

## **РАЗДЕЛ 1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛИ**

### ***К вопросу о выборе критерия при разработке системы автоматического управления сцеплением***

д.т.н., проф. Карунин А.Л., к.т.н., доц. Кретов А.В., Есаков А.Е.  
МГТУ «МАМИ»

*В статье рассматривается постановка задачи разработки оптимального алгоритма, который целесообразно использовать в системе автоматического управления сцеплением автомобиля. В качестве критерия оптимальности используется долговечность фрикционных накладок ведомого диска.*

Автомобильный транспорт является одним из наиболее мобильных, эффективных и доступных. Пользователи заинтересованы в его максимальной надёжности и долговечности, так как от этого зависят расходы на эксплуатацию. Интересы пользователей в какой-то степени совпадают с интересами производителей, для которых названные выше качества – залог реальной конкурентоспособности их продукции на местном и мировом автомобильных рынках.

Увеличение долговечности узлов и агрегатов автомобиля может быть достигнуто различными способами. Применительно к сцеплению автомобиля факторы надёжности и долговечности во многом определяются характеристиками фрикционных накладок.

Одним из способов улучшения этих характеристик является использование новых материалов, имеющих лучшие технические показатели (износостойкость, термостойкость и т.п.). Создание и внедрение нового материала является инженерной задачей, сопряжённой со значительными затратами времени и материальных средств, поскольку современные машиностроители помимо стойкости материала к различным видам внешних воздействий должны учитывать ряд других значимых факторов, важнейшим из которых является соответствие условий его эксплуатации действующим нормам в области экологии и безопасности жизнедеятельности человека.

Вторым способом повышения долговечности сцепления является снижение износа за счет организации соответствующих режимов работы.

На эти режимы существенное влияние оказывает так называемый "человеческий фактор". При этом причиной износа может быть недостаточная квалификация водителя или ошибки в управлении транспортным средством, которые могут иметь место даже у водителей высокой квалификации. Это объясняется тем, что процесс управления зависит от наличия у водителя информации об объекте и внешних воздействиях, изменяющихся зачастую в достаточно широких пределах. В результате водитель чаще всего получает количество информации, которое либо недостаточно для правильного реагирования на изменение условий, либо настолько избыточно, что он в силу ограниченных возможностей организма или усталости не успевает реагировать на эти изменения.

Рассматривая в качестве объекта управления сцепление, можно говорить о том, что водитель не в состоянии оценить с достаточной точностью текущий режим работы двигателя и другие параметры, от которых должен зависеть темп смыкания фрикционных дисков при включении. Неоптимальное же управление, осуществляемое при отсутствии необходимой информации, приводит к высоким мощностям трения и работе буксования сцепления и, как следствие, к нагреву и интенсивному износу фрикционных накладок ведомого диска.

Уменьшение количества или полное устранение ошибок, вызванных недостатком информации, достижимо путём применения средств автоматизации.

Задача автоматизации включает в себя два основных этапа: 1) выбор оптимального закона управления; 2) разработку оптимального устройства управления, способного реализовать данный закон (а возможно, и несколько законов применительно к различным режимам движения и условиям эксплуатации). Этот подход позволяет решать задачу проектирования

системы управления как две отдельные задачи.

В случае автоматизации сцепления можно говорить о системе, позволяющей оценить большее количество информации и решить задачу управления с большей точностью, чем водитель средней и даже высшей квалификации. Изменяя момент трения по определённому закону в зависимости от одного или нескольких параметров, можно добиться минимальной величины работы буксования сцепления в различных условиях.

Для выбора оптимального закона управления необходимо сравнить законы управления по критерию, обеспечивающему минимизацию расходов в эксплуатации. Эти расходы зависят от скорости износа накладок ведомого диска и, как было отмечено ранее, от величины работы буксования сцепления. Однако величина работы буксования может рассматриваться как "аналог" долговечности фрикционных накладок только в первом приближении, и простая минимизация этого критерия при поиске закона оптимального управления сцеплением не даст желаемого результата. Поэтому помимо работы буксования необходимо учитывать количество циклов нагружения, которое могут выдержать фрикционные накладки при данной работе буксования.

Учитывая, что для заданной совокупности режимов трогания выбор алгоритма управления позволит определить количество троганий с определённой работой буксования, минимизация некоторого интегрального критерия даёт возможность с большей точностью, нежели при использовании критерия работы буксования подойти к решению задачи об оптимальном алгоритме управления.

Для разработки этого критерия предположим, что соответствующая некоторому алгоритму управления работа буксования  $A_6$  в эксплуатации подчиняется нормальному закону распределения случайных величин (рис. 1), где плотность распределения вероятностей

$$\varphi(A_6) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(A_6-M)^2}{2\sigma^2}} \quad (1)$$

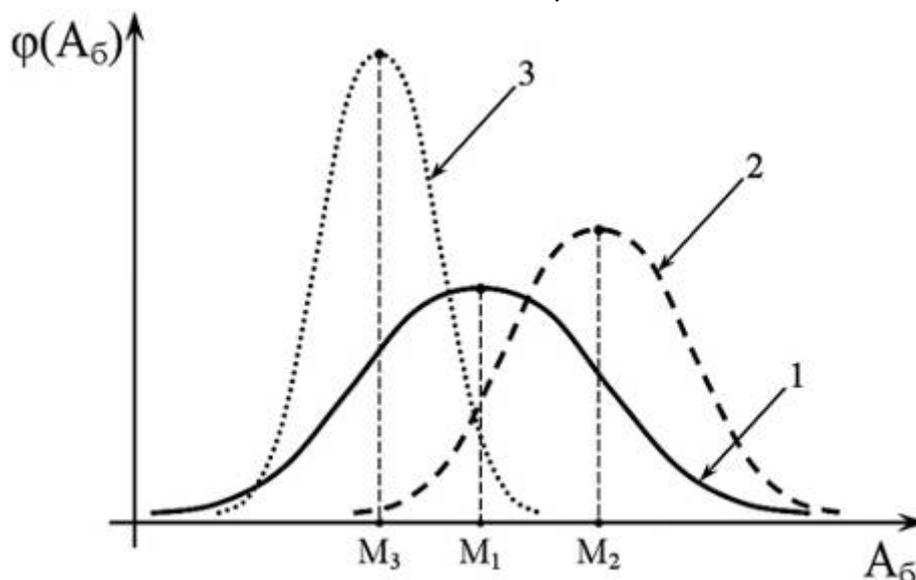


Рис. 1.

Математическое ожидание  $M$  здесь представляет собой среднестатистическое значение работы буксования, а среднеквадратическое отклонение  $\sigma$  показывает, насколько значение работы буксования может отличаться от среднестатистического. Причём

$$\sigma = \sqrt{S^2}, \quad (2)$$

где  $S^2$  – дисперсия работы буксования.

Установлено, что в условиях города для автомобиля малого класса при управлении в неавтоматическом режиме, осуществляемом водителем средней квалификации, среднестатистическое значение работы буксования равно  $\overline{A_{61}} = M_1 = 8,26$  кДж [1] при достаточно большой

величине математической дисперсии, которая связана с высокой степенью субъективностью оценки информации водителем (рис. 1, кривая 1).

В свою очередь автоматическое сцепление центробежного типа, в котором момент трения сцепления является функцией квадрата угловой скорости коленчатого вала двигателя, в аналогичных условиях обеспечивает меньшую величину математической дисперсии  $S^2=11,85$  кДж<sup>2</sup> при гораздо большей величине математического ожидания работы буксования  $\overline{A_{\delta 2}}=M_2=28,65$  кДж [1] (рис. 1, кривая 2).

Очевидно, что оптимальным законом управления будет являться закон, способный обеспечить достаточно малую величину математического ожидания  $\overline{A_{\delta 3}}=M_3$  при небольших значениях среднеквадратического отклонения (рис. 1, кривая 3).

Законами, при которых выполняется данное условие, являются многопараметрические законы управления. В частности, закон, где момент трения сцепления является функцией угловой скорости коленчатого вала двигателя и степени открытия дроссельной заслонки, обеспечивает достаточно малое среднестатистическое значение работы буксования  $\overline{A_{\delta}}=2,55$  кДж при сравнительно небольшой математической дисперсии  $S^2=0,07$  кДж<sup>2</sup> [1]. Возможно и дальнейшее уменьшение величин  $\overline{A_{\delta}}$  и  $S^2$  путём использования в процессе управления бóльших объёмов информации от дополнительных датчиков.

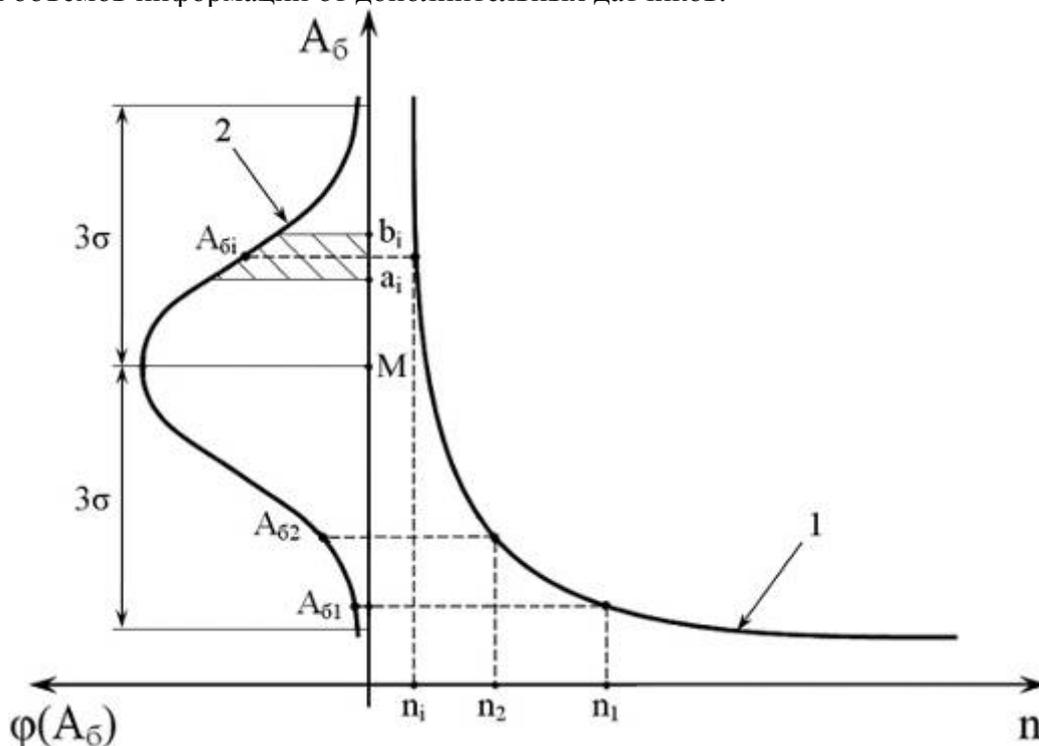


Рис. 2.

Ресурс фрикционных накладок ведомого диска при применении того или иного закона управления сцеплением можно оценить, вычислив предельное количество включений сцепления до полного износа накладок.

В первом приближении зависимость количества включений  $n$  до полного износа фрикционных накладок от величины работы буксования  $A_{\delta}$  можно условно представить в виде некоторой убывающей кривой гиперболического вида (рис. 2, кривая 1). Нахождение истинного вида данной зависимости возможно в стендовых условиях, поскольку количество циклов включения зависит не только от величины работы буксования, но и от материала фрикционных накладок и температуры нагрева, возникающей при трении.

Получив эту зависимость, можно вычислить предельное количество включений сцепления для данного закона управления, учтя, что в данном случае имеет место множество работ буксования с соответствующими частотами их возникновения, определяемыми нормаль-

ным законом распределения (1).

В соответствии с правилом трёх сигм, согласно которому событие попадания нормально распределённой случайной величины на интервал  $(M-3\sigma; M+3\sigma)$  является близким к достоверности, следует рассматривать работы буксования, принадлежащие означенному интервалу, пренебрегая достаточно малой вероятностью возникновения работ, ему не принадлежащих.

Вероятность возникновения той или иной величины работы буксования вычисляется интегрированием кривой плотности распределения вероятности (рис. 2, кривая 2):

$$x_i = \int_{a_i}^{b_i} \varphi(A_{\delta_i}) dA_{\delta_i} \quad (3)$$

где  $x_i$  – вероятность появления работы буксования  $A_{\delta_i}$ , соответствующей середине интервала  $(a_i; b_i)$ .

Возможности современной вычислительной техники позволяют сделать величину интервала  $(a_i; b_i)$  достаточно малой, обеспечив тем самым высокую точность расчётов.

Итак, если известны предельно допустимая величина линейного износа фрикционной накладки  $[\Delta]$  и количество включений до предельного износа  $n_1, n_2, \dots, n_m$  при величинах работ буксования  $A_{\delta_1}, A_{\delta_2}, \dots, A_{\delta_m}$  соответственно и имеется определённый режим работы, при котором  $x_1, x_2, \dots, x_m$  – вероятности появления соответствующих работ буксования:

$$\sum_{i=1}^m x_i = 1 \quad (4)$$

то величина износа за одно включение при работе буксования  $A_{\delta_i}$  равна

$$\delta_i = \frac{[\Delta]}{n_i} \quad (5)$$

Очевидно, что при общем количестве включений сцепления  $N$  доля включений с работой буксования  $A_{\delta_i}$  будет определяться как

$$N_i = Nx_i \quad (6)$$

а износ от этой доли включений – как

$$\Delta_i = N_i \delta_i = Nx_i \delta_i \quad (7)$$

Тогда величина износа за  $N$  включений при заданном режиме

$$\Delta = N \sum_{i=1}^m x_i \delta_i \quad (8)$$

Следовательно, средняя величина износа за одно включение при заданном режиме

$$\bar{\delta} = \frac{\Delta}{N} = \sum_{i=1}^m \delta_i x_i \quad (9)$$

а число включений до предельного износа при заданном режиме

$$X = \frac{[\Delta]}{\bar{\delta}} = \frac{[\Delta]}{\sum_{i=1}^m \delta_i x_i} \quad (10)$$

Подставив выражение (5) в полученное соотношение (10), получаем:

$$X = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{x_i}{n_i}} \quad (11)$$

Зная же величину  $X$  и (исходя из статистических данных) среднее число включений сцепления при трогании на километр  $X_{\text{км}}$ , можно вычислить средний пробег автомобиля до замены фрикционных накладок:

$$\bar{S} = \frac{X}{X_{\text{км}}} \quad (12)$$

Сравнив, таким образом, различные законы управления и найдя среди них оптимальный, можно, зная используемые в данном законе параметры, говорить о разработке оптимальной конструкции устройства управления, при разработке которой (несмотря на наличие довольно обширных возможностей современной электронной техники) следует учитывать как функциональные и эксплуатационные особенности различных исполнительных агрегатов, так и критерий стоимости.

#### Вывод

Сформулированный подход к выбору критериев оценки работы автоматического сцепления позволяет повысить эффективность разрабатываемых конструкций.

#### Литература

1. Кретов А.В. Выбор параметров и законов регулирования автоматического сцепления по критериям минимизации нагрузочных режимов трансмиссии: Дис. канд. техн. наук: М., 1987 – 214 с.
2. Шипилевский Г.Б. Тракторная автоматика. Методические указания к разделу дисциплины "Автоматические системы колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин". – М.: МГТУ "МАМИ", 2001. 16 с.
3. Гусак А.А. Высшая математика. В 2-х т. Т. 2.: Учеб. для студентов вузов. – 2-е изд., испр. – Мн. ТетраСистемс, 2000. – 448 с.

#### **Исследование возможностей оптимизации объемной гидропередачи по показателям динамики разгона и топливной экономичности**

д.т.н., проф. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н.  
МГТУ «МАМИ»

*В статье приводятся особенности работы объемной гидропередачи в качестве трансмиссии многоосного полноприводного автомобиля. Приведена методика расчета статических режимов движения. Проведен сравнительный анализ использования законов управления с последовательным и параллельным регулированием гидромашин с точки зрения тяговооруженности и топливной экономичности.*

Исследования бесступенчатых передач показали, что их КПД меньше, чем у ступенчатых механических передач, и имеет максимум в узком диапазоне регулирования. Преимущество бесступенчатых передач состоит в плавном изменении передаточного отношения и постоянном подводе мощности к колесам автомобиля. Однако более низкий, чем у трансмиссии с постоянным зацеплением, КПД заставляет искать наиболее благоприятные с точки зрения топливной экономичности режимы работы. Обычно параметры бесступенчатой передачи подбираются таким образом, чтобы обеспечивать наибольший КПД в условиях основного режима нагружения – для автомобиля в качестве такого режима может быть принято движение по ровной дороге с номинальной скоростью.

В случае объемной гидропередачи с регулируемым насосом и мотором ставится задача выбора рационального закона управления гидромашинами. Необходимо исследовать режимы работы гидропередачи с целью определения оптимальных законов регулирования рабочих объемов гидромашин на разных режимах нагружения по показателям динамики разгона и топливной экономичности.

В данной работе расчет ведется по стандартной методике. Не учитываются динамические погрешности в гидропередаче, что в дальнейшем должно быть оценено количественно.