

УДК 531.8

## Энергетический анализ цикла грузоподъемной машины

**И.В. Леонов**

*Рост расхода энергии машин на неустановившихся режимах требует создания математических моделей и на их основе выработки рекомендаций по повышению экономичности. Причины снижения экономичности подъемно-транспортных машин — частые изменения скорости и нагрузки, отклонения которых от оптимального значения и вызывает рост потерь энергии. Другой причиной роста потерь энергии является процесс принудительного торможения машин с потерей кинетической энергии при необходимости их остановки. Разработанная математическая модель позволяет провести моделирование и выработать рекомендации по повышению экономичности машин путем выбора оптимального передаточного отношения вариатора при рекуперации энергии торможения.*

**Ключевые слова:** расход энергии, торможение, рекуперация энергии, математическая модель, время разгона, улучшение КПД, экономичность, оптимальное передаточное отношение.

## Energy Analysis Cycle of Hoisting-and-Transport Machines

**I.V. Leonov**

*Studies of energy consumption growth of hoisting-and-transport machines at unsteady operation modes require a creation of a mathematical model to develop some recommendations on its basis. The main reasons of energy efficiency reduction of hoisting-and-transport machines are the frequent speed and loading changes as well as the process of forced braking action connected with kinetic energy loss. The developed mathematical model allows getting recommendations for machine characteristics modeling by choosing an optimum transmission variator ratio at recuperation of braking action energy.*

**Keywords:** energy consumption, braking action, energy recuperation, mathematical model, optimum transmission ratio, energy efficiency.

Значительную часть времени подъемно-транспортные машины работают на неустановившихся режимах, большую часть которых составляют разгон и торможение. Несомненно, что причинами снижения экономичности машин являются колебания скорости и нагрузки на этих режимах, отклонения которых от расчетных значений мощности и скорости и вызывают рост потерь энергии. Другая причина роста потерь энергии при работе подъемно-транспортных машин — процесс принудительного торможения при необходимости их остановки в заданном положении. В настоящее время появился новый класс подъемно-транспортных машин с гибридными силовыми установками, которые характеризуются более высокой экономич-



**ЛЕОНОВ**  
**Игорь Владимирович**  
доктор технических наук,  
профессор  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**LEONOV**  
**Igor Vladimirovich**  
Dr. Sc. (Eng.), Professor  
(Moscow, Russian Federation,  
MSTU named  
after N.E. Bauman)

ностью за счет рекуперации энергии торможения. Значительными преимуществами среди них обладают машины с маховичным аккумулятором энергии [1], имеющим высокие надежность и срок службы. Управление рекуперацией энергии в маховичном аккумуляторе производится изменением его передаточной функции в кинематической цепи, связывающей вариатор с трансмиссией [2], однако, методы расчета оптимальной передаточной функции при рекуперации энергии торможения до конца пока не разработаны.

Основой создания метода оптимального проектирования передаточного механизма подъемно-транспортных машин с маховичным аккумулятором энергии может служить выбор их параметров по двум критериям: динамических и экономических качеств. Показателем динамических качеств машин часто используют время разгона. Критерием экономичности расхода энергии можно считать КПД подъемно-транспортной машины в цикле движения. Однако методика расчета КПД машины на неустановившихся режимах до конца не разработана. На установившихся режимах существует однозначная связь между удельным расходом энергии и КПД. Заманчиво использовать эту оценку и на неустановившихся режимах работы. Такая же трудность возникает и при оценке токсичности выпускных газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при работе на неустановившихся режимах. И в Европе и в Америке пошли по одному и тому же пути. Были регламентированы режимы работы, по которым оценивалась токсичность выпускных газов, т. е. был создан набор стандартизованных режимов — так называемые европейский и американский ездовой цикл, по которым производилась однозначная оценка экологической безопасности ДВС. По такому же пути пошли и в МГТУ им. Н.Э. Баумана, разрабатывая математическую модель комбинации неустановившихся режимов разгона и торможения для оценки экономических и динамических качеств машин. Был предложен принцип идеализации комбинации неустановившихся режимов, состоящий в допущении мгновенности изменения нагрузки и принятия допущения

постоянства приведенных моментов сил на отдельных участках разгона и торможения [3] (рис. 1).

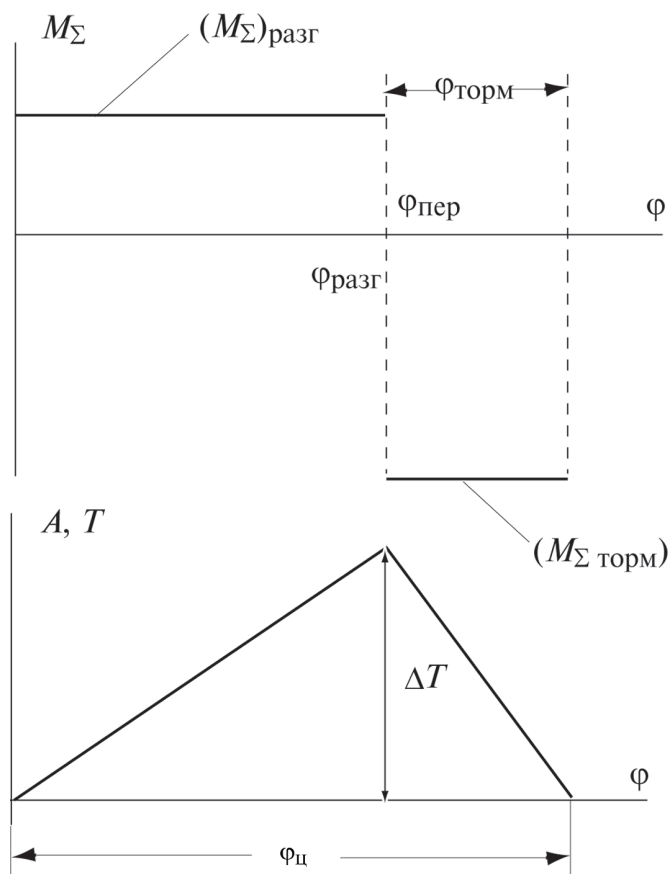


Рис. 1. Идеализированный цикл разгон — торможение

Использование для расчетов идеализированного цикла не исключает оценки машины при других видах изменения нагрузки, отличающихся от идеализированных, но имеет ряд следующих преимуществ:

- 1) позволяет оценить экстремальные динамические качества и сравнить варианты подъемно-транспортных машин при одинаковых максимальных нагрузках;
- 2) позволяет провести расчеты экономичности расхода энергии на стадии проектирования и обоснованно выбрать параметры подъемно-транспортной машины.

Энергетическая модель механизма с жесткими звеньями наиболее проста, но дает достаточно точное решение при оценке влияния основных параметров подъемно-транспортных машин, например, мощности двигателя и пере-

даточного отношения редуктора или коробки передач на быстродействие и экономичность расхода энергии в переходных режимах. Наиболее ценным свойством энергетической модели является то, что она не перегружена параметрами, не оказывающими существенного влияния, что и дает возможность однозначного выбора с помощью нее оптимальных значений параметров подъемно-транспортной машины, например, передаточного отношения механизма по критериям экономичности расхода энергии и быстродействию.

Если описать динамические свойства одного, выделенного из механизма звена, то они могут оказаться иными, чем у того же звена в реальном механизме. Для того чтобы законы движения выделенного звена приведения и реального звена машины совпадали, необходимо учесть реальные массы всех звеньев и силы, приложенные к ним. Они учитываются методом приведения, который базируется на теореме об изменении кинетической энергии  $T$ , равной суммарной работе всех сил  $\Sigma A$ , которые действуют в машине:

$$\Delta T = \Sigma A.$$

Таким образом, динамическая модель механизма с жесткими звеньями может быть представлена в виде уравнения движения одного звена, например, трансмиссии, к которому «приведены» силы из условия равенства мощностей.

Приведение, т. е. замена реальных масс механизмов машины, в том числе и движущихся поступательно, на условные приведенные моменты инерции, осуществляется из условия равенства кинетических энергий  $T$  реальных звеньев и энергии звена приведения, наделяемого условным суммарным приведенным моментом инерции  $J_{\Sigma}^{np} = J_{\Sigma}$ :

$$T = J_{\Sigma}^{np} \frac{\omega_j^2}{2} = \sum m_i \frac{V_{Si}^2}{2} + \sum J_{Si} \frac{\omega_i^2}{2},$$

где  $m_i, J_{Si}$  — масса и момент инерции относительно центра масс  $S_i$   $i$ -го звена;  $V_{Si}$  — линейная скорость центра масс звена  $i$ -й машины;  $\omega_j$ ,

$\omega_i$  — угловые скорости звеньев (индекс  $j$  соответствует номеру звена, выбранного за звено приведения).

Поскольку идеализированный цикл разгон — торможение обладает наилучшими динамическими качествами из других возможных циклов при равных максимальных значениях механических нагрузок, то остановимся на рассмотрении динамических качествах машины при работе в таком цикле движения. При принятых допущениях постоянного значения суммарных приведенных моментов сил  $(M_{\Sigma})_{разг}$  и приведенных моментов инерции  $J_{\Sigma}$  движение на участке разгона будет равномерно ускоренным с постоянным значением углового ускорения:

$$\varepsilon_{разг} = (M_{\Sigma})_{разг} / J_{\Sigma} = \text{const.}$$

Аналогично на участке торможения

$$\varepsilon_{торм} = (M_{\Sigma})_{торм} / J_{\Sigma} = \text{const.}$$

Время разгона и торможения связаны с максимальной скоростью звена приведения  $\omega_{max}$  в цикле

$$\tau_{разг} = \omega_{max} / \varepsilon_{разг}; \tau_{торм} = \omega_{max} / \varepsilon_{торм}.$$

Однако экономичность работы подъемно-транспортной машины в таком идеализированном цикле разгон — торможение без рекуперации энергии будет ниже параметров установившегося режима с равными работами сил полезного сопротивления за счет потерь работы на торможение. Поэтому в дальнейшем исследовании оценка экономичности неустановившегося цикла разгон — торможение проводилась по сравнению с установившимся режимом, в котором затраты на торможение и на накопление кинетической энергии за цикл отсутствуют, а потери энергии связаны только с трением в кинематических парах механизмов [3].

Цикл разгон — торможение начинается накоплением кинетической энергии машины до максимального значения

$$\Delta T_{max} = (A_{дв})_{разг} - (A_{сопр})_{разг}$$

за счет избыточной работы двигателя по сравнению с потребностями полезного сопротивления как показано на рис. 1.

Используя для определения КПД цикла разгон — торможение допущение квазистационарности, будем считать, что на неустановившемся режиме полезно затраченная работа в цикле приближенно может быть оценена по параметрам установившегося движения на одинаковом пройденном пути. Для вывода общего выражения КПД цикла разгон — торможение  $\eta_{\text{цикл}}$  использовался принцип декомпозиции идеализированного цикла разгон — торможение, в котором из суммарного приведенного момента  $M_{\Sigma}$  выделились отдельные составляющие:  $M_{\text{дв}}$  — момент двигателя,  $M_{\text{торм}}$  — тормозной момент,  $M_{\text{сопр}}$  — момент сопротивления, которые на отдельных участках имеют постоянные значения и мгновенно меняются в угловой момент переключения  $\varphi_{\text{разг}} = \varphi_{\text{пер}}$  с разгона на торможение:

при разгоне

$$M_{\Sigma} = M_{\text{дв}} + M_{\text{сопр}};$$

при торможении двигатель отключается

$$M_{\Sigma} = M_{\text{торм}} + M_{\text{сопр}}.$$

Полный цикловой угол движения

$$\varphi_{\text{ц}} = \varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}.$$

Экономичность расхода энергии в цикле разгон — торможение может быть оценена с помощью общего КПД, представляющего собой отношения полезной работы за цикл к затраченной двигателем работе в процессе разгона. Соответствующие работы определяются интегрированием момента двигателя в пределах углового пути разгона  $\varphi_{\text{разг}}$  и моментов полезного и вредного сопротивлений в пределах всего цикла движения:

$$A_{\text{дв}}^{\text{разг}} = M_{\text{дв}} \varphi_{\text{разг}};$$

$$A_{\text{пол. сопр}} = M_{\text{пол. сопр}} \varphi_{\text{ц}};$$

$$A_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \varphi_{\text{ц}};$$

$$A_{\text{торм}} = M_{\text{торм}} \varphi_{\text{торм}}.$$

Если не проводить рекуперации энергии, то торможение машины вызывает дополнительные потери.

Выражение КПД цикла разгон — торможение, учитывающего общие суммарные потери

на трение и торможение, при принятых допущениях принимает вид

$$\left(\eta_{\text{общ}}\right)_{\text{ц}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{пол. сопр}}} + \frac{M_{\text{торм}}}{M_{\text{пол. сопр}}} \frac{\varphi_{\text{торм}}}{\varphi_{\text{ц}}}}.$$

Повышение экономичности подъемно-транспортных машин, часто работающих на неустановившихся режимах, возможно за счет рекуперации энергии торможения. Особый интерес представляет энергетический анализ машин с маховичным аккумулятором энергии торможения. Применение для управления маховичного аккумулятора бесступенчатых передач (вариаторов) требует разработки метода проектирования механизмов с неголономными связями. Такой метод может быть основан на энергетическом анализе работы машины в цикле с переменным передаточным отношением между источником и потребителем энергии и до настоящего времени не был разработан. Обмен кинетической энергии между трансмиссией подъемно-транспортной машины и маховиком возможен путем изменения передаточного отношения вариатора — механизма, связывающего валы трансмиссии и маховика (рис. 2).

Схема прямой передачи механической энергии торможения в маховик является короткой, однако требует разработки не только конструк-

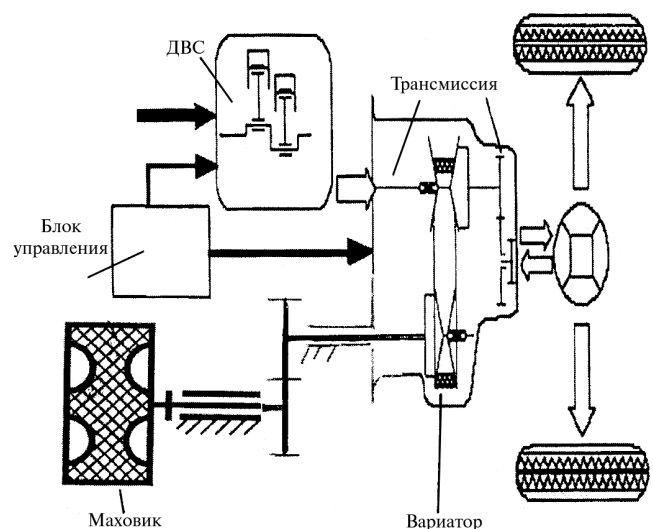


Рис. 2. Схема подъемно-транспортной машины с маховичным аккумулятором энергии

ций маховичного аккумулятора и вариатора между трансмиссией и маховиком, но и поиска оптимальной стратегии изменения его передаточной функции при рекуперации энергии торможения подъемно-транспортной машины. Поиск оптимального закона изменения передаточного отношения вариатора при рекуперации энергии торможения может быть основан на способе [4] поддержания постоянного значения кинетической энергии машины с механическим аккумулярующим устройством:

$$T_2 = T_1 + T_2 = \text{const.} \quad (1)$$

В частном случае для обеспечения постоянного значения кинетической энергии подъемно-транспортной машины с механическим аккумулярующим устройством максимальный запас кинетической энергии ее перед торможением  $(T_2)_{\max}$  должен быть равен запасу энергии в маховике после торможения  $(T_1)_{\max}$ :

$$T_{\max} = \frac{J_2(\omega_{2\max})^2}{2} = \frac{J_1(\omega_{1\max})^2}{2}. \quad (2)$$

Необходимое соотношение приведенных моментов инерции подъемно-транспортной машины и маховика  $J_2 / J_1$  находится из уравнения (2) и зависит от максимальных значений скоростей вращения 1 маховика  $(\omega_1)_{\max}$  и звена привода 2 трансмиссии  $(\omega_2)_{\max}$  в идеализированном переходном процессе торможения машины с рекуперацией энергии (рис. 3):

$$\frac{J_2}{J_1} = \left( \frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\max}} \right)^2, \quad (3)$$

где  $J_1$  и  $J_2$  — приведенные моменты инерции маховика и машины.

Полученное соотношение моментов инерции (2) позволяет определить необходимый момент инерции маховика аккумулятора  $J_1$  при известном значении приведенного к валу трансмиссии момента инерции машины  $J_2$  для полной рекуперации всей кинетической энергии машины.

Оптимальный закон изменения передаточной функции вариатора, необходимого для исключения кинетических потерь энергии при торможении, определяется по уравнению со-

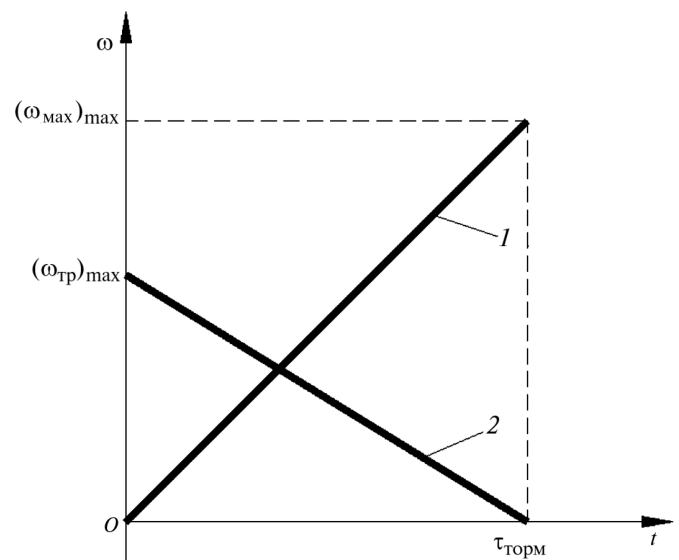


Рис. 3. Переходный процесс системы рекуперации энергии:

- 1 — угловая скорость вращения маховика;
- 2 — угловая скорость выходного звена трансмиссии

хранения энергии машины (1) с маховичным аккумулятором с учетом уравнения (3). Выражение оптимального закона изменения передаточной функции в зависимости от отношения текущей  $\omega_{\text{тр}}$  и максимальной  $(\omega_{\text{тр}})_{\max}$  скоростей звена привода трансмиссии машины принимает вид

$$\frac{U_{\text{вар}}}{K_{\text{вар}}} = \sqrt{\left( \frac{(\omega_{\text{тр}})_{\max}^2}{\omega_{\text{тр}}^2} - 1 \right)}, \quad (4)$$

где  $K_{\text{вар}} = (\omega_1)_{\max} / (\omega_2)_{\max}$  — коэффициент, характеризующий переходный процесс вариатора при рекуперации энергии и определяемый начальными  $(\omega_1)_{\max}$  и конечными  $(\omega_2)_{\max}$  значениями скоростей маховика и трансмиссии машины при торможении, как показано на рис. 3. Его не следует путать с максимальным значением передаточной функции вариатора  $U_{12} = \omega_1 / \omega_2$ , в которой отношения скоростей маховика  $\omega_1$  и звена привода машины  $\omega_2$  в трансмиссии рассматриваются в один и тот же момент времени.

Найденный оптимальный закон  $U_{12}(\omega_2)$  управления передаточной функцией вариатора (4) оказался связанным со скоростью звена привода трансмиссии машины  $\omega_2$ . Поэтому

и в системе управления (СУ) передаточной функцией вариатора может быть использован управляющий импульс по скорости трансмиссии. На возможность автоматического регулирования скорости машины по принципу Понселе с помощью планетарного дифференциала с числом степеней подвижности 2 было указано в работах В.И. Крутова [5]. Оптимальный закон изменения передаточного отношения вариатора по скорости может быть реализован по способу управления механизма рекуперации энергии торможения [4] с помощью плоского планетарного дифференциала (рис. 4), подключаемого параллельно автоматической коробке передач подъемно-транспортного устройства с ДВС. Солнечная шестерня планетарного дифференциала 1 соединяется с ДВС, оснащенной системой автоматического регулирования скорости (САРС), коронное центральное зубчатое колесо 3 — с маховиком, водило 4 — с трансмиссией машины. Устройство и принцип работы и плоского планетарного дифференциала с одновенцовым сателлитом 2 общеизвестны [5], однако в патенте [4] заявлена возможность использования свойства самовыравнивания кинетической энергии звеньев дифференциала с числом степеней свободы 2, которое заключается в том, что при увеличении скоростей одних звеньев, скорости других его звеньев могут уменьшаться.

На рисунке 4 рядом с кинематической схемой плоского планетарного дифференциала изображены планы скоростей его звеньев в виде лучей, исходящих из начала координат ( $V$  — скорость точки на радиусе  $r$ ,  $\Pi_1$  и  $\Pi_2$  — полюса зацепления сателлита с центральными зубчатыми колесами, в которых их линейные скорости равны между собой).

На номинальном режиме движения подъемно-транспортной машины скорость вала ДВС  $V_1$ , пропорциональная тангенсу угла наклона луча 1, и скорость трансмиссии, пропорциональная скорости центра водила  $V_{02}$ , достигают максимальных значений, а скорость маховика, соединенного с коронным центральным зубчатым колесом 3, должна быть минимальной. При этом условием самовыравнивания кинетической энергии звеньев планетарного диф-

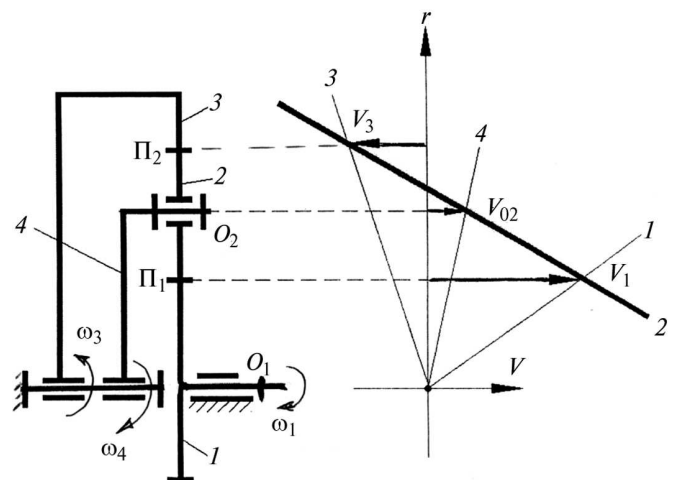


Рис. 4. Структурная схема и план скоростей плоского планетарного дифференциала:

1 — солнечное колесо; 2 — сателлит; 3 — коронное колесо; 4 — водило

ференциала [4] является противоположное направление скоростей звеньев 1 и 4 скорости звена 3, т. е. отрицательное значение передаточного отношения  $U_{14}$  в кинематической цепи звеньев 1 и 4.

При снижении скорости движения машины, оснащенной САРС, скорость центра водила  $V_{02}$ , соединенного с трансмиссией, снижается, что вызывает автоматическое увеличение скорости вращения маховика, соединенного с коронным центральным зубчатым колесом 3. При повышении скорости движения подъемно-транспортной машины наблюдается обратное явление — снижение скорости вращения маховика. Таким образом, при изменении скорости движения машины можно обеспечить постоянное значение кинетической энергии системы машины с маховичным аккумулятором, обеспечивая изменение передаточной функции в кинематической цепи планетарного дифференциала по зависимости (4). При остановке машины маховик обладает максимальной скоростью и вся кинетическая энергия системы концентрируется в маховике.

При установившемся движении машины наблюдается баланс сил движущих и сопротивляющихся. При разгоне дисбаланс сил движущих и сопротивляющихся нарушается и дополнительная энергия передается от маховика через центральное зубчатое колесо 3 водилу 4 и через трансмиссию в рабочий орган подъем-

но-транспортной машины. При торможении машины дисбаланс сил движущих и сопротивления нарушается в обратную сторону, что вызывает изменение направления движения энергии от трансмиссии через планетарный дифференциал в маховик.

Анализ мощностей  $W$ , передаваемых звеньями планетарного дифференциала, проводился по уравнению сохранения энергии

$$M_1\omega_1 + M_3\omega_3 + M_4\omega_4 = 0 \quad (5)$$

для состояния динамического равновесия его звеньев под действием внешних моментов, прилагаемых к звеньям 1, 3 и 4 со стороны двигателя  $M_1$ , трансмиссии  $M_4$  и маховика  $M_3$ :

$$M_1 + M_3 + M_4 = 0. \quad (6)$$

Причем, пренебрегая потерями на трение в кинематических парах планетарного дифференциала, мощность сопротивления на водиле принималась равной алгебраической сумме мощностей основного двигателя  $W_1$  и дополнительной мощности, рекуперированной маховиком  $W_3$ :

$$W_4 = M_4\omega_4 = W_1 + W_3. \quad (7)$$

Отношение рекуперированной мощности  $W_3$  к мощности двигателя  $W_1$  является важным энергетическим показателем гибридной силовой установки, иногда его называют мгновенным коэффициентом рекуперации энергии  $K_{рек}$ . Принимая во внимание уравнения (5) и (6) зависимость отношения мощностей  $W_3 / W_1$  оказывается связанной с реальным отношением скоростей  $U_{14} = \omega_1 / \omega_4$  двигателя и трансмиссии:

$$K_{рек} = W_3 / W_1 = U_{14}^3 - 1. \quad (8)$$

Расчетная зависимость отношения мощностей  $W_3 / W_1$ , передаваемых звеньями 1 и 3 планетарного дифференциала в функции передаточного отношения  $U_{14} = \omega_1 / \omega_4$  скоростей вращения звеньев 1 и 4 при рекуперации энергии [6]  $U_{14} = \omega_1 / \omega_4$ , показана на рис. 5. Эта зависимость проходит через характерную точку на горизонтальной оси координат, представляющую передаточное отношение кинематической

цепи между звеньями 1 и 4 планетарного дифференциала при остановленном звене 3 [6]

$$U_{14}^3 = 1 + Z_3 / Z_1,$$

где  $Z_3$  и  $Z_1$  — числа зубьев центральных колес планетарного дифференциала (см. рис. 5).

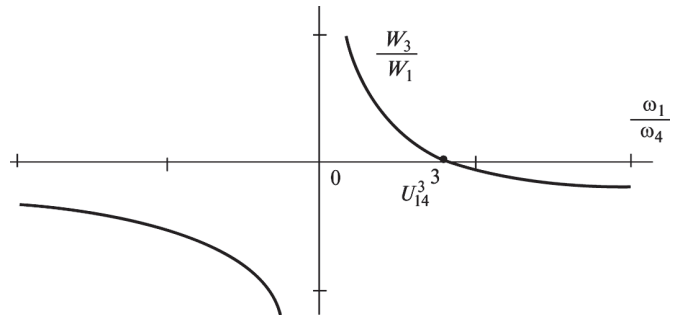


Рис. 5. Расчетная зависимость отношения мощностей, передаваемых звеньями 1 и 3 планетарного дифференциала в функции отношения скоростей вращения звеньев 1 и 4 при рекуперации энергии торможения

В этой характерной точке неподвижного положения звена 3 передаваемая им мощность  $W_3$  равна нулю и происходит изменение знака мощности, необходимой для движения звеньев планетарного дифференциала. Причем, пренебрегая потерями на трение в кинематических парах планетарного дифференциала, мощность двигателя в этой точке равна модулю мощности сил сопротивления движению:

$$W_1 = |W_4|,$$

а мощность на звене управления рекуперации энергии равна нулю  $W_3 = 0$ . Расчетная зависимость (8) коэффициента рекуперации [4] коррелируется с высокой точностью с теоретической зависимостью (4) изменения оптимального передаточного отношения при рекуперации энергии торможения в маховичный аккумулятор, что указывает на возможность использования планетарного дифференциала в качестве вариатора для обеспечения постоянного суммарного значения кинетической энергии подъемно-транспортной машины и маховика.

Однако следует отметить, что эффективность применения маховика при низких скоростях его вращения падает. Из этого можно сделать практический вывод о необходимости повышения начальной скорости маховика при

номинальной скорости движения машины. Исследование энергетической модели подъемно-транспортной машины с маховичным аккумулятором энергии позволяет сделать следующие выводы:

1) принцип обеспечения постоянного суммарного значения кинетической энергии подъемно-транспортной машины и маховичного аккумулятора энергии позволяет реализовать перспективный способ управления механизма рекуперации энергии торможения;

2) наиболее ценным свойством разработанной математической модели подъемно-транспортной машины с рекуперацией энергии торможения маховичным аккумулятором является то, что она позволяет выбрать оптимальную кинематическую передаточную функцию вариатора скоростей по критерию экономичности расхода энергии;

3) исследование кинематических характеристик планетарного дифференциала с двумя степенями свободы показало перспективность его использования в качестве вариатора для обеспечения постоянного суммарного значения кинетической энергии подъемно-транспортной машины и маховика;

4) критерием при проектировании вариатора скоростей маховичного аккумулятора может быть минимум затрат энергии на управление передаточного отношения кинематической

цепи обмена энергии между маховиком и трансмиссией машины.

## Литература

1. Гулия Н.В. Инерция. М.: Наука, 1982. 152 с.
2. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Динамическая модель подъемно-транспортной машины с аккумулятором энергии // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 9. С. 45–50.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
4. Пат. № 2011 102 043 РФ, МПК F16H 33/00. Способ управления механизма рекуперации энергии торможения и устройство для его осуществления / Леонов И.В.; Опублик. 20.06.2011 Бюл. № 17.
5. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС. М.: Mashgiz, 1963. 607 с.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1975. 638 с.

## References

1. Gulia N.V. *Inertiia* [Inertia]. Moscow, Nauka publ., 1982. 152 p.
2. Barbashov N.N., Leonov I.V. *Dinamicheskaiia model' pod'emno-transportnoi mashiny s akkumuliatorom energii* [Dynamic model lifting-and-shifting machines battery powered]. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, no. 9, pp. 45–50.
3. Leonov I.V., Leonov D.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie publ., 2009. 239 p.
4. Leonov I.V. *Sposob upravleniia mekhanizma rekuperatsii energii tormozheniia i ustroistvo dlia ego osushchestvleniia* [The control method of energy recovery braking mechanism and the device for its implementation]. Patent PF no. 2011102043, 2011.
5. Krutov V.I. *Avtomaticheskoe regulirovanie DVS* [Automatic control of the engine]. Moscow, Mashgiz publ., 1963. 607 p.
6. Artobolevskii I.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka publ., 1975. 638 p.

Статья поступила в редакцию 21.01.2013

## Информация об авторе

ЛЕОНОВ Игорь Владимирович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, e-mail: dm\_leonov@gmail.com).

## Information about the author

LEONOV Igor Vladimirovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: dm\_leonov@gmail.com).