

УДК 621.83.062:629.114.2

А.А. БЛАГОНРАВОВ, д-р техн. наук  
Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург, Россия

## МЕХАНИЧЕСКИЙ АНАЛОГ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

*Предлагается механический аналог, способный выполнять те же функции, что и гибридная силовая установка транспортного средства, но с меньшими внутренними потерями*

**Ключевые слова:** гибридная силовая установка, электромеханическая трансмиссия, механическая бесступенчатая передача, рекуперация энергии, расход топлива

Во многих странах производятся автомобили с гибридной силовой установкой, содержащей двигатель внутреннего сгорания (ДВС), электромеханическую трансмиссию и энергоёмкий аккумулятор. Планируется начать такое производство и в России. Главным преимуществом гибридного автомобиля считается снижение расхода топлива и вредных выхлопов в атмосферу. В некоторых странах производителям и владельцам гибридных автомобилей предоставляются существенные финансовые льготы. Это стимулирует производства и реализацию.

Расход топлива и вредные выбросы в атмосферу зависят от необходимых энергозатрат, от того, на каких режимах по удельному расходу топлива работает ДВС и от КПД трансмиссии, реализуемого на этих режимах.

Энергозатраты равны сумме работ, затраченных на преодоление дорожного сопротивления, сопротивления воздуха и на создание кинетической энергии. В работе [1] было показано, что при движении в городе с остановками через 600 м на поглощение кинетической энергии при торможении тратится 46 % от всей энергии, затраченной на этом отрезке пути. Было показано, что если при замедлении кинетическую энергию автомобиля направить на раскрутку маховика, то 35 % затраченной энергии можно сохранить для использования в последующем цикле движения. Но устройство, рассмотренное в [1], осуществляет связь только между ведущими колесами (движителем) и маховиком и не может служить аналогом электромеханической трансмиссии гибридного автомобиля.

В гибридных автомобилях кинетическая энергия при замедлении с помощью электромотора-генератора направляется на зарядку аккумуляторных батарей. Для никель-металлогидридных аккумуляторных батарей, применяемых, например, в последней модели гибридного автомобиля Lexus RX 400h, нормальный заряд полностью разряженной батареи осуществляется током

$0,1 C_n$  ( $C_n$  — номинальная емкость) в течение 15 ч (Интернет). Это значит, что КПД зарядки составляет 0,66. Но малого тока нагрузки генератора недостаточно для того, чтобы создать замедление нужной интенсивности, а при увеличении зарядного тока быстро увеличиваются потери на нагрев и КПД снижается. Кроме того, NiMH аккумуляторы обладают эффектом памяти, благодаря которому при зарядке не полностью разряженного аккумулятора их разрядная емкость заметно снижается. В результате средний КПД зарядки будет не выше, чем для свинцово-кислотных батарей, для которых он равен 0,5.

Более благоприятными характеристиками обладают литий-ионные аккумуляторы, но, по мнению специалистов Toyota, лидера разработчиков гибридных автомобилей, Li-ion аккумуляторы будут пригодны для широкого применения в гибридных автомобилях не ранее, чем через 10 лет (Интернет).

Кроме КПД зарядки нужно учитывать и КПД электрической цепи  $\eta = R / (R + R_{ин})$ , где  $R$  — сопротивление нагрузки, а  $R_{ин}$  — внутреннее сопротивление источника энергии. При зарядке от электромашины и при разрядке аккумуляторов на электромашину источник энергии и нагрузка меняются местами. Режим, при котором  $R = R_{ин}$  в электротехнике называется режимом согласованной нагрузки. Это дает  $\eta = 0,5$ . Но в гибридных силовых установках цепь зарядки и разрядки не одна и та же, а две разные цепи, содержащие различные электронные устройства. Видимо, это позволяет увеличивать КПД каждой цепи. Все же с учетом КПД зарядки в указанном выше цикле движения вряд ли удастся вернуть в следующем цикле больше 15 % энергии, затраченной в предыдущем.

В гибридных силовых установках используются асинхронные электромашины переменного тока. Энергия, вырабатываемая ДВС, с помощью генератора преобразуется в энергию переменного трехфазного тока. С помощью выпрямителей переменный ток пре-

образуется в постоянный. Постоянный ток подается на инвертор, который снова преобразовывает его в переменный, но с регулируемой частотой. Этот переменный ток подается на тяговый электродвигатель. Инвертор большой мощности очень дорогой агрегат. Видимо, поэтому в электромеханических трансмиссиях самосвалов особо большой грузоподъемности и в тепловозах в качестве тяговых электродвигателей используют двигатели постоянного тока, хотя коллекторные двигатели требуют значительно большего объема технического обслуживания, чем двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором.

Широко известны электромеханические аналогии: ток — момент; напряжение — угловая скорость; емкость — упругость; индуктивность — момент инерции. Но, почему-то, эти знания не используются механиками в приводах для получения тех же полезных свойств, которые получают электротехники. Механический аналог может быть устроен так: вращение ведущего вала, получаемое от ДВС, преобразуется с помощью нескольких, например, пяти шарнирно-рычажных четырехзвенников, имеющих общий кривошип и работающих со сдвигом по фазе, в угловые колебания их коромысел (переменный пятифазный ток); эти колебания с помощью механических выпрямителей преобразуются во вращение одного направления; с помощью торсионов (конденсаторов) это вращение передается на периферийные шестерни суммирующего редуктора, который выполняет функции тягового электродвигателя. Частота импульсов момента (тока), передаваемая на суммирующий редуктор (тяговый электродвигатель), не требует регулирования. Благодаря наличию торсионов (конденсаторов) импульсы момента растягиваются по фазе, в результате чего обеспечивается их перекрытие и непрерывность момента на центральной шестерне суммирующего редуктора. Наличие торсионов при изменении момента нагрузки обеспечивает свойство саморегулирования — самопроизвольного изменения передаточного отношения  $i = n_2/n_1$ , где  $n_2$  и  $n_1$  — частоты вращения валов на выходе и входе, соответственно. Для обеспечения внешнего регулирования нужен механизм, позволяющий изменять радиус общего кривошипа от 0 до max. В результате получается механическая бесступенчатая передача, обладающая бесконечно большим кинематическим диапазоном и достаточно большим силовым диапазоном, ограниченным допустимым напряжением при закрутке торсионов. Такая передача может быть основой механического аналога гибридной силовой установки.

Функцию механического выпрямителя может выполнять любой механизм свободного хода (МСХ), работающий с использованием эффекта самоторможения при изменении знака относительной угловой скорости, что обеспечивает кинематическое условие  $\omega_1 \leq \omega_2$ , где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые скорости на входе и выходе, соответственно. Но известные ранее МСХ, успешно работающие в качестве обгонных муфт, оказались непригодны для работы в качестве выпрямителей, работающих с высокой частотой и большими нагрузками. На решение проблемы создания надежного механического выпрямителя у автора ушло более сорока лет. Первые решения были опубликованы в [2]. Теперь теория механических выпрямителей подробно разработана [3], а конструкция выпрямителя, пригодная для использования в автомобилях,

представлена в [4]. Результаты экспериментальных исследований представлены в [3, 5, 6].

В механическом аналоге в качестве аккумулятора энергии при замедлении с целью ее рекуперации в следующем цикле применяется маховик. Реальная польза от этого может быть только при движении в городе, где скорости невелики и остановки часты, но не на магистралях, где скорости намного больше, а остановки крайне редки. Поэтому достаточна максимальная энергоемкость аккумулятора-маховика, равная кинетической энергии автомобиля при скорости 60 км/ч. В [1] было показано, что в этом случае масса обода маховика, который представляет собой отрезок стальной трубы, установленной на опорах, составляет всего 0,01 массы автомобиля. Максимальная частота вращения маховика при диаметре 300 мм не превышает 10000 мин<sup>-1</sup>. В 1980 году компания Volvo проводила эксперименты с маховиком, используемым для рекуперации тормозной энергии, но успеха не достигла (Интернет). Неудача, скорее всего, объяснялась тем, что тогда не было бесступенчатой передачи с бесконечно большим кинематическим диапазоном и незначительными внутренними потерями. Теперь такая передача даже для работы с дизельным двигателем большой мощности может быть выполнена.

Кинематическая схема механической бесступенчатой передачи представлена на рисунке 1. Ведущий вал передачи имеет переднюю 1 и хвостовую 10 части. Внутри ведущего вала параллельно его оси с эксцентриситетом  $e$  установлен с возможностью поворота на 180° кривошипный вал 2, радиус кривошипа которого равен эксцентриситету. На нем закреплен поворотный рычаг, проходящий через боковую щель передней части ведущего вала. Ведущий и кривошипный валы снабжены уравнивающими противовесами. Кривошипная головка 3 соединена прицепными шатунами 4 с коромыслами ведущих элементов выпрямителей 5. Ведомые элементы последних с помощью торсионных валов 6 связаны с периферийными шестернями 7 суммирующего редуктора, центральная шестерня которого через двоярный дифференциал 8 соединена с ведомым валом 9. С помощью дифференциального винтового механизма 11 и рычага управления 12 кривошипный вал 2 имеет возможность поворачиваться на 180° и изменять рабочий радиус кривошипа от 0 до  $2e$ . Двоярный дифференциальный механизм 8 управляется тормозами  $T_1$  и  $T_2$ , включение которых обеспечивает передний или задний ход, соответственно. Если требуется замедленный диапазон, то дифференциальный механизм может быть дополнен еще одной солнечной шестерней, снабженной тормозом  $T_3$ . Включение фрикциона  $\Phi$  при выключенных тормозах обеспечивает прямую передачу. Так как переключение с переднего хода на задний осуществляется при остановке и при нулевом значении радиуса кривошипа, то тормоза  $T_1$  и  $T_2$  могут быть заменены зубчатыми муфтами, снабженными синхронизаторами. Вместо дифференциального винтового механизма 11 может применяться любой другой известный [2] механизм, способный выполнять те же функции. Управление может осуществляться от электродвигателя или от гидравлической системы. Управление, обеспечивающее ограничение максимальной нагрузки на торсионы при малых значениях  $i$  и минимальный удельный расход топлива при увеличении  $i$ , начиная с некоторого его значения, рассмотрено в [7].

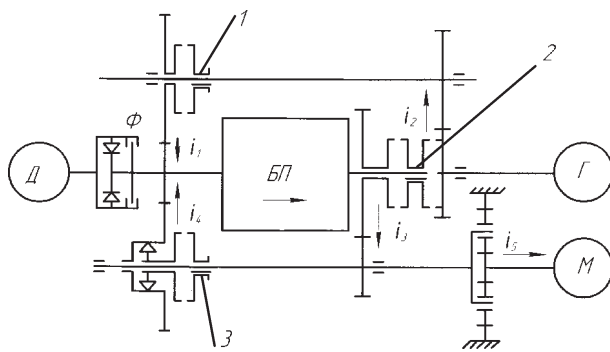


Рисунок 1 — Кинематическая схема механической бесступенчатой передачи

Рекомендуемые размеры звеньев шарнирно-рычажного механизма, преобразующего вращение в угловые колебания, представлены в [8]. Они представлены в относительных единицах и могут быть использованы при проектировании передач для двигателей с различным значением крутящего момента. Там же показано устройство, обеспечивающее поступательное движение головки кривошипа и, следовательно, одинаковую кинематику всех пяти четырехзвенников.

Так как бесступенчатая передача, выполненная по схеме (см. рисунок 1), может передавать мощность только в одном направлении, то в трансмиссии аналога гибридной установки в зависимости от режима движения она соединяет двигатель, главную передачу (ведущие колеса) и маховик по-разному. Кинематическая схема трансмиссии аналога показана на рисунке 2. Здесь приняты следующие обозначения: двигатель — Д; бесступенчатая передача — БП; главная передача — Г; маховик — М; зубчатые муфты — цифрами 1, 2, 3; фрикцион для запуска двигателя от маховика — Ф; передаточные отношения зубчатых передач —  $i_1, i_2, i_3, i_4, i_5$ ; направления потоков мощности — стрелками.

Между валом Д и ведущим валом БП установлен механизм свободного хода, позволяющий ведущему валу БП вращаться быстрее вала Д. В кинематической цепи от маховика до ведущего вала БП, тоже установлен МСХ, позволяющий ведущему валу БП вращаться быстрее, чем обеспечивает привод от маховика.

Передаточные отношения зубчатых передач выбираются в зависимости от желаемого диапазона уменьшения скорости при замедлении с помощью раскрутки маховика, например, от 60 км/ч до 20 км/ч, что дает снижение кинетической энергии машины на 89 %. При

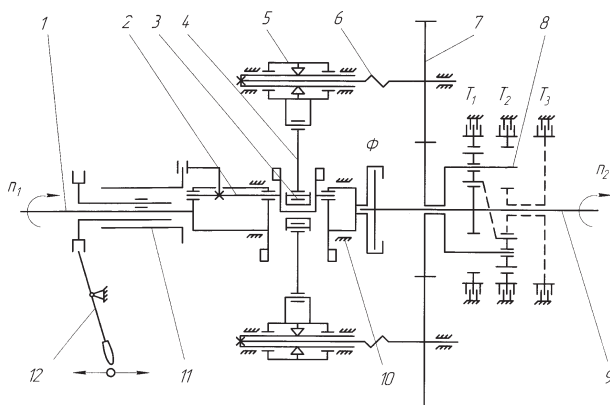


Рисунок 2 — Кинематическая схема трансмиссии

этом должны учитываться частота вращения вала двигателя при максимальной мощности и величина максимальной скорости машины. Для микроавтобуса могут быть следующие значения:  $i_1 i_2 = 2$ ;  $i_3 = 2,66$ ;  $i_4 = 2,25$ ;  $i_5 = 5$ .

Предполагается, что управление скоростью движения осуществляется с помощью двух педалей: педаль ускорения, аналогичная педали подачи топлива, и педаль замедления, аналогичная педали тормоза. При отпущенных педалях система управления выводит радиус кривошипа БП (амплитуду колебания коромысел  $\varphi_0$ ) на ноль. Это аналогично выключению муфты сцепления в механических ступенчатых трансмиссиях и позволяет переключать режимы не фрикционными устройствами, а зубчатыми муфтами, снабженными синхронизаторами. Система управления должна быть оснащена следующими датчиками: продольного ускорения; частот вращения вала двигателя, ведущего и ведомого валов БП, ведущего вала главной передачи; положения зубчатых муфт, привода подачи топлива; амплитуды колебаний коромысел; перемещения педали ускорения; усилия на педали замедления. Сигналы датчиков поступают на бортовой компьютер.

Трогание с места и разгон следует начинать с использованием кинетической энергии маховика. При минимальном перемещении педали ускорения включают двухсторонняя зубчатая муфта 2 (вправо) и муфта 3. Положение педали ускорения задает желаемую его величину. Система управления увеличивает амплитуду колебаний, но не больше, чем позволяет зависимость амплитуды от передаточного отношения, которая определяет допустимую нагрузку на торсионы [7]. Датчик продольного ускорения включен в схему обратной связи.

Разгон от маховика при некоторых значениях передаточного отношения БП может дать ускорение даже большее, чем при разгоне от ДВС. Это объясняется тем, что ограничение амплитуды колебаний по условию нагрузки торсионов, начиная с некоторого значения  $i$ , допускает на ведущем валу БП величину момента большую, чем момент ДВС на режиме максимальной мощности. Но уменьшение частоты вращения маховика по мере расходования его кинетической энергии вызывает уменьшение мощности, развиваемой на ведущем валу БП. Когда величина этой мощности станет меньше той, которую может развивать ДВС при той же частоте вращения его вала, целесообразно продолжить разгон от ДВС. Для этого частота вращения вала предварительно запущенного ДВС увеличивается до включения МСХ, соединяющего вал ДВС с ведущим валом БП, и может увеличиваться дальше. При этом маховик перестает отдавать свою кинетическую энергию, так как в цепи от маховика к ведущему валу БП есть МСХ. Оптимальная динамика разгона с минимизацией расхода топлива или времени разгона может быть рассчитана для любого конкретного типа транспортного средства. При необходимости разгон может быть осуществлен с любой минимальной интенсивностью.

После достижения заданной скорости, например, 60 км/ч, педаль ускорения отпускается не до конца, а до положения, соответствующего нулевому ускорению, ДВС отключается, а маховик начинает отдавать свою оставшуюся энергию, которая затрачивается на преодоление дорожного сопротивления и сохранение постоянной скорости. Включение прямой передачи при движении в городе вряд ли потребуется.

При необходимости замедления педаль ускорения полностью отпускается и нажимается педаль замедления. При этом двухсторонняя муфта 2 переключается влево, включается муфта 1, а муфта 3 выключается. Амплитуда колебаний в БП регулируется в соответствии с силой нажатия на педаль замедления. Замедление создается благодаря моменту на ведущем валу БП, который теперь приводится от вала главной передачи. При этом момент на ведущем валу БП ограничивается только допускаемой нагрузкой торсионов и при некоторых значениях  $i$  может быть больше, чем максимальный момент ДВС. Ведомый вал БП нагружен моментом, разгоняющим маховик. Если создаваемое замедление недостаточно, то подключаются тормоза.

При движении в городских транспортных пробках полностью заряженный маховик может обеспечить преодоление дорожного сопротивления с любой малой скоростью на дистанции 700 м. Для полной зарядки маховика от ДВС требуется всего несколько секунд, значительно меньшее, чем время разгона этого транспортного средства до скорости 60 км/ч, так как при этом не затрачивается энергия на преодоление дорожного сопротивления, а коэффициент учета вращающихся масс равен единице.

При движении на магистралях использование рекуперации энергии лишено практического смысла, так как может применяться только при скоростях менее 60 км/ч. Но при движении по загородным дорогам, проложенным по холмистой местности, польза может быть ощутимой, так как полная кинетическая энергия маховика, указанного выше размера, равна потенциальной энергии, накопленной транспортным средством при подъеме на высоту 15 м.

В условиях городского движения механический аналог по сравнению с гибридной силовой установкой даст значительное сокращение расхода топлива и уменьшение экологически вредных выбросов. При движении по магистрали преимуществом аналога является отсутствие потерь в электрических цепях.

Бесступенчатые передачи, подобные показанной на рисунке 1, могут применяться в приводах типа «мотор — колесо» вместо электромеханических передач. Но так как нет нужды в обслуживании коллекторов, то они могут устанавливаться на общей раме и соединяться с колесами при помощи карданных валов и колесных редукторов. При этом межколесных и межосевых дифференциалов не требуется.

#### Список литературы

1. Благодравов, А.А. Сохранение энергии при торможении городского транспортного средства / А.А. Благодравов, А.В. Юркевич // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 4(9). — С. 23–27.
2. Благодравов, А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа / А.А. Благодравов. — М.: Машиностроение, 1977. — 143 с.
3. Благодравов, А.А. Механические бесступенчатые передачи / А.А. Благодравов. — Екатеринбург: УрО РАН, 2005. — 202 с.
4. Благодравов, А.А. Механизм свободного хода импульсных бесступенчатых передач / А.А. Благодравов, Е.Н. Ревняков // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 6. — С. 16–17.
5. Благодравов, А.А. Динамика включения механизмов свободного хода импульсной бесступенчатой передачи / А.А. Благодравов, Е.Н. Ревняков, А.А. Воронцов // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2006. — № 1. — С. 10–14.
6. Ревняков, Е.Н. Уточнение расчета внешней характеристики механической импульсной бесступенчатой передачи / Е.Н. Ревняков, А.А. Воронцов, М.В. Вязников // Вестн. машиностроения. — 2007. — № 10. — С. 9–12.
7. Благодравов, А.А. Управление механической бесступенчатой передачей / А.А. Благодравов, Е.Н. Ревняков // Тракторы и сельхозмашины. — 2009. — № 9. — С. 30–32.
8. Благодравов, А.А. Преобразователь для механических бесступенчатых передач транспортных и тяговых машин / А.А. Благодравов, А.В. Терешин // Тракторы и сельхозмашины. — 2010. — № 2. — С. 12–15.

Blagoravov A.A.

#### Mechanical analog hybrid vehicle propulsion

It is proposed mechanical analog, which is able to perform the same function as the hybrid vehicle propulsion, but with lower internal losses.

Поступила в редакцию 17.05.2010