

УДК 531.8 (075.8)

Динамическая модель подъемно-транспортной машины с аккумулятором энергии

И.В. Леонов, Д.И. Леонов, Н.Н. Барбашов

Рост расхода энергии машин на неустановившихся режимах требует создания математических моделей и на их основе выработки рекомендаций по повышению экономичности. Несомненно, что причинами снижения экономичности транспортных машин являются изменения скорости и нагрузки, отклонения которых от оптимального значения и вызывает увеличение потерь энергии. Другой причиной роста потерь энергии является процесс принудительного торможения транспортных машин с потерей кинетической энергии при необходимости их остановки. Разработана математическая модель моделирования динамических характеристик машин, сформированы рекомендации по повышению экономичности машин путем выбора оптимального передаточного отношения при рекуперации энергии торможения.

Ключевые слова: подъемно-транспортные машины, расход энергии, торможение, рекуперация энергии, математическая модель, время разгона, улучшение КПД и экономичности, оптимальная мощность.

Dynamic model lifting-and-shifting machines battery powered

I.V. Leonov, D.I. Leonov, N.N. Barbashov

The growth of power consumption of lifting-and-shifting machines under transient modes demands the creation of mathematical models and on their basis the development of recommendations to improve the efficiency. Undoubtedly, the reasons for decrease in the lifting-and-shifting machines efficiency are changes of speed and load, which deviation from the optimum value causes the growth of energy losses. The other reason for the energy losses growth is the process of compulsory braking of these machines along with the loss of kinetic energy while retarding. The developed mathematical model allows to model the characteristics of lifting-and-shifting machines with hybrid power-plants and to develop recommendations for machines with a flywheel energy accumulator by choosing the optimum gear-ratio during braking energy recuperation.

Keywords: lifting-and-shifting machines, energy consumption, braking, energy recuperation, mathematical model, acceleration time, efficiency improvement, optimal engine power.

Значительную часть времени современные подъемно-транспортные машины работают на неустановившихся режимах. Несомненно, что причинами снижения экономичности машин являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от оптимального значения и вызывает рост потерь энергии, другой причиной увеличения



ЛЕОНОВ

Игорь Владимирович
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Теория механизмов
и машин»



ЛЕОНОВ

Дмитрий Игоревич
кандидат технических
наук, старший научный
сотрудник НИИАПП



БАРБАШОВ

Николай Николаевич
аспирант
кафедры «Теория
механизмов и машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
e-mail:
dmit.leonov@gmail.com

потерь энергии является процесс принудительного торможения машин при необходимости их остановки. В настоящее время разработан новый класс машин, которые могут производить рекуперацию энергии торможения. Значительными преимуществами среди таких машин обладают машины с маховичным аккумулятором энергии [1], имеющим высокий срок эксплуатации. Управление потоком энергии в маховичном аккумуляторе производится путем изменения его передаточной функции кинематической цепи, связывающей вариатор с трансмиссией [2]. Однако методы расчета оптимальной передаточной функции при рекуперации энергии до конца пока не разработаны.

Основой создания метода оптимального проектирования передаточного механизма машин с маховичным аккумулятором энергии может служить выбор их параметров по двум критериям: динамических и экономических качеств. В качестве показателя динамических качеств машин часто используют время разгона. В качестве критерия экономичности расхода энергии можно использовать КПД машины. 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 возникала 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: регламентировали режимы работы, по которым оценивалась токсичность выпускных газов, т. е. был создан набор стандартизованных режимов — так называемые европейский и американский ездовой цикл, по которым выполнялась однозначная оценка экологической безопасности ДВС. По такому же пути пошли и авторы статьи, разрабатывая математическую модель комбинации неустановившихся режимов разгона и торможения для оценки экономических и динамических качеств машин. Авторами статьи предложен принцип идеализации комбинации неустановившихся режимов, состоящий в допущении мгновенности изменения

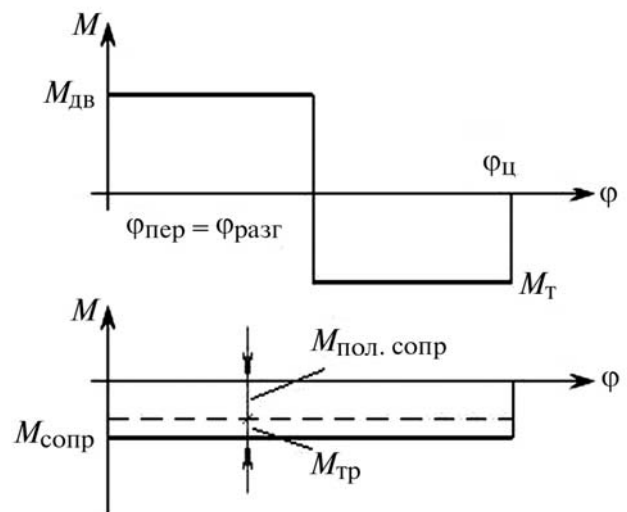


Рис. 1. Изменение приведенных моментов в идеализированном цикле «разгон — торможение»

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

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

- 1) оценить экстремальные динамические качества и сравнить варианты машин при одинаковых максимальных динамических нагрузках по крутящему моменту;
- 2) выполнить расчеты динамичности машины и экономичности расхода энергии при изменении конструктивных параметров ее на стадии проектирования при одинаковых условиях работы для всех исследуемых вариантов;
- 3) прогнозировать экономичность машины на стадии проектирования при рассмотрении различных вариантов нагружения в эксплуатации.

Динамическая модель механизма с жесткими звеньями, которую по ее свойствам следует называть энергетической, наиболее проста и дает достаточно точное решение при оценке влияния конструктивных параметров машины, например, мощности двигателя и передаточного 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 несущественны-

ми параметрами и позволяет выбрать с помощью ее оптимальные значения параметров машины, например, передаточного отношения механизма по критериям экономичности расхода энергии и быстродействию. Динамическую модель используют также для расчета закона движения и рассмотрения энергетических процессов в машине, а также оптимизации на этой основе параметров машины по динамическим критериям и критериям экономичности расхода энергии.

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», базирующимся на теореме об изменении кинетической энергии, равной суммарной работе всех сил, которые действуют в машине.

Таким образом, динамическая модель механизма с жесткими звеньями может быть представлена в виде уравнения движения одного звена, к которому «приведены» силы из условия равенства мощностей. Приведение, т. е. замена реальных масс механизма на условные приведенные, осуществляется из условия равенства кинетических энергий T реальных звеньев и энергии звена приведения, наделяемого условным суммарным приведенным моментом инерции [1]

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

где m_i, J_{Si} — масса и момент инерции относительно центра масс S_i i -го звена; V_{Si} — линейная скорость центра масс i -го звена; ω_i, ω_j — угловые скорости звеньев (индекс j соответствует номеру звена, выбранного за звено приведения).

Особый интерес представляет модель машин с маховичным аккумулятором энергии, так как до настоящего времени в печати рассматривались модели при постоянном передаточном отношении между источником энергии и потребителем. Обмен кинетической энергии

между трансмиссией и маховиком возможен по двум схемам:

- 1) рекуперация энергии торможения электрогенератором, т. е. трансформирование его механической работы в электрическую энергию и передачу ее в аккумулирующий блок;
- 2) прямая передача механической энергии торможения в маховик.

Рекуперация — перевод энергии торможения машины в маховик и обратно (рис. 2) — осуществляется изменением передаточного отношения вариатора — механизма, связывающего валы трансмиссии и маховика.

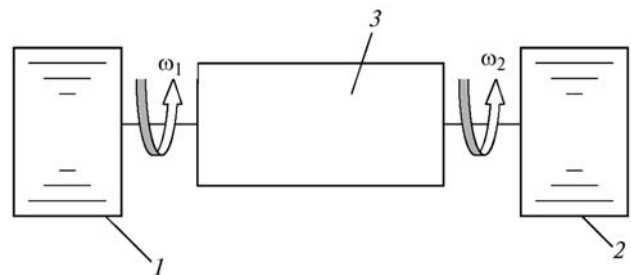


Рис. 2. Структурная схема машины с маховичным аккумулятором энергии:

1 — маховик; 2 — трансмиссия машины; 3 — вариатор

Первая схема часто реализуется в электромотоциклах, но требует установки мощной электрической аккумуляторной батареи с присущими ей недостатками. Вторая схема прямой передачи механической энергии может быть успешно реализована в гибридных силовых установках с ДВС. Она сопровождается меньшими потерями энергии, однако требует разработки не только конструкции маховичного аккумулятора и вариатора между трансмиссией и маховиком, но и поиска оптимальной стратегии изменения его передаточной функции, т. е. закона изменения передаточного отношения. Способ рекуперации энергии торможения основан на поддержании постоянного запаса кинетической энергии машины с механическим аккумулирующим устройством [4]:

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2 = \text{const.}$$

Для этого максимальный запас кинетической энергии транспортной машины перед тормо-

жением $(T_2)_{\max}$ должен быть равен запасу энергии в маховике после торможения $(T_1)_{\max}$:

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

Необходимое соотношение моментов инерции трансмиссии и маховика J_2/J_1 зависит от максимальных значений скоростей вращения 1 маховика $(\omega_1)_{\max}$ и выходного вала 2 трансмиссии $(\omega_2)_{\max}$ (см. рис. 2):

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

где J_1 и J_2 — моменты инерции маховика и трансмиссии машины.

Полученное соотношение моментов инерции (1) позволяет определить необходимый момент инерции маховика и максимальное значение передаточной функции для полной рекуперации всей кинетической энергии машины

$$(U_{12})_{\max} = \left(\frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\max}} \right). \quad (2)$$

Расчет оптимального закона передаточной функции, необходимого для исключения кинетических потерь энергии при торможении, производится по уравнению сохранения энергии машины с маховиком. С учетом уравнения (1) оптимальный закон передаточной функции в зависимости от отношения текущей и максимальной скоростей машины принимает вид

$$U_{12}(\omega_2) = \sqrt{\left[\frac{(U_{12})_{\max} \omega_{2\max}}{\omega_2} \right]^2 - 1}. \quad (3)$$

Напомним, что мы нашли оптимальный закон управления передаточной функцией (3) вариатора $U(\omega_2)$ в зависимости от скорости машины ω_2 . Поэтому в системе управления передаточной функцией вариатора может быть использован управляющий импульс по ω_2 .

На рисунке 3 представлена оптимальная по критерию экономичности расхода энергии за-

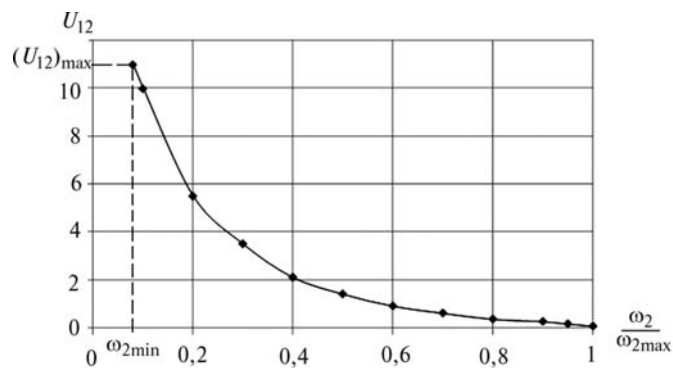


Рис. 3. Зависимость передаточной функции вариатора от скорости двухмассовой модели при торможении

висимость изменения передаточной функции вариатора (см. рис. 1) при торможении машины [4], которая при разгоне машины имеет аналогичный вид, так как выводится также на основе закона сохранения энергии.

После расчета оптимальной передаточной функции (3) вариатора по критерию экономичности расхода энергии необходимо оценить динамические качества машины с маховичным аккумулятором энергии, функционирующим по оптимальной зависимости (3). Эту оценку можно выполнить, используя закон сохранения кинетической энергии в дифференциальной форме [3], который можно записать в следующем виде:

$$M_{\Sigma}^{\text{np}} = J_{\Sigma}^{\text{np}} \left(\frac{d\omega_2}{dt} \right) + \left(\frac{dJ_{\Sigma}^{\text{np}}}{d\phi_2} \right) \frac{(\omega_2)^2}{2}, \quad (3)$$

где J_{Σ}^{np} — суммарный момент инерции машины, приведенный к валу трансмиссии, $J_{\Sigma}^{\text{np}} = J_2 + (U_{12})^2 J_1$; U_{12} — мгновенное передаточное отношение вариатора между валами трансмиссии и маховика, $U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = U(t)$; M_{Σ}^{np} — приведенный момент сил движущих и сопротивления.

С учетом значений приведенного суммарного момента инерции к выходному валу трансмиссии машины после замены переменных значение приведенного суммарного момента сил по закону сохранения кинетической энер-

гии в дифференциальной форме принимает следующий вид (см. рис. 2):

$$M_{\Sigma}^{np} = \varepsilon_2 \left\{ J_2 + U_{12}^2(\omega_2) J_1 + U_{12}(\omega_2) \times \left[\frac{dU_{12}(\omega_2)}{d\omega_2} \right] J_1 \omega_2 \right\} \quad (4)$$

Поскольку полученное дифференциальное уравнение (4) является нелинейным, то его решение искалось путем численного интегрирования на ЭВМ. При проведении численного расчета динамические свойства машины с рекуперацией энергии торможения оценивались отношением текущего ускорения ε_2 выходного вала трансмиссии к его максимальному значению $(\varepsilon_2)_{\max}$ в начале разгона:

$$\frac{\varepsilon_2(\omega_2)}{(\varepsilon_2)_{\max}} = \left(1 + U_{12}^2(\omega_2) \frac{J_1}{J_2} + U_{21}(\omega_2) \frac{dU_{21}(\omega_2)}{d\omega_2} \frac{J_1}{J_2} \omega_2 \right)^{-1} \quad (5)$$

Результаты моделирования в системе MathCAD представлены на рис. 4. Кривая 1 показывает, что ускорение машины снижается

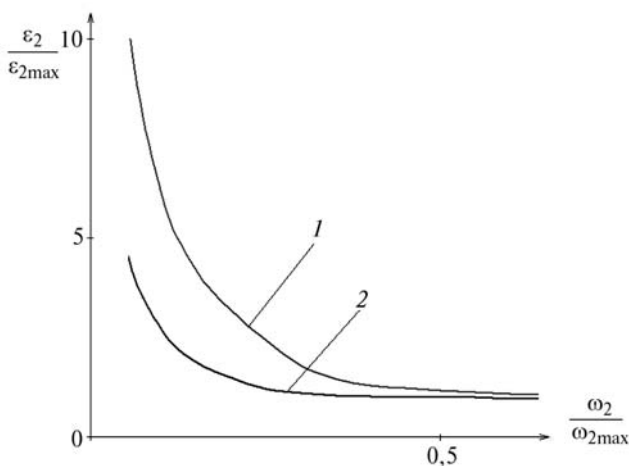


Рис. 4. Зависимость отношения текущего ускорения вала машины ε_2 к его максимальному значению $\varepsilon_{2\max}$ от отношения текущей скорости ω_2 к ее максимальному значению $\omega_{2\max}$ при рекуперации энергии (1) и без рекуперации энергии (2)

при увеличении ее скорости ω_2 , что характерно для решения линейного уравнения первой степени, описывающего переходный процесс разгона транспортной машины с ДВС [5]. Физический смысл этого снижения ускорения к концу движения при разгоне машины с рекуперацией энергии состоит в том, что к концу движения происходит уменьшение кинетической энергии маховика и, естественно, снижение движущих сил. Кривая 2 описывает поведение той же машины при постоянном значении передаточной функции, что соответствует разгону без рекуперации энергии и отсутствию члена с производной в уравнении (4). Таким образом, разность значений ε_2 по кривым 1 и 2 показывает на сколько происходит снижение ускорения при отсутствии подачи механической энергии от маховичного аккумулятора, работающего в режиме двигателя при разгоне. Это естественно, так как суммарная мощность основного двигателя и разгонного маховичного двигателя в этом случае оказывается ниже.

На рисунке 5 представлены кривые разгона машины с маховичным рекуператором (кривая 1) и без него (кривая 2), полученные методом интегрирования обратной функции [3] закона движения машины по скорости (см. рис. 4) при одинаковых условиях моделирования. Для расчета времени движения t угловое ускорение было представлено в известном виде

$$\varepsilon_2(\omega_2) = \frac{d\omega_2}{dt}$$

Разделив переменные, получим дифференциальное уравнение

$$dt = \frac{d\omega_2}{\varepsilon_2(\omega_2)}$$

Поскольку это уравнение является нелинейным, то целесообразно провести численное решение с помощью системы MathCAD

$$t_1 - t_{\text{нач}} = \int_{\omega_{2\text{нач}}}^{\omega_2} \frac{d\omega_2}{\varepsilon_2(\omega_2)}$$

Результаты численного интегрирования приведены на рис. 5. Из рассмотрения этих результатов следует очевидный вывод — при-

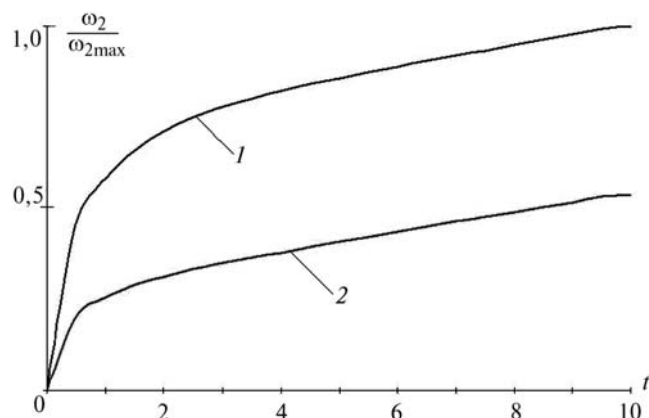


Рис. 5. Зависимость отношения скорости трансмиссии машины к его максимальному значению от времени при рекуперации энергии (1) и без рекуперации энергии (2)

менение маховичного аккумулирующего рекуператора энергии торможения при сохранении постоянного значения суммарной кинетической энергии машины и маховика улучшает динамические свойства машины, так как снижает время разгона. Следует, однако, отметить, что эффективность применения маховика в конце разгона при низких скоростях его вращения падает. Из этого можно сделать практический вывод о необходимости повышения начальной скорости маховика при номинальной скорости движения машины.

Выводы

1. Наиболее ценным свойством разработанной математической модели машины с рекуперацией энергии торможения маховичным аккумулятором является то, что она позволяет

выбрать оптимальные значения параметров машины, например, кинематической передаточной функции вариатора скоростей по критериям экономичности расхода энергии и быстродействию.

2. Моделирование по разработанной математической модели машины с рекуперацией энергии позволило определить оптимальный закон изменения передаточной функции вариатора.

3. Критерием при проектировании электромеханического вариатора скоростей должен быть минимум затрат энергии на управление в основной кинематической цепи обмена энергии между маховиком и трансмиссией машины.

4. Применение рекуперации энергии торможения и использование ее в разгонном маховичном двигателе позволяет не только повысить экономичность машины, но и значительно улучшить ее динамические качества.

Литература

1. Гулиа Н.В. Инерция. М.: Наука, 1982. 152 с.
2. Леонов И.В., Барбашов Н.Н. Патент RU № 2 438 884 С2 от 10.01.2012.
3. Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
4. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Энергетическая модель механизма с маховичным аккумулятором энергии // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. № 4. 2010. С. 61–68.
5. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС. М.: Машгиз, 1963.

Статья поступила в редакцию 28.06.2012