

ГИБРИДНАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА АВТОМОБИЛЯ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ

С.А. Сериков, доцент, к.т.н.,
Ю.Н. Бороденко, доцент, к. ф-м. н., ХНАДУ

Аннотация. Рассмотрена силовая установка гибридного автомобиля с параллельной схемой построения. Получена математическая модель силовой установки как объекта управления по скорости движения.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, система управления, оптимизация, силовая установка, математическая модель.

Введение

Перспективным направлением повышения экологической безопасности и экономичности транспортных средств в настоящее время является применение гибридных силовых установок (ГСУ). Силовая установка включает, помимо основного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), вспомогательный двигатель и контур рекуперации энергии. В качестве основного двигателя ГСУ используется дизельный, бензиновый либо газовый ДВС. Вспомогательным двигателем, в большинстве случаев, является электродвигатель переменного или постоянного тока. Контур рекуперации энергии в таком случае состоит из генератора, аккумулятора, преобразователя напряжения и инвертора.

Оптимальное управление перераспределением потоков мощности между силовыми агрегатами установки оказывает решающее влияние на экологические, энергетические и ездовые характеристики автомобиля. Поэтому распределитель мощности рассматривается как ключевой элемент системы управления ГСУ.

Анализ публикаций

Решить сложную задачу научного обоснования базовых параметров и характеристик ГСУ экспериментальными методами практически невозможно. Такой подход требует большого количества материальных и временных затрат на разработку и изготовление

семейства ГСУ, их установку на автомобиль и проведение комплекса лабораторно-дорожных испытаний. Следовательно, необходимо разработать методики расчета и оптимизации параметров и характеристик ГСУ, которые базировались бы на численных методах расчета показателей эксплуатационных свойств гибридных автомобилей и методах параметрической оптимизации их конструкций. Такие методики должны позволять обоснованно выбирать конструктивные решения при создании ГСУ в зависимости от типа автомобиля, на котором она будет установлена, и требований, предъявляемых к его тягово-скоростным свойствам и топливной экономичности. Такие методики могут основываться на вычислительных экспериментах с соответствующими математическими моделями.

При разработке новых силовых установок для гибридных автомобилей практически невозможно проводить сравнительный анализ различных конструктивных решений, не рассматривая алгоритмы перераспределения потоков мощности между трансмиссией, основным и вспомогательным двигателями и контуром рекуперации энергии.

Анализ различных схем построения ГСУ и связанных с ними особенностей оптимизации перераспределения нагрузки между ее отдельными агрегатами рассмотрены в [1– 8]. В большинстве этих работ отмечена значительная сложность формального описания силовой установки гибридного автомобиля

как объекта управления. Наряду с этим, при синтезе САУ ГСУ возникают сложности с определением цели управления и критериев качества управления, которые определяются режимом движения и дорожной обстановкой. Отдельной проблемой является идентификация возмущающих воздействий.

Для преодоления сложностей, связанных с формальной постановкой задачи синтеза САУ ГСУ, в [1, 3, 6] рассмотрены методы нейро-фаззи регулирования. В [8] и ряде других работ решение оптимизационной задачи выполняется методом динамического программирования. Анализ известных публикаций [1, 6, 7] показывает, что имеющиеся наработки в области оптимизации управления ГСУ не позволяют решить проблему сравнительного анализа различных конструктивных решений и обоснования базовых параметров и характеристик силовых установок гибридных автомобилей. Одной из причин этого является отсутствие адекватных математических моделей ГСУ как объекта управления.

Цель и постановка задачи

В ГСУ с параллельной и последовательно-параллельной схемами построения возникают задачи, связанные с выбором варианта кинематической схемы и оптимальным перераспределением потоков мощности между силовыми агрегатами. В данной работе рассмотрены особенности параллельной схемы ГСУ и трансмиссии гибридного автомобиля как объекта управления по скорости движения.

При разработке математической модели, описывающей динамику автомобиля с ГСУ на различных режимах, упруго-деформирующие свойства трансмиссии и пробуксовка ведущих колес при движении ТС не учи-

тывались. Как возмущающее воздействие в системе ГСУ–автомобиль–дорога рассматривается изменение силы сопротивления движению, вызванное вариацией продольного уклона дороги и характеристик дорожного покрытия. Компоненты вектора управляющих воздействий определяются особенностями ГСУ.

Анализ кинематической схемы гибридной силовой установки

Одним из возможных вариантов параллельной схемы построения ГСУ является схема, при которой обратимая электрическая машина (G/M) в качестве вспомогательного двигателя устанавливается в приводе ведущего моста ТС, отличного от ведущего моста трансмиссии первичного ДВС (рис. 1).

При торможении автомобиля обратимая электрическая машина, работая в генераторном режиме, может создавать необходимый тормозной момент на колесах и обеспечивать рекуперацию кинетической энергии ТС. Управление ГСУ в данном случае осуществляется посредством следующих управляющих воздействий:

- положение органа управления мощностью ДВС (степень открытия дроссельной заслонки β);
- ток обратимой электрической машины I_M ;
- передаточное отношение трансмиссии от ДВС к ведущим колесам u ;
- коэффициент включения муфты сцепления γ (степень нажатия на педаль сцепления).

Считаем, что величина γ численно равна отношению действительной эффективной мощности, развиваемой двигателем, к максимальной эффективной мощности при данной

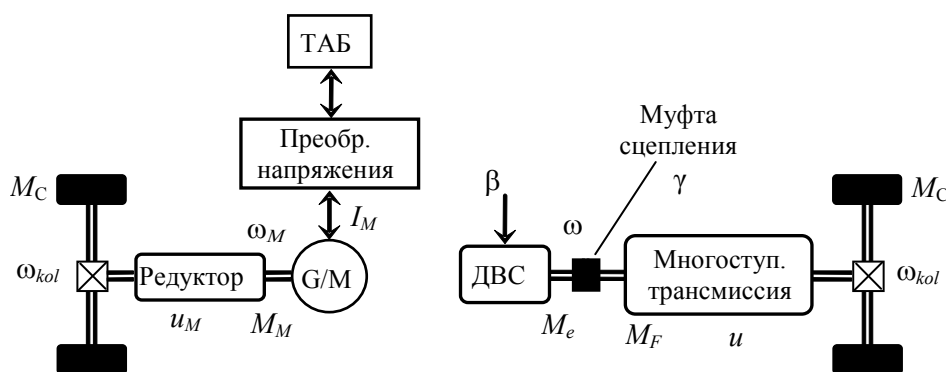


Рис. 1. Параллельная схема гибридной силовой установки

скорости вращения КВ. Изменением тока I_M достигается требуемое значение момента вращения либо момента сопротивления на валу ротора обратимой электрической машины.

С точки зрения математического описания динамических свойств гибридного автомобиля параллельная схема (рис. 1) практически не отличается от других известных вариантов. В рассмотренной схеме существует жесткая кинематическая связь между ротором электрической машины и ведущими колесами

$$\omega_{kol} = \frac{1}{u_M} \omega_M,$$

где ω_{kol} – угловая скорость вращения ведущих колес; u_M – передаточное отношение трансмиссии гибридного автомобиля от ротора электрической машины к ведущим колесам; ω_M – угловая скорость вращения ротора электрической машины.

В свою очередь, при отсутствии пробуксовывания скорость автомобиля V определяется через угловую скорость вращения ведущих колес

$$V = \omega_{kol} r_{kol},$$

где r_{kol} – радиус качения ведущего колеса $r_{kol} = \tilde{r}_{kol} h_{def}$; \tilde{r}_{kol} – радиус ведущего колеса; h_{def} – коэффициент деформации колеса.

Рассмотрим особенности движения автомобиля с параллельной ГСУ при наличии управляющих и возмущающих воздействий. Математическая модель движения автомобиля многоструктурная, т.е. режимы движения с заблокированной, разблокированной и с буксующей муфтой сцепления могут быть описаны отдельными системами дифференциальных уравнений. Смена одного структурного состояния другим, с формальной точки зрения, происходит при изменении количества обобщенных координат в уравнении Лагранжа 2-го рода.

При включенном сцеплении и выбранном передаточном отношении трансмиссии в случае прямолинейного движения без пробуксовывания колес силовая установка авто-

мобиля и непосредственно связанный с ней потребитель мощности (собственно автомобиль) образуют жесткую механическую вращательную систему с одной степенью свободы. В качестве обобщенной координаты системы выберем угол поворота коленчатого вала ДВС φ . Изменение силы сопротивления движению, момента вращения вспомогательного двигателя, передаточного отношения трансмиссии или перемещение органа управления мощностью ДВС нарушает баланс мощностей. Если рассматриваемая система неконсервативная и на неё наложены идеальные голономные связи, то динамика такой системы может быть описана при помощи уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T_c}{\partial \varphi} = Q_\varphi,$$

где $\dot{\varphi} = d\varphi/dt = \omega$ – угловая скорость КВ; $T_c = 0,5 J_B \omega^2$ – кинетическая энергия системы; J_B – суммарный момент инерции вращающихся масс, приведенный к оси вращения КВ; Q_φ – обобщенная сила, соответствующая приложенным к КВ моментам сил.

Для нахождения обобщенной силы сообщим углу φ виртуальное приращение $d\varphi$ и рассмотрим сумму элементарных работ на этом перемещении от моментов сил, приложенных к коленчатому валу

$$dA_\varphi = d\varphi M_e + d\varphi M_M \frac{u_M}{u} - d\varphi M_C \frac{1}{u} - d\varphi M_F,$$

где $M_e = M_e(\omega, \varphi)$ – эффективный крутящий момент ДВС; $M_M = M_M(\omega_M, I_M)$ – момент на валу обратимой электрической машины; $M_C = M_C(V, \Theta)$ – момент сопротивления, приложенный к ведущим колесам ТС; Θ – угол продольного уклона дороги; M_F – момент сопротивления, обусловленный силами трения в элементах трансмиссии, приведенный к оси вращения коленчатого вала.

Обобщенная сила определяется из выражения

$$Q_\varphi = \frac{dA}{d\varphi} = M_e + \frac{u_M}{u} M_M - \frac{1}{u} M_C - M_F.$$

Уравнение Лагранжа для системы ГСУ – автомобиль можно переписать в виде

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{\psi}} \left(\frac{J_B \dot{\psi}^2}{2} \right) \right) - \frac{\partial}{\partial \psi} \left(\frac{J_B \dot{\psi}^2}{2} \right) &= \\ &= M_e + \frac{u_M}{u} M_M - \frac{1}{u} M_C - M_F. \end{aligned}$$

Считаем, что приведенный момент инерции J_B не зависит от скорости вращения КВ, а скорость вращения КВ не зависит от его углового положения. В этом случае

$$\frac{\partial}{\partial \psi} \left(\frac{J_B \dot{\psi}^2}{2} \right) = J_B \dot{\psi};$$

$$\frac{d}{dt} (J_B \dot{\psi}) = \frac{dJ_B}{dt} \dot{\psi} + \frac{d\dot{\psi}}{dt} J_B = \frac{dJ_B}{d\varphi} \dot{\psi}^2 + \frac{d\dot{\psi}}{dt} J_B;$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{J_B \dot{\psi}^2}{2} \right) = \frac{\partial J_B}{\partial \varphi} \cdot \frac{\dot{\psi}^2}{2} + J_B \dot{\psi} \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial \varphi} = \frac{dJ_B}{d\varphi} \cdot \frac{\dot{\psi}^2}{2}.$$

Подставив полученные значения производных в исходное уравнение, получим

$$J_B \frac{d\dot{\psi}}{dt} + \frac{dJ_B}{d\varphi} \cdot \frac{\dot{\psi}^2}{2} = M_e + \frac{u_M}{u} M_M - \frac{1}{u} M_C - M_F.$$

Учитывая, что значение $dJ_B/d\varphi$ мало, а соотношение скоростей вращения КВ ДВС и ротора электрической машины при отсутствии пробуксовывания колес определяется передаточными отношениями трансмиссии, уравнение динамического равновесия системы ГСУ – автомобиль может быть записано в виде

$$\begin{cases} J_B \frac{d\dot{\psi}}{dt} = M_e + \frac{u_M}{u} M_M - \frac{1}{u} M_C - M_F; \\ \dot{\psi}_M = \frac{u_M}{u} \dot{\psi} \end{cases}$$

Суммарный момент инерции, приведенный к оси вращения КВ при заблокированной муфте сцепления, можно представить тремя составляющими: приведенным моментом инерции вращающихся масс ДВС J_{dv} , приведенным моментом инерции ротора электрической машины J_{emB} и приведенным моментом инерции масс автомобиля J_{tsB}

$$J_B = J_{dv} + J_{emB} + J_{tsB}.$$

Момент инерции ротора электрической машины J_{em} можно привести к оси вращения КВ ДВС, используя условие равенства кинетических энергий ротора и приведенной вращающейся массы

$$J_{emB} = J_{em} \left(\frac{\dot{\psi}_M}{\dot{\psi}} \right)^2 = J_{em} \left(\frac{u_M}{u} \right)^2.$$

Приведенный к оси вращения КВ момент инерции масс автомобиля J_{tsB} определяется из условия равенства кинетической энергии приведенной вращающейся массы и кинетической энергии масс, которые действительно находятся в движении

$$0,5 J_{tsB} \dot{\psi}^2 = 0,5 m_A V^2 + T_{vm},$$

где m_A – масса автомобиля; T_{vm} – кинетическая энергия различных вращающихся масс в автомобиле (колеса и т.д.). Эту кинетическую энергию учитываем в виде коэффициента k_{vm} , который определяет ее отношение к кинетической энергии основной массы автомобиля.

После преобразований получим

$$J_{tsB} = k_{vm} m_A \left(\frac{V}{\dot{\psi}} \right)^2 = k_{vm} m_A \left(\frac{r_{kol}}{u} \right)^2.$$

При движении с разблокированной муфтой сцепления автомобиль с параллельной ГСУ представляет собой систему с двумя степенями свободы. Если пренебречь силами трения в элементах трансмиссии, динамические свойства такой системы описываются системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} J_{dv} \frac{d\dot{\psi}}{dt} = M_e; \\ J_R \frac{d\dot{\psi}_M}{dt} = M_M - \frac{1}{u_M} M_C - \frac{u}{u_M} M_F, \end{cases}$$

где $J_R = J_{em} + J_{tsR}$ – суммарный момент инерции вращающихся масс системы, приведенный к оси вращения ротора электрической машины; J_{tsR} – момент инерции масс автомобиля, приведенный к оси вращения ротора электрической машины.

Момент инерции J_{tsR} находим через известные соотношения

$$J_{tsR} = k_{vm} m_A \left(\frac{V}{\omega_M} \right)^2 = k_{vm} m_A \left(\frac{r_{kol}}{u_M} \right)^2.$$

Для описания движения гибридного автомобиля с буксующей муфтой сцепления введем дополнительную переменную $\gamma \in [0,1]$, характеризующую степень буксования фрикционной муфты сцепления. При этом значение $\gamma = 0$ соответствует движению с разблокированной муфтой сцепления или на нейтральной передаче, а $\gamma = 1$ – движению с заблокированной муфтой. В этом случае динамические свойства системы ГСУ – автомобиль – дорога могут быть описаны следующим образом

$$\begin{cases} J_{Br} \frac{d\omega}{dt} = M_e + \left(\frac{u_M}{u} M_M - \frac{1}{u} M_C - M_F \right) \gamma; \\ J_R \frac{d\omega_M}{dt} (1-\gamma) + \omega_M \gamma = \\ = \left(M_M - \frac{1}{u_M} M_C - \frac{u}{u_M} M_F \right) \cdot (1-\gamma) + \frac{u_M}{u} \omega \gamma, \end{cases}$$

где $J_{Br} = J_{dv} + (J_{emB} + J_{tsB})\gamma$ – суммарный момент инерции вращающихся масс системы при буксующей муфте сцепления, приведенный к оси вращения коленчатого вала.

Выводы

Для гибридных автомобилей с параллельной схемой построения ГСУ получена математическая модель силовой установки как объекта управления по скорости движения. Полученная модель может использоваться при оптимизации функции перераспределения потоков мощности между силовыми агрегатами гибридного автомобиля на различных тягово-скоростных режимах. Решение такой оптимизационной задачи позволяет проводить сравнительный анализ различных конструктивных (схемных) решений ГСУ и обосновать выбор их базовых параметров и характеристик.

Литература

1. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Сериков С.А., Гнатов А.В., Колесников А.В.

Гибридни автомобілі. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с.

2. Tony Markel, Matthew Zolot, Keith B. Wipke, and Ahmad A. Pesaran (National Renewable Energy Laboratory) Energy Storage System Requirements for Hybrid Fuel Cell Vehicles. Advanced Automotive Battery Conference Nice, France, June 10-13, 2003 (<http://www.ctts.nrel.gov/>).
3. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Дзюбенко А.А. Нечітка модель системи керування силовою установкою гібридного автомобіля // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. Вип. IV(39). – Житомир: ЖДТУ, 2006.
4. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Дзюбенко А.А. Синтез системи управління силовою установкою гібридного автомобіля // Вісник ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ. – 2007. – Вип. 36.
5. Сериков С.А. Оптимизация управления перераспределением мощности между агрегатами гибридной силовой установки // Автоматика 2008: доклады XV международной конференции по автоматическому управлению, 23-26 сентября. – Одесса: ОНМА, 2008. – С. 525 – 528.
6. Development of Fuzzy Logic and Neural Network Control and Advance Emissions Modeling for Parallel Hybrid Vehicles / A. Rajagopalan, G. Washington, G. Rizzoni, Y. Guezennec. Center for Automotive Research. The Ohio State University Columbus, Ohio. Subcontract Report – December 2003 (<http://www.osti.gov/bridge>).
7. Chan-Chiao Lin, Zoran Filipi, Yongsheng Wang, Loucas Louca, Huei Peng, Dennis Assanis, Jeffrey Stein. Integrated, Feed-Forward Hybrid Electric Vehicle Simulation in SIMULINK and its Use for Power Management Studies. Automotive Research Center. The University of Michigan, 2001.
8. Сериков С.А. Оптимизация управления перераспределением мощности между агрегатами гибридной силовой установки // Автоматика 2008: доклады XV международной конференции по автоматическому управлению, 23-26 сентября. – Одесса: ОНМА, 2008. – С. 525 – 528.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 12 апреля 2009 г.