

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Семенов С.Е.¹, Щербачев П.В.¹, Тарасов О.И.¹

¹ ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», Москва, Россия (105005, Москва, ул. 2-ая Бауманская, дом 5), a1e10@rambler.ru

Энергетическая эффективность приводов обычно оценивается в установившемся режиме работы. Однако в ряде случаев необходимо провести эту оценку в режимах разгона и торможения. В статье рассматривается работа электрогидравлического следящего привода в динамическом режиме работы. Слежение осуществляется по углу поворота выходного вала. Составлена математическая модель привода, учитывающая потери мощности в каждом из элементов привода. В ходе численного моделирования исследуется влияние формы фронта управляющего сигнала и времени его действия на величину суммарных затрат энергии. Результаты моделирования показали, что существуют оптимальные с точки зрения затрат энергии форма сигнала и время его действия. Кроме численного эксперимента проведен также физический. Результаты численного и физического экспериментов показали хорошую сходимость и, тем самым, подтвердили правильность сделанных выводов.

Ключевые слова: энергоэффективность, динамический режим, управляющий сигнал, электрогидравлический привод, оптимальное управление.

ENERGY EFFICIENCY OF ELECTROHYDRAULIC ACTUATORS IN DYNAMIC MODE

Semenov S.E.¹, Scherbachev P.V.¹, Tarasov O.I.¹

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia (105005, Moscow, ul. Baumanskaya 2-ya, 5), a1e10@rambler.ru

Energy efficiency drive is usually estimated at steady state operation. However, in some cases it is necessary to carry out the evaluation in the modes of acceleration and deceleration. The article examines the work of electrohydraulic servo actuator in dynamic mode. Angular position tracking of rotation of the output shaft is performed. The mathematical model of the drive, which takes into account the power loss in each of the components of the transmission, is constructed. In the numerical simulation is studied the influence of the form of the front of the control signal and the time of its action on the value of the total energy consumption. The simulation results showed that there is an optimum cost energy waveform and the period of validity. In addition to the numerical experiment conducted as a physical one. The results of numerical and physical experiments showed a good agreement, and thus, confirmed the correctness of the conclusions.

Keywords: the energy efficiency, dynamic mode, control signal, electro-hydraulic, optimal control.

Обычно энергетическая эффективность приводов и передач оценивается в статическом режиме работы. Существует немало работ, посвященных этой теме. Так, например, оценивается энергоэффективность гидравлического привода при различных способах управления в работе [1]. Однако в ряде случаев статический режим может быть не основным или отсутствовать вовсе. При этом затраты мощности будут определяться не только полезной нагрузкой и разного рода диссипативными факторами, будь то трение, нагрев обмоток или утечки жидкости под давлением, но еще и разгоном и торможением движущихся масс.

В некоторых случаях, как, например, в работе [5], минимизировать затраты энергии предлагается путем добавления специальных элементов в конструкцию привода. Автор предлагает ввести между исполнительным механизмом и нагрузкой упругие связи. Это

позволяет повысить энергетическую эффективность, но негативно сказывается на динамических характеристиках привода.

В работе [3] рассматривается алгоритмический способ минимизации затрачиваемой энергии. Авторы исследуют энергоэффективность электромеханического привода в режиме работы «от точки к точке» (англ. “point to point”, “PTP”). Под данным режимом как раз подразумевается поворот выходного звена привода на некоторый угол по заданной траектории. Авторы анализируют влияние формы траектории и времени поворота на величину затрачиваемой при движении энергии.

В данной статье предлагается рассмотреть условия, которые помогут минимизировать затраты энергии при работе электрогидравлического привода в динамическом режиме.

Анализ проводится для электрогидравлического привода, схема которого представлена на рисунке 1.

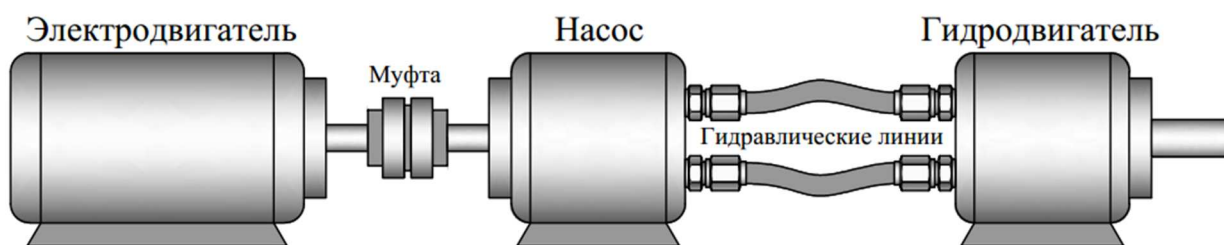


Рис. 1. Схема электрогидравлического привода

Управление приводом осуществляется путем непосредственного регулирования скорости вращения вала насоса при помощи индукторного электродвигателя. Исполнительный механизм представляет собой поворотный гидродвигатель. Такую систему можно использовать, например, для привода звена манипулятора, поворачивающегося на заданный угол. В этом случае режим работы «разгон-торможение» является для него основным.

Цель данной статьи – анализ влияния формы фронта управляющего сигнала и времени выхода на заданный угол на энергетическую эффективность электрогидравлического привода.

Схожая проблема рассматривается в работе [2], однако в ней рассматривается установившийся режим работы привода.

Для оценки энергоэффективности привода на различных режимах работы нужно составить его математическую модель.

Расчетная схема математической модели приведена на рисунке 2.

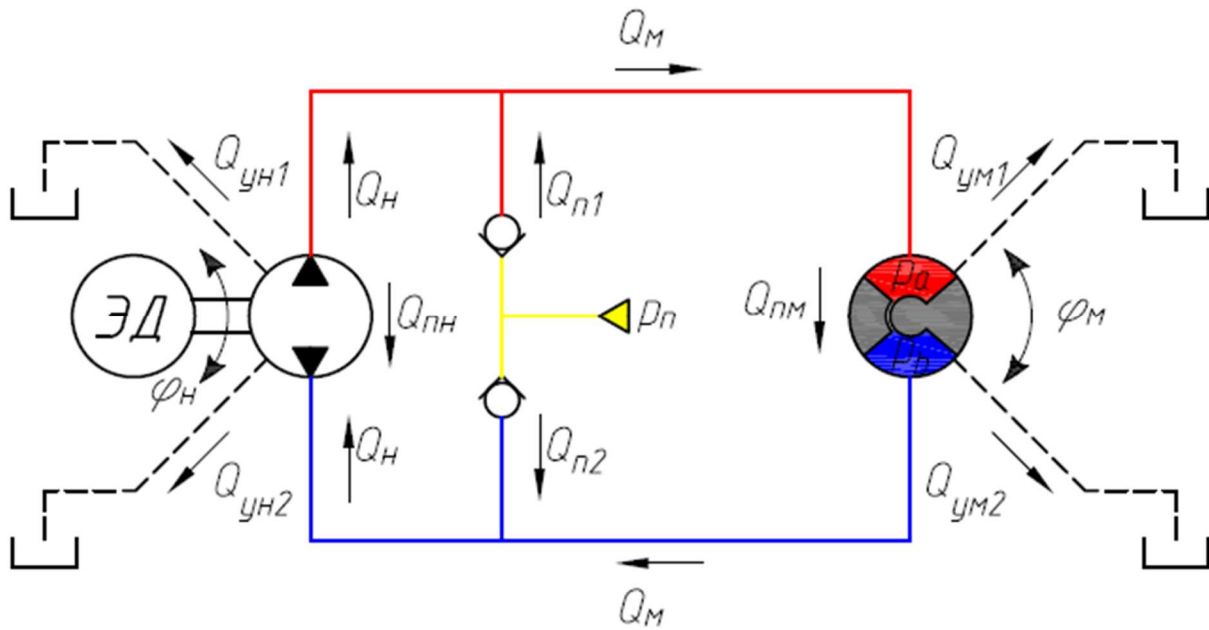


Рис. 2. Расчетная схема математической модели

Систему можно условно разделить на две части: гидромеханическая, в которую входят насос и гидродвигатель, и электромеханическая, в которую входят электродвигатель и регулятор.

Описание гидромеханической части системы.

Скорость нарастания давления в каждой из полостей гидродвигателя пропорциональна алгебраической сумме втекающих и вытекающих расходов.

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{E}{V_a} (Q_n + Q_{п1} - Q_{yn1} - Q_m - Q_{ym1} - Q_{пм} - Q_{пн})$$

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{E}{V_b} (Q_m + Q_{п2} + Q_{пм} + Q_{пн} - Q_n - Q_{yn2} - Q_{ym2})$$

где p_a – давление в полости “А”,

p_b – давление в полости “В”,

E – модуль упругости жидкости,

V_a – объем жидкости в полости “А” вместе с присоединенными трубопроводами,

V_b – объем жидкости в полости “В” вместе с присоединенными трубопроводами,

Q_n – подача насоса,

Q_m – расход жидкости в гидромотор,

$Q_{п1}$ и $Q_{п2}$ – расходы подпитки в линии “А” и “В”,

$Q_{пн}$ – перетечки рабочей жидкости в насосе,

$Q_{пм}$ – перетечки рабочей жидкости в гидродвигателе,

Q_{yn1} – утечки рабочей жидкости в насосе из линии высокого давления,

$Q_{ун2}$ – утечки рабочей жидкости в насосе из линии низкого давления,

$Q_{ум1}$ – утечки рабочей жидкости в гидродвигателе из линии высокого давления,

$Q_{ум2}$ – утечки рабочей жидкости в гидродвигателе из линии низкого давления.

Перечисленные выше расходы рассчитываются следующим образом:

$$Q_{ун1} = K_{ун} \cdot p_a$$

$$Q_{ун2} = K_{ун} \cdot p_b$$

$$Q_{ум1} = K_{ум1} \cdot \varphi_m \cdot p_a$$

$$Q_{ум2} = K_{ум2} \cdot \varphi_m \cdot p_b$$

$$Q_{пм} = K_{пм} \cdot (p_a - p_b)$$

$$Q_{пн} = K_{пн} \cdot (p_a - p_b)$$

$$Q_{п1} = \begin{cases} K_{п} \cdot (p_{п} - p_a), & \text{если } (p_{п} - p_a) > 0 \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

$$Q_{п2} = \begin{cases} K_{п} \cdot (p_{п} - p_b), & \text{если } (p_{п} - p_b) > 0 \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

$$Q_{н} = \frac{V_{0н}}{2\pi} \cdot \omega_{н}$$

$$Q_{м} = \frac{V_{0м}}{2\pi} \cdot \omega_{м}$$

где $K_{ун}$, $K_{ум1}$, $K_{ум2}$, $K_{пм}$, $K_{пн}$, $K_{п}$ – коэффициенты утечек, перетечек и проводимости подпиточных клапанов,

$V_{0н}$ – рабочий объем насоса,

$V_{0м}$ – рабочий объем гидродвигателя,

$\omega_{н}$ – скорость вращения вала насоса,

$\omega_{м}$ – скорость вращения вала гидродвигателя.

Уравнение движения выходного звена, соединенного с валом гидродвигателя.

$$\frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = \frac{1}{J} (M_m - M)$$

где φ_m – угол поворота вала гидродвигателя,

J – момент инерции нагрузки,

M – внешний момент, нагружающий выходное звено,

M_m – момент, развиваемый гидродвигателем,

$$M_m = \frac{V_{0м}}{2\pi} \cdot (p_a - p_b) - K_{в.тр.} \cdot \frac{d\varphi_m}{dt}$$

где $K_{в.тр.}$ – коэффициент вязкого трения в гидродвигателе.

Уравнение движения ротора электродвигателя вместе с приведенной инерцией вращающихся частей насоса.

$$\frac{d^2\varphi_H}{dt^2} = \frac{1}{J_{p.э.} + J_H} (M_э - M_H - M_{тр.э.})$$

где φ_H – угол поворота вала насоса,

$M_э$ – момент, развиваемый электродвигателем,

M_H – момент на валу насоса,

$M_{тр.э.}$ – момент от сил трения в электродвигателе.

Описание электрической части системы.

Уравнения, описывающие электродвигатель, а также значения параметров содержатся в [4].

Ток в обмотках электродвигателя вычисляется с учетом активного сопротивления, индуктивности обмоток и противо-ЭДС.

$$\frac{dI}{dt} = \frac{1}{L} \left(U_э - I \cdot R - K_{эдс} \cdot \frac{d\varphi_H}{dt} \right)$$

где I – ток в обмотках электродвигателя,

R – активное сопротивление обмоток электродвигателя,

$K_{эдс}$ – коэффициент противо-ЭДС,

L – индуктивность обмоток электродвигателя,

$U_э$ – напряжение, соответствующее сигналу рассогласования.

Момент, развиваемый электродвигателем:

$$M_э = K_M \cdot I$$

где K_M – коэффициент, связывающий момент и ток.

Для корректировки динамических свойств системы применен ПИД-регулятор.

Вычисление напряжения рассогласования $U_э$ производится следующим образом:

$$U_э = K_{пр} \cdot (\varphi_{M_э} - \varphi_M) + K_{диф} \cdot \frac{d}{dt} (\varphi_{M_э} - \varphi_M) + K_{инт} \cdot \int (\varphi_{M_э} - \varphi_M) dt$$

где $K_{пр}$, $K_{диф}$, $K_{инт}$ – коэффициенты настройки регулятора,

$\varphi_{M_э}$ – заданный угол поворота выходного звена, соединенного с валом гидродвигателя.

В модели учтен факт ограничения напряжения источника питания:

$$|U_э| \leq U_{max}$$

Численные значения величин, описанных выше, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Численные значения параметров математической модели

| Параметр | Значение | Размерность |
|--------------------|------------------------|--|
| E | 1.5×10^9 | Па |
| V_a | 1×10^{-5} | м^3 |
| V_b | 1×10^{-5} | м^3 |
| $K_{\text{ун}}$ | 5×10^{-14} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па}$ |
| $K_{\text{ум1}}$ | 1.27×10^{-12} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па} \cdot \text{рад}$ |
| $K_{\text{ум2}}$ | 1.27×10^{-12} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па} \cdot \text{рад}$ |
| $K_{\text{пм}}$ | 2.18×10^{-12} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па}$ |
| $K_{\text{пн}}$ | 5×10^{-14} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па}$ |
| $K_{\text{п}}$ | 1×10^{-5} | $\frac{\text{м}^3}{\text{с}} / \text{Па}$ |
| $V_{\text{он}}$ | 8×10^{-7} | м^3 |
| $V_{\text{ом}}$ | 5.5×10^{-6} | м^3 |
| $K_{\text{в.тр.}}$ | 8.77×10^{-5} | $\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}} / \text{с}$ |
| J | 1.0×10^{-4} | $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ |
| $M_{\text{тр.э.}}$ | 1.6×10^{-2} | $\text{Н} \cdot \text{м}$ |
| M | 1.0 | $\text{Н} \cdot \text{м}$ |
| R | 1.37 | Ом |
| $K_{\text{эдс}}$ | 6.4×10^{-2} | $\frac{\text{В}}{\text{рад}} / \text{с}$ |
| L | 1.62×10^{-4} | Гн |

| | | |
|-----------|-----------------------|--|
| K_M | 6.07×10^{-2} | $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{А}$ |
| $K_{пр}$ | 632 | $\text{В} / \text{рад}$ |
| $K_{диф}$ | -2.19 | $\frac{\text{В}}{\text{рад} \cdot \text{с}}$ |
| $K_{инт}$ | 277 | $\text{В} / \text{рад} \cdot \text{с}$ |

В ходе проведения численного эксперимента входным сигналом системы был желаемый угол поворота выходного вала гидродвигателя. Его максимальная величина 45° . Для анализа влияния формы фронта было рассмотрено два вида сигнала: кусочно-линейный и синусоидальный. Вид входных сигналов показан на рисунке 3.

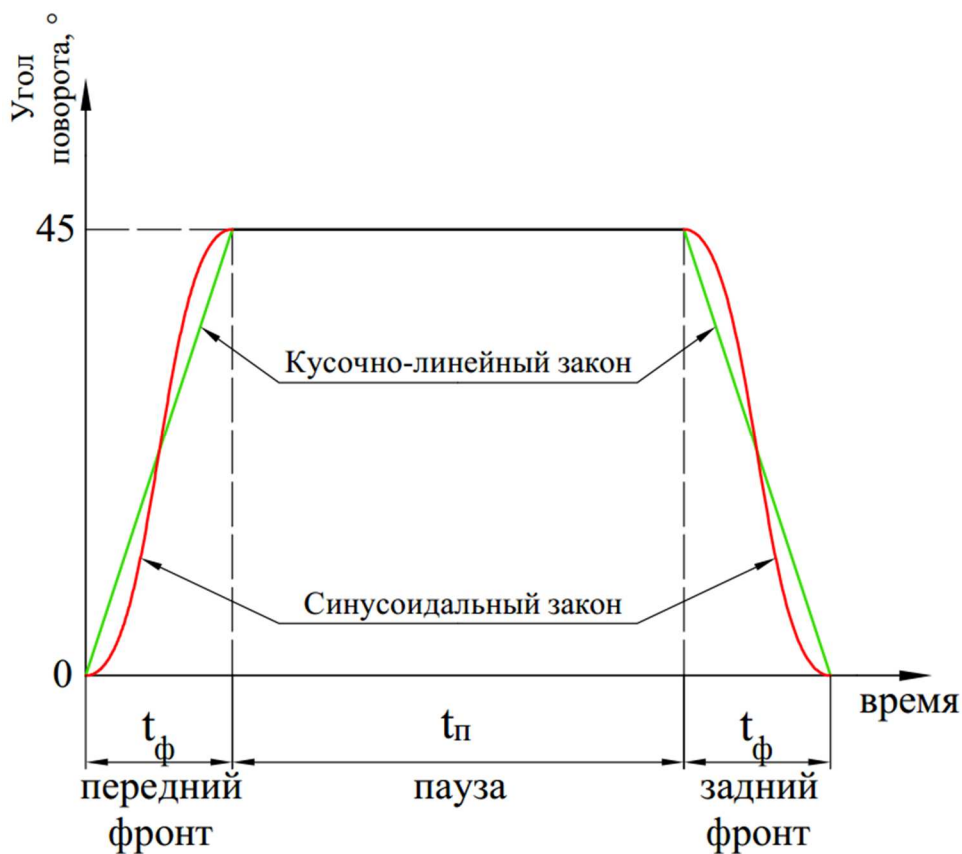


Рис. 3. Входные сигналы

Во время паузы привод отключен, поэтому его можно в расчетах не учитывать. Тогда закон можно сформировать только из переднего и заднего фронта с периодом $T=2t_{\phi}$. По результатам моделирования получены зависимости энергии, затраченной на один цикл поворота выходного звена на 45° и обратно за время $T=2t_{\phi}$. Графики зависимостей показаны на рисунке 4.

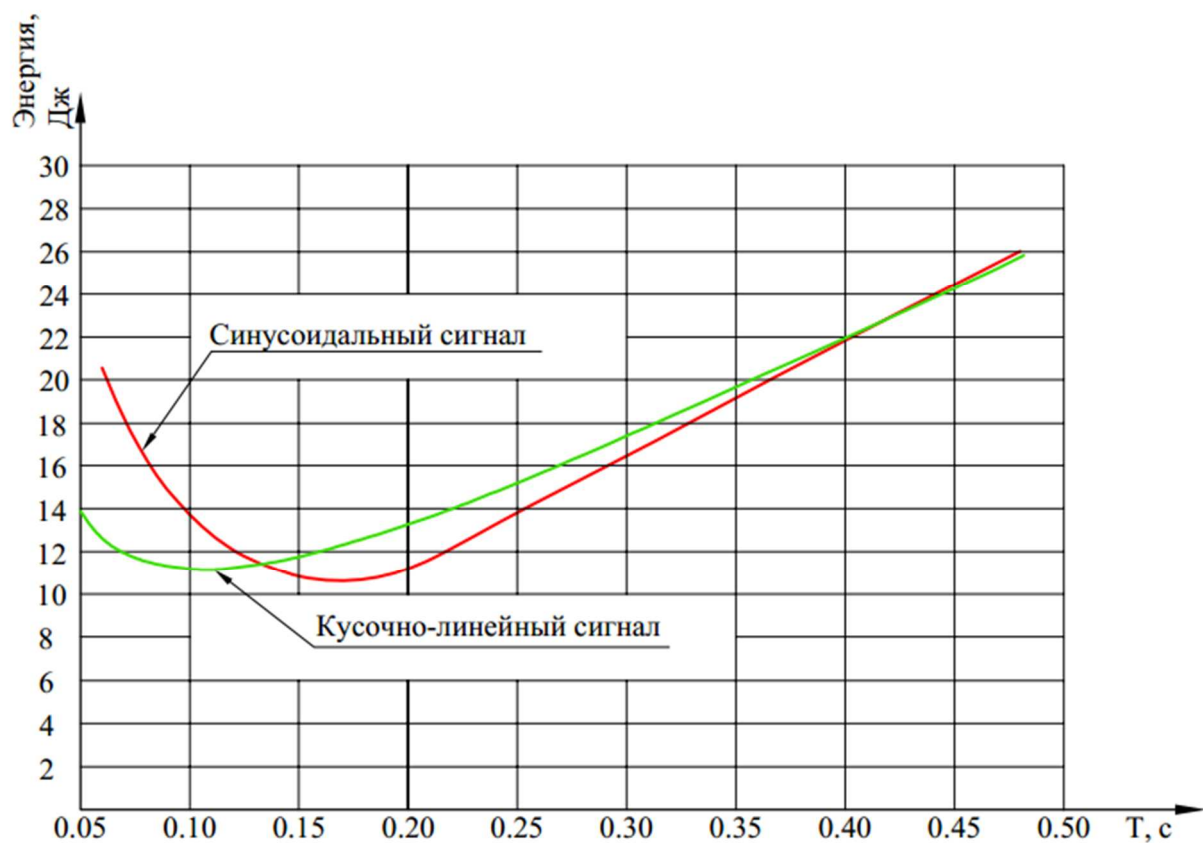


Рис. 4. Влияние формы сигнала на затраты энергии

Параллельно с численным экспериментом проводился физический. В виду отсутствия на момент его проведения гидродвигателя, вместо него использовалось нагружающее устройство в виде дросселя, создающего давление аналогичное тому, что возникает в полостях гидродвигателя.

Результаты численного и физического эксперимента для синусоидального входного сигнала представлены на рисунке 5.

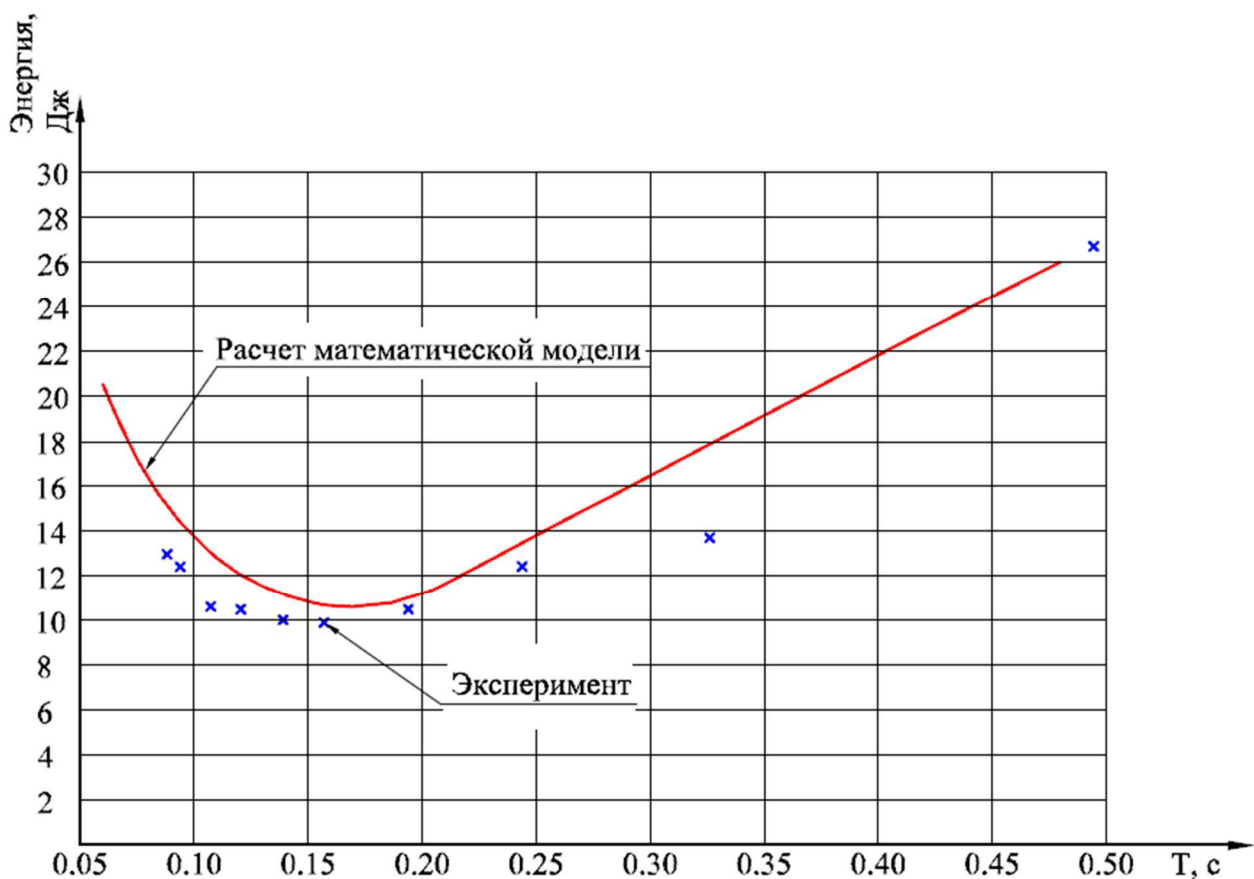


Рис. 5. Сравнение результатов численного и физического эксперимента

Анализируя полученные результаты, можно сделать некоторые полезные для практического применения выводы.

Существует оптимальный с точки зрения затрат энергии закон движения выходного звена. Этот закон определяется временем выхода на заданный угол и формой фронта управляющего сигнала. При одном и той же фронте можно ограничиться оптимальным временем $T_{\text{опт}}$ выхода в заданное положение. Если осуществлять движение быстрее, чем за время $T_{\text{опт}}$, то затраты энергии будут главным образом определяться разгоном движущихся масс. Если осуществлять движение дольше, чем за время $T_{\text{опт}}$, то затраты энергии будут определяться диссипативными факторами (такими как трение, утечка жидкости), а разгонные процессы к этому моменту уже завершатся.

Некоторое различие результатов численного и физического эксперимента нужно объяснить отсутствием во втором случае утечек жидкости в нагружающем устройстве.

В каждом конкретном случае применения электрогидравлического привода необходимо отдельно рассматривать влияние внешних нагрузок и формы фронта управляющего сигнала на время $T_{\text{опт}}$. Судя по полученным результатам, учет этого факта может до двух раз повысить энергоэффективность привода.

В дальнейшей работе представляется целесообразным параметризовать форму фронта сигнала и провести процедуру оптимизации по критерию минимума затраченной энергии.

Список литературы

1. Андреев М.А., Семенов С.Е. Оценка энергетической эффективности гидропривода колёс мобильной машины при различных способах регулирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 12. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/279781.html> (дата обращения: 20.10.2014).
2. Щербачев П. В., Семёнов С. Е. Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной энергоэффективностью // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/465528.html> (дата обращения: 20.10.2014).
3. Christian Hansen, Kai Eggers, Jens Kotlarski, and Tobias Ortmaier. Task Specific Trajectory Profile Selection for Energy Efficient Servo Drive Movements: The 31st International Symposium on Automation and Robotics in Construction and Mining (ISARC 2014). URL: http://www.iaarc.org/publications/fulltext/isarc2014_submission_62.pdf (дата обращения: 20.10.2014).
4. Maxon academy [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/service-academy-motor> (дата обращения: 20.10.2014).
5. Sun Zhen. High efficiency pulse motor drive for robotic propulsion [Электронный ресурс] // DSpace@MIT: сайт. – URL: <http://dspace.mit.edu/handle/1721.1/81719> (дата обращения: 20.10.2014).

Рецензенты:

Шумилов И.С., д.т.н., профессор, ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г.Москва;

Вельтищев В.В., д.т.н., заведующий кафедрой «Подводные роботы и аппараты», ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г.Москва.