

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ИЗМЕНЕНИЕМ МОМЕНТА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ В ЦИКЛЕ «РАЗГОН — ТОРМОЖЕНИЕ»**

Е.Ф. Лобачева

alenska201290@rambler.ru

SPIN-код: 3649-1480

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

**Аннотация**

Представлена оценка экономических качеств подъемно-транспортных машин на примере механизма качающегося цилиндра с гидроприводом. Рассмотрен идеализированный цикл «разгон — торможение», позволяющий оценить параметры машины при самом неблагоприятном режиме работы. Показано, что оценку экономической эффективности можно получить путем решения ряда последовательных задач, дан пример их расчета. Сделаны выводы, что метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение в подъемно-транспортной машине является эффективным и не увеличивает стоимости конструкции. Дана оценка КПД подъемно-транспортной машины, даны рекомендации по увеличению циклового КПД механизма подъема. Таким образом, методику управления моментом переключения с разгона на торможение можно использовать при проектировании и расчете механизмов подъемно-транспортных машин.

**Ключевые слова**

Подъемно-транспортные машины (ПТМ), спасательное устройство, неустановившиеся режимы работы, разгон, торможение, расход энергии, КПД, экономическая эффективность

Поступила в редакцию 27.02.2020

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020

**Введение.** Значительную часть времени современные подъемно-транспортные машины (ПТМ) работают на неустановившихся режимах с переключением с разгона на торможение. Большинство исследований при этом направлено на разработку методов рекуперации энергии торможения [1, 2]. Однако рассмотрение цикла «разгон — торможение» позволяет не только оценивать эффективность рекуперации энергии торможения, но и исследовать внутренние возможности этого цикла по изменению расхода энергии ПТМ путем управления момента переключения с разгона на торможение.

Цель исследования заключается в оценке нового метода повышения эксплуатационной экономической эффективности широкого класса ПТМ путем изменения момента переключения с разгона на торможение, при котором происходит внутреннее перераспределение работ сил движущих и сопротивления за цикл «разгон — торможение».

Несомненно, что причинами снижения экономичности машин являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчетного оптимального значения и вызывает рост потерь энергии. Другой причиной увеличения

потерь энергии являются потери кинетической энергии в процесс принудительного торможения машин и их остановке. На установившихся режимах в качестве критерия экономичности расхода энергии всегда использовался КПД машины, где существует однозначная связь между коэффициентом потерь энергии и КПД. По такому же пути пошли исследователи неустановившихся режимов в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Для оценки экономических качеств машин на неустановившихся режимах был предложен идеализированный цикл «разгон — торможение» [3, 4], допущением которого является постоянное значение приведенных моментов сил и моментов инерции на участках разгона и торможения. При соблюдении этих допущений и детерминированной нагрузке, т. е. при известной при проектировании машины нагрузке в процессе эксплуатации, можно осуществить оптимальных выбор параметров двигателя и передаточного механизма по критерию экономичности расхода энергии в наиболее динамичном идеализированном цикле «разгон — торможение» [5, 6]:

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{|M_{\text{полезн.сопр}}| \varphi_{\text{цикл}}}{M_{\text{дв}} \varphi_{\text{перекл}}},$$

где  $M_{\text{дв}}$  — движущий момент;  $M_{\text{полезн.сопр}}$  — момент полезного сопротивления;  $\varphi_{\text{перекл}}$  — угловая координата момента переключения с разгона на торможение;  $\varphi_{\text{цикл}}$  — угловая продолжительность цикла.

Остается выяснить, сохраняются ли рекомендации по выбору оптимальных параметров двигателя и передаточного механизма для реального неидеализированного цикла «разгон — торможение» [7, 8], в котором моменты двигателя и сопротивления не имеют постоянного значения. Поскольку окончательные выводы трудно сделать без оценки влияния на динамические и экономические качества машины конструктивных параметров машины, для более наглядного раскрытия вопроса в качестве модели для исследования был выбран широко распространенный в ПТМ механизм качающегося цилиндра с гидроприводом. Некоторые ПТМ имеют интересную особенность рабочего процесса подъема и перемещения грузов, заключающуюся в незначительном расстоянии перемещений, при которых практически не наблюдается установившегося режима движения. Эта особенность позволяет построить достаточно простую математическую модель и оценить на ней экономической эффективности нового метода. На рис. 1 изображена схема механизма подъема люка при помощи качающегося цилиндра с гидравлическим приводом: 1 — люк, 2 — поршень, 3 — цилиндр.

В таком механизме не наблюдается установившегося режима движения, а за разгоном непосредственно следует торможение. При подъеме люка силой сопротивления (нагрузкой) является сила тяжести люка, являющегося кривошипом механизма качающегося гидроцилиндра. Люк открывается, проходя две стадии: разгон и торможение с переключением давления в полостях цилиндра при  $\varphi_{\text{л}} = 90^\circ$ . В режиме разгона движущими являются силы давления на поршень 2 правой полости цилиндра 3. Торможение люка осуществляется путем

подачи противодействия системой управления в левую полость цилиндра. Можно принять, что масса люка  $m_1$  сосредоточена в точке  $B$ . При расчете целесообразно ввести угол поворота люка  $\varphi_{1л} = \varphi_1 - 30^\circ$ , связанный с углом  $\varphi_1$  поворота кривошипа  $OA$  механизма качающегося гидроцилиндра.

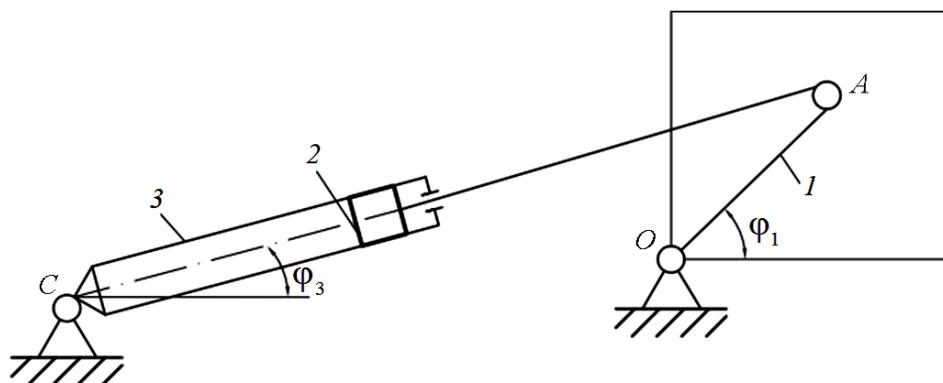


Рис. 1. Схема механизма подъема люка:

1 — кривошип, связанный с люком; 2 — поршень; 3 — качающийся цилиндр

Представим конечную оценку экономической эффективности нового метода в виде решение ряда последовательных задач.

Первая задача, которую следует решить, — определить зависимость приведенного момента сил тяжести люка от угла его поворота, который рассчитывается из условия равенства мощностей силы тяжести и ее приведенного момента [9]:

$$M_{G_1}^{np} = \left| G_1 \right| \left| \frac{V_B}{\omega_1} \right| \cos \alpha = -gm_1 l_{OB} \cos \varphi_{1л},$$

где  $dS_B/d\varphi_1 = VB/\omega_1 = l_{OB}$  — передаточная функция (аналог скорости точки  $B$ );  $\alpha = \pi/2 + \varphi_{1л}$  — угол давления (угол между вектором силы тяжести  $G_1$  и вектором скорости точки  $B$  приложения силы тяжести люка).

Эта зависимость представлена на рис. 2, на котором можно отметить участок подъема люка — разгона механизма на угловом промежутке  $\varphi_{1л} = (0; \pi/2)$ . На этом участке приведенный момент силы тяжести имеет отрицательный знак, т. е. сила тяжести люка является силой сопротивления. На участке торможения механизма — опускания люка — сила тяжести люка является силой движущей. Можно отметить максимальное значение приведенного момента сопротивления подъему  $\left| M_{G_1}^{np} \right|_{max} = gm_1 l_{OB}$  при  $\varphi_{1л} = 0$ . Приведенный момент  $M_{G_1}^{np}$  равен нулю в вертикальном положении люка при  $\varphi_{1л} = \pi/2$ . Изменение знака момента  $M_{G_1}^{np}$  в вертикальном положении звена 1 свидетельствует об изменении отрицательного знака работы силы тяжести  $G_1$  при  $\varphi_{1л} \leq \pi/2$  на по-

ложительное значение при  $\varphi_{1л} \geq \pi/2$ , когда сила тяжести помогает движению механизма люка вниз.

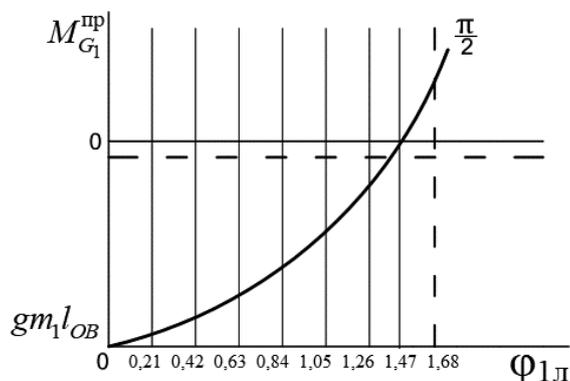


Рис. 2. Изменение приведенного момента силы тяжести люка

Для начала движения люка из начального положения необходимо обеспечить необходимый приведенный движущий момент сил давления в гидроцилиндре люка, который должен превышать максимальное значение момента сопротивления подъему  $M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0) = gm_1 l_{OB}$ , т. е. необходимо обеспечить выполнение условия  $M_G^{np} \geq |M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|$ . Чтобы исключить рассмотрение неравенства, сделав допущение постоянства приведенного движущего момента, преобразуем его к виду [10, 11]

$$M_{дв}^{np} \approx k |M_G^{np}|_{max}$$

где  $M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0) = gm_1 l_{OB}$  — значение момента сопротивления при пуске;  $k = 1,2 \dots 1,4$  — коэффициент запаса пускового момента, определяющий мощность двигателя привода гидросистемы.

После этого, сохраняя прежнее допущение, можно определить суммарный приведенный момент на участке разгона, который является алгебраической суммой приведенного движущего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка:

$$M_{\Sigma} \varphi = k gm_1 l_{OB} - gm_1 l_{OB} \cos \varphi_{1л}.$$

Закон движения механизма люка в виде изменения скорости первого звена  $\omega_1$  можно найти, определив суммарную работу при открытии люка на  $90^\circ$ , которая может быть получена путем интегрирования суммарного приведенного момента:

$$A_{\Sigma разг}(\varphi) = \int_0^{\varphi_{пер}=\pi/2} M_{\Sigma разг}(\varphi) d\varphi_1 = gm_1 l_{OB} \int_0^{\varphi_{пер}=\pi/2} [k - \cos \varphi_{1л}] d\varphi_1,$$

где  $\varphi_{пер} = \pi/2$  — координата положения звена 1 в момент переключения давлений в цилиндре.

Принимая суммарный приведенный момент инерции механизма люка постоянным  $J_{\Sigma} = \text{const}$ , следует определить кинетическую энергию и угловую скорость люка в положении переключения с разгона на торможение (открытия люка на  $\varphi = \pi/2$ ):

$$\omega_{\text{разг max}}(\varphi = \pi/2) = \sqrt{\frac{2A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi = \pi/2)}{J_{\Sigma}}}.$$

При разгоне механизма люка происходит накопление кинетической энергии механической системы за счет изменения суммарной работы двигателя и сопротивления [9]. При торможении механизма люка кинетическая энергия механической системы снижается в результате изменения суммарной работы двигателя и сопротивления. Расчет остановки механизма люка производится при выполнении нескольких условий:

- обеспечение равенства нулю суммарной работы движущих сил и сил сопротивления;
- создание необходимого сил — обеспечение суммарного приведенного момента сил для удержания люка в неподвижном состоянии силами давления и силами тяжести;
- обеспечение условий «безударного останова» в расчетное мгновение остановки не только равенства нулю суммарной работы движущих сил и сил сопротивления, т. е. равенства нулю скорости движения, но и равенства нулю углового ускорения звена приведения.

Сохраняя принятые допущения решения, определим необходимый момент тормозных сил  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$  для остановки и удержания люка  $\omega(\varphi = \pi) = 0$  в заданном положении открытия  $\varphi = \pi$ . Значение необходимого тормозного момента можно найти из условия  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$ .

Для обеспечения безударного останова в конечном заданном положении необходимо выполнить условие

$$\varepsilon_1(\varphi = \pi) = 0 = \frac{M_{\Sigma\text{торм}}(\varphi = \pi)}{J_{\Sigma}},$$

при  $J_{\Sigma} = \text{const}$ , также необходимо обеспечить в момент останова [13, 14];

$$M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + M_G(\varphi = \pi) = 0.$$

По записанным выше условиям расчета для остановки механизма люка в заданном положении можно определить необходимую работу торможения  $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ , которая сводится к равенству работ тормозных сил и работе сил тяжести в процессе торможения

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -(gm_1 l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}).$$

Величина этой работы связана с формой эпюры (зависимости) изменения тормозных сил [10, 11]. Принимая линейную зависимость момента тормозных

сил для безударной остановки люка в положении  $\varphi = \pi$ , можно определить начальное значение тормозного момента, считая уже известной конечное значение его в момент остановки.

Для обеспечения для безударной остановки люка при открытии люка  $180^\circ$  помимо выполнения предыдущего условия  $M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0$  необходимо определить начальное значение тормозного момента после переключения давлений на торможение  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2)$  исходя из необходимой работы торможения  $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -(gm_1 l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}})$ , обеспечивающей остановку  $\omega(\varphi = \pi) = 0$ , и конечного значения момента тормозных сил  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$  для обеспечения равенства нулю ускорения движения в конце торможения  $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_{\text{конеч}} = \varepsilon(\varphi_{\text{конеч}}) = 0$ .

Поэтому соотношения работ в момент безударного останова примут вид

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \Delta T_{\text{разг}} + A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + A_G(\varphi = \pi) = 0;$$

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2}^{\varphi = \pi} M_{G_{\text{торм}}}(\varphi) d\varphi_1 = -(gm_1 l_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}).$$

При линейном законе изменения тормозного момента сил давления путем дросселирования жидкости на выходе из цилиндра работа сил торможения будет представлять собой площадь трапециевидной эпюры приведенного суммарного момента, как показано на рис. 3 [12, 13]:

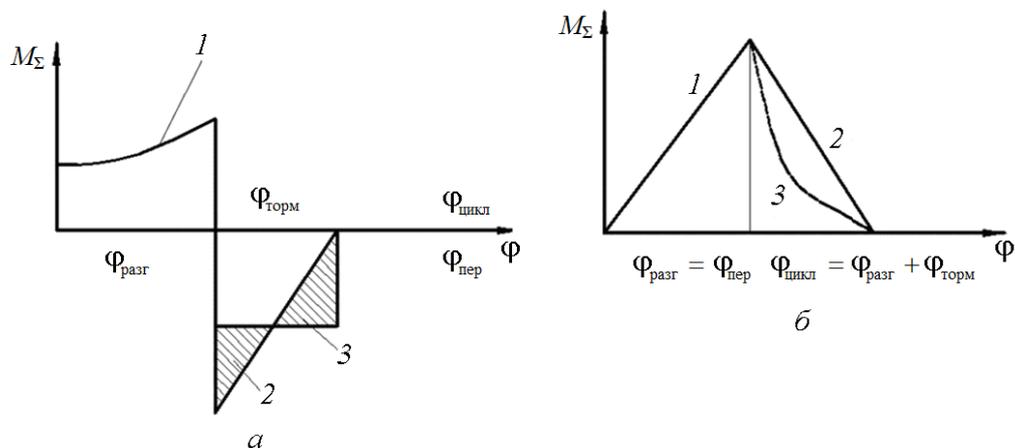
$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2}^{\varphi = \pi} M_{G_{\text{торм}}}(\varphi) d\varphi_1 = \left\{ M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) + M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) \right\},$$

где  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = gm_1 l_{OB}$  — конечное значение момента сил давления в положении  $\varphi = \pi$ ,  $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) = 2A_{\text{торм}} \left( \frac{\varphi = \pi}{\pi/2} \right)$  — начальное значение момента сил давления в положении  $\varphi = \pi/2$ ,  $\varphi_{\text{торм}} = \pi - \varphi_{\text{пер}} = \pi/2$  — угловой путь торможения.

После переключения давлений в качающемся цилиндре происходит торможение механизма люка и гашение достигнутой при разгоне кинетической энергии и скорости до нуля моментом тормозных сил по линейной зависимости. Однако требуется определить зависимость углового ускорения при торможении

$\varepsilon(\varphi) = \frac{M_{\text{торм}}(\varphi)}{J_\Sigma}$  и тем самым выполнить проверку выполнения условий безударного останова при  $\varphi = \pi$ :  $M_\Sigma(\varphi = \pi)$ ,  $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$ .

Если принять линейную зависимость тормозного момента от угла поворота звена приведения [14, 15], то можно определить необходимое для безударного останова значение фактора торможения  $k_{\text{торм}}$ , который представляет коэффициент



**Рис. 3.** Зависимости суммарного приведенного момента (а) и скорости звена приведения ПТМ от обобщенной координаты (б) в режиме «разгон — торможение»:

1 — разгон; 2 — торможение при  $M_{\text{торм}} = \text{const}$ ; 3 — торможение при безударном останове

пропорциональности, определяющий зависимость изменение тормозных сил в процессе торможения углу поворота

$$M_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - k_{\text{торм}}(\varphi - \varphi_{\text{пер}}),$$

где  $k_{\text{торм}} = \left\{ M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - M_{\text{торм}} \frac{(\varphi = \pi)}{(\varphi - \pi/2)} \right\}$  — фактор торможения, определяющий зависимость изменения сил торможения при изменении положения звена приведения.

Определив зависимость  $M_{\text{торм}}(\varphi)$ , можно определить закон движения в виде изменений угловой скорости или углового ускорения при торможении

$\varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = \frac{M_{\text{торм}}(\varphi)}{J_{\Sigma}}$  и проверить выполнение условий «безударного останова»

при  $\varphi = \pi$ :

$$M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 l_{\text{ОВ}}$$

$$M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0, \omega(\varphi = \pi) = 0, \varepsilon(\varphi = \pi) = 0.$$

Расчетные формулы имеют вид

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi) = \sqrt{\omega_{\text{разг}_{\text{max}}}^2 - \frac{2A_{\text{торм}}(\varphi)}{J_{\Sigma}}} = 0; \quad \varepsilon(\varphi) = \frac{M_{\Sigma_{\text{торм}}}(\varphi)}{J_{\Sigma_{\text{пр}}}}.$$

Основную задачу динамического исследования — определить время разгона и время движения в цикле «разгон — торможение» целесообразно проводить на ЭВМ, например, с использованием системы MATHCAD [14, 15].

Алгоритм решение задачи представлен ниже, время разгона и торможения можно определить интегрированием обратной функции закона движения  $1/\omega(\varphi_1)$  по обобщенной координате  $\varphi$ :

$$t_{\text{торм}} = \int_{\varphi=0}^{\varphi_{\text{пер}}} \left( \frac{1}{\omega(\varphi_{1л})} \right) d\varphi_1; \quad t_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{кон}}} \left( \frac{1}{\omega(\varphi_{1л})} \right) d\varphi_1.$$

Время цикла движения  $t_{\text{цикл}} = t_{\text{торм}} + t_{\text{торм}}$ .

Основная задача исследования — определить зависимость расхода энергии от момента переключения с разгона на торможение. Ее можно решить путем оценки средней развиваемой двигателем мощности в период разгона. При торможении двигатель не развивает полезной мощности, так как давление управляется дросселированием потока жидкости на выходе из гидроцилиндра. Поэтому при торможении неуравновешенного люка мощность двигателя и его работа не используются, а за полезную мощность принимают работу сил тяжести.

Поскольку для торможения механизма люка мощность двигателя не используется, цикловой КПД равен отношению работ:

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{A_{\text{полезная}}}{A_{\text{дв.разг}}},$$

где  $A_{\text{полезная}}$  — работа сил тяжести люка, принимаемая за полезную;  $A_{\text{дв.разг}}$  — работа движущих сил,  $A_{\text{дв.разг}} = \varphi M_{\text{дв}}$ .

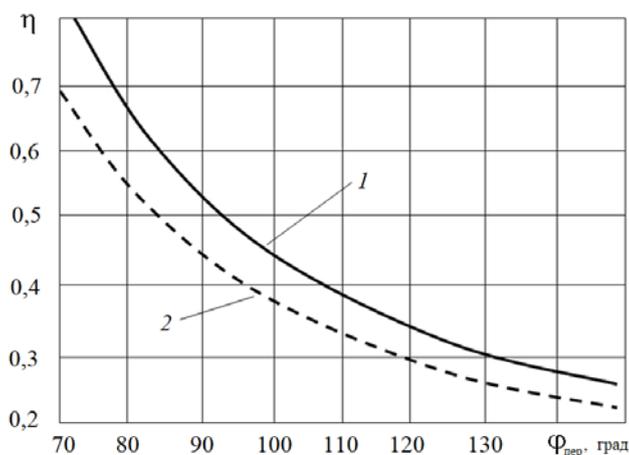
Средняя развиваемая двигателем мощность  $W_{\text{ср}}$  определяется работой двигателя привода гидросистемы в период разгона  $A_{\text{дв.разг}}$ , поскольку при торможении давление определяется не мощностью двигателя гидросистемы, а управляется дросселированием потока жидкости на выходе из гидроцилиндра

$$W_{\text{ср}} = \frac{A_{\text{дв.разг}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{цикл}} t_{\text{разг}}},$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД гидросистемы.

Построение зависимостей параметров ПТМ от углового момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выше выражениям путем моделирования в системе MATHCAD [14, 15].

На рис. 4 показана зависимость изменения циклового КПД от углового момента переключения при выборе коэффициентов запаса пускового момента  $k = 1,2$  (кривая 1) и  $k = 1,5$  (кривая 2). В обоих случаях цикловой КПД снижается при увеличении угла переключения, что следует объяснить увеличением скорости в конце разгона и кинетической энергии перед торможением и, как следствие, ростом потерь энергии при торможении.

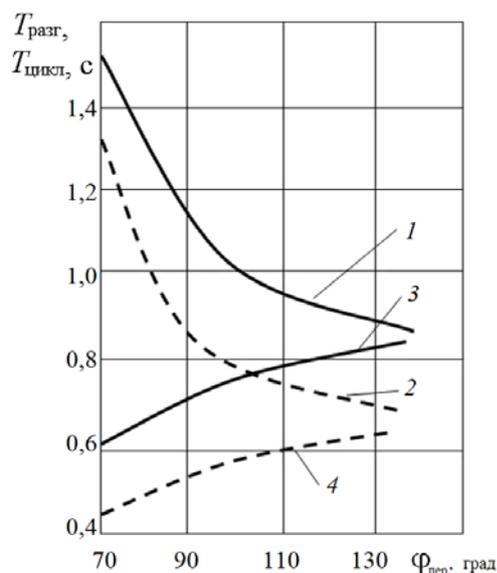


**Рис. 4.** Зависимость изменения циклового КПД от углового момента переключения при выборе коэффициентов запаса пускового момента  $k = 1,2$  (кривая 1) и  $k = 1,5$  (кривая 2), «град»

На рис. 5 представлены результаты моделирования динамических показателей привода механизма люка при изменении момента переключения. Эти результаты противоречивы, поскольку описывают изменение времени цикла  $T_{цикл}$  (кривая 1 при  $k = 1,2$  и кривая 2 при  $k = 1,5$ ) времени разгона  $T_{разг}$  (кривая 3 при  $k = 1,2$  и кривая 4 при  $k = 1,5$ ), которое является частью времени цикла. Увеличение угла переключения приводит к сокращению времени цикла при одновременном незначительном увеличении времени разгона, который производится на увеличивающемся угле разгона. При этом время процесса торможения сокращается за счет увеличения потерь энергии.

Таким образом, увеличение угла переключения с разгона на торможение приводит к интенсификации процесса работы ПТМ, повышению производительности, росту абсолютного расхода энергии и снижению циклового КПД.

Таким образом, математическое моделирование динамических и экономических показателей ПТМ на примере механизма привода люка показывает следующее:



**Рис. 5.** Зависимости динамических показателей ПТМ от углового значения момента переключения с разгона на торможение

– метод снижения расхода энергии ПТМ путем изменения момента переключения с разгона на торможение является эффективным по экономичности и не увеличивает затрат на применение аккумуляторов энергии;

– за счет снижения угла переключения цикловой КПД механизма подъема люка можно увеличить практически вдвое по сравнению с общепринятым переключением с разгона на торможение в вертикальном положении люка. Увеличение КПД следует объяснить уменьшением кинетической энергии системы в момент переключения и снижением потерь ее при последующем торможении;

– физический смысл изменения расхода энергии ПТМ путем управления момента переключения с разгона на торможение заключается в том, что при этом происходит внутреннее перераспределение работ сил движущих и сопротивления за цикл разгон-торможение;

– при изменении угла переключения незначительно меняются и динамические показатели ПТМ, а также снижаются затраты энергии при торможении противодавлением в гидроцилиндре.

### Литература

- [1] Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1979.
- [2] Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М., Высшее образование, 2009.
- [3] Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Энергетическая модель передаточного механизма с маховичным аккумулятором энергии. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 4, с. 47–54.
- [4] Гулиа Н.В. Инерция. М., Наука, 1982.
- [5] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-14. Двигатели внутреннего сгорания. М., Машиностроение, 2013.
- [6] Blaquieri A. Nonlinear system analysis. Academic Press, 1966.
- [7] Stachowiak G., Batchelor A.W. Engineering tribology. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [8] Ito Y., Matsumura T. Theory and practice in machining systems. Springer, 2017.
- [9] Deane J.P., Gallachoir B.P., Mckeogh E.J. Techno-economic review of existing and new pumped hydro energy storage plant. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2010, vol. 14, no. 4, pp. 1293–1302. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.015>
- [10] Леонов И.В., ред. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по теории механизмов и машин. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.
- [11] Белоконов И.М. Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ. Киев, Вища школа, 1978.
- [12] Юдовский И.М. Рекуперативный маховичный привод для непрограммируемых автоматических манипуляторов. *Вестник машиностроения*, 1985, № 4, с. 9–11.
- [13] Корсунский В.А. Повышение эффективности мобильных роботов путем использования дополнительного источника энергоснабжения - маховичного аккумулятора энергии. *Наука и образование: научное издание*, 2013, № 5. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_20165678\\_18597848.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_20165678_18597848.pdf)
- [14] Геминтерн В.И., Каган Б.М. Методы оптимального проектирования. М., Энергия, 1980.
- [15] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. Методы классической и современной теории автоматического управления. Т. 4: Теория оптимизации систем автоматического управления. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.

**Лобачева Елена Федоровна** — аспирант кафедры «Робототехника и комплексная автоматизация», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — Барбашов Николай Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Робототехника и комплексная автоматизация», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:**

Лобачева Е.Ф. Повышение экономичности изменением момента переключения в цикле «разгон — торможение». *Политехнический молодежный журнал*, 2020, № 04(45). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-04-602>

---

## IMPROVING EFFICIENCY BY CHANGING THE SWITCHING MOMENT IN THE ACCELERATION — BRAKING CYCLE

E.F. Lobacheva

alenska201290@rambler.ru

SPIN-code: 3649-1480

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

---

### Abstract

An assessment of the economic qualities of lifting-and-transport machines is presented on the example of a swinging cylinder mechanism with hydraulic drive. The idealized acceleration - braking cycle is considered, which allows to evaluate the parameters of the machine under the most unfavorable operating conditions. It is shown that an assessment of economic efficiency can be obtained by solving a number of sequential tasks, an example of their calculation is given. It is concluded that the method of reducing energy consumption by changing the moment of switching from acceleration to braking in a lifting-and-transport machine is efficient and does not increase the structure cost. The estimation of the efficiency of the lifting-and-transport machine is given, recommendations are given on increasing the cyclic efficiency of the lifting mechanism. Thus, the methodology for controlling the moment of switching from acceleration to braking can be used in the design and calculation of the mechanisms of lifting-and-transport machines.

### Keywords

Lifting-and-transport machines, rescue device, transient operating modes, acceleration, braking, energy consumption, efficiency, economic efficiency

Received 27.02.2020

© Bauman Moscow State Technical University, 2020

---

### References

- [1] Levitskiy N.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1979 (in Russ.).
- [2] Leonov I.V., Leonov D.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie Publ., 2009 (in Russ.).
- [3] Barbashov N.N., Leonov I.V. Energy model of transmission mechanism with flywheel energy storage. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2010, no. 4, pp. 47–54 (in Russ.).
- [4] Gulia N.V. Inertsia [Inertia]. Moscow, Nauka Publ., 1982 (in Russ.).
- [5] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A., eds. Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical engineering encyclopaedia. Vol. IV-14. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013 (in Russ.).
- [6] Blaquieri A. Nonlinear system analysis. Academic Press, 1966.
- [7] Stachowiak G., Batchelor A.W. Engineering tribology. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [8] Ito Y., Matsumura T. Theory and practice in machining systems. Springer, 2017.
- [9] Deane J.P., Gallachoir B.P., Mckeogh E.J. Techno-economic review of existing and new pumped hydro energy storage plant. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2010, vol. 14, no. 4, pp. 1293–1302. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.015>

- [10] Leonov I.V., ed. *Primenenie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii po teorii mekhanizmov i mashin* [Application of Mathcad system in course engineering on theory of mechanisms and machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2012 (in Russ.).
- [11] Belokonev I.M. *Mekhanika mashin. Raschety s primeneniem ETsVM* [Machine mechanics. Calculations using electronic digital computer]. Kiev, Vishcha shkola Publ., 1978 (in Russ.).
- [12] Yudovskiy I.M. Recuperative flywheel drive for non-programmable automatic manipulators. *Vestnik mashinostroeniya*, 1985, no. 4, pp. 9–11 (in Russ.).
- [13] Korsunskiy V.A. Raising efficiency of mobile robots by using additional power supply source — flywheel energy accumulator. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2013, no. 5. URL: [https://elibrary.ru/download/elibrary\\_20165678\\_18597848.pdf](https://elibrary.ru/download/elibrary_20165678_18597848.pdf) (in Russ.).
- [14] Gemintern V.I., Kagan B.M. *Metody optimal'nogo proektirovaniya* [Optimal design methods]. Moscow, Energiya Publ., 1980 (in Russ.).
- [15] Pupkov K.A., Egupov N.D., eds. *Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya. T. 4: Teoriya optimizatsii sistem avtomaticheskogo upravleniya* [Methods of classical and modern theory of automatic control. Vol. 4. Optimization theory of automatic control systems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004 (in Russ.).

**Lobacheva E.F.** — PhD Student, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — Barbashov N.N., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Please cite this article in English as:**

Lobacheva E.F. Improving efficiency by changing the switching moment in the acceleration — braking cycle. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2020, no. 04(45). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-04-602.html> (in Russ.).