

Влияние распределения потоков мощности между секциями на тяговые возможности сочленённой транспортно-технологической системы

09, сентябрь 2010

автор: Баженов Е. Е.

УДК 629.113.028

Уральский Федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

На тяговые свойства активной сочленённой транспортно-технологической системы (АСТС) оказывает влияние большое число факторов. Многие из них определяются конструкцией транспортного средства (ТС) и поддаются настройке или управлению. Для повышения заданных эксплуатационных свойств АСТС необходимо выявить наиболее значимые факторы и оптимизировать значение выходного параметра.

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

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 АСТС было проведено моделирование активной колесной сочленённой машины в объектно-ориентированной среде *Python*.

В качестве основы принят модульный принцип конструирования модели с заданными параметрами, позволяющий получать объект любой степени сложности. С помощью модели возможно воспроизводить особенности движения АСТС (любая колесная формула, движе-

ние 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 (рис.1): силовая установка (ДВС), объект разветвления силового потока (дифференциал, раздаточная коробка), движитель (колесо или ведущая звездочка гусеничной машины).

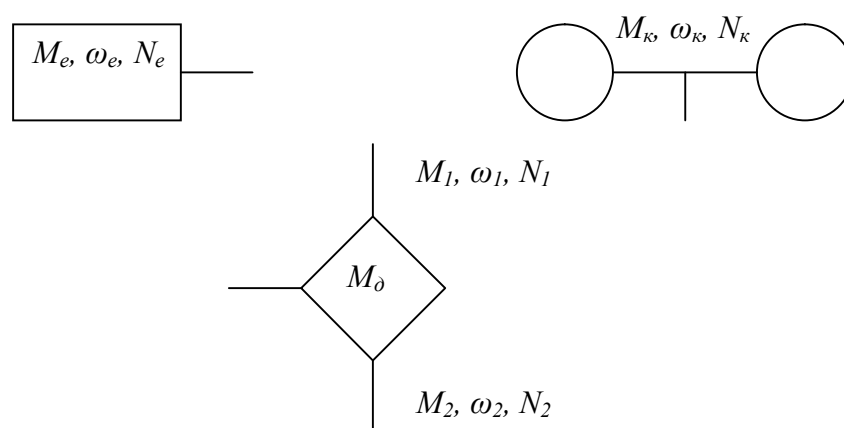


Рис. 1. Модули для построения модели трансмиссии АТС:

M, ω, N – соответственно, крутящий момент, угловая скорость и мощность; индексы $e, d, l, 2, k$ – 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_{mp} , которое в зависимости от дорожных условий задается в качестве регулируемого воздействия. 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.

Неровности пути и упругодемпфирующие свойства подвески заменены переменным значением вертикальной нагрузки и, соответственно, вертикальной составляющей равнодействующей элементарных нормальных реакции колеса в точке контакта. Характер воздействия со стороны опорной поверхности (имитирующий тип и состояние покрытия) задается в виде корреляционной функции соответствующей реальным дорожным условиям.

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

Последовательность моделирования следующая.

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

2. Задаются значения внешних факторов:

- постоянная величина факторов f , φ , P_z ;
- величина факторов f , φ , 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 , φ , P_z представляет эргодическую стационарную непрерывную случайную функцию от аргумента t или s (имитация реальных условий движения по разным грунтам).

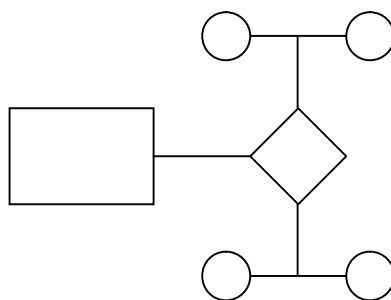


Рис. 2. Модель трансмиссии тягача 4х2

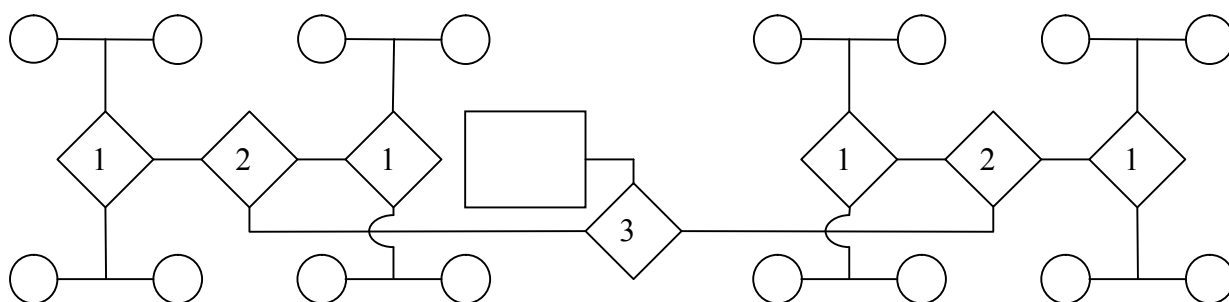


Рис. 3. Модель трансмиссии сочлененной транспортной системы (дифференциальные связи: 1 – межколесная, 2 – межосевая, 3 – межсекционная)

3. 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 (рис. 4). В зависимости от сочетаний факторов делается вывод о наиболее рациональной величине распределения потоков мощности.

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, на рис.4 – 6 представлены параметры движения АТС, имеющей колёсную формулу 8х8 при преодолении ею препятствия в виде участка дороги с более сложными дорожными условиями.

Моделирование внешних воздействий в виде препятствий задается значениями внешних факторов: величиной коэффициентов сопротивления движению ψ и сцепления ϕ , которые представляют собой эргодическую стационарную непрерывную случайную функцию от аргумента t или s (имитация реальных условий движения по разным грунтам).

Законы управления связью заданы в зависимости от различных параметров:

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

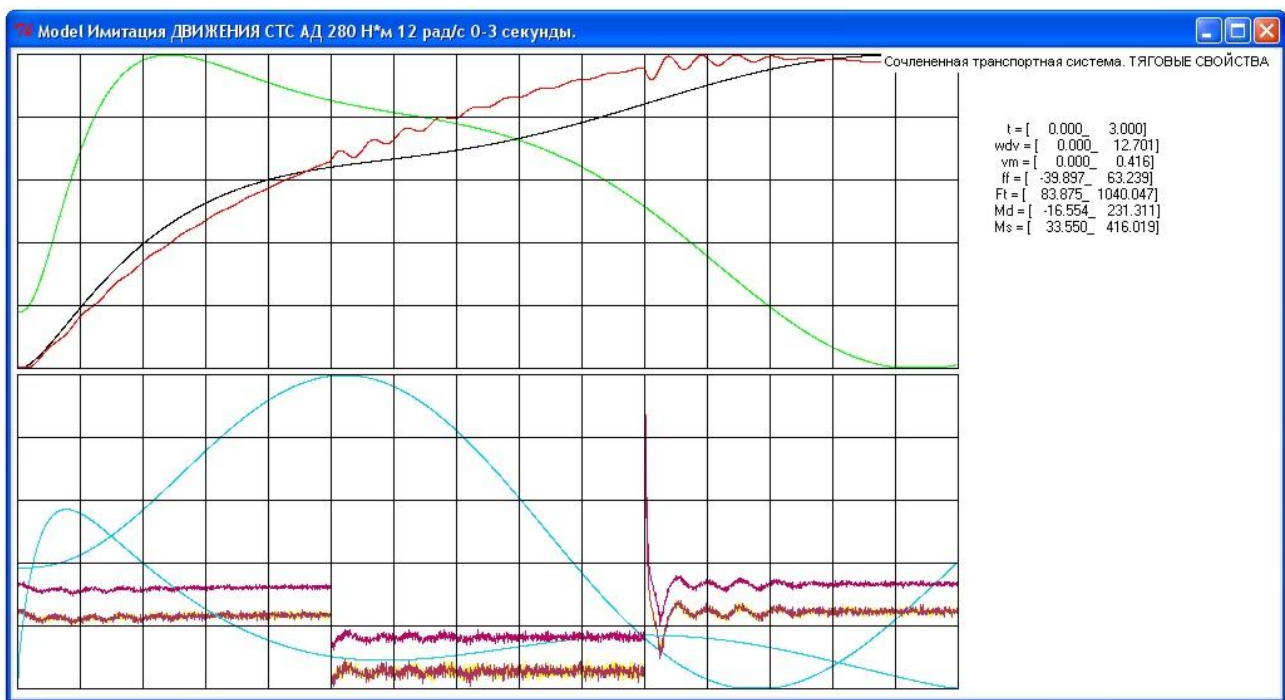


Рис. 4. Параметры движения центра масс АСТС

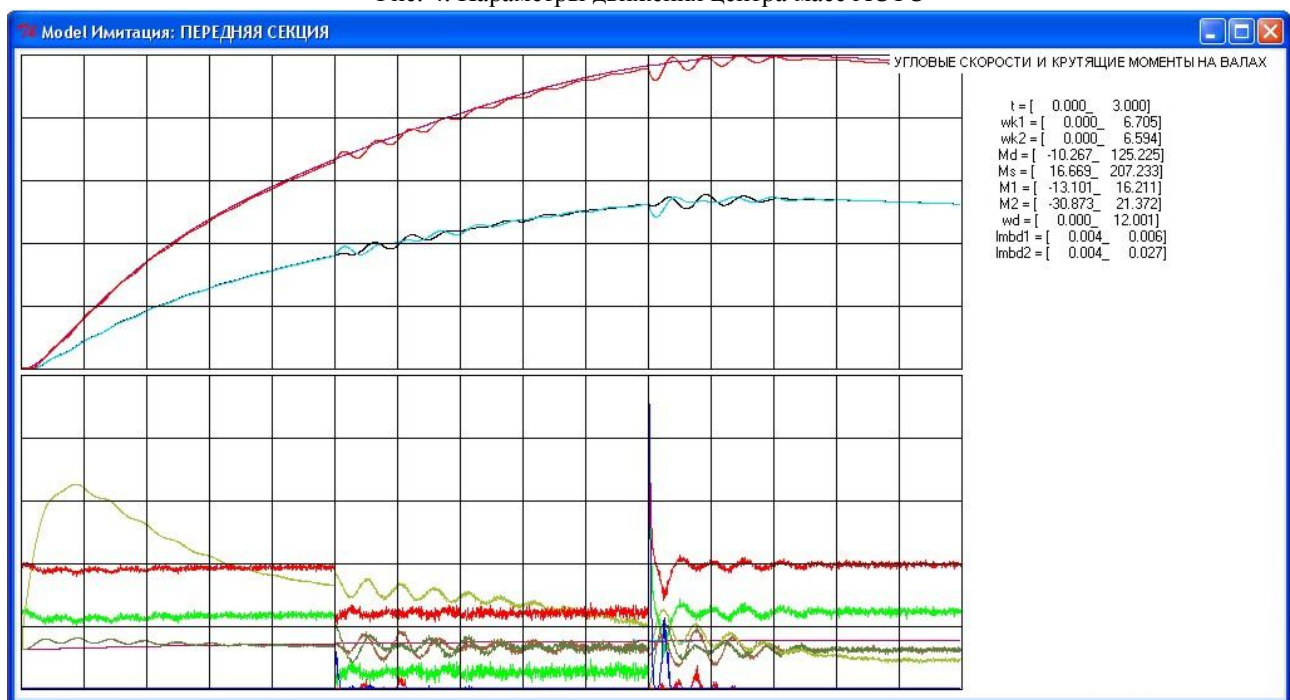


Рис. 5. Параметры движения передней секции

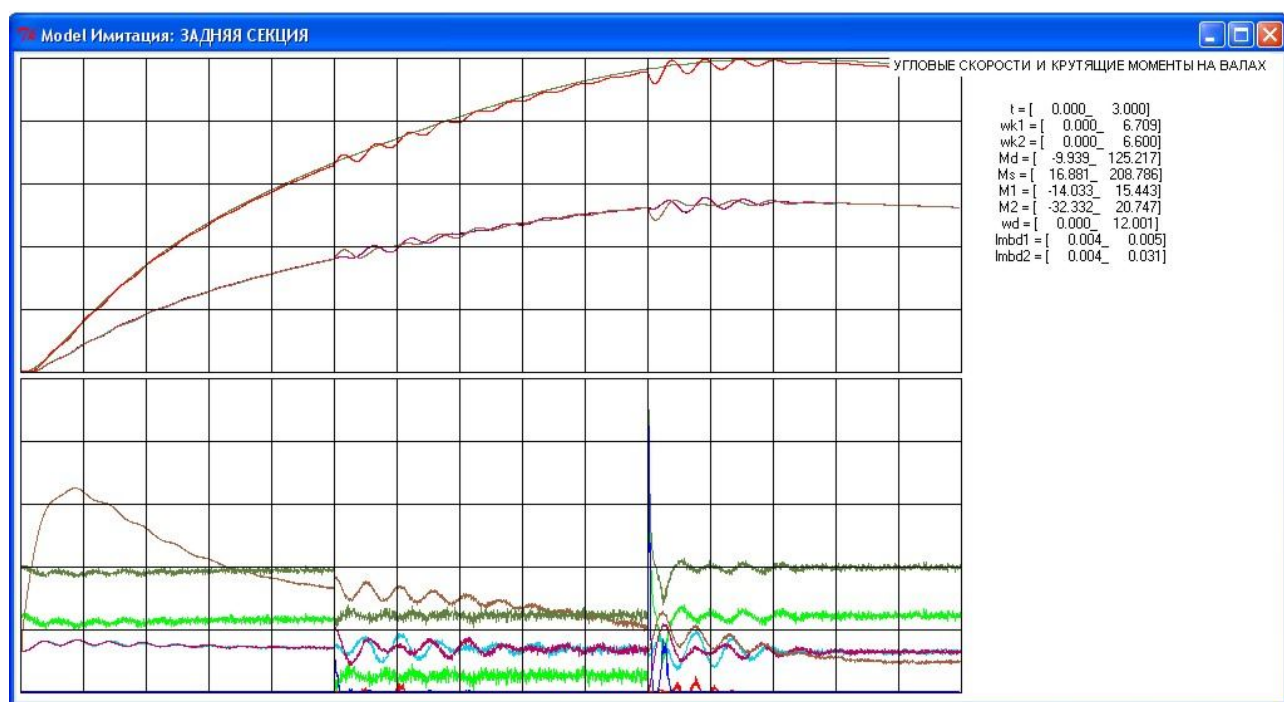
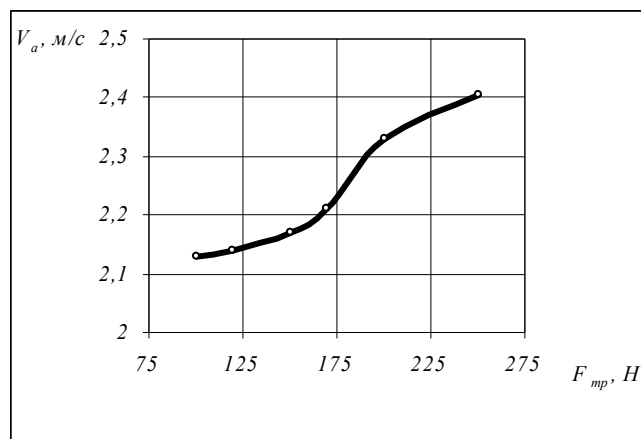
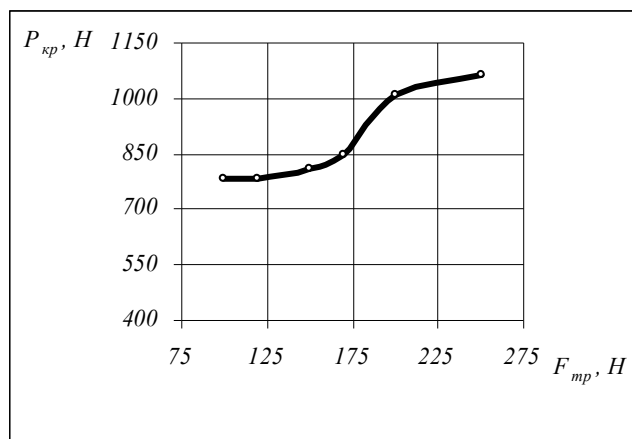


Рис. 6. Параметры движения задней секции

На рис. 7, приведены результаты влияния силы внутреннего трения между полуосями F_{mp} на значение силы тяги на крюке АТС $P_{кр}$ по первому типу зависимости.



а

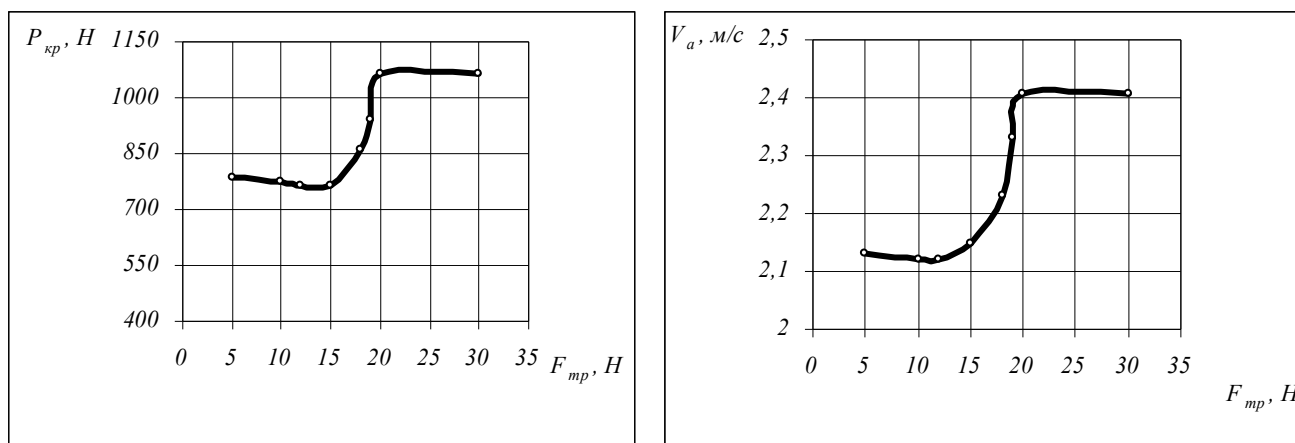


Рис.7. Зависимость силы тяги на крюке и скорости движения АТС от момента срабатывания связи повышенного трения при разности положения полуосей
а - 0,1 рад, б - 0,01 рад.

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 также 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, три типа дифференциальных механизмов: межколесный, межосевой, и межсекционный (см. рис.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 АТСО особо большого класса применение механической трансмиссии становится не-
рациональным по причине роста металлоемкости трансмиссии и, соответственно, снижения
 Электронный журнал, №9 сентябрь 2010г. <http://technomag.edu.ru/> Страница 8

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.

Список литературы

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, 2006. – 728 с.