

Взаимодействие звеньев активной сочленённой транспортно-технологической системы

08, август 2010

автор: Баженов Е. Е.

УДК 629.113.028

Уральский Федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»
st194@yandex.ru

Различают три обобщённые схемы активных сочленённых транспортно-технологических систем (АСТС) [1]:

- **тяговая (прицепная)** – силовое взаимодействие между энергетической и технологической секциями происходит через сцепное устройство, передающее только продольные усилия;

- **опорно-тяговая (седельная)** – технологическая секция имеет опорную связь с энергетической секцией и взаимодействует с ней через опорно-тяговое устройство;

- **комбинированная (с прицепом роспуском)** – силовое взаимодействие между секциями носит переменный характер: при движении с грузом – как при седельной (опорно-тяговой) схеме; движение без груза – прицепная (тяговая) схема.

Необходимость остановиться именно на трех схемах продиктована в первую очередь большим разнообразием возможных методов управления технологической секцией, которые вносят коррективы в расчетные схемы АСТС. Как видно из рассмотренных схем, схема роспуска является обобщающей для прицепной и седельной:

- при движении АСТС с грузом расчетная схема аналогична седельной схеме;

- при движении без груза расчетная схема аналогична прицепной схеме.

Прицепы-ропуски применяются для перевозки длинномерных грузов: труб в нефтегазовой, деревьев в лесозаготовительной отраслях.

Особенностью перевозки длинномерных грузов является то, что в грузовом направлении усилие со стороны первой секции – тягача (Т) – на прицепное звено передается через груз за счет его трения о коники Т и прицепа (П). Поворот прицепа-ропуски и движение его колёс по траектории, практически не отличающейся от траектории колёс Т, осуществляется посредством крестовой сцепки. Часто кроме крестового тросового механизма поворота прицепа, вместо дышла используется тросовая сцепка. Порожнее движение происходит либо в режиме прицепной схемы, либо в режиме погруженного прицепа на тягач. В том случае, когда колёса прицепа имеют привод, автопоезд становится активным (ААП), что является наиболее общим случаем АСТС.

Взаимодействие звеньев пассивного автопоезда при прямолинейном движении

Для перемещения пассивного прицепа тягач должен приложить к нему силу, величина которой должна быть не меньше суммы сил всех сопротивлений движению. Приложенная к П сила – сила взаимодействия звеньев – не должна превышать силу трения пакета груза о коник Т.

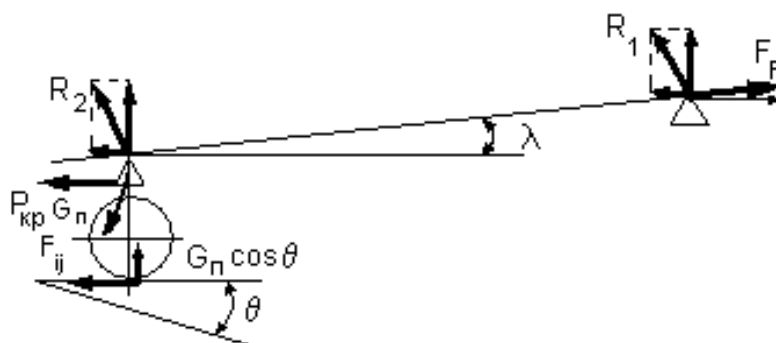


Рисунок 1 - Силы, действующие на пассивный прицеп автопоезда

Из рис. 1 сила взаимодействия будет иметь вид

$$F_R = \frac{\sum_{i=4}^5 \sum_{j=1}^2 F_{ij} + (R_1 + R_2) \sin \lambda + G_{II} \cdot \sin \theta}{\cos \lambda}.$$

Для II сила F_R будет положительна, а для I – отрицательна.

Взаимодействие звеньев автопоезда с активным прицепом (ААП) при прямолинейном равномерном движении

При движении активного II (рис. 2) сила, с которой он воздействует на I, определяется следующим образом:

$$F_R = \frac{\sum_{i=4}^5 \sum_{j=1}^2 \text{sgn} \psi_{ij} F_{ij} - (R_1 + R_2) \sin \lambda - G_{II} \cdot \sin \theta - P_{кр}}{\cos \lambda},$$

где функция $\text{sgn} \psi_{ij}$ означает, что у активного II привод может осуществляться не на все оси, поэтому знак силы будет зависеть от того, активная у II ось или нет.

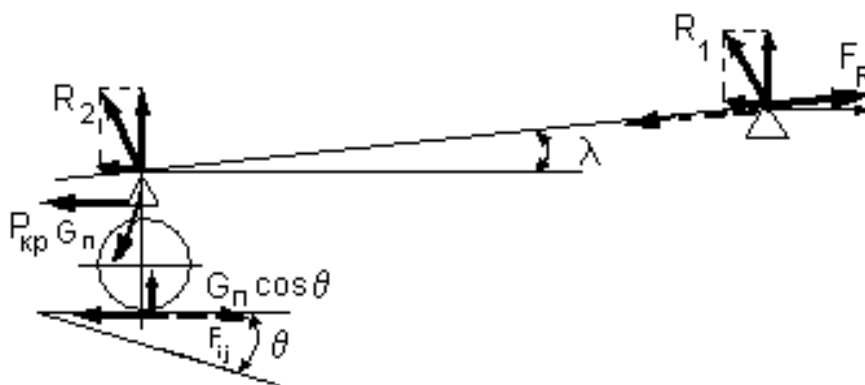


Рисунок 2 - Силы, действующие на активный прицеп автопоезда

В данном случае ограничением также выступает сила трения пакета груза о коники:

$$F_R \leq R_1 \cdot v.$$

Эти рассуждения справедливы для отрицательного рассогласования в замкнутом контуре при выполнении условия проходимости по сцеплению, то есть когда результирующая касательная реакция не превышает максимально возможную силу тяги по сцеплению в данных дорожных условиях.

В противном случае взаимодействие сведется к варианту с пассивным прицепом.

При этом сила $\sum_{i=4}^5 \sum_{j=1}^2 \text{sgn } \dot{\psi}_{ij} F_{ij}'$ будет определяться как сила сопротивления скольжению (сила сопротивления юза при положительном рассогласовании и сила сопротивления при буксовании в случае отрицательного рассогласования).

Суммарная сила тяги пассивного автопоезда определяется как суммарная касательная сила тяги колес Т и суммарная сила сопротивления движению Т минус сила взаимодействия звеньев ААП:

$$F_T = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 \text{sgn } \dot{\psi}_{ij} F_{ij}' - G_T \cdot \sin \theta - F_R \cdot \cos \lambda$$

Суммарная сила тяги ААП в случае положительного рассогласования будет складываться из суммарной силы тяги Т и толкающей силы со стороны П с учетом сопротивления движению от уклона:

$$F_T = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 \text{sgn } \dot{\psi}_{ij} F_{ij}' - G_T \cdot \sin \theta + F_R \cdot \cos \lambda$$

При различных вариантах рассогласования и коэффициентах сцепления колес Т и П с грунтом будет изменяться знак силы взаимодействия звеньев F_R , а при определении этих сил – учитываться сила сопротивления движению при скольжении (юзе или буксовании).

Для решения систем уравнений движения АПП в выражения силы взаимодействия звеньев необходимо подставлять предельные значения параметров движения. В случае пассивного прицепа максимальная сила, которая может быть приложена к П, определяется динамическими качествами Т и его сцепными возможностями:

$$F_T = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 \operatorname{sgn} \dot{\psi}_{ij} F_{ij} = \frac{M_{dT} \cdot c_{ij}}{r_{ij}} \leq G_{сцт} \cdot \varphi.$$

В систему уравнений движения П вместо силы F_R подставляется суммарное значение равнодействующих элементарных касательных реакций ij -го колеса Т.

В случае ААП при подстановке в систему уравнений движения П значений (1) необходимо учитывать величину рассогласования и режим движения, что окажет влияние на знак силы F_R .

В зависимости от дорожных условий, в которых движется ААП, и от кинематического рассогласования возможно возникновение положительного и отрицательного скольжения колес Т и П. При этом скользящие колеса будут оказывать сопротивление движению ААП. Величина коэффициента сопротивления движению, без учета горизонтальной составляющей силы тяжести, будет определяться из следующих соотношений [2]:

1) при положительном скольжении ведущих колес (буксование):

$$\delta > 0, \quad f_k = f_o \cdot \left(\frac{r_{ko}}{r_{kmin}} \right)^2 + \varphi \left(\frac{r_{ko}}{r_{kmin}} - 1 \right),$$

где f_o – коэффициент сопротивления качению колес при отсутствии скольжения;

r_{ko} – радиус качения колеса, м;

r_{kmin} – радиус качения колеса при буксовании, м.

$$r_{kmin} \cong r_{ko} (1 - \lambda_k \cdot G_k \cdot \varphi \cdot 10^{-3}),$$

где λ_k – тангенциальная эластичность шин, м/Нм;

φ – коэффициент сцепления колес с грунтом;

2) при отрицательном скольжении (юз):

$$c_{max} = \varphi (r_d - r_{ko} + G_k \cdot \varphi \cdot \lambda_k \cdot 10^{-3}).$$

Тангенциальная эластичность ведущих колес ведет к изменению динамического радиуса колеса в зависимости от приложенного к нему крутящего момента [2]:

$$r_d = r_{ko} - \lambda_k \cdot M_k.$$

Таким образом, динамический радиус ведущих колес будет изменяться в зависимости от передаточного отношения в трансмиссии ААП.

Разнообразие дорожных условий, в которых приходится работать ААП, оказывает влияние на характер его движения и, как следствие, вызывает различные варианты взаимодействия звеньев ААП. Анализ различных случаев взаимодействия звеньев, представленный в виде ориентированного графа состояний ААП, показан на рис. 3.

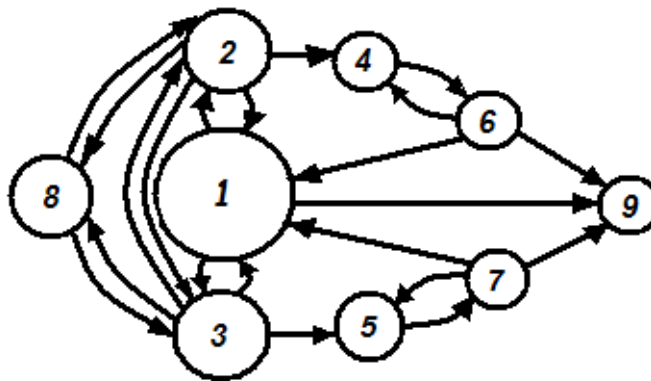


Рисунок 3 - Граф состояний двухзвенной ААП

1 – состояние, когда движение ААП осуществляется за счет сил тяги первой и второй секций (выполняется неравенство (1.1));

2 – движение осуществляется за счет колес второй секции. У колес первой секции – скольжение (в зависимости от знака кинематического рассогласования – юз или буксование);

3 – движение за счет колес первой секции, колеса второй секции – скольжение;

4 – потеря проходимости: колеса первой секции в состоянии буксования, силы тяги второй секции недостаточно для движения. Из этого состояния ААП не может самостоятельно вернуться в состояние 2;

5 – потеря проходимости: силы тяги первой секции недостаточно для движения ААП, колеса второй секции – в состоянии буксования. Из состояния 5 самостоятельное возвращение в состояние 3 невозможно;

6 – движение ААП за счет колес первой секции, колеса второй секции не создают силы тяги (или она недостаточна для преодоления силы сопротивления движению ААП);

7 – движение ААП за счет колес второй секции, касательная сила тяги колес первой секции меньше силы его суммарного сопротивления движению. Движение возможно только в случае превосходства силой тяги второй секции над силой суммарного сопротивления движению ААП;

8 – потеря проходимости из-за скольжения колес первой и второй секций;

9 – потеря проходимости: недостаточная сила тяги колес первой и второй секций. Поглощающее состояние. Самостоятельный выход из этого состояния невозможен.

Используя построенный граф состояний, можно формализовать каждый из возможных случаев движения ААП: различное сочетание дорожных условий, рассогласований и тому подобное. В результате граф получится ориентированным и размеченным.

Таким образом, рассмотрение взаимодействия между секциями АСТС, основанное на представлении состояний АСТС в виде графа, позволяет реализовать все возможные варианты взаимодействия звеньев при проведении имитационного моделирования движения АСТС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гладов Г.И. Специальные транспортные средства//Г.И. Гладов, А.М. Петренко. – М: Академкнига, 2006 – 216 с.
2. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.