

УДК 621.833.6.001

**Повышение экономичности ПТМ изменением момента переключения в
цикле разгон торможение**

Л. В. Краснощёков

Студент, кафедры «Экономика и организация производства»

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н., профессор кафедры

«Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

МГТУ им. Н.Э.Баумана

krasnoshyokov@gmail.com

Значительную часть времени современные подъёмно-транспортные машины (ПТМ) работают на неустановившихся режимах с переключением с разгона на торможение. Несомненно, что причинами снижения экономичности машин являются колебания скорости и нагрузки, отклонения которых от расчётного 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 исследования неустановившихся режимов в МГТУ им. Н.Э. Баумана, для оценки экономических качеств машин на неустановившихся режимах был предложен идеализированный цикл «разгон – торможение» [1].

При детерминированной нагрузке, т.е. при известной при проектировании машины нагрузке в процессе эксплуатации, можно произвести оптимальных выбор параметров

двигателя и передаточного механизма по критерию экономичности расхода энергии в наиболее динамичном идеализированном цикле «разгон – торможение» [1]

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{|M_{\text{полезн сопр}}| \Phi_{\text{цикл}}}{M_{\text{дв}} \Phi_{\text{перекл}}}$$

Остаётся выяснить, сохраняются ли эти зависимости и для реального неидеализированного цикла, в котором моменты двигателя и сопротивления не имеют постоянного значения. Поскольку окончательные выводы трудно сделать без оценки влияния на динамические и экономические качеств машины других конструктивных параметров, то для более наглядного раскрытия вопроса продолжим рассмотрение примера механизма подъёма люка, показанного на рисунке 1.

В качестве модели для исследования был выбран широко распространённый в технике механизм качающегося цилиндра с гидроприводом. Некоторые ПТМ имеют интересную особенность рабочего процесса подъёма 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 [2].

На рисунке 1 изображена схема механизма подъёма 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. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила тяжести люка, являющегося кривошипом механизма качающегося гидроцилиндра. Люк открывается, проходя две стадии: разгон и торможение переключением давления в полостях цилиндра при $\varphi_{1л}=90^\circ$. В режиме разгона движущими являются силы давления на поршень 2 правой полости цилиндра 3. Торможение люка осуществляется путём подачи противодействия системой управления в левую полость цилиндра.

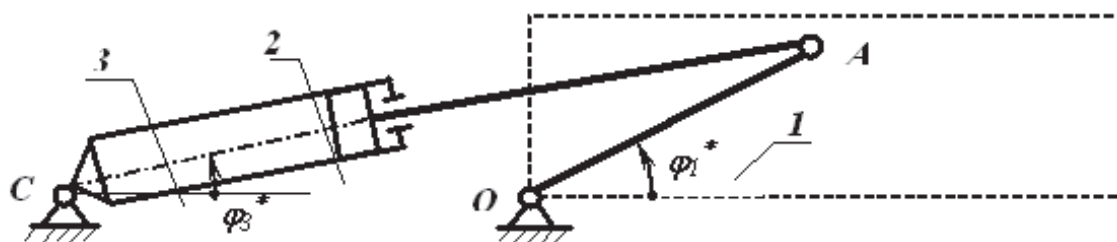


Рис. 1. Схема механизма привода люка

Примечание: Можно принять, что масса люка m_1 сосредоточена в точке В. При расчёте целесообразно ввести угол поворота люка $\varphi_{1л} = \varphi_1 - 30^\circ$, связанный с углом φ_1 поворота кривошипа ОА 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 задачи 1.

Приведенный момент силы тяжести люка $G_1 = gm_1$ рассчитывается из условия равенства мощностей силы тяжести и её приведенного момента

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

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

На зависимости $M_{G_1}^{np}(\varphi_{1л})$ (рисунок 2), можно отметить участок подъёма (разгона) люка $\varphi_{1л} = 0 \div \pi/2$, на котором сила тяжести является силой сопротивления имеет отрицательный приведенный момент, а на участке опускания (торможения) $\varphi_{1л} = \pi/2 \div \pi$ – силой движущей. Можно отметить максимальное значение момента сопротивления подъёму $|M_G^{np}|_{\max} = gm_1 \cdot \ell_{ОВ}$ 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 положительное значение при $\varphi_{1л} \geq \pi/2$, когда сила тяжести помогает движению люка вниз.

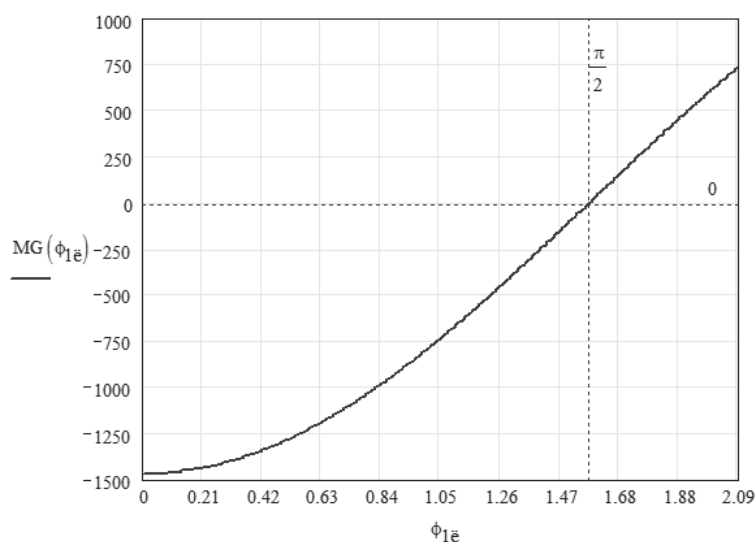


Рис. 2. Зависимость приведенного момента сил тяжести люка.

Задача 2.

Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

Решение задачи 2.

Необходимый начальный движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъёму $|M_G^{пр}(\varphi_{1л}=0)|_{\max} = g m_1 \cdot \ell_{ОВ}$, который необходимо преодолеть $M_{дв}^{пр} \geq |M_G^{пр}(\varphi_{1л}=0)|$. Чтобы исключить знак неравенства, сделав допущение постоянства приведенного движущего момента, преобразуем его к виду,

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

Где: $M_G^{пр}(\varphi_{1л}=0) = -g m_1 \cdot \ell_{ОВ}$. – значение момента сопротивления при пуске, $k=1.2 \div 1.4$ - коэффициент запаса пускового момента, определяющий мощность двигателя гидросистемы.

Задача 3.

Определить суммарный момент на участке разгона, сохраняя допущение задачи 2.

Решение задачи 3.

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

$$M_{\Sigma}(\varphi) = k \cdot g m_1 \cdot \ell_{ОВ} - g m_1 \cdot \ell_{ОВ} \cos(\varphi_{1л})$$

Задача 4

Определить суммарную работу при открытии люка на 90° .

Решение задачи 4.

Работа при разгоне может быть получена путем интегрирования суммарного приведенного момента $A_{\Sigma \text{разг}}(\varphi) = \int_0^{\varphi_{\text{пер}}=\pi/2} M_{\Sigma \text{разг}}(\varphi) d\varphi_1 = g m_1 * \ell_{\text{ОВ}} * 0 \varphi_{\text{пер}}=\pi/2 k - \cos \varphi 1 l d\varphi 1$, где: $\varphi_{\text{пер}} = \pi/2$ - координата звена 1 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 задачи 5

При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы за счёт 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

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

Задача 6

Принимая допущения задачи 5, определить необходимый момент тормозных сил $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки и удержания люка $\omega(\varphi = \pi) = 0$ в положении открытия ($\varphi = \pi$).

Решение задачи 6.

Необходимый момент для удержания люка силами давления равен моменту сил тяжести

$$M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = - M_G(\varphi = \pi) = g m_1 \cdot \ell_{\text{ОВ}}$$

Для обеспечения безударного останова $\epsilon_1(\varphi = \pi) = 0 = M_{\Sigma \text{торм}}(\varphi = \pi) / J_{\Sigma}$ при $J_{\Sigma}^{\text{пр}} = \text{const}$, также необходимо $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) + M_G(\varphi = \pi) = 0$

Задача 7

Определить необходимую работу торможения $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi)$ для остановки люка.

Решение задачи 7

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

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = - \{g m_1 \cdot \ell_{\text{ОВ}} + \Delta T_{\text{разг}}\}.$$

Величина этой работы связана с эпюрой изменения тормозных сил, поэтому в следующей задаче определим необходимую зависимость изменения тормозного момента.

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 задачи 8.

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

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

$$A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}}=\frac{\pi}{2}}^{\varphi=\pi} M_{G\text{торм}}(\varphi) d\varphi_1 = -\{gm_1 * \ell_{\text{ОВ}} + \Delta T_{\text{разг}}\}$$

При линейном законе изменения тормозного момента сил давления путём дросселированием жидкости на выходе из цилиндра работа сил торможения будет представлять площадь трапецевидной эпюры приведенного суммарного момента (рисунок 3) [3] $A_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = \int_{\varphi_{\text{пер}}=\frac{\pi}{2}}^{\varphi=\pi} M_{\text{торм}}(\varphi) d\varphi_1 = \left\{ M_{\text{торм}}\left(\varphi_{\text{пер}} = \frac{\pi}{2}\right) + M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) \right\}$, где $M_{\text{торм}}(\varphi=\pi)=gm_1 \cdot \ell_{\text{ОВ}}$ -конечное значение момента сил давления в положении $\varphi=\pi$, $M_{\text{торм}}(\varphi_{\text{пер}}=\pi/2) = 2A_{\text{торм}}(\varphi=\pi)/\pi/2$ –начальное значение момента сил давления в положении $\varphi=\pi/2$, $\varphi_{\text{торм}}=\pi$ - $\varphi_{\text{пер}} = \pi/2$ -угловой путь торможения.

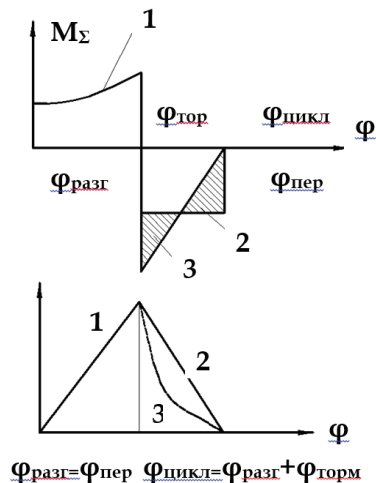


Рис. 3. Изменение суммарного момента и скорости люка в режиме «разгон-торможение»:
1- разгона, 2-торможение при $M_{\text{торм}} = \text{const}$, 3-торможение при безударном останове.

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

Решение задачи 9

Примем линейную зависимость тормозного момента от угла поворота (задача 8) и определим необходимое для безударного останова значение фактора торможения $k_{\text{торм}}$ (фактор торможения представляет коэффициент пропорциональности, определяющий изменение тормозных сил в процессе торможения)

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

Где: $k_{\text{торм}} = \{M_{\text{торм}}(\varphi = \pi/2) - M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) / (\varphi - \pi/2)\}$ – фактор торможения.

Определив зависимость $M_{\text{торм}}(\varphi)$, построим зависимость угловой скорости и углового ускорения при торможении $\varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\text{торм}}(\varphi) / J_{\Sigma}$ и сделаем проверку выполнения условий «безударного останова» (рис. 4.9) при $\varphi = \pi$: $M_{\text{торм}}(\varphi = \pi) = -M_G(\varphi = \pi) = g m_1 \cdot \ell_{\text{ОВ}}$, $M_{\Sigma}(\varphi = \pi) = 0$, $\omega(\varphi = \pi) = 0$, $\varepsilon(\varphi = \pi) = 0$. Расчётные формулы имеют вид:

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi) = \{\omega_{\text{разгmax}} - 2A_{\text{торм}}(\varphi) / J_{\Sigma}\}^{1/2} = 0, \quad \varepsilon_{\text{торм}}(\varphi) = M_{\Sigma\text{торм}}(\varphi) / J_{\Sigma}^{\text{пр}}.$$

Задача 10

Определить время разгона и время движения в цикле «разгон – торможение»

Решение задачи 10.

Решение задачи 10 целесообразно проводить на ЭВМ, например, используя систему Mathcad, алгоритм решение задачи представлен ниже. Время разгона и торможения можно определить интегрированием обратной функции закона движения $1/\omega(\varphi_1)$ по углу [3]

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

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

Средняя развиваемая двигателем мощность определяется периодом разгона, так как при торможении давление управляется дросселированием потока жидкости на выходе в гидроцилиндре. Поэтому при торможении неуравновешенного люка мощность двигателя и его работа не используются

$$A_{\text{Pratzg}} = AP(fip) = 3.674 \times 10^3 J$$

$$\eta_{\text{цикл}} := \frac{A_{\text{pol}}}{A_{\text{Pratzg}}} = 0.4$$

Построение зависимостей параметров ПТМ от углового момента переключения с разгона на торможение осуществлялось по приведенным выше выражениям путём моделирования с системе Mathcad [4]. Для построения этих зависимостей используется функция линейной интерполяции. Каждому угловому моменту переключения с разгона на торможение соответствует единственное значение параметра ПТМ. Эти данные были получены при изменении угла переключения в базовой программе ПРППТМ и представлены в форме векторов [4]. Исследовалось изменение циклового КПД (рисунок 4), что соответствует коэффициентам 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 затягиванием процесса разгона, увеличением скорости и запаса кинетической энергии перед торможением и, как следствие, рост потерь энергии при торможении.

Выводы

1. Как показало математическое моделирование, метод снижения расхода энергии путем изменения момента переключения с разгона на торможение является эффективным по экономичности и не увеличивает затрат на применение аккумуляторов энергии

2. За счёт снижения угла переключения цикловой КПД механизма подъёма люка возможно 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 её при последующем торможении
3. При изменении угла переключения незначительно меняются и динамические показатели ПТМ и снижаются затраты энергии при торможении противодавлением в гидроцилиндре.

Список литературы

1. И.В. Леонов, Д.И. Леонов. Теория механизмов и машин. - М.: Высшее образование, 2009, 239 с.
2. Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Улучшение энергетических характеристик подъемно-транспортных машин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. Специальный выпуск. Фундаментальные проблемы создания и поддержки высокотехнологичных производств, 2012г. С. 57 – 66.
3. Левитский. Теория механизмов и машин. - М.: Наука. 1979. 420 с.
4. Применение системы Mathcad в курсовом проектировании по NVV^{ext}/ пособие / О.В. Егорова, Д.И. Леонов, И.В. Леонов, Б.И. Павлов; под ред. И.В. Леонова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012 г. 49 с.