



ЛЕОНОВ

Игорь Владимирович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

LEONOV

Igor Vladimirovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Повышение экономичности машин изменением момента переключения в цикле разгон-торможение

И.В. Леонов

Причинами снижения экономичности подъемно-транспортных машин (ПТМ) являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчетного оптимального значения и принудительного торможения при необходимости их остановки вызывают увеличение потерь энергии.

В настоящее время появился новый класс грузоподъемных и транспортных машин с гибридными силовыми установками, которые могут производить рекуперацию энергии торможения и снижать за счет этого общий расход энергии. Однако можно указать на новый перспективный метод повышения экономичности ПТМ путем изменения момента переключения в цикле разгон-торможение, применение которого не требует дорогостоящих устройств рекуперации энергии торможения.

По результатам математического моделирования установлено, что метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение является эффективным по экономичности и не увеличивает затрат на применение аккумуляторов энергии.

Ключевые слова: расход энергии, разгон, торможение, рекуперация энергии, математическая модель, повышение экономичности, момент переключения.

Increasing the Efficiency of Machines by Changes in Acceleration-Deceleration Cycle

I. V. Leonov

The reasons for reducing the efficiency of hoisting-and-transport machines are the variations in speed and load, deviations of which from the optimum value cause an increase in energy losses. Currently, a new class of hoisting-and-transport machines appeared with hybrid power motors that can provide brake energy recuperation and thereby reduce the total energy consumption. However, the article describes a new perspective method for increasing the efficiency of hoisting-and-transport machines by changing the switch time in acceleration-deceleration cycle, the use of which does not require expensive equipment of Brake Energy Regeneration. The results of mathematical modeling showed that the method of reducing energy consumption by changing the time between switching from acceleration to deceleration or vice versa (a point of change) is effective in terms of efficiency and does not increase the cost of the use of energy storage devices.

Keywords: energy consumption, acceleration-deceleration, energy recuperation, mathematical model, increasing the efficiency, a point of change from acceleration to deceleration.

Современные подъемно-транспортные машины (ПТМ) и непрограммируемые автоматические манипуляторы работают на неустановившихся режимах с чередованием разгонов и торможений. Исследования методов снижения расхода энергии машин, как правило, проводятся в направлении развития рекуперации энергии торможения [1, 2], что повышает их стоимость за счет применения аккумулирующих устройств различного типа. Однако добиться снижения расхода энергии ПТМ можно и без использования дорогостоящих аккумуляторов и устройств рекуперации энергии торможения — путем изменения момента переключения с разгона на торможение или применения разгружающих устройств.

На установившихся режимах на которых существует однозначная связь между коэффициентом потерь энергии и КПД, в качестве критерия экономичности расхода энергии всегда использовался КПД машины. Аналогично проводились исследования неустановившихся режимов в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Для оценки экономических качеств машин на неустановившихся режимах был предложен идеализированный цикл разгон-торможение [3], в котором цикловой КПД определяется по нескольким параметрам: отношение моментов двигателя $M_{дв}$ и сопротивления $M_{пол. сопр}$, отношение угловой продолжительности разгона и торможения, зависящее от угловой координаты переключения $\varphi_{пер}$ с разгона на торможение в продолжительности цикла $\varphi_{ц}$:

$$\eta_{ц} = \frac{M_{пол. сопр} \varphi_{ц}}{M_{дв} \varphi_{пер}}$$

Анализ выражения циклового КПД идеализированного цикла показывает, что $\eta_{ц}$ зависит от угловой координаты момента переключения с разгона на торможение. Поэтому при детерминированной нагрузке, т. е. при известной при проектировании ПТМ нагрузке в процессе эксплуатации, можно выбрать оптимальные параметры двигателя и передаточного механизма по цикловому КПД $\eta_{ц}$ как критерию экономичности расхода энергии в идеализированном цикле разгон-торможение [4] при допущении

постоянного значения приведенных моментов сил и моментов инерции в цикле. Остается выяснить, справедливы ли эти выводы и для реального неидеализированного цикла работы, в котором моменты двигателя и сопротивления не имеют постоянного значения.

Цель работы — оценка методов снижения расхода энергии и повышения экономической эффективности ПТМ и непрограммируемых автоматических манипуляторов без использования аккумулирующих устройств рекуперации энергии торможения, путем перераспределения работ внутри цикла движения за счет изменения координаты момента переключения. Поскольку окончательные выводы о перспективности этого метода трудно сделать без оценки влияния других параметров на динамические и экономические качества машин, то для более наглядного пояснения вопроса рассмотрим пример широко распространенного гидравлического привода механизма подъема люка при помощи механизма качающегося цилиндра.

Схема механизма подъема неуравновешенного люка с гидравлическим приводом изображена на рис. 1. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила тяжести люка I — кривошип механизма качающегося гидроцилиндра. Люк открывается в два этапа: разгон и торможение переключением давления в полостях цилиндра при $\varphi_{лл} = 90^\circ$. 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.

Удобство построения математической модели на примере механизма подъема люка состоит в том, что процесс подъема с разгоном и торможением при опускании совершаются на заранее выбранном, определенном незначительном перемещении, при котором практиче-

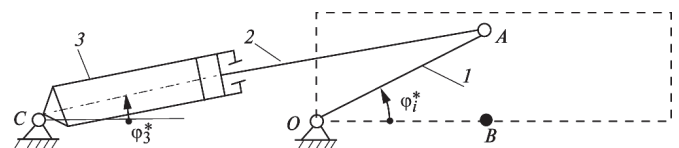


Рис. 1. Схема механизма привода люка:

1 — люк; 2 — поршень; 3 — качающийся цилиндр

ски не наблюдается установившегося режима движения, а за разгоном непосредственно следует торможение. Эта особенность позволяет построить достаточно простую математическую модель и оценить на ней экономическую эффективность нового метода [2, 3] снижения расхода энергии.

Для анализа возможных вариантов выбора углового момента переключения и номинальной мощности двигателя гидропривода разработана программа расчета основных показателей ПТМ с помощью системы Mathcad [4, 5]. Ниже представлен алгоритм расчета динамических показателей и экономической эффективности нового метода в виде постановки и решения ряда последовательных задач.

Примечание. Можно принять, что масса люка m_1 сосредоточена в точке B (см. рис. 1). При расчете целесообразно ввести угол поворота люка $\varphi_{1л} = \varphi_1 - 30^\circ$, связанный с углом φ_1 поворота кривошипа OA механизма качающегося гидроцилиндра.

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

Задача 1. Определить зависимость приведенного момента сил тяжести люка от угла его поворота.

Решение. Приведенный момент силы тяжести люка $G_1 = gm_1$ рассчитывают из условия равенства мощностей силы тяжести и ее приведенного момента:

$$M_{G_1}^{np} = |G_1| V_B / \omega_1 \cos \alpha = gm_1 \ell_{OB} \cos(\pi/2 + \varphi_{1л}) = -gm_1 \ell_{OB} \cos \varphi_{1л},$$

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

На зависимости $M_{G_1}^{np}(\varphi_{1л})$ (рис. 2) виден участок подъема (разгона) люка $\varphi_{1л} = 0 \dots \pi/2$, на котором сила тяжести является силой сопротивления и имеет отрицательный приведенный момент, а на участке опускания (торможения) $\varphi_{1л} = \pi/2 \dots \pi$ — движущей силой. Можно отметить максимальное значение момента сопротивления подъему $|M_{G_1}^{np}|_{max} = gm_1 \ell_{OB}$ при $\varphi_{1л} = 0$. Приведенный момент $M_{G_1}^{np} = 0$ в вертикальном

положении люка при $\varphi_{1л} = \pi/2$. Изменение знака момента $M_{G_1}^{np}$ в вертикальном положении звена I свидетельствует об изменении отрицательного знака работы силы тяжести G_1 при $\varphi_{1л} \leq \pi/2$ на положительное значение при $\varphi_{1л} \geq \pi/2$, когда сила тяжести помогает движению люка вниз.

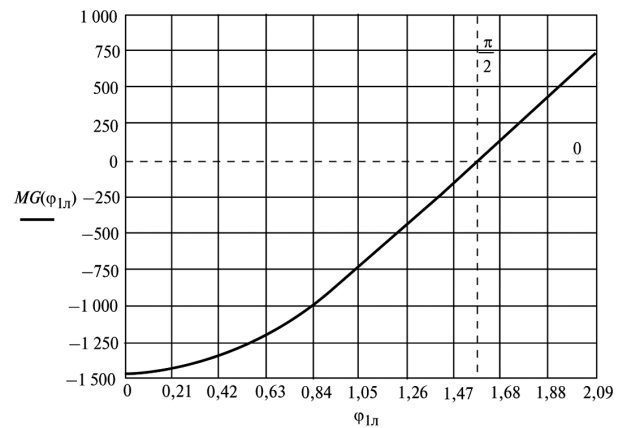


Рис. 2. Зависимость приведенного момента сил тяжести от угла поворота люка

Задача 2. Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

Решение. Необходимый начальный движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъему $|M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|_{max} = gm_1 \ell_{OB}$, который необходимо преодолеть $M_{дв}^{np} \geq |M_G^{np}(\varphi_{1л} = 0)|$. Чтобы исключить знак неравенства, примем допущение постоянства приведенного движущего момента и преобразуем его к следующему виду:

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

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

Задача 3. Определить суммарный момент на участке разгона, с учетом допущения, принятого в задаче 2.

Решение. Суммарный момент на участке разгона является алгебраической суммой движущего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка:

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

Задача 4. Определить суммарную работу при открытии люка на 90° .

Решение. Работу при разгоне можно определить путем интегрирования суммарного приведенного момента:

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

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

Задача 5. Принимая суммарный приведенный момент инерции механизма люка постоянным $J_{\Sigma}^{\text{пр}} = 0,5$, определить кинетическую энергию и угловую скорость люка в положении переключения с разгона на торможение (открытия люка на $\varphi = \pi/2$).

Решение. При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы за счет суммарной работы двигателя и сопротивления $A_{\Sigma \text{разг}} = \Delta T_{\text{разг}}$. Закон изменения движения люка $\omega(\varphi_1)$ определяется по суммарной работе и приведенному моменту инерции на участке разгона:

$$\omega_{\text{разг max}}(\varphi = \pi/2) = \{2A_{\Sigma \text{разг}}(\varphi = \pi/2) / J_{\Sigma}\}^{1/2}.$$

Задача 6. Принимая допущения задачи 5, определить необходимый момент тормозных сил $M_T(\varphi = \pi)$ для остановки и удержания люка $\omega(\varphi = \pi) = 0$ в положении открытия ($\varphi = \pi$).

Решение. Необходимый момент для удержания люка силами давления равен моменту сил тяжести:

$$M_T(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 \ell_{OB}.$$

Для обеспечения безударного останова $\varepsilon_1(\varphi = \pi) = 0 = M_{\Sigma T}(\varphi = \pi) / J_{\Sigma}$ при $J_{\Sigma}^{\text{пр}} = \text{const}$, также необходимо чтобы $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = M_T(\varphi = \pi) + M_G(\varphi = \pi) = 0$.

Задача 7. Определить необходимую работу торможения $A_T(\varphi = \pi)$ для остановки люка.

Решение. Необходимая работа тормозных сил равна сумме кинетической энергии в конце разгона и работе сил тяжести в процессе торможения (см. решение задач 4 и 5):

$$A_T(\varphi = \pi) = -\{gm_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

Задача 8. Принимая линейную зависимость момента тормозных сил для безударной остановки люка в положении $\varphi = \pi$, определить начальное значение тормозного момента, считая известной конечное значение его из решения задачи 6.

Решение. Для обеспечения безударной остановки люка при открытии люка на 180° , кроме выполнения условия $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0$, (см. решение задачи 6), необходимо определить начальное значение тормозного момента после переключения давлений на торможение $M_T(\varphi = \pi/2)$, исходя из необходимой работы торможения $A_T(\varphi = \pi) = -\{gm_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}$, обеспечивающей останова $\omega(\varphi = \pi) = 0$ (см. решение задачи 7) и конечного значения момента тормозных сил $M_T(\varphi = \pi) = gm_1 \ell_{OB}$ для обеспечения равенства нулю ускорения движения в конце торможения $(d\omega/dt)_\kappa = \varepsilon(\varphi_\kappa) = 0$. Поэтому

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

$$A_T(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2}^{\varphi = \pi} M_{G_T}(\varphi) d\varphi_1 = \\ = -\{gm_1 \ell_{OB} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

При линейном законе изменения тормозного момента сил давления, путем дросселирования жидкости на выходе из цилиндра, работа сил торможения имеет следующий вид [3, 5]:

$$A_T(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2}^{\varphi = \pi} M_T(\varphi) d\varphi_1 = \\ = \{M_T(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) + M_T(\varphi = \pi)\} \varphi_T / 2,$$

где $M_T(\varphi = \pi) = gm_1 \ell_{OB}$ — конечное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi$, $M_T(\varphi_{\text{пер}} = \pi/2) = 2A_T(\varphi = \pi) / \varphi_T$ — начальное значение момента сил давления в положении $\varphi = \pi/2$; $\varphi_T = \pi - \varphi_{\text{пер}} = \pi/2$ — угловой путь торможения.

Задача 9. После переключения давлений в цилиндре происходит торможение люка и гашение достигнутой при разгоне кинетической

энергии и скорости до нуля моментом тормозных сил по линейной зависимости. Требуется определить зависимость углового ускорения при торможении $\varepsilon(\varphi) = M_T(\varphi)/J_\Sigma$ и тем самым проверить выполнение условий безударного останова при $\varphi = \pi$: $M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$.

Решение. Примем линейную зависимость тормозного момента от угла поворота (задача 8) и определим необходимое для безударного останова значение фактора торможения k_T (который представляет коэффициент пропорциональности между моментом тормозных сил и скоростью):

$$M_T(\varphi) = M_T(\varphi = \pi/2) - k_T (\varphi - \varphi_{\text{пер}}),$$

где $k_T = \{M_T(\varphi = \pi/2) - M_T(\varphi = \pi)/(\varphi - \pi/2)\}$ — фактор торможения.

Определив зависимость $M_T(\varphi)$, построим зависимость угловой скорости и углового ускорения при торможении $\varepsilon_T(\varphi) = M_T(\varphi)/J_\Sigma$ и проверим выполнение условий «безударного останова» при $\varphi = \pi$: $M_T(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = gm_1 \ell_{OB}$, $M_\Sigma(\varphi = \pi) = 0$, $\omega(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$. Расчетные формулы имеют вид:

$$\begin{aligned} \omega_{\text{разг}}(\varphi) &= \omega_{\text{разг max}} - [2A_T(\varphi)/J_\Sigma]^{1/2} = 0; \\ \varepsilon_T(\varphi) &= M_{\Sigma T}(\varphi)/J_\Sigma^{\text{пр}}. \end{aligned}$$

Задача 10. Определить время разгона и время движения в цикле разгон-торможение.

Решение. Время разгона и торможения можно определить, проинтегрировав обратную функцию закона движения $1/\omega(\varphi_1)$ по углу [3]:

$$\begin{aligned} t_{\text{разг}} &= \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\text{пер}}} (1/\omega(\varphi_{1л})) d\varphi_1; \\ t_T &= \int_{\varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{кон}}} (1/\omega(\varphi_{1л})) d\varphi_1. \end{aligned}$$

Время цикла движения $t_{\text{ц}} = t_{\text{разг}} + t_T$.

Задача 11. Определить цикловой КПД и среднюю мощность двигателя гидросистемы.

Решение. При торможении люка мощность двигателя не используется, поэтому цикловой КПД равен отношению работ:

$$\eta_{\text{ц}} = A_{\text{пол}} / A_{\text{дв. разг}},$$

где $A_{\text{пол}}$ — работа сил тяжести в цикле, принимаемая за полезную.

Средняя развиваемая двигателем мощность определяется работой двигателя в период разгона $A_{\text{дв. разг}}$, так как при торможении давление не зависит от мощности двигателя гидросистемы, а управляется дросселированием потока жидкости на выходе из гидроцилиндра

$$W_{\text{ср}} = A_{\text{дв. разг}} / (\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ц}} t_{\text{разг}}),$$

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

Построение зависимостей параметров ПТМ от углового момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выше выражениям путем моделирования в системе Mathcad [5, 6]. Эти данные были получены при изменении угла переключения в базовой программе, алгоритм которой описан выше в виде отдельных задач.

Исследована зависимость изменения циклового КПД (рис. 3) от углового момента переключения с разгона на торможение от значений 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 объясняется затягиванием процесса разгона, увеличением скорости и запаса кинетической энергии перед торможением и, как следствие, рост потерь энергии при торможении.

При проектировании ПТМ изменение угла переключения, закладываемое в систему управления, требует корректировки номинальной мощности установленного двигателя. Зависимости необходимой мощности установленного двигателя от угла переключения для коэффициентов запаса пускового момента $k = 1,2$ (кривая 1) и $k = 1,5$ (кривая 2) показаны на рис. 4.

Необходимая мощность установленного двигателя растет при увеличении угла переключения, что объясняется снижением циклового КПД при увеличении скорости и запаса кинетической энергии перед торможением. Потребная мощность растет с увеличением коэффициента запаса пускового момента $k = 1,2$ и $k = 1,5$, и, как следствие, повышаются потери

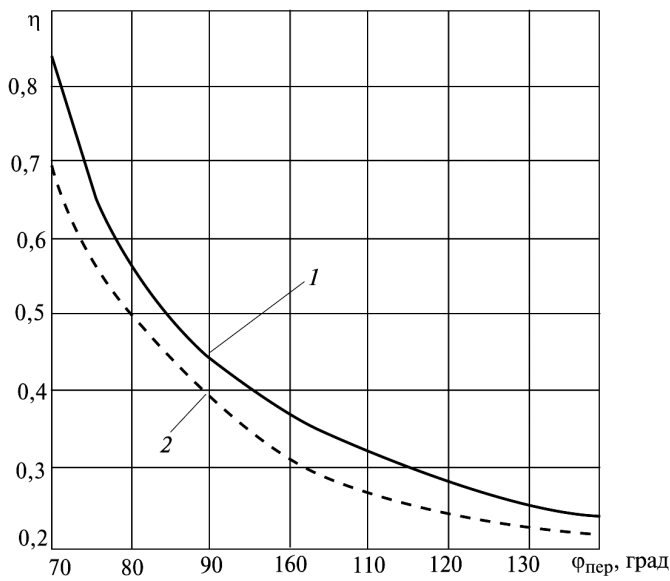


Рис. 3. Зависимость циклового КПД от угла переключения с разгона на торможение:
1 – $k = 1,2$; 2 – $k = 1,5$

энергии при торможении и снижается цикловой КПД.

Результаты моделирования динамических показателей привода люка представлены на рис. 5. Полученные результаты противоречивы, так как описывают изменение времени цикла $T_{ц}$ (кривая 1 при $k = 1,2$ и кривая 2 при $k = 1,5$) и 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 сокращает время цикла при одновременном незначительном увеличении времени разгона, который производится на увеличивающемся угле разгона. При этом время процесса торможения уменьшается за счет увеличения потерь энергии. Таким образом, увеличение угла переключения с разгона на торможение приводит к интенсификации процесса работы ПТМ, к повышению производительности и к росту не только абсолютного расхода энергии, но и к снижению циклового КПД.

Выводы

1. По результатам математического моделирования установлено, что метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение является

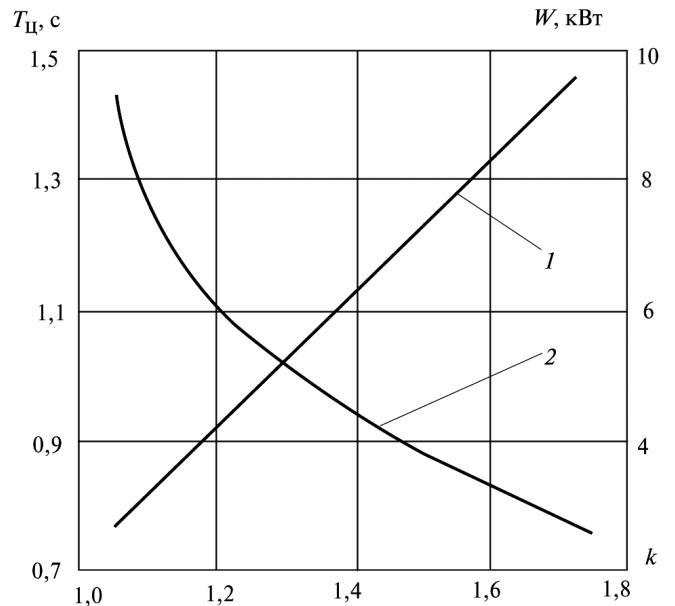


Рис. 4. Зависимость необходимой мощности установленного двигателя от угла переключения:
1 – $k = 1,2$; 2 – $k = 1,5$

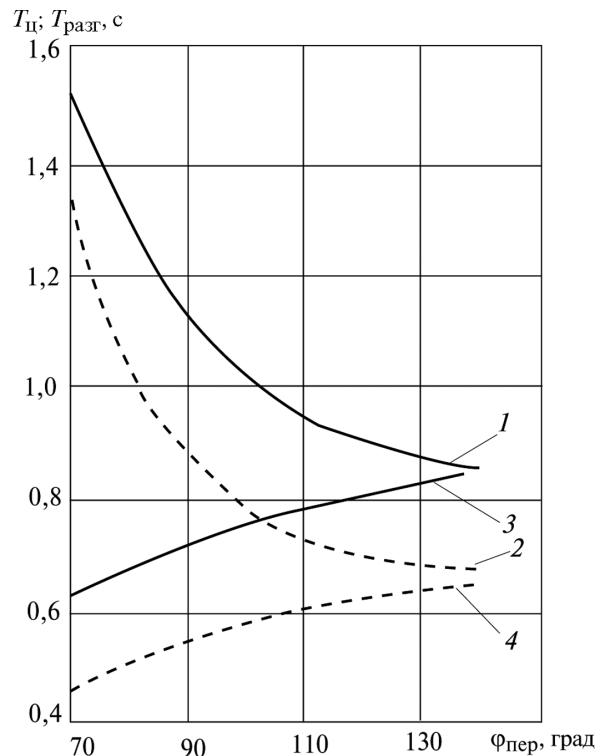


Рис. 5. Зависимости динамических показателей привода люка от времени цикла подъема люка $T_{ц}$ (1 – $k = 1,2$, 2 – $k = 1,5$) и времени разгона $T_{разг}$ (3 – $k = 1,2$, 4 – $k = 1,5$)

эффективным по экономичности и не увеличивает затрат на применение аккумуляторов энергии.

2. За счет снижения угла переключения механизма подъема люка возможно увеличить цикловой КПД практически вдвое по сравнению с общепринятым переключением с разгона на торможение в вертикальном положении люка. Повышение КПД объясняется уменьшением значения кинетической энергии системы в момент переключения и снижением ее потерь при последующем торможении.

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

Литература

1. *Леонов И.В., Леонов Д.И.* Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2009. 239 с.
2. *Леонов И.В.* Энергетический анализ цикла грузоподъемной машины / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 3. С. 19–23.
3. *Барбашов Н.Н., Леонов И.В.* Основы проектирования машин по динамическим и экономическим показателям. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 80 с.
4. *Левитская О.Н., Левитский Н.И.* Курс теории механизмов и машин. М.: Выш. шк., 1985. 279 с.
5. *Егорова О.В., Леонов Д.И., Леонов И.В., Павлов Б.И.* Применение системы Mathcad в курсовом проектиро-

вании по ТММ / под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 49 с.

6. *Vidal P.* Aide memoire d'automatique. Paris.: Dunod, 1985. 196 p.

References

1. Leonov I.V., Leonov D.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie publ., 2009. 239 p.
2. Leonov I.V. *Energeticheskii analiz tsikla gruzopod'emnoi mashiny* [Energy Analysis Cycle of Hoisting-and-Transport Machines]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2013, no. 3, pp. 19–23.
3. *Barbashov N.N., Leonov I.V. Osnovy proektirovaniia mashin po dinamicheskim i ekonomicheskim pokazateliam* [Fundamentals of Machine on dynamic and economic performance]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman publ., 2012. 80 p.
4. *Levitskaia O.N., Levitskii N.I. Kurs teorii mekhanizmov i mashin* [The course of the theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaia Shkola publ., 1985. 279 p.
5. *Egorova O.V., Leonov D.I., Leonov I.V., Pavlov B.I. Primenenie sistemy Mathcad v kursovom proektirovanii po TMM* [Application of Mathcad in the course design by TMM]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman publ., 2012. 49 p.
6. *Vidal P. Using automatic memory.* Paris. Dunod, 1985. 196 p.

Статья поступила в редакцию 22.04.2013

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, 2-я Бауманская ул., 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. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: dm_leonov@gmail.com).