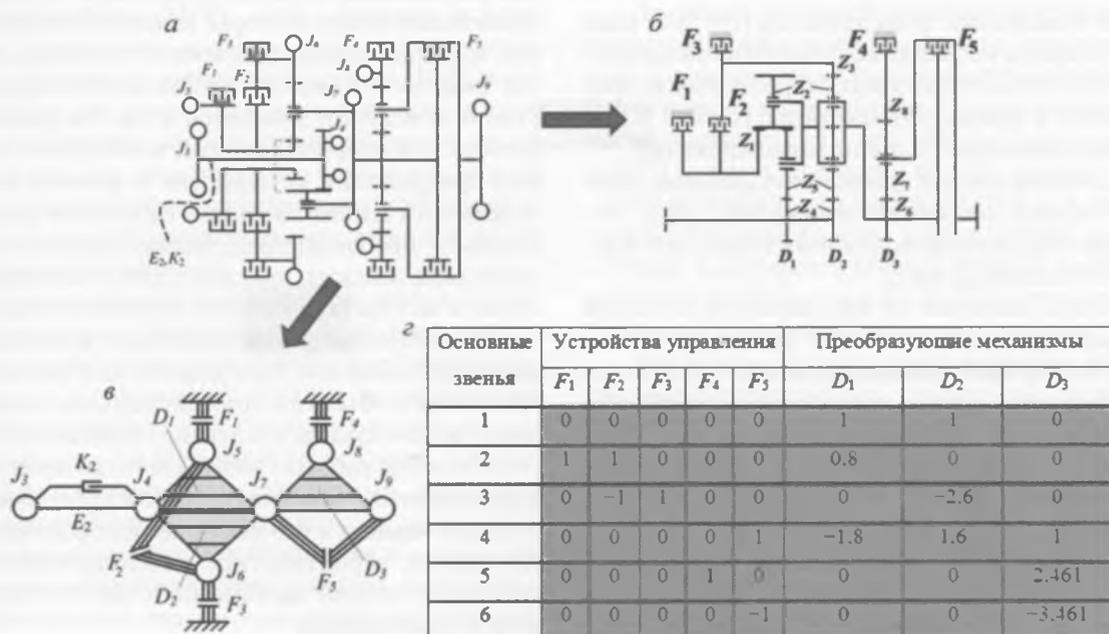


Рисунок 6 — Построение структурно-распределительной матрицы коробки передач МЗКТ-7922: а — механическая модель; б — эквивалентная кинематическая схема; в — динамическая схема; г — структурно-распределительная матрица

Рассмотренные случаи иллюстрируют подход, обеспечивающий универсальность формируемых уравнений в общем случае. Помимо использования индикаторов состояния фрикционных его особенностью запись уравнений в стандартном виде, где в левой части присутствуют выражения $J_i \dot{\omega}_i$, а в правых частях — внутренние моменты, действующие в жестких и упругих устройствах, соединяющих массы J_i (отсюда и название — метод внутренних моментов).

Логические уравнения для описания состояний устройств с переменной структурой. Предполагается, что процесс моделирования динамического процесса рассматриваемой механической системы сводится к численному решению рассмотренных выше систем алгебраических и дифференциальных уравнений. Проверка условий изменения состояния проводится на каждом i -м шаге моделирования, и при выполнении определенных условий осуществляется изменение состояния для следующего $i + 1$ шага.

При этом логические уравнения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \lambda_{m_i} &= 0: \\ |M_{m_i}| > M_{F_{mi}} &\rightarrow \lambda_{m_{i+1}} = 1; \\ |M_{m_i}| \leq M_{F_{mi}} &\rightarrow \lambda_{m_{i+1}} = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

т. е. для разблокировки замкнутого фрикциона на $(i + 1)$ -м шаге моделирования необходимо на рассматриваемом i -м шаге превышение моментом в соединении масс замкнутого фрикциона его статического момента трения;

$$\begin{aligned} \lambda_{m_i} &= 1: \\ \Delta\omega_{F_{mi-1}} \Delta\omega_{F_{mi}} \leq 0 &\rightarrow \lambda_{m_{i+1}} = 1; \\ \Delta\omega_{F_{mi-1}} \Delta\omega_{F_{mi}} > 0 &\rightarrow \lambda_{m_{i+1}} = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

т. е. для блокировки фрикциона на $(i + 1)$ -м шаге моделирования необходимо изменение знака произведения разностей угловых скоростей масс, прилегающих к фрикциону, на предыдущем $(i - 1)$ -м и рассматриваемом i -м шагах моделирования.

Последний случай требует специальной обработки текущих состояний замыкаемых масс. Необходимо выравнивание угловых скоростей и ускорений указанных масс.

Примеры расчетов по предлагаемой методике представлены в работах [17–19, 21] и других.

Расчет реальной надежности машин. С появлением и развитием теории надежности показатели работоспособности технических объектов, до этого представленные в виде норм прочности (обычно в виде коэффициентов запаса), стали задаваться в вероятностной форме в терминах безотказности, долговечности (а также ремонтпригодности и сохраняемости). Это потребовало определенной перестройки традиционных подходов механики. Вместе с тем выяснилось, что для использования аппарата классической теории надежности для оценки технических

объектов как систем необходимы данные о надежности их компонентов. Это обстоятельство и как следствие невозможность воспроизведения зависящего поведения механических компонентов обозначили ограниченность подходов указанных дисциплин в решении задач оценки надежности машин и других подобных объектов, основу которых составляют механические компоненты.

Таким образом, обострилась проблема разработки методически корректного подхода к расчету надежности машин — созданию методов расчета их реальной надежности.

Источники теории и методов расчета реальной надежности машин. Основными источниками для разработки теории и методов расчета реальной надежности машин являются дисциплины: механика, теория надежности и теория систем.

Использование получивших широкое развитие в механике коэффициентов запаса и допускаемых напряжений, позволяет сохранить преемственность с прочностными расчетами механических компонентов. Однако эти показатели лишены реального смысла, поскольку в действительности нет вечных объектов. Альтернативой подобному подходу является рассмотрение машин как систем, состоящих из разнородных подсистем с зависимым поведением компонентов, сложным комплексом предельных состояний (компонентов, сборочных единиц и машины в целом) и вариацией условий эксплуатации (дорожных условий и действий оператора).

Методами механики выполняется разработка исходных моделей повреждения машиностроительных компонентов, с помощью которых рассчитываются наработки до выхода их из строя (до предельного состояния). В *теории надежности* разрабатывается вероятностный математический аппарат и новые понятия, вытекающие из рассматриваемых в ней свойств технических объектов. Теория использует универсальные подходы к оценке надежности различных объектов. Вместе с тем имеются особенности в «надежном» поведении элементов и систем различной физической природы, которые необходимо учитывать при развитии методологии и методов расчета надежности машин. В *теории систем* для рассматриваемой проблемы представляют интерес синергетические аспекты, присущие любой сложной системе, в частности, зависимое поведение элементов.

Методические основы разработки и расчета механических объектов. При разработке и расчете механических объектов принципиальное значение имеет использование следующих данных и корректных методов работы с ними: свойства материалов и компонентов; описание отказов и предельных состояний объекта и его компонентов; условия эксплуатации; вероятностное описание состояния объектов, условий эксплуатации, свойств материалов и компонентов.

Вероятностный подход обусловлен разнообразным применением машин (условиями их эксплуата-

ции, действиями операторов) и природой прочностных свойств их компонентов. Развитие методологии расчетов привело к введению вероятностного описания объектов для прочностных (ресурсных) моделей, как наиболее точно отражающих действительность, и развитой системе вероятностных показателей — показателей надежности. К основным показателям обычно для свойства безотказность относят — наработку на отказ; для свойства долговечность — гамма-процентный и средний ресурсы и/или сроки службы. Подобные показатели пришли на смену «механическим» коэффициентам запаса и допускаемым напряжениям. Важно, что новые показатели могут применяться к системе в целом, и в этом состоит их отличительная особенность.

Для машин, особенно мобильных, принципиальное значение имеет разработка методов, учитывающих 1) вариацию условий эксплуатации и определение данных для ресурсных расчетов, 2) разнообразие предельных состояний отдельных компонентов, сборочных единиц и машины в целом и 3) связей компонентов при реализации процедур расчета надежности машины как нагруженной системы.

Вариация условий эксплуатации. Вариация условий эксплуатации определяется как многоуровневая *варьируемая эксплуатационная среда* следующим образом [23]. *Общие условия* эксплуатации автомобиля представлены в виде базового (осредненного детерминированного) спектра *типовых условий*, которые в совокупности отображают рабочий цикл машины, и долей (или вероятностей) их в общей наработке (пробегах, времени).

Типовые условия при этом трактуются не как регламентированный маршрут, а как работа в определенных условиях, соответствующих назначению и сложившейся практике эксплуатации рассматриваемых машин. Например, для внедорожного спортивного автомобиля (SUV) — это городские условия (City), пересеченная местность (Country), скоростная дорога (Highway), холмистая местность (Hill Climb).

В качестве основной характеристики типовых условий принято распределение подъемов (уклонов) дорог. Для практического использования эти распределения приводятся к дискретному виду. Каждому выделенному подъему соответствует определенная вероятность.

При реализации ресурсных расчетов в многоуровневой среде должна быть разработана соответствующая методика определения нагрузочного режима в i -х типовых условиях и m -го подъема, которая, позволяет рассчитывать ресурсы деталей на отдельных *элементарных* j -х режимах, соответствующих элементарным скоростным диапазонам (эта методика приводится ниже).

Вариация условий обеспечивается варьированием долей пробега в типовых условиях, например, в предположении, что эти доли подчинены нормальным распределениям и согласованы между собой. Условия эксплуатации описываются вероятностным

способом в форме вариации (распределений относительных продолжительностей) типовых условий.

Стиль вождения. Введение вариации действий водителя в модели условий и режимов эксплуатации обеспечивает уточнение расчета повреждающего действия нагрузок, особенно на низших передачах. Можно также это явление трактовать как общую вариацию, обусловленную, во-первых, действиями водителя при нажатии на дроссель и, во-вторых, локальными изменениями сопротивления дороги. Очевидно, что водитель, который стремится вести машину, как можно быстрее, старается выигрывать старты со светофора, максимально использует дроссель, нагружает трансмиссию, тормозную систему, рулевое управление и другие узлы автомобиля в значительно большей степени, чем водитель со спокойной манерой езды. Однако количественных оценок ресурса узлов автомобиля в связи со стилем вождения в литературе не представлено. Нет рекомендаций, в какой степени стиль вождения необходимо учитывать при расчете ресурса узлов. Можно полагать, что, по крайней мере, при расчете трансмиссии, различие в стилях вождения целесообразно учитывать.

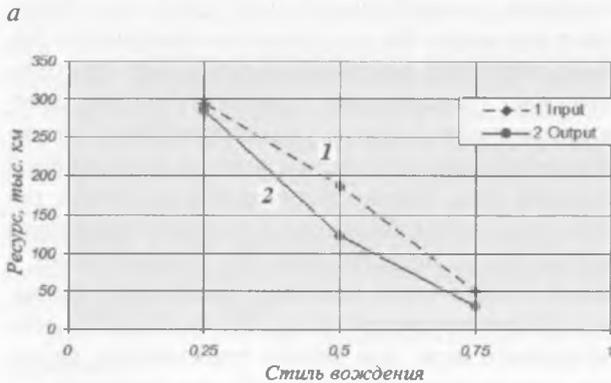
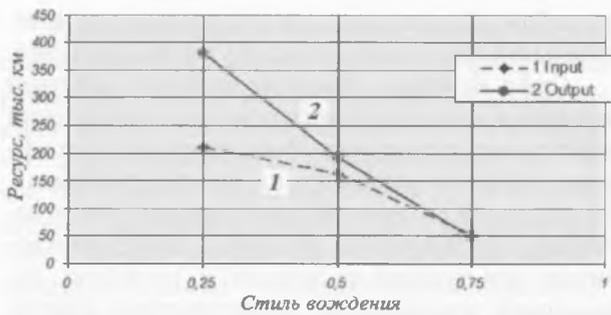
Предлагается классифицировать стиль вождения по степени использования водителем свободной тяги, которая характеризуется коэффициентом свободной тяги k_{fc} и выделить три базовых значения для соответствующих стилей: $k_{fc} = 0,25$ — спокойный; $0,5$ — активный; $0,75$ — спортивный стиль. Эти значения относятся к низшей передаче трансмиссии. Высшие передачи используются в большей степени для поддержания заданной (принятой) скорости движения. Поэтому для высших передач можно принять, что коэффициент свободной тяги имеет меньшие значения: $k_{fc} = 0,05$ — спокойный; $0,1$ — активный; $0,5$ — спортивный стиль. Для промежуточных передач принимаются промежуточные значения.

Для иллюстрации связи стиля вождения и ресурса трансмиссии выполнены расчеты применительно к внедорожному пассажирскому автомобилю (SUV). Его основные характеристики: максимальная мощность двигателя 165 л.с. при 4000 об/мин, полная масса 2550 кг, пятиступенчатая коробка передач.

Результаты вычислений ресурса для групп деталей (зубчатые колеса, подшипники) входного (1 Input) и выходного валов (2 Output) коробки передач для различных k_{fc} и коэффициентов сопротивления качению f_0 представлены на рисунке 9 [24].

Видно, что чем ниже сопротивление качению, тем больше запас по тяге, и в большей степени называется водительский фактор. Но f_0 значительно менее значим по сравнению со стилем вождения.

Аппроксиматоры ресурса. Для определения ресурса деталей в различных условиях эксплуатации предлагается использовать представленные в поллогарифмическом виде кривые, которые называются *аппроксиматорами ресурса*. Они служат для определения ресурсов в спектре возможных условий эксплуатации. Затем на их основе с использовани-



б

Рисунок 9 — Ресурс элементов в зависимости от стиля вождения для условий «Country»: а — $f_0 = 0,025$; б — $f_0 = 0,035$

ем многоуровневой процедуры можно определять общий ресурс рассчитываемого конструктивного элемента по спектру условий.

Аппроксиматоры представляют собой новый расчетный инструмент, который позволяет заинтересованному специалисту сначала сконструировать пространство эксплуатационных условий, а затем определять в нем ресурсы исследуемых элементов без подробного пересчета результатов для различных условий эксплуатации [18, 19, 23].

Предельные состояния и их отображение в ресурсных расчетах. Ресурсные расчеты предлагается разделить на два типа: расчеты ресурса по одномерным и многомерным предельным состояниям и оценка его расхода.

Расчеты ресурса и предельные состояния можно классифицировать по числу критериев, которые они охватывают: 1) одномерные простые, 2) одномерные комплексные и 3) многомерные ПС (рисунок 10).

Первый случай соответствует одному предельному состоянию, которое вызвано действием одного нагружающего фактора. Второй — одному ПС, которое обусловлено действием нескольких нагружающих факторов (повреждающих процессов). Третий случай характерен для рассмотрения машины и ее составных частей как систем со многими ПС. В этом случае в расчете на заключительных стадиях применяются методы традиционной (структурной) теории надежности, и необходимо оперировать сложной логикой ПС.

Оценка расхода ресурса. Этот тип расчетов основан на трактовке понятия «расхода ресурса» как расхода ресурсного потенциала составных частей механического объекта (машины). Данное понятие распространяется и на ситуацию, когда машина в целом достигает своего предельного состояния. При этом каждую составную часть можно оценить с позиции ее «донорских способностей», а затем провести оценку для машины в целом, как объекта, имеющего несколько основных (главных) составных частей. Указанный тип расчетов имеет самостоятельное значение и рассматривается подробно в работе [19].

Расчет ресурса при простом одномерном критерии предельного состояния (случай 1). Для элементов мобильных машин характерна работа в различных режимах и эксплуатационных условиях. В общем случае спектр нагрузок на входе в узел машины мож-



Рисунок 10 — Классификация ресурсных расчетов

но представить в виде кривых распределения моментов $f_{Mk}(M)$, $k = \overline{1, K}$, где K — число условий (режимов) с вероятностями α_k , и $\sum_{k=1} \alpha_k = 1$. Для каждого из этих условий может быть рассчитан частный ресурс L_k , а кроме того, может быть определен общий ресурс L с учетом всех режимов нагружения.

Если частные ресурсы определяются в виде $T = L = R/q$, а общий ресурс в явном виде включает частные ресурсы, то такие соотношения будем называть *ресурсной формой* моделей многоциклового усталости. Распространенные модели многоциклового усталости в ресурсной форме представлены в [19, 21].

Расчет ресурса при одномерном комплексном критерии предельного состояния (случай 2) рассматривается ниже на примере двух характерных ситуаций.

1. *Действие процессов накопления повреждений и перегрузок.* На практике расчет на перегрузку проводится, как правило, вне связи с наработкой машины. Однако возможно использование моделей, включающих этот расчет в общую схему расчета ресурса с учетом постепенных и внезапных отказов. Если принять, что постепенные и внезапные отказы компонента независимы по проявлению, но являются функциями наработки L , то вероятность его безотказной работы

$$P(L) = P_1(L)P_2(L), \quad (6)$$

где $P_1(L)$, $P_2(L)$ — вероятности безотказной работы (ВБР) в условиях постепенных и внезапных отказов соответственно. Расчет $P_1(L)$ методически не представляет проблемы. Расчет ВБР при внезапных отказах в зависимости от наработки имеет свои особенности, поскольку этот вид отказов может проявиться в любой момент работы объекта. Применительно к автотракторной технике методика расчета указанной вероятности приведена в работе [15]. Расчет основывается на частоте появления максимальных динамических нагрузок в реальных условиях и вероятности того, что эта нагрузка приведет к отказу (поломке) компонента. В такой схеме расчета может быть реализован также учет снижения прочностных свойств компонента в процессе наработки, и наоборот, снижение несущей способности элемента в результате действия высоких динамических нагрузок. Тогда рассматриваемые процессы становятся зависимыми. В таком случае расчет на каждое из предельных состояний («на долговечность» и «на прочность») включает два повреждающих процесса.

2. *Расчет ресурса по многоциклового усталости при постоянном действии двух видов нагрузок, например, циклического напряжения σ_k и поверхностного давления p .* Действие нагрузок для рассматриваемого случая может быть согласованным, т. е. увеличение входной нагрузки узла ведет к росту и циклического напряжения, и поверхностного давления его элемента. Методика расчета подобного объекта представлена в [19].

Расчет ресурса машины (сборочной единицы) как системы со сложным комплексом предельных состояний (случай 3). Ресурс машины как сложного объекта со многими предельными состояниями определяется на основе сложной логики. Для описания таких ситуаций в традиционной теории надежности могут быть использованы блок-схемы расчета надежности (Reliability Block Diagram, RBD) и метод анализа дерева неисправностей (Fault Tree Analysis, FTA). Однако силу громоздкости и трудоемкости построения, они имеют ограниченные возможности при расчете сложных объектов. Кроме того, для их применения требуются данные по надежности компонентов системы как исходной информации. Поэтому для эффективного расчета машин и других сложных объектов, формального описания их предельных состояний как многоуровневых систем вводится схема *предельных состояний* (СПС) [19, 25–27].

СПС состоит из иерархической структурной схемы, объектами которой являются компоненты машины, и записей предельных состояний для объектов всех уровней, кроме низшего. Все объекты, кроме высшего (машины) наделяются типом. При этом объекты, отказы которых имеют одинаковую значимость для объекта более высокого уровня, относят к одному типу. Запись (X_1 , X_2 , X_3 и т. д.) означает, что предельное состояние данного объекта имеет место, если предельных состояний достигли его X_1 составных части первого типа (X_1 — число, стоящее в первой позиции), X_2 составных части второго типа (X_2 — число, стоящее во второй позиции) и т. д. Машина (сборочная единица) может иметь несколько СПС.

Так двухуровневую СПС для трактора можно составить по описанию его предельных состояний в РТМ [28]. В соответствии с РТМ ресурс трактора считается исчерпанным, если потребовалась замена или проведение капитального ремонта не менее двух его основных частей (двигатель, коробка передач, задний мост, передний мост), включая двигатель, и хотя бы одной из дополнительных частей: полурамы (при ее наличии) и кабины.

В соответствии с приведенным выше описанием предельного состояния трактора его можно представить как машину, состоящую из составных частей трех типов. При этом схема предельных состояний трактора будет иметь вид (1, 1, 1). Запись (1, 1, 1) означает, что предельное состояние машины наступает, если предельные состояния имеют место у двигателя (тип 1), одного из основных агрегатов (тип 2) и одного из дополнительных агрегатов (тип 3).

Расчет ресурса машины (сборочной единицы) возможен только в вероятностной постановке в рамках задач расчета надежности.

3. *Расчет надежности машины как сложной механической системы с зависимыми элементами.* Положения по расчету надежности машин подробно описаны в [19].

Выявлены и классифицированы характерные зависимости, связывающие и организующие пове-

дение элементов многоэлементной нагруженной системы [19, 21]. Эти зависимости проявляются на уровне отдельной системы и на уровне группы рассматриваемых систем. Можно выделить следующие типовые случаи проявления эффектов взаимодействия элементов, их организованного (согласованного, кооперативного, упорядоченного) поведения: 1. *Колебательные процессы механической системы.* 2. *Зависимость нагруженности и ресурса элементов от общего уровня нагруженности, обусловленного условиями эксплуатации конкретной механической системы.* Является глобальной, присущей всем механическим системам, различается степенью проявления: от сильной (квазидетерминированной) связи до слабой вероятностной. 3. *Круговые зависимости состояний конструктивных элементов нагруженного узла.* Подобная связь состояний может иметь непосредственный характер, а может реализовываться через параметры рабочих процессов, обычно, нагруженности и наработки. 4. *Зависимость начальных параметров несущей способности элементов.* Имеет место для конструктивных элементов одной детали и различных деталей, изготовленных в рамках одной партии или по сходной технологии. 5. *Связь между повреждаемостью и несущей способностью элемента.* В отличие от других эта зависимость имеет элементный характер и относится к факторам, обычно рассматриваемым независимо.

Перечисленные эффекты являются типовыми для механических систем. Они приводят к отклонению поведения механической системы от ожидаемого поведения (реакции), которое прогнозируется на основе только характеристик элементов.

Общий случай расчета надежности механической системы. Подходы к расчету надежности машины машин можно классифицировать по степени отображения в них рабочих процессов машины, ее агрегатов и систем. Полное отображение в моделях рабочих процессов может быть обеспечено за счет имитационного моделирования всего парка рассматриваемых машин за весь их срок службы. Однако такая задача нереальна, и для практического использования разработана процедура, сочетающая имитационные фрагменты и использование обобщенных параметров и переменных для отдельных фрагментов моделирования.

Общий подход к расчету машины воспроизводит отмеченную выше вероятностную природу свойств компонентов, условий эксплуатации и эффекты зависимого поведения компонентов в системе. Для этого используется многоуровневое представление машины и моделирование по методу Монте-Карло, в который встроены локальные процедуры, обеспечивающие зависимое поведение элементов.

При расчете надежности машины/конструкции выделяются следующие типовые уровни: 1) машина/конструкция; 2) агрегаты; 3) части агрегатов; 4) детали; 5) элементы деталей. В необходимых случаях к ним могут добавляться (или исключаться) и другие. Так может добавляться более низкий *шестой*

уровень. Он соответствует простейшим возможным представлениям локальных компонентов деталей, например, структурным фрагментам материала, которые подвергаются действию общих нагружающих факторов, приводящих к их разрушению.

Операции, предшествующие основной процедуре расчета. Принципиальное значение для основной процедуры статистического моделирования имеют исходные данные в вероятностной форме: кривые распределения несущей способности элементов и упомянутые ранее кривые распределения относительной продолжительности эксплуатации машины в рассматриваемых условиях эксплуатации.

Третий принципиальный элемент разрабатываемого расчета — это предложенные ресурсно-прочностные кривые, которые аппроксимируют зависимость ресурса (наработки) от несущей способности компонента для каждого рассматриваемых условий эксплуатации.

Предварительными операциями, предшествующими основной процедуре статистического моделирования являются: получение спектра относительной продолжительности условий эксплуатации для вероятностной модели, выбор распределений характеристик несущей способности компонентов (если их поведение воспроизводится с нижних физических уровней) либо характеристик отказов элементов (при воспроизведении поведения отдельных компонентов со структурных уровней) и построение ресурсно-прочностных кривых. Последняя операция является одной из принципиальных особенностей подхода, которая обеспечивает его практическую реализацию.

Ресурсно-прочностные кривые (РПК) представляют собой набор (по числу условий эксплуатации) зависимостей ресурсов компонента от параметра его несущей способности в определенных условиях эксплуатации. Эти зависимости могут быть графическими или аналитическими. Например, для распространенных случаев усталостных отказов элементов трансмиссии в качестве характеристик несущей способности используются пределы выносливости по изгибу и контакту зубьев зубчатых колес (графические зависимости) и динамическая грузоподъемность подшипников качения (аналитическая зависимость). Такие кривые получают обычными детерминированными расчетами методами механики. Это обеспечивает связь моделей механики и теории надежности. При отсутствии достоверных расчетных моделей РПК могут быть построены экспертными методами.

РПК выполняют две функции. Во-первых, определение ресурса в общей процедуре происходит путем обращения к РПК без проведения подробного расчета ресурса компонента. При этом могут быть получены ресурсы для любых промежуточных значений параметра несущей способности. Во-вторых, использование РПК обеспечивают согласованное определение ресурсов (или наработок до отказа) для всех условий эксплуатации в зависимости от выбранного в процессе моделирования случайного зна-

чения параметра несущей способности. Тем самым воспроизводится глобальная зависимость ресурсов (наработок) компонентов по нагруженности, и, в конечном счете, от условий эксплуатации.

РПК позволяют построение расчета по схеме «условия эксплуатации — ресурс», что методически корректно обеспечивает связи процессов выхода из строя зависимых элементов и позволяет избежать падения расчетной надежности системы до заниженных величин, получаемых простым перемножением вероятностей безотказной работы элементов.

Основная процедура расчетов. В полном объеме процедура расчета показателей безотказности и долговечности выполняется следующим образом. Используется метод статистических испытаний со встроенными процедурами, основанными на особенностях расчета реальной надежности. На каждом шаге статистического моделирования воспроизводятся: условия эксплуатации, представленные вероятностной моделью и несущая способность элементов. Посредством ресурсно-прочностных кривых определяются наработки и отказы (предельные состояния) конструктивных элементов, а также деталей, сопряжений и стандартных компонентов (например, подшипников), если они описываются на физическом уровне. Далее на структурных уровнях определяются по сложной логике отказы (предельные состояния) узлов и т. д. — до уровня машины в соответствии с ее многоуровневой структурой. Принципиальной особенностью расчета является то, что он соединяет в единой процедуре модели механики и структурной теории надежности.

Общее число лимитирующих механических элементов по машине определяется составом и структурой ее узлов, агрегатов и систем. При расчете надежности машины приходится рассматривать

комбинированные (многодисциплинарные) системы, включающие немеханические компоненты. В этом случае число учитываемых лимитирующих элементов существенно возрастает и может достигать нескольких сотен. В подобных случаях особенно эффективными являются применение разработанных схем отказов/предельных состояний, возможность проведения расчетов подсистем с различных уровней, замена отдельных подсистем эквивалентными в смысле надежности элементами. Структура такого расчета представлена подробно в работе [19].

Пример. В качестве примера типового расчета по двухуровневой схеме «агрегаты — машина» в таблице 2 представлены исходные данные и количественные результаты расчета машины по описанной выше СПС трактора.

Результат расчета «до первого ресурсного отказа» приведен для сравнения. При этом воспроизведен худший случай, когда ПС агрегатов приняты независимыми. В действительности ресурсы в первом случае будут несколько выше из-за корреляции предельных состояний агрегатов. Видно, что ресурс с учетом СПС существенно отличается от результата расчета по последовательной схеме «до первого ПС».

На рисунке 11 представлены распределения до первого ресурсного отказа (см. рисунок 11 а) и с учетом условий предельного состояния машины (см. рисунок 11 б). Видно, что второе распределение имеет более «широкий» вид. Его параметры (количественные значения приведены в таблице 2) существенно отличаются от параметров распределения до первого отказа.

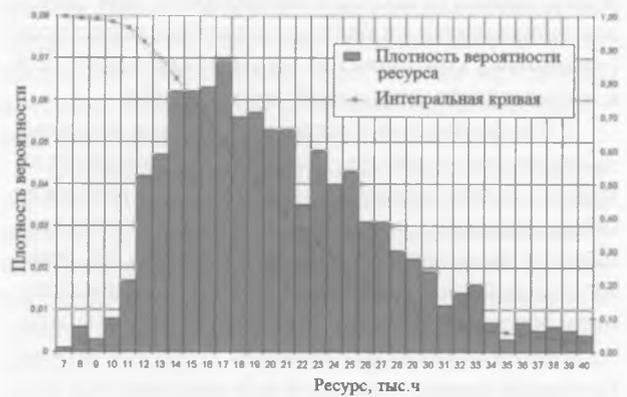
Учет сложной логики предельных состояний (отказов) позволяет значительно скорректировать результаты расчета надежности многоуровневых объектов (машин и их составных частей). Кроме

Таблица 2 — Расчет ресурса машины

Объект	Закон распределения ресурса	Коэффициент вариации ресурса	Ресурс, ч	
			средний	80-процентный
Исходные данные				
Двигатель (тип 1)	Логарифмически нормальный	0,45	15700	10000
Коробка передач (тип 2)		0,55	17300	
Передний ведущий мост (тип 2)		0,45	15500	
Задний ведущий мост (тип 2)		0,45	15800	
Кабина (тип 3)		0,50	17000	
Результаты расчета ресурса машины				
Машина в целом (до первого ресурсного отказа)	По виду близок к логарифмически нормальному, но в точности ему не соответствует	0,29	9100	6870
Машина в целом с учетом условий ПС по схеме (1, 1, 1)		0,38	20700	14230



а



б

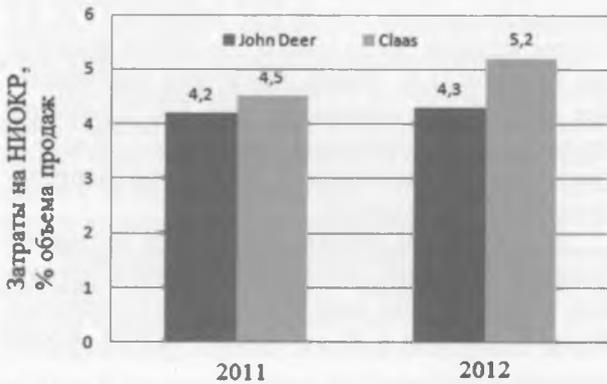
Рисунок 11 — Кривые ресурса трактора: а — до первого ресурсного отказа; б — с учетом условий предельного состояния

того, приведенные данные подтверждают важность правильной квалификации предельных состояний и необходимость соответствующего методического и программного обеспечения подобных расчетов.

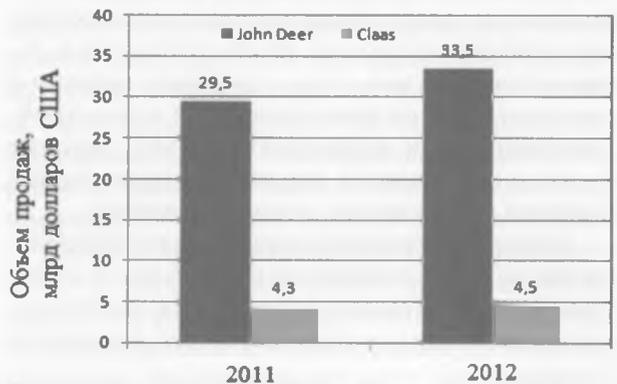
О роли научных исследований и разработок. На рисунках 12 и 13 приведены данные, характеризующие затраты на НИОКР ведущих зарубежных

производителей сельскохозяйственной и автомобильной техники. Доля НИОКР составляет от 4,2 до 8,2 % от объема продаж.

Справочно. Совет Министров Республики Беларусь принял Постановление № 187 от 28 февраля 2014 г., в котором устанавливается на 2014–2023 годы республиканским органам государственного управления

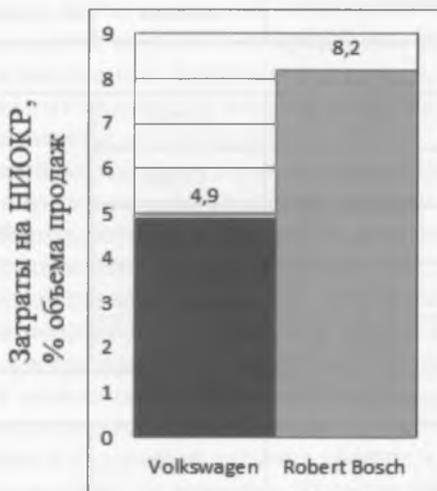


а

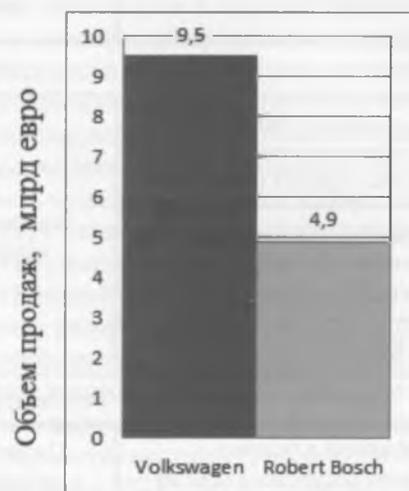


б

Рисунок 12 — Затраты на НИОКР ведущих зарубежных производителей сельскохозяйственной техники в процентах от объема продаж (а) и объем продаж в млрд долларов (б) по годам



а



б

Рисунок 13 — Затраты на НИОКР ведущих зарубежных производителей в автомобилестроении в процентах от объема продаж (а) и объем продаж в млрд евро (б) в 2012 году

и иным государственным организациям, подчиненным Правительству Республики Беларусь, в качестве индикативного задания соотношение затрат на исследования и разработки новых продуктов, услуг и методов их производства (передачи), новых производственных процессов к объему отгруженной продукции (работ, услуг). При этом Минпрому доведены следующие показатели: 0,75 % (2014 г.), ..., 1,75 % (2018 г.), ..., 3,1 % (2023 г.).

Особое значение НИОКР приобретают в период спада экономической активности. Ведущие фирмы, как правило, увеличивают (по меньшей мере не сокращают) затраты на проведение R&D, выходят на рынок с новыми разработками, чтобы к периоду оживления экономики заработать на их растущей популярности при удовлетворении расширяющихся запросов потребителя. При этом идет активизация в области создания новых высокотехнологичных компонентов, в первую очередь модульного типа, обеспечивающих высокую конкурентоспособность машинам в целом.

Одновременно используется подход, направленный на выявление всех потенциальных возможностей имеющейся конструкции, доработка функционально законченных модулей, т. е. повышение отдачи от свойств, заложенных в конструкцию. Широко используются наукоемкие методы поиска оптимальных решений, формализация и компьютеризация при решении задач механики. Важное место занимает также отработка перспективных решений на стендах. Так, реализация указанных направлений в последние годы (см. например [29, 30 и др.]) позволила ПО «Гомсельмаш», имеющему в своем составе РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», во взаимодействии с Объединенным институтом машиностроения НАН Беларуси, в том числе в рамках государственных программ, войти в пятерку наиболее крупных производителей комбайновой техники.

Кроме того необходимо отметить еще два момента. Дополнительные конкурентные преимущества получает разработчик техники, использующий оригинальные методики расчета и проектирования, которыми не обладают конкуренты. Поэтому разработка таких наукоемких методов и методик имеет особое значение.

Вторым ключевым моментом является научно обоснованная оценка конкурентоспособности создаваемой техники при выводе ее на различные рынки. Разработка техники высокого качества важна, но полностью не решает проблемы. Приходится учитывать не только технические параметры, определяющие качество, но и экономические, социальные, демографические и другие факторы. Этот вопрос носит междисциплинарный характер и заслуживает отдельного рассмотрения.

Заключение. Описанные особенности разработок дают представление о получивших признание результатах по созданию конкурентоспособной техники и перспективных проектах. Приведенные на-

правления исследований демонстрирует потенциал отечественной науки в традиционных для нее областях по расчету мобильной техники. Рассмотренные примеры не исчерпывают перечень разработок и исследований высокого уровня на национальном конгрессе «Механика — 2013». Более подробная информация о докладах Конгресса содержится в изданном сборнике научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения» [31].

Список литературы

1. Николаев, Ю.И. Современный уровень специальной автомобильной техники и способы его достижения на ОАО «МЗКТ» / Ю.И. Николаев // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 2. — С. 21–27.
2. Егоров, А.Н. Карьерный самосвал БЕЛАЗ-75710 грузоподъемностью 450 тонн / А.Н. Егоров, А.М. Насковец, П.Л. Мариев // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 2. — С. 18–20.
3. Тарасов, П.И. Направления развития карьерных мобильных транспортных средств для эксплуатации в условиях Якутии / П.И. Тарасов, А.Г. Журавлев, П.Л. Мариев // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 1. — С. 22–28.
4. Дюжев, А.А. Развитие прикладной механики как фактор повышения конкурентоспособности машиностроения / А.А. Дюжев // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 2. — С. 8–12.
5. Технологические аспекты открытых горных работ в контексте применения многозвенных автопоездов / И.В. Гайсенко [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 2. — С. 95–98.
6. Альгин, В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 4(17). — С. 29–36.
7. Дюжев, А.А. Синтез планетарных трансмиссий с произвольным числом степеней свободы на основе структурного представления и генетического алгоритма / А.А. Дюжев, В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2012. — Вып. 1. — С. 255–266.
8. Алгоритмизация и программная реализация анализа и синтеза сложных трансмиссионных механических систем / А.А. Дюжев [и др.] // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Инженерно-педагогическое образование: проблемы и пути развития»: в 2 ч. — Ч. 2 / под общ. ред. С.Н. Анкуды. — Минск, МГВРК, 2013. — С. 43–45.
9. Algin, V.B. Structural-and-parametric synthesis of a regular system with using a genetic algorithm / V.B. Algin, S.V. Lomonosov // Современные методы проектирования машин: респ. межвед. сб. науч. тр.: в 7 т. / под общ. ред. П.А. Витязя. — Минск: Технопринт, 2004. — Вып. 2, т. 4: Надежность и ресурсное проектирование машин. С. 67–71.
10. Кинематический, динамический и ресурсный расчеты в механике машин / В.Б. Альгин [и др.] // Теоретич. и прикл. механика: межвед. сб. науч.-метод. статей. Минск: БНТУ, 2005. — Вып. 19. — С. 42–50.
11. Planetary transmissions having a stationary member and input clutches: US 7101302 B2 / Madhusudan Raghavan, Norman K. Bucknor, Patrick B. Usoro; General Motors Corporation. — US 10/891,324; Filed: 14.07.2004; Publ.: 05.09.2006.
12. Multibody system [Electronic resource]. — Mode of access: http://en.wikipedia.org/wiki/Multibody_system. — Date of access: 07.08.2013.
13. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В.Б. Альгин [и др.] //

- Механика машин механизмов и материалов. — 2008. — № 2(3). — С. 16–24.
14. Цитович, И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1981. — 191 с.
 15. Альгин, В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко. — Минск: Наука и техника, 1986. — 214 с.
 16. Альгин, В.Б. Методика прогнозирования надежности и функциональных размеров сборочных единиц машин при проектировании. Ч. 3: Схематизация трансмиссии при динамических расчетах. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1989. — Вып. 1. Построение и определение параметров динамической схемы. — 46 с.
 17. Альгин, В.Б. Схематизация и расчет мобильной машины как многомассовой системы. Регулярные механические системы // Механика машин, механизмов и материалов. — 2012. — № 1(18). — С. 6–16.
 18. Альгин, В.Б. Развитие работ в Республике Беларусь в области кинематики, динамики и надежности мобильных машин / В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — 2013. — Вып. 2. — С. 28–46.
 19. Альгин, В. Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 271 с.
 20. Гренандер, У. Лекции по теории образов / У. Гренандер. — М.: Мир, 1983. — Т. 3: Регулярные структуры. — 432 с.
 21. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.
 22. Альгин, В.Б. Схематизация и расчет мобильной машины как многомассовой системы. Динамика машинного агрегата / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов, 2013. — № 2(23). — С. 5–18.
 23. Альгин, В. Б. Расчет мобильной техники в варьируемой эксплуатационной среде // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1(6). — С. 7–15.
 24. Альгин, В.Б. Определение нагрузочных режимов автомобиля и ресурса его агрегатов с учетом стиля вождения и дорожных условий / В.Б. Альгин, А.В. Вербицкий // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 1(10). — С. 6–11.
 25. Альгин, В.Б. Схемы предельных состояний и расчет ресурса машин / В.Б. Альгин, А.В. Вербицкий, А.И. Суровцев // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления: сб. науч. тр. Вып. 1: в 3 т. — Т. 2 / под общ. ред. П.А. Витязя. — Минск: УП «Технопринт», 2002. — С. 344–348.
 26. Algin, V.B. Reliability and Lifetime of Mechanical Units in Operation and Test / V.B. Algin, Kim H.-E. // Key Engineering Materials. — 2006. — Vols. 326–328. — Pp. 549–552. — Trans Tech Publications, Switzerland. — Mode of access: <http://www.scientific.net/0-87849-415-4/13.html>. — P. 549.
 27. Algin, V. Approaches and Techniques for Calculating Real Reliability of Machine as a System of Different Dependent Components and Complicated Logic of Limiting States / Vladimir Algin / Proc. of 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, 19–25 June, 2011. — 6 p.
 28. РТМ 70.0001.246–84. Руководящий технический материал. Критерии предельного состояния тракторов и их составных частей. — М.: ГОСНИТИ, 1985.
 29. Попов, В.Б. Математическое моделирование механизма очистки зерноуборочного комплекса КЗР-10 «Полесье-Ротор» / В.Б. Попов, А.А. Дюжев // Современные проблемы машиноведения: материалы Междунар. науч.-техн. конф. (науч. чтения, посвящ. 105 годовщине со дня рождения П.О. Сухого), Гомель, 5–7 июля 2000 г.: в 2 т. / Бел. инженер. акад., Гомел. гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого, АООТ «ОКБ Сухого»; под общ. ред. Шагиняна А.С. — Т. 2. — С. 90–93.
 30. Дюжев, А.А. Методика проектирования механизмов автоматического натяжения ременных передач / А.А. Дюжев, А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Стратегия машинно-технологического обеспечения производства сельскохозяйственной продукции России на период 2008–2012 гг. / ВНИИМС. — М.: ВНИИМС, 2008. — Т. 1. — С. 97–106.
 31. Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. — Минск, 2013. — Вып. 2. — 492 с.

Djuzhev A.A., Algin V.B.

The results of national R&D in mechanics of mobile machines under a view to the congress «Mechanics — 2013»

Main results of national R & D which correspond to world standards and were presented on the congress «Mechanics — 2013» are described.

Keywords: *mechanics, mobile machine, developments, researches, special wheeled chassis, mining equipment, synthesis of transmissions, mechanical system, calculation, reliability*

Поступила в редакцию 20.01.2014.