

Значения уровня шума представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Значения уровня шума, полученные различными методами**

численный	по 3 синусоидам	по 6 синусоидам
104,9	101,3	99,3

Как видно из таблицы 1, расчет по трем составляющим дает меньшую погрешность. Это обусловлено тем, что при увеличении количества гармонических составляющих средняя скорость газа уменьшается пропорционально количеству составляющих, что приводит к уменьшению уровня звукового давления.

Во втором варианте расчета фазовый сдвиг каждой составляющей спектра скорости газа не учитывается, и суммирование рассчитанных значений звукового давления каждой составляющей проводится без учета фазового сдвига, т.е.

$$p = \sqrt{\sum p_j^2}, \quad (5)$$

где:  $p_j$  – звуковое давление  $j$ -й составляющей спектра.

Значения уровня шума, найденные по второму варианту, представлены в таблице 2.

Таблица 2.

**Значения уровня шума по второму варианту, полученные различными методами**

численный	по 3 синусоидам	по 6 синусоидам
104,9	101,2	99,2

**Вывод**

Сравнение обоих вариантов показывает, что их погрешности отличаются незначительно, но второй вариант менее трудоемкий. Таким образом, шум струи газа, характерной для выхлопа ДВС, может определяться суммированием звуковых давлений от трех составляющих скорости струи газа без учета фазового сдвига.

**Литература**

1. Вахитов Ю.Р., Черноусов А.А., Морозов К.Г. Моделирование акустических характеристик нестационарной струи газа // Сб. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Вып. 3. Часть I, Самара, 1999. С. 4 - 8.
2. Система имитационного моделирования "Альбея" (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста: Учебное пособие / В.Г. Горбачев, С.А. Загайко, Н.В. Рудая, Б.П. Рудой и др.; Уфимск. госуд. авиац. техн. ун-т. Уфа. 1995. – 112 с.
3. Иванов М.Я., Крупа В.Г., Нигматуллин Р.З. Неявная схема С.К. Годунова повышенной точности для интегрирования уравнений Навье-Стокса. // Вычисл. матем. и матем. физ. – 1989. – Т. 29. – № 6. – С. 888–901.

**Исследование влияния распределения потоков мощности на тяговые возможности автотранспортных систем**

Вьюхин А.В., к.т.н. доц. Баженов Е.Е., к.т.н. доц. Буйначев С.К.  
Уральский государственный технический университет – УПИ  
st194@yandex.ru, car-ustu@yandex.ru

*Ключевые слова:* тяговая динамика колесных автотранспортных средств, рациональное распределение потоков мощности в трансмиссии, численные методы расчета.

На тяговые свойства автотранспортных систем (АТС) оказывает влияние большое число факторов. Многие из них определяются конструкцией АТС и поддаются настройке или управлению. Для повышения заданных эксплуатационных свойств АТС необходимо выявить

наиболее значимые факторы и оптимизировать значение выходного параметра.

Повышение тяговых свойств АТС за счет рационального распределения потоков мощности в трансмиссии является актуальным, так как при создании тяговых и транспортных машин до сих пор не существует единого универсального и совершенного типа передачи энергии от силовой установки к движителям.

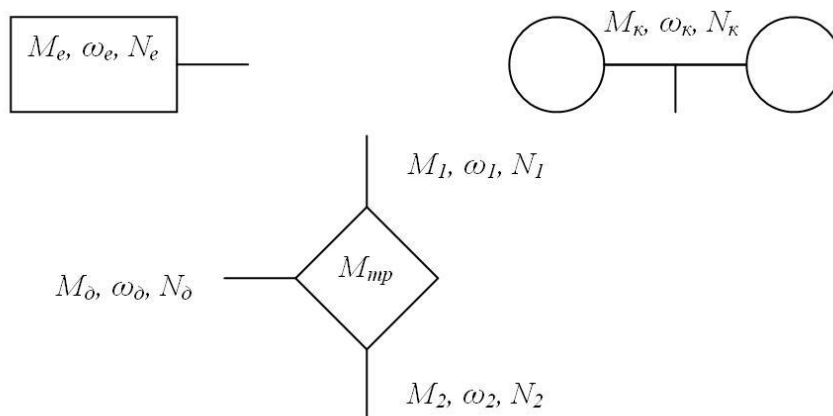
Проблемы и возможности улучшения эксплуатационных свойств АТС рассматриваются с различных позиций [1], в том числе и с применением метода имитационного моделирования. Для исследования тяговых возможностей было проведено моделирование колесной АТС в объектно-ориентированной среде Python.

Целью данного исследования является исследование тяговых свойств АТС и поиск рационального распределения потоков мощности по движителям, а в дальнейшем формулирование соответствующих законов управления трансмиссией.

Задачи исследования:

- создание математической модели АТС с учетом заданных особенностей;
- определение рационального характера распределения потоков мощности по движителям.

В качестве исходного принят модульный принцип конструирования модели с заданными параметрами, позволяющий получать объект любой степени сложности. С помощью модели возможно воспроизводить особенности движения АТС (любая колесная формула, движение с активным или пассивным прицепом, одиночная или сочлененная машина и т. д.). Это в полной мере соответствует системному подходу: отдельные части, имеющие общее внутреннее устройство, параметры и функциональное назначение объединены в один класс объектов. Таких объектов выделено три (рисунок 1): силовая установка (ДВС), дифференциал, движитель (колесо или ведущая звездочка):



**Рисунок 1 – Модули для построения модели трансмиссии АТС**

На схемах  $M, \omega, N$  – соответственно: крутящий момент, угловая скорость и мощность. Индексы  $e, d, 1, 2, k$  – соответственно: эффективный (на коленчатом валу), на корпусе дифференциала, на первом и втором ведомом валу дифференциала, на колесе. Все параметры приводятся к соответствующим валам: коленчатому, карданному и полуосям.

Режим работы ДВС задается по внешней скоростной характеристике на установленной частоте вращения. В модели учтены крутильные жесткости, коэффициенты диссипации (в виде логарифмического декремента колебаний  $\delta = \psi/2$ ), моменты инерции и массы элементов трансмиссии (от коленчатого вала до колес) [2].

Связи в точках разветвления мощностного потока представлены универсальным модулем. Особенность модуля – наличие регулируемого внутреннего трения  $M_{тр}$ , которое в зависимости от ситуации задается в качестве одного из регулируемых факторов активного эксперимента. В зависимости от значения этого внутреннего трения (связи между выходными элементами модуля) можно моделировать как полностью дифференциальную или полностью

блокированную, так и частичную связь (например, самоблокирующийся дифференциал).

Опорная поверхность моделируется в виде плоскости с меняющимся по заданному закону значением коэффициентов сопротивления движению всех мостов тягача или секций сочлененной транспортной системы и отдельно под левыми и правыми движителями.

Движитель представлен в виде еще одного модуля. Неровности и подвеска пока исключены из модели. Они условно заменены переменным значением вертикальной нагрузки и, соответственно, вертикальной составляющей реакции колеса в точке контакта. Характер изменения (имитирующий тип и состояние покрытия) задается в виде корреляционной функции, как еще один из регулируемых факторов активного эксперимента.

Учтена тангенциальная эластичность колесного движителя в виде аппроксимированной зависимости радиуса качения колеса от значения крутящего момента. Эластичность гусеничного обвода задается соответствующей зависимостью.

Задается схема машины, состоящая из набора отдельных модулей, от простейшей (для одноосного тягача – рисунок 2), до, например, двухсекционной восьмиколесной полноприводной сочлененной транспортной системы (рисунок 3).

Задаются значения внешних факторов:

- постоянная величина факторов  $f$ ,  $\varphi$ ,  $P_z$ ;
- величина факторов  $f$ ,  $\varphi$ ,  $P_z$  меняется по закону синуса от аргумента  $t$  (время) или  $s$  (путь) с разными сдвигами по фазе (первые два режима для отладки модели);
- величина факторов  $f$ ,  $\varphi$ ,  $P_z$  представляет эргодическую стационарную непрерывную случайную функцию от аргумента  $t$  или  $s$  (имитация реальных условий движения по разным грунтам).

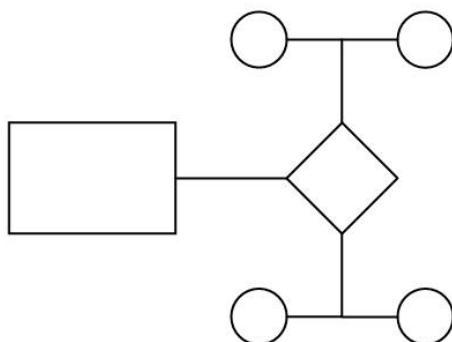


Рисунок 2 – Модель трансмиссии тягача 4x2

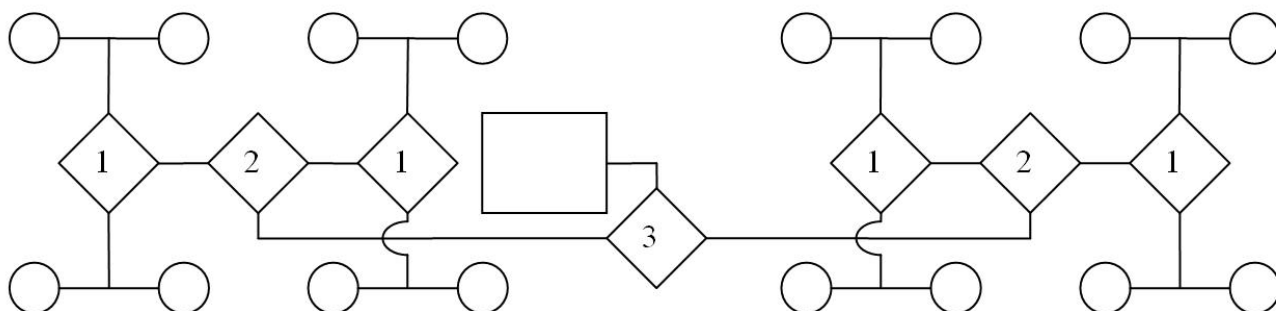
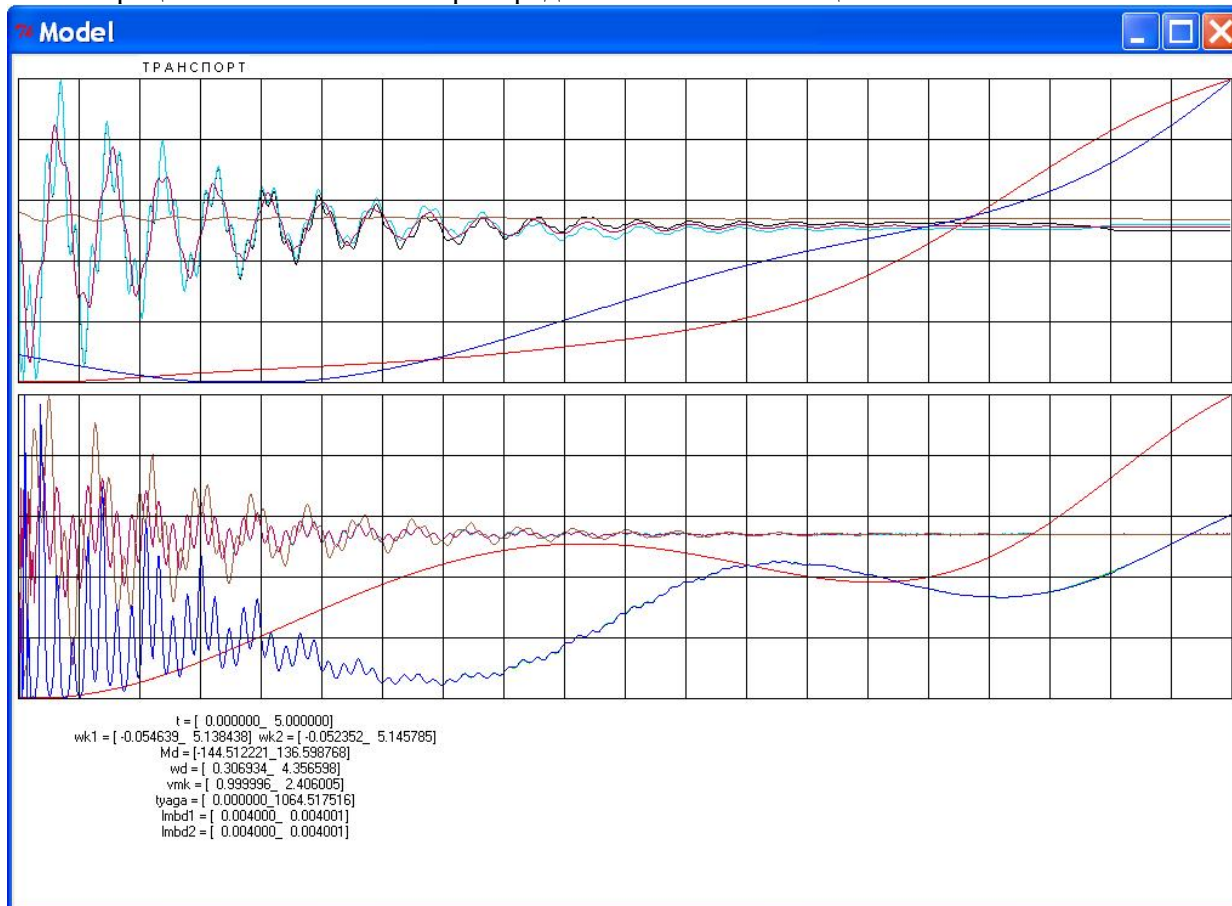


Рисунок 3 – Модель трансмиссии сочлененной транспортной системы (дифференциальные связи: 1 – межколесная, 2 – межосевая, 3 – межсекционная)

Измеряется обобщенный показатель проходимости и тяговых свойств – запас силы тяги на крюке  $P_{кр}$ . Результаты реализации модели представлены в виде графиков  $\omega_{ki} = f(t)$ ,  $V_a = f(t)$ ,  $M_{ki} = f(t)$  и  $P_{кр} = f(t)$ . Графики представляют изменение указанных величин в течение времени, необходимого для разгона АТС, окончания переходных процессов и достижения установившегося режима (рисунок 4). В зависимости от сочетаний факторов делается вывод о

наиболее рациональной величине распределения потоков мощности.



**Рисунок 4 – Графики и численные значения расчетных величин, характеризующие движения модели**

Универсальность модели, заключающаяся в возможности неограниченного изменения факторов и конструктивных параметров АТС, позволяет решить поставленную задачу и сформулировать конкретные требования и алгоритм работы системы автоматического управления мощностным потоком.

Распределение потоков мощности предлагается производить за счет управления следующими факторами:

- момент трения в дифференциале;
- момент начала срабатывания связи;
- внутреннее передаточное число дифференциала (у несимметричного).

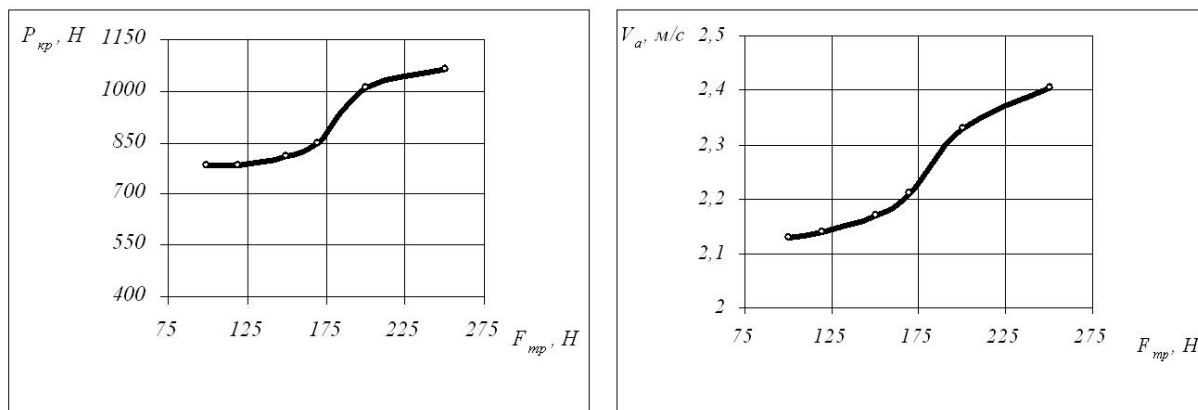
В качестве оценочного критерия тяговых свойств АТС выбран показатель сила тяги на крюке  $P_{кр}$  и скорость движения АТС.

Результаты моделирования показывают, что величина отдельных факторов существенно влияет на параметры распределения потоков мощности и, в итоге, на  $P_{кр}$ . Характер действия внутреннего трения  $F_{тр}$  значительно влияет на параметры движения АТС, причем изменяются эти параметры при действии различной по величине внутренней связи.

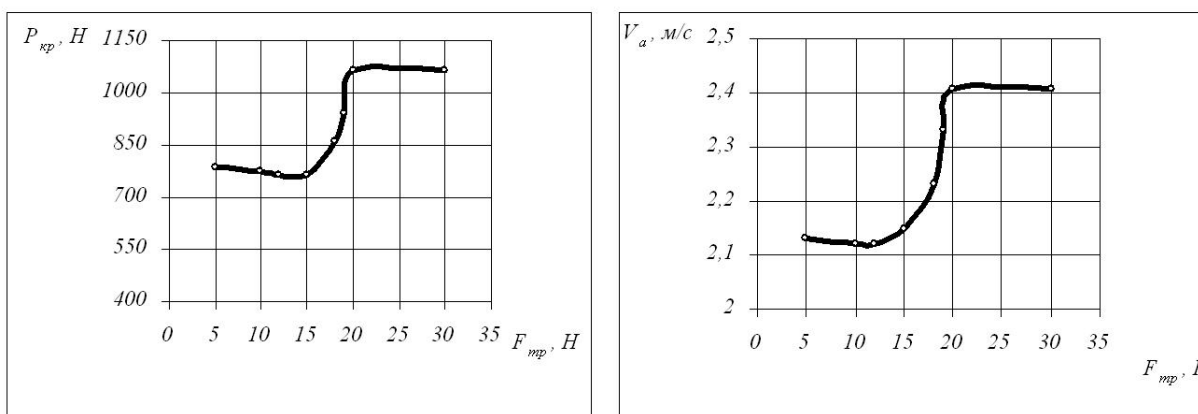
Например, исследовано движение тягача 4x2 (схема трансмиссии соответствует рисунку 2). Условия под колесами заданы в виде синусоидальной функции и сопротивления движению и сцеплению, причем под правым и левым движителем обе функции изменяются в противофазе. Законы управления связью заданы в зависимости от различных параметров:

- разностей углов положения полуосей;
- разностей угловых скоростей полуосей;
- разности их угловых ускорений.

На рисунке 5 для примера приведены результаты влияния силы внутреннего трения между полуосями  $F_{тр}$  на значение силы тяги на крюке АТС  $P_{кр}$  по первому типу зависимости.



а)



б)

**Рисунок 5 – Зависимость силы тяги на крюке и скорости движения АТС от момента срабатывания связи повышенного трения при разности положения полуосей: а) - 0,1 рад, б) - 0,01 рад.**

Заметна тенденция смещения порогового значения влияния силы внутреннего трения в сторону гораздо меньших значений при более быстром срабатывании связи. Это объясняется инерционными процессами в трансмиссии и позволяет оценивать энергетические затраты на распределение или учитывать влияние распределения на другие эксплуатационные свойства.

В перспективе при работе с моделью не ставится задача достижения конкретного коэффициента блокировки или синтеза одного дифференциального механизма, обладающего повышенным трением, а ставится задача распределения в системах трансмиссии высокой степени разветвления потоков мощности. Например, в трансмиссии колесных сочлененных транспортных систем, где присутствует, как минимум, три типа ветвления потока мощности соответственно используется три типа дифференциальных механизмов: межколесный, межосевой, и межсекционный (рисунок 3). Они по-своему будут влиять на итоговое распределение потоков мощности. Для достижения максимальной добротности трансмиссии [3] параметры распределения оказываются не очевидными на первый взгляд, а скорее, оказываются целыми зависимостями от большого числа факторов. Цель моделирования – создание алгоритма управления элементами трансмиссии.

У АТС особо большого класса применение механической трансмиссии становится нерациональным по причине роста металлоемкости трансмиссии и, соответственно, снижения удельных показателей и увеличения снаряженной массы транспортной системы. Для таких

систем предпочтительна электрическая трансмиссия, законы управления которой также должны быть синтезированы на этапе проектирования. Они могут быть получены с помощью того же набора модулей и связей.

Метод имитационного моделирования может быть применен для получения и проверки соответствующего алгоритма в любых заданных условиях.

#### **Выводы**

Исследование тяговых свойств АТС и поиск рационального распределения потоков мощности по двигателям с целью формулирования соответствующих законов управления трансмиссией может осуществляться методом имитационного моделирования.

#### **Литература**

1. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами: Монография / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич, – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 512 с.
2. Вибрации в технике: Справочник: В 6-ти т. Т. 6. 2-е изд., испр. и доп./ Ред. Совет: К.В. Фролов (пред.) - М.: «Машиностроение», 1995. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. 456 с.
3. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.

### ***Аэродинамика как метод улучшения устойчивости и компенсации распределения веса для болида типа “Formula SAE”.***

к.т.н. Карпухин К.Е., Пабло Итурралде Бакеро  
МГТУ «МАМИ»  
karpukhin@mami.ru

*Ключевые слова:* автомобиль, аэродинамика, аэродинамические свойства, устойчивость, распределение веса.

Инженеры изучали аэродинамику практически с самого начала развития автомобильной промышленности, но не уделяли ей должного внимания. Во многих случаях, когда компания проектирует и производит автомобиль, скорость которого не превышает 120 км/ч, не принимаются во внимание его аэродинамические свойства, в связи с ошибочной теорией, согласно которой они оказывают существенное влияние только при скоростях свыше 130 км/ч.

В гоночных автомобилях, масса которых значительно ниже, чем обычных, а мощность гораздо больше, аэродинамические характеристики могут кардинально повлиять на их устойчивость.

Цель производителя спортивного автомобиля любой категории заключается в разработке легкого автомобиля, высокой мощности, способного реализовать все свои возможности на трек в момент гонки.

В первый год работы команды FS-МАМИ при проектировании автомобиля типа F-SAE для соревнований “Formula Student”, не были приняты во внимание его аэродинамические характеристики. По данным динамического расчета болид массой 287 кг и двигателем 120 л.с., способен развивать расчетную скорость свыше 200 км/ч. Однако, в действительности, если его скорость превышала 120 км/ч, болид мог полностью потерять устойчивость на асфальте. Болид был практически неконтролируемый, начиная со скорости 80 км/ч. Этот опыт потребовал серьезного изучения влияния аэродинамики при разработке второго прототипа, способного максимально реализовать свои динамические характеристики.

В настоящее время существует много методов анализа аэродинамических характеристик автомобиля, что для любого конструктора делает легче и дешевле проведение этих исследований. Наш выбор заключался в проведении анализа с использованием программного обеспечения “Cosmos Floworks” от производителя “Dassault Systems” и “FlowVision”. Эти