

УДК 629.331:621.83.062.1

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ СИЛОВЫМИ ФУНКЦИЯМИ

А. А. Благодоров, д. т. н., проф. / Курганский государственный университет

А. В. Юркевич, к. т. н., доц. / Институт машиноведения Уральского отделения Российской академии наук

В Российской Федерации энергоэффективность включена в перечень приоритетных направлений развития науки, технологий и техники. Применительно к транспортным машинам это не только энергосбережение, но и экологическая безопасность больших городов с напряжёнными транспортными потоками.

Рассматриваются транспортные машины с поршневыми двигателями внутреннего сгорания, которые ещё долго будут оставаться основными источниками энергии для транспортных машин. Это не требует особых пояснений. А вот в отношении рассматриваемых механических бесступенчатых передач такие достаточно подробные пояснения необходимы.

Здесь речь идёт о механических бесступенчатых передачах, в которых момент от двигателя передаётся на ведомый вал не силами трения, как во фрикционных вариаторах, а силами давления, действующими в надёжных кинематических парах. Это возможно только тогда, когда уравнения связи между скоростями звеньев, реализуемые в передаче, голономны, то есть могут быть выражены в виде геометрических связей между координатами звеньев. Во фрикционных вариаторах связи неголономные, поэтому используемые в них кинематические пары не относятся к числу надёжных.

В работе [1] было доказано, что бесступенчатая передача может быть голономной системой, но при этом она должна иметь не менее трёх степеней свободы и по крайней мере одна из обобщённых скоростей должна быть периодической функцией

времени, то есть должно быть внутреннее звено, совершающее в стационарном режиме не вращение, а угловые колебания. Кроме того, система должна иметь механизм, выполняющий кинематическое условие, согласно которому угловая скорость ведомого элемента этого механизма может быть только равна или больше угловой скорости его ведущего элемента. Это условие выполняется механизмом свободного хода (МСХ), который часто по аналогии с подобным электротехническим устройством называют механическим выпрямителем, так как при колебательном движении на входе он передаёт вращение только в одном направлении.

Там же, в [1], показана схема простейшей саморегулируемой бесступенчатой передачи, состоящей из шарнирно-рычажного четырёхзвенника, торсионного вала и МСХ. Кривошип четырёхзвенника вращается от двигателя. Коромысло четырёхзвенника совершает угловые колебания. Если отношение радиуса кривошипа к радиусу коромысла не более 0,3, то они близки к гармоническим. Вал коромысла соединён с торсионным валом, а тот через МСХ — с ведомым валом передачи.

Передаточное отношение передачи $i = n_2 / n_1$, где n_2 и n_1 — частоты вращения ведомого и ведущего валов соответственно. Если ведомый вал неподвижен, то за первую половину оборота ведущего вала коромысло отклонится от одного крайнего положения до другого. При этом угол закрутки торсионного вала φ_T изменится с 0 до $\varphi_T = 2\varphi_0$, где φ_0 — амплитуда гармонических колебаний. Потенциальная энергия закрутки торсионного вала изменяется с 0 до величины $\Pi_{\max} = c(\varphi_0)^2 / 2$, где c — угловая жёсткость торсионного вала. За вторую половину оборота ведущего

вала коромысло возвращается в начальное крайнее положение, а потенциальная энергия закрутки торсионного вала полностью возвращается двигателю. В результате в режиме $i = 0$ двигатель оказывается ненагружен, его средний за период момент M_1 близок к нулю (тратится только на преодоление потерь в подшипниках четырёхзвенника).

Несмотря на то что средний за период момент на ведомом валу при $i = 0$ достаточно велик ($M_2 = c\varphi_0$), работа на ведомом валу не совершается, так как угол его поворота равен нулю.

Если $n_2 \neq 0$, то при обратном ходе коромысла ещё до того, как оно вернётся в исходное положение, произойдёт переход МСХ в режим свободного хода. Дальше ведомый вал и соединённая с ним транспортная машина будут двигаться по инерции до следующего цикла. При этом энергия, затраченная двигателем на закрутку торсионного вала, возвращается двигателю не полностью и нагрузка его возрастает.

В работе [2] была представлена математическая модель и рассчитана внешняя характеристика такой передачи. Использовалась простая гармоническая модель, чего для решения принципиальных вопросов вполне достаточно.

Средний за цикл момент, передаваемый через торсион на ведомый вал, определяется формулой

$$M_{2cp} = \frac{c\varphi_0}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_3} (\cos \varphi_1 - \cos \varphi - i_T(\varphi - \varphi_1)) d\varphi, \quad (1)$$

где φ — текущее значение угла поворота ведущего вала; φ_1 — угол поворота этого вала при включении МСХ; φ_3 — угол поворота ведущего вала при выключении МСХ, когда он переходит в режим свободного хода; i_T — внутреннее передаточное отношение, которое может быть меньше единицы из-за закрутки торсионного вала.

Следует иметь в виду, что полное передаточное отношение $i = n_2/n_1 = \varphi_0 i_T$, где φ_0 уже выступает как передаточное отношение, определяемое геометрией четырёхзвенника.

Силовая функция — это такая функция, работа которой равна изменению потенциальной энергии, создающей потенциальные силы (моменты). Из (1) видно, что работа, создаваемая за один оборот ведущего вала $2\pi M_{2cp}$, зависит от двух величин: амплитуды колебаний φ_0 и внутреннего передаточного отношения i_T .

В рассматриваемой передаче геометрия четырёхзвенника не регулируется, следовательно, $\varphi_0 = \text{const}$. А вот i_T может изменяться при изменении внешних условий движения (скорости, сопротивления), поэтому такая передача является не регулируемой, но обладающей способностью к саморегулированию, то есть обладает свойством внутренней автоматичности. Если же передачу дополнить механизмом,

позволяющим изменять геометрию четырёхзвенника так, чтобы можно было регулировать амплитуду колебаний коромысла в диапазоне от 0 до φ_{0max} , то такая передача была бы передачей с регулируемой внутренней автоматичностью. Такая передача была предложена в работе [3].

Предложенная передача имеет несколько потоков, например пять. В каждом потоке установлена описанная выше простая передача. Торсионные валы и МСХ каждой простейшей передачи расположены вокруг оси ведущего и ведомого валов параллельно ей, а их коромысла с помощью шатунов соединены с общим кривошипом ведущего вала. Радиус кривошипа может регулироваться на ходу так, что амплитуда колебаний коромысел может изменяться от 0 до φ_{0max} . Торсионные валы каждой простейшей передачи соединены с общим ведомым валом с помощью суммирующего зубчатого редуктора, поэтому общее передаточное отношение передачи теперь определяется произведением $i = \varphi_0 i_T i_p$, где i_p — передаточное отношение суммирующего редуктора. Для того чтобы при $\varphi_0 = \varphi_{0max}$ и $i_T = 1$ общее передаточное отношение было равно единице, что позволяет включать прямую передачу, нужно иметь $i_p = 1/\varphi_{0max}$, то есть суммирующий редуктор должен быть ускоряющим.

Следует заметить, что можно размещать МСХ по ходу потока мощности как перед торсионным валом, так и после него. Но первое предпочтительно, так как позволяет получать более высокую частоту собственных колебаний торсионного вала при выключенном МСХ, а передача должна работать только в дорезонансном режиме. Это рассмотрено в [2].

В работе [4] был представлен преобразователь, обеспечивающий одинаковую для всех секций (потоков) кинематику и наименьшую нагрузку звеньев. В работе [5] представлен расчёт внешней характеристики такой передачи и показано, как её следует регулировать для получения наиболее высоких тяговых качеств автомобиля при соблюдении ограничений по прочности, кинематике четырёхзвенника и нагрузке двигателя.

В работе [6] были представлены экспериментально полученные энергетические характеристики механизмов свободного хода осевого исполнения в комплексе с торсионами. Показано, что эти комплекты обладают возможностью передавать большие крутящие моменты при малых внутренних потерях в цикле нагружения — разгружения.

В КГУ, на кафедре гусеничных машин и прикладной механики, совместно с отделом механики транспортных машин Института машиноведения УрО РАН проведены длительные (250 часов) стендовые испытания изготовленного экспериментального об-

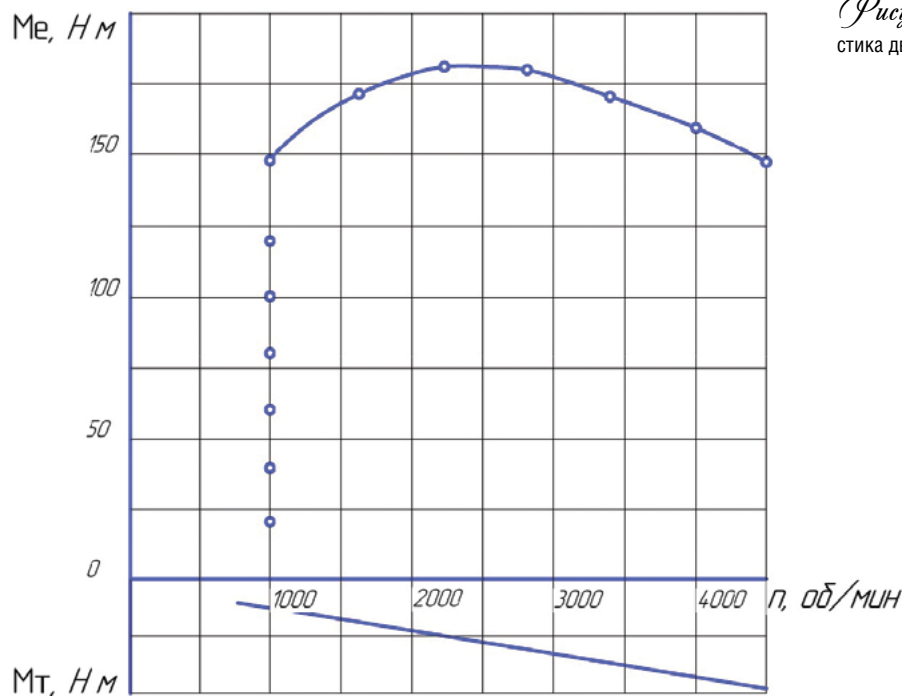


Рисунок 1. Полная скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-24Д

разца такой передачи, рассчитанной на мощность 69,9 кВт (95 л. с.). Испытания подтвердили безотказность передачи и высокий КПД, не ниже, чем у многоступенчатых гидромеханических передач [7].

В работе [8] рассмотрены вопросы автоматического регулирования такой передачи. Таким образом, указанная в названии настоящей статьи механическая бесступенчатая передача с регулируемой силовой функцией — вполне реальная передача, которая может с успехом применяться в транспортном машиностроении. Рассмотрим, как это может повлиять на энергоэффективность транспортных машин.

Известно, что эффективный КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания $\eta_e = \eta_i \eta_m$, где η_i — индикаторный, а η_m — механический КПД. На величину индикаторного КПД наличие той или иной бесступенчатой передачи повлиять вряд ли может. Однако на величину механического КПД наличие бесступенчатой передачи с регулируемой силовой функцией может повлиять очень значительно, поэтому особое внимание следует уделить механическому КПД моторной установки. На ориентировочном уровне обычно считают, что механический КПД поршневого ДВС составляет примерно 0,8. Да, для безнаддувного двигателя это так. Для двигателя с турбонаддувом — несколько выше. Но это только при работе в режиме полного использования мощности. При движении в условиях городского транспортного потока такой режим почти никогда не используется. В других режимах реализуемый КПД может оказаться намного ниже.

На рис. 1 показана скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-24Д, дополненная характеристикой $M_T(n)$ — зависимостью момента, требуемого для преодоления сил трения и привода всех обслуживаемых двигатель систем. Характеристика построена по данным, взятым из работы [9].

Согласно теории двигателей внутреннего сгорания, механический КПД двигателя определяется отношением $\eta_m = p_e / p_i$, где p_e — среднее эффективное давление; p_i — среднее индикаторное давление. В свою очередь $p_i = p_e + p_m$, где p_m — среднее давление механических потерь. Эти параметры из теории двигателей соответствуют параметрам полной скоростной характеристики: p_e соответствует M_e , p_m — M_T .

Тогда по полной скоростной характеристике (рис. 1) можно определять механический КПД зависимостью

$$\eta_m = \frac{M_e(n)}{M_e(n) + M_T(n)} \quad (2)$$

В соответствии с (1) работа силовой функции за один оборот $A = 2\pi M_{zcp}$. Она не зависит от частоты n , поэтому регулировать силовую функцию (величину φ_0) нужно так, чтобы η_m , определяемое по формуле (2), было максимально возможным. Формула (2) показывает, что η_m будет тем больше, чем меньше $M_T(n)$. Так как M_T зависит от n линейно, то по мере увеличения требуемой мощности сначала нужно увеличивать M_e при достаточно малых значениях n , вплоть до выхода на внешнюю характеристику, и только потом увеличивать n . Такая нагрузочная характеристика (закон регулирования)

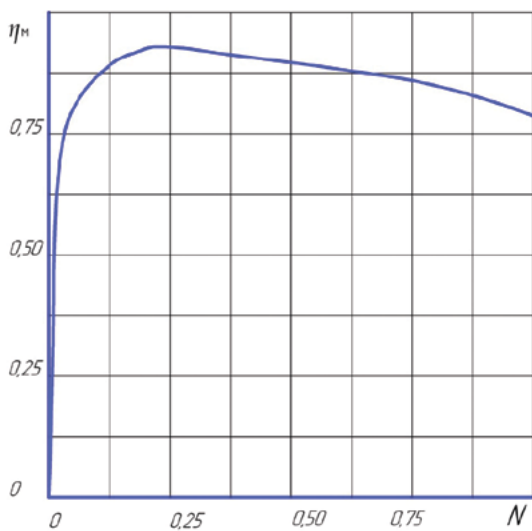


Рисунок 2. Зависимость механического КПД моторной установки от уровня развиваемой мощности при реализации предложенного закона регулирования

отмечена на рис. 1 кружочками. Не нужно опасаться, что нагрузочная характеристика выходит на снижающуюся часть внешней характеристики. Передача обладает внутренней автоматичностью и обеспечивает устойчивость даже на «падающей» ветви внешней характеристики. При внезапном увеличении момента сопротивления на ведомом валу одновременно увеличится закрутка торсионного вала (валов) и уменьшится внутреннее передаточное отношение i_t . Уменьшается и момент, нагружающий двигатель. В результате опасности заглохания двигателя не возникает.

При автоматическом регулировании фрикционных вариаторов, не обладающих свойством вну-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Благодоров А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. — М.: Машиностроение, 1977. — 143 с.
2. Благодоров А. А. Механические бесступенчатые передачи. — Екатеринбург: УрО РАН, 2005. — 202 с.
3. Благодоров А. А. Механическая бесступенчатая передача: патент РФ № 2334143; БИ № 26. — 2008.
4. Благодоров А. А. Преобразователь для механических бесступенчатых передач транспортных и тяговых машин / А. А. Благодоров, А. В. Терёшин // Тракторы и сельхозмашины. — 2010. — № 2. — С. 12–15.
5. Благодоров А. А. Расчёт внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. — 2011. — № 10. — С. 8–13.
6. Энергетические характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней

тренней автоматичности, применяют два закона регулирования: экономичный и спортивный. Экономичный — примерно такой же, как предлагается здесь. Спортивный режим предусматривает значительно большую частоту n для того, чтобы иметь запас устойчивости при внезапном увеличении момента, нагружающего двигатель. Для рассматриваемой передачи это не нужно. Любой режим движения будет самым экономичным.

На рис. 2 представлена зависимость механического КПД моторной установки от уровня реализуемой мощности при использовании предложенного закона регулирования. Как видно, это весьма высокие показатели.

При движении в городском транспортном потоке уровень реализуемой мощности может быть очень невысоким, но при этом механический КПД моторной установки будет достаточно высок, а расход топлива и вредные выбросы в атмосферу довольно малы.

ВЫВОД

Изложенное в статье показывает, что есть теоретически разработанные и экспериментально проверенные технические решения, позволяющие существенно повысить энергоэффективность транспортных машин, особенно при их движении в условиях городского транспортного потока. Эти решения связаны с применением механических бесступенчатых передач с колебательным движением внутренних звеньев и использованием регулируемых внутренних силовых функций. Есть все основания для развёртывания плановых ОКР в этом направлении.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ (16-08-00717А).

- автоматичностью / А. А. Благодоров, А. А. Юркевич, А. В. Юркевич и др. // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 4 (93). — С. 26–31.
7. Экспериментальное исследование нагруженности основных элементов механического бесступенчатого трансформатора момента, обоснование выбора диапазона изменения внутренней силовой функции: отчёт о НИОКТР / рук. — А. А. Благодоров, исп. — А. В. Юркевич и др. — Курган, 2016. — 156 с.
8. Благодоров А. А. Автоматическое регулирование механической бесступенчатой передачи с внутренней силовой функцией / А. А. Благодоров, А. В. Юркевич, А. А. Юркевич // Вестник машиностроения. — 2016. — № 12. — С. 26–30.
9. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984.