

УДК 621.83.062.1

DOI: 10.24160/1993-6982-2017-6-113-124

Динамические характеристики следящего объемного гидропривода с частотным управлением

Ю.Ю. Зуев, Е.Ю. Зуева

Сформированы модели следящего объемного гидропривода с частотным управлением (ОГП-ЧУ(С)) и скоростной обратной связью, имеющего выходную координату в виде скорости и перемещения выходного звена. Получены соотношения для передаточных функций моделей привода и их констант. Сформированы показатели динамической работоспособности (ПДР) и конкурентоспособности (ПДК) привода, классифицированы основные параметры моделей, оказывающие основное влияние на ПДР и ПДК. Получены амплитудные и фазовые частотные характеристики ОГП-ЧУ(С) при варьировании основными параметрами.

Показано, что ОГП-ЧУ(С) скоростного и позиционного типов имеют ПДР и ПДК, близкие к аналогичным показателям объемного гидропривода с насосным управлением (ОГП-НУ) той же мощности. Однако благодаря ряду преимуществ ОГП-ЧУ(С) могут быть рекомендованы для замены следящих ОГП-НУ и электромеханических приводов с механическими редукторами.

Таким образом, ОГП-ЧУ(С) могут использоваться в качестве автоматизированных (следящих) исполнительных модулей различных силовых систем технических объектов, что существенно расширяет возможности применения данного класса приводов.

Ключевые слова: следящий объемный гидропривод, привод скоростного и позиционного исполнений, частотные управление и характеристики, математические модели, структурные схемы.

Для цитирования: Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю. Динамические характеристики следящего объемного гидропривода с частотным управлением // Вестник МЭИ. 2017. № 6. С. 113—124. DOI: 10.24160/1993-6982-2017-6-113-124.

The Dynamic Characteristics of a Frequency-Controlled Volumetric Fluid Servodrive

Yu.Yu. Zuev, E.Yu. Zueva

Models of a frequency-controlled volumetric fluid servodrive (FC-VFSD) with a speed feedback that has the output coordinate in the form of the output section's speed and displacement are constructed. Expressions for the drive models' transfer functions and their constants are obtained. The indicators characterizing the drive's dynamic efficiency (DEIs) and competitiveness (DCIs) are drawn up. The key parameters of the models having the main effect on the DEIs and DCIs are classified. The amplitude and phase frequency responses of an FC-VFSD for different values of its main parameters are obtained.

It is shown that FC-VFSDs with speed and position feedbacks have the DEIs and DCIs close to the similar parameters of a pump-controlled volumetric fluid drive (PC-VFD) having the same power capacity. However, due to a number of their advantages, FC-VFSDs can be recommended as a replacement of pump-controlled volumetric fluid servodrives and electromechanical drives with mechanical reduction gears.

Thus, FC-VFSDs may be used as automated (tracking) actuation modules for various driving systems of technical facilities, a circumstance that significantly broadens the possibilities of using this class of drives.

Key words: volumetric fluid servodrive, frequency- and position-controlled drives, frequency control, frequency responses, mathematical models, structural diagrams.

For citation: Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu. The Dynamic Characteristics of a Frequency-Controlled Volumetric Fluid Servodrive. MPEI Vestnik. 2017; 6:113—124. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2017-6-113-124.

Введение

Известно, что весьма перспективным направлением является разработка и внедрение в различные силовые системы технических объектов (ТО) объемных гидравлических приводов с частотным управлением. В них изменение скорости движения выходного звена осуществляется за счет регулирования частоты вращения вала насоса привода, чаще всего для этого используются электродвигатели, а в послед-

нее время в связи с развитием силовой электроники — асинхронные электродвигатели (АЭД) с частотными преобразователями (ЧП). В качестве исполнительного модуля силовой системы ТО такой ОГП-ЧУ представляет собой электромеханический привод (ЭлмП), в котором вместо традиционного механического редуктора (МР) установлен гидростатический (ГсР) — нерегулируемые насос и гидродвигатель (чаще всего гидромотор) и необходимая гидроаппаратура [1 — 3]. Объемный гидравлический привод с частот-

ным управлением чаще всего применяемой исходной, разомкнутой схемы обеспечивает соответствие управляющей частоты тока ЧП и скорости движения выходного звена. Для улучшения характеристик такого привода предложен ряд схмотехнических решений, в числе весьма эффективных следует указать на применение комбинированного энергопитания [4] и введение скоростной обратной связи [5].

Качество ОГП-ЧУ(С) зависит от значительного числа показателей работоспособности (ПР), опреде-

Математические модели объемных следящих гидравлических приводов с частотным управлением

Укрупненная исходная структурная схема ОГП-ЧУ(С) показана на рис. 1, а преобразованная структурная схема ОГП-ЧУ(С) с передаточной функцией $\Phi(s)$ — на рис. 2.

Статический коэффициент передачи ОГП-ЧУ(С) может быть определен по общей формуле для систем автоматического регулирования [10]:

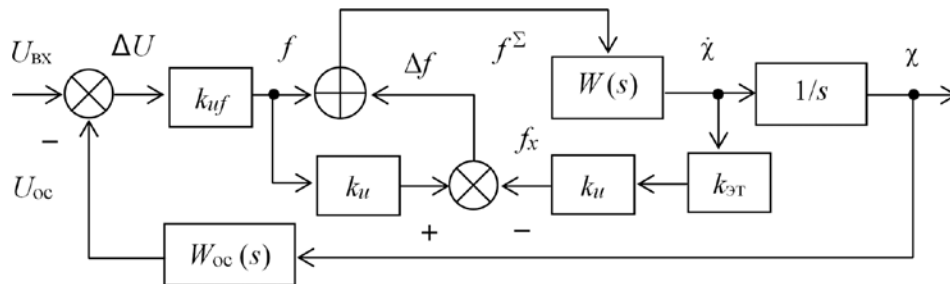


Рис. 1. Исходная структурная схема ОГП-ЧУ (С):

$U_{вх}$ — входной управляющий сигнал (напряжение ЧП); U_{oc} — выходное напряжение цепи ОС привода; ΔU — электрическое несогласование (ошибка слежения); f — частота управляющего воздействия, преобразованная из сигнала ошибки и поступающая на ОГП-ЧУ; $\dot{\chi}$ — скорость выходного звена привода (вала гидромотора, поворотного гидродвигателя или штока гидроцилиндра); χ — перемещение выходного звена привода; $W_{oc}(s)$ — передаточная функция ОС; $W(s)$ — передаточная функция ОГП-ЧУ без позиционной составляющей нагрузки; k_{uf} — коэффициент блока преобразования напряжения ошибки в частоту управляющего воздействия; s — оператор Лапласа; $k_{эг}$ — коэффициент связи (соответствия) скорости движения выходного звена привода и частоты, эквивалентной данной скорости в эталонной модели; k_u — цифровой идентификатор структуры (исполнения) ОГП-ЧУ, который может принимать значения 0 для ОГП-ЧУ без корректирующей скоростной обратной связи (СОС) и 1 для ОГП-ЧУ с СОС

ляющих функциональность привода в составе той или иной силовой системы ТО и предполагающих безусловное выполнение, а также показателей конкурентоспособности (ПК), оценивающих степень совершенства выполнения приводом заявленных ПР и определяющих степень востребованности изделия на рынке соответствующей продукции [6, 7]. Анализ статических, в частности, регулировочных и энергетических характеристик, показателей чувствительности ОГП-ЧУ выполнен в ряде работ, например [8]. Динамика ОГП-ЧУ описана в [2], а обоснование сформированных моделей и привлечение математического аппарата временных и частотных характеристик — в [4, 5, 7].

Логичное развитие таких приводов — охват ОГП-ЧУ обратной связью по координате выходного звена, т. е. получение следящих приводов с частотным управлением ОГП-ЧУ(С), что позволяет существенно расширить область эффективного применения ОГП-ЧУ(С), заменив ими ЭлМП с МР или объемные гидроприводы с машинным (насосным) управлением ОГП-НУ [1]. К сожалению, публикации в этом направлении крайне немногочисленны [9].

В работе поставлена задача исследовать динамику ОГП-ЧУ(С) на основании сформированных математических моделей с целью последующего сопоставления данного привода как исполнительного силового модуля с ОГП-НУ и ЭлМП с МР.

$$k_{\phi} = \lim_{s \rightarrow 0} \Phi(s) = \frac{\chi_{уст}}{U_{вх}^{уст}} \Big|_{M_{R_{вн}} = 0} = \frac{\chi_{max}}{U_{вх}^{max}}$$

где в зависимости от вида движения выходного звена привода $M_{R_{вн}}$ — момент нагрузки ($M_{R_{вн}} = M_{вн}$) или совокупность сил ($M_{R_{вн}} = R_{вн}$) внешней нагрузки, действующей на звено.

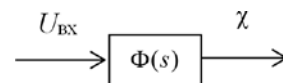


Рис. 2. Преобразованная структурная схема линейной модели ОГП-ЧУ(С)

При отработке следящим приводом мгновенно меняющихся управляющих сигналов, например в виде ступенчатого или импульсного воздействий, начальное значение ошибки регулирования является максимальным, оно равно данному входному воздействию, поскольку сигнала по цепи ОС пока нет:

$$\Delta U|_{t=0^+} = \Delta U^{max} = U_{вх}^{max}, \tag{1}$$

где $t = 0^+$ — момент времени, отличающийся от момента начала отсчета движения ($t = 0$) на бесконечно малую положительную величину.

Таким образом, в начальные моменты времени следящий привод фактически разомкнут, и поступающее

на него управляющее воздействие трансформируется в скорость перемещения выходного звена. По мере отработки следящим приводом управляющего сигнала (перемещения выходного звена по тому или иному закону) в соответствии с (1) ошибка регулирования снижается.

Поскольку ОГП-ЧУ для большинства стационарных и ряда мобильных электрифицированных ТО чаще всего комплектуется приводящими асинхронными электродвигателями (АЭД) с частотными преобразователями (ЧП), то максимальная частота управляющего сигнала определяется силовой электросистемой ТО,

$$f^{\max} \equiv [f^m],$$

которая в зависимости от вида электросети ТО обычно составляет 50 или 60 Гц.

Следовательно, для обеспечения наибольших скоростных показателей ОГП-ЧУ(С) максимальная частотная ошибка слежения (ошибка в начальный момент движения выходного звена) должна быть равна $[f^m]$. Это позволяет рассчитать коэффициент блока преобразования напряжения ошибки в частоту управляющего воздействия по формуле

$$k_{uf} = \frac{f^{\max}}{\Delta U^{\max}} = \frac{[f^m]}{U_{\text{вх}}^{\max}} = \frac{[f^m]}{\chi^{\max}} k_{\phi}. \quad (2)$$

Использование соотношения (2) дает возможность настроить блок преобразования напряжения ошибки или ЧП в зависимости от напряжения входного управляющего сигнала и требуемого максимального перемещения выходного звена ОГП-ЧУ(С).

Вычисление $W(s)$ и $\Phi(s)$ выполняется на основании уравнений движения привода, подробно описанных в [5, 7]:

$$\begin{aligned} k_{uf} f &= U_{\text{ст}}; \\ U_{\text{ст}} &= \frac{1}{k_{\text{эд}}} (T_{\text{эд}} s + 1) I_{\text{р}}; \\ \omega_{\text{эд}} &= \omega_{\text{эд}}^{\text{с}} - \Delta\omega_{\text{эд}} = \omega_{\text{н}}; \\ \omega_{\text{эд}}^{\text{с}} &= k_{\omega 1} I_{\text{р}}; \\ \Delta\omega_{\text{эд}} &= k_{\omega 2} V_{0\text{н}}^* P; \\ \frac{1}{k_{\omega\text{н}}} (T_{\omega\text{н}} s + 1) \omega_{\text{н}} &= \omega_{\text{эд}}^{\text{с}} - \Delta\omega_{\text{эд}} = \\ &= k_{\omega 1} I_{\text{р}} - k_{\omega 2} M_{\text{эд}} = k_{\omega 1} I_{\text{р}} - k_{\omega 2} V_{0\text{н}}^* P; \\ V_{0\text{н}}^* \omega_{\text{н}} &= Q_{\text{н}}^{\text{т}} = V_F \dot{\chi} + \frac{1}{k_Q} (T_Q s + 1) P; \\ V_F P &= \frac{1}{k_{\text{гд}}} (T_{\text{гд}} s + 1) \dot{\chi} + M_{\text{Рвн}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $k_{\text{эд}}$ — коэффициент связи статорного напряжения и тока в роторной цепи; $T_{\text{эд}}$ — электромагнитная постоянная времени АЭД, определяемая отношением индуктивности обмоток статора к их активному сопротивлению; $\omega_{\text{эд}}$ — угловая скорость вала АЭД, нагруженного моментом $M_{\text{эд}}$, равная угловой скорости вала

насоса $\omega_{\text{н}}$; $\omega_{\text{эд}}^{\text{с}}$ — синхронная угловая скорость АЭД (скорость ненагруженного АЭД, равная скорости холостого хода); $\Delta\omega_{\text{эд}}$ — потери (недобор) угловой скорости из-за нагрузки на валу АЭД (угловая скорость скольжения); $k_{\omega 1}, k_{\omega 2}$ — коэффициенты скорости холостого хода (синхронной скорости вала) АЭД по частоте и эластичности (скольжения) механической характеристики электродвигателя; $V_{0\text{н}}^*$ — объемная постоянная насоса, приведенная к повороту вала гидромашин на один радиан; V_F — характерный параметр гидродвигателя привода; p — перепад давлений в КЭ; $Q_{\text{н}}^{\text{т}}$ — теоретическая подача насоса; $k_{\omega\text{н}}, T_{\omega\text{н}}$ — константы, учитывающие нагрузку АЭД вследствие сил вязкого (скородного) трения и работы системы охлаждения электродвигателя, а также инерционности ротора АЭД; k_Q — коэффициент учета объемных потерь в насосе и гидродвигателе ГсР; T_Q — постоянная времени ГсР, учитывающая деформацию рабочей жидкости и стенок конструкции контура энергетики (гидромашин и соединительных гидролиний); $k_{\text{гд}}$ — коэффициент нагрузки ГсР; $T_{\text{гд}}$ — постоянная времени, характеризующая отношение инерционной составляющей нагрузки к нагрузке вязкого трения.

В зависимости от вида движения выходного звена в модели (3) примем:

- для гидромотора M или поворотного гидродвигателя ПГД

$$\dot{\chi} = \omega_{\text{м}}; M_{\text{Рвн}} = M_{\text{вн}}; V_F = V_{0\text{м}}^*; k_{\text{гд}} = k_{\text{м}}; T_{\text{гд}} = T_{\text{м}}; k_Q = k_{Q\omega}; T_Q = T_{Q\omega};$$

- для гидроцилиндра Ц

$$\dot{\chi} = v; M_{\text{Рвн}} = R_{\text{вн}}; V_F = F; k_{\text{гд}} = k_{\text{ц}}; T_{\text{гд}} = T_{\text{ц}}; k_Q = k_{Qv}; T_Q = T_{Qv};$$

где $\omega_{\text{м}}$ — угловая скорость вала (M или ПГД); v — линейная скорость выходного звена гидроцилиндра; $M_{\text{вн}}$ — момент внешней нагрузки, приведенный к валу M или ПГД; $R_{\text{вн}}$ — усилие, приведенное к выходному звену Ц; F — рабочая площадь вытеснителя (поршня или эквивалентного штока) Ц.

Константы, входящие в (3), определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} (k_{Q\omega})^{-1} &= k_{\text{оп.н}} + k_{\text{оп.м}}; \\ T_{Q\omega} &= \frac{k_{Q\omega}}{2} \left(\frac{V_{0\text{м}}}{E_{\text{м}}} + \frac{V_{0\text{н}}}{E_{\text{н}}} + \frac{2V_{\text{л}}}{E_{\text{л}}} \right); \\ T_{\text{м}} &= \frac{J}{D_{\text{м}}}; k_{\text{м}} = \frac{1}{D_{\text{м}}}; \\ (k_{Qv})^{-1} &= k_{\text{оп.н}} + k_{\text{оп.ц}}; \\ T_{Qv} &= \frac{k_{Qv}}{2} \left(\frac{2V}{E_{\text{ц}}} + \frac{V_{0\text{н}}}{E_{\text{н}}} + \frac{2V_{\text{л}}}{E_{\text{л}}} \right); \\ T_{\text{ц}} &= \frac{m}{D_{\text{ц}}}; k_{\text{ц}} = \frac{1}{D_{\text{ц}}}; \\ \frac{1}{k_{\omega\text{н}}} &= k_{\omega 2} (D_{\text{Эн}} + D_{\text{Охл}}) + 1; \\ T_{\omega\text{н}} &= \frac{k_{\omega 2} J_{\text{Эн}}}{k_{\omega 2} (D_{\text{Эн}} + D_{\text{Охл}}) + 1}, \end{aligned}$$

где $J_{\text{эн}}$ — суммарный момент инерции ротора электродвигателя и насоса; $D_{\text{эн}}$ — коэффициент сил вязкого (скоростного) трения в электродвигателе и насосе; $D_{\text{окл}}$ — коэффициент сил вязкого трения, обусловленный работой системы встроенной вентиляции (охлаждения) электродвигателя; $V_{0н}, V_{0м}$ — объемные постоянные насоса и гидромотора; $V_{л}$ — объем внутренних полостей одной гидролинии между насосом и гидромотором; $k_{\text{он.н}}, k_{\text{оп.м}}, k_{\text{оп.ц}}$ — коэффициенты объемных потерь насоса, гидромотора и гидроцилиндра, зависящие от вязкости рабочей жидкости и эквивалентных зазоров между подвижными деталями в машинах; $E_{н}, E_{м}, E_{л}, E_{ц}$ — приведенные модули упругости жидкости и стенок конструкций насоса, гидромотора, гидролинии и гидроцилиндра; J — суммарный момент инерции ротора гидромотора и внешней нагрузки привода; $D_{м}$ — суммарный коэффициент сил вязкого (скоростного) трения гидромотора и внешней нагрузки; $M_{\text{вн}}$ — момент внешней нагрузки привода, имеющий произвольную зависимость от фазовых координат системы; V — объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении вытеснителя; m — суммарная масса вытеснителей гидроцилиндра и внешней нагрузки привода; $D_{ц}$ — суммарный коэффициент сил вязкого (скоростного) трения в гидроцилиндре и внешней нагрузки.

Коэффициенты $k_{\text{о1}}$ и $k_{\text{о2}}$ определяются на основании установленного вида АЭД (числа пар полюсов p_z и скольжения асинхронного электродвигателя $s_{\text{ск}}$), номинальных значений частоты тока, момента и синхронной угловой скорости двигателя, полученных на этапе энергетического расчета ОГП-ЧУ по формулам [11—13].

Особенности исследования динамики и анализ частотных характеристик объемных следящих гидравлических приводов с частотным управлением

Для исследования динамики ОГП-ЧУ(С) при сравнительно малых отклонениях фазовых переменных от их значений в условно стационарных режимах, характерных при отработке приводом как системой автоматического регулирования входных управляющих сигналов, был применен математический аппарат, а также стандартные программы расчета и построения логарифмических амплитудно-частотных (ЛАЧХ) и фазочастотных (ФЧХ) характеристик замкнутого привода. В качестве исходного объекта взят ОГП-ЧУ(С) с гидромотором, имеющий серийный приводящий АЭД мощностью 32 кВт.

Оценка динамического качества выполнялась по частотным показателям динамической работоспособности и конкурентоспособности. Показателем динамической работоспособности, характеризующей степень устойчивости системы, стал показатель колебательно-

сти M (максимальное значение ЛАЧХ). В соответствии с [1] диапазон приемлемых значений M для механогидравлических систем находится в пределах 1,1...1,8. Очевидно, что при анализе устойчивости системы по ЛАЧХ допустимые логарифмические значения показателя колебательности составляют $L_M = 20 \lg M = 0,83...5,11$.

Частотными показателями динамической конкурентоспособности установлены:

- частота (угловая скорость колебаний) основного резонанса системы ω_p ;
- полоса пропускания (быстродействие) системы по амплитудно-частотным характеристикам (АЧХ) $\omega_{\text{пА}}$, оцениваемая на основании частоты снижения относительного усиления сигнала до уровня 0,707 (для ЛАЧХ это уровень -3 дБ);
- полоса пропускания (быстродействие) системы по ФЧХ $\omega_{\text{про}}$, оцениваемая на основании фазового запаздывания (сдвига) выходного сигнала относительно входного управляющего сигнала на -90° ;
- амплитудные $\delta \bar{A}_0$ (логарифмические амплитудные δL_0) и фазовые $\delta \varphi_0$ искажения входного информационного сигнала на установленной (заданной по условиям работы привода в составе технического объекта) контрольной частоте ω_0 .

С целью систематизации исследования влияния на динамику привода тех или иных величин модели они были объединены в четыре группы, касающиеся особенностей построения привода, условий его работы в составе технического объекта и т. д.

Первая группа факторов характеризует внешнюю нагрузку, действующую на выходное звено ОГП-ЧУ. В линейных моделях данные факторы представлены моментом инерции $J_{\text{вн}}$ и коэффициентом внешних сил вязкого (скоростного) трения $D_{\text{вн}}$. При использовании нелинейной модели привода к указанным величинам следует добавить момент внешней нагрузки $M_{\text{вн}}$, момент контактного трения, учитываемый в виде перепада давлений p_m^{ct} , а также постоянный момент M_0 , зависящий от специфики применяемых гидромашин и (или) учитывающий постоянное гидросопротивление в силовых гидролиниях ГСР привода (например, на запорных клапанах, быстроразъемных соединениях и т. п.).

Во вторую группу включены параметры модели, зависящие от длительности эксплуатации и температурного режима привода. Это конструкционные коэффициенты гидромашин (насоса и гидромотора) $k_{\text{нц}}, k_{\text{мц}}$, характеризующие изменение размеров герметизирующих щелей между подвижными деталями в машинах в зависимости от выработанного ресурса, а также температура $t_{\text{ж}}$, существенно влияющая на вязкость жидкости. Оба указанных параметра проявляются в виде изменения коэффициентов объемных потерь $k_{\text{он.н}}, k_{\text{оп.м}}$, т. е. расхода объемных потерь (перетечек) в гидромашине.

Третья группа характеризует энергетический сигнал, поступающий от насоса к гидромотору привода.

В качестве допущения принято, что из соображений компактности ОГП-ЧУ комплектуется высокоскоростным электродвигателем с одной парой полюсов, т. е. имеющим синхронную частоту вращения вала 3000 об/мин. Тогда изменение энергоуровня (мощности) гидравлического потока в ЭК привода возможно за счет регулирования давления p_n настройки предохранительных клапанов ЭК, а также установки насосов с различными объемными постоянными $V_{0н}$. Однако исследование динамики привода при независимом варьировании давлением и объемной постоянной насоса по существу означает сравнение различных по мощности приводов, что очевидно неправомерно, поэтому анализ влияния максимального напорного давления в ЭК на динамическое качество привода, а равно как и изучение влияния объемной постоянной насоса, необходимо выполнять при неизменных значениях всех остальных параметров модели, в том числе и прежде всего мощности и типоразмера АЭД. Таким образом, исследование влияния третьей группы параметров на динамику ОГП-ЧУ было выполнено при одновременном изменении p_n и $V_{0н}$ из условия сохранения неизменной установленной мощности АЭД и гидромашин привода:

$$[p_n]Q_n^T = [p_n]V_{0н}^* \omega_n = \text{const.} \quad (4)$$

Четвертая группа параметров характеризует свойства ОГП-ЧУ как электромеханического привода, в котором функции механического редуктора выполняются гидростатической системой «насос – гидромотор» (с необходимой гидроаппаратурой регулирования параметров и коммутации гидролиний). В данную группу включена длина гидролиний, соединяющих насос и гидродвигатель привода l_d , приведенный модуль упругости жидкости и стенок гидролиний E_d , а также объемная постоянная гидромотора $V_{0м}$. Исследование параметра l_d , влияющего на объем и массу жидкости, находящейся в силовых гидролиниях гидравлического контура привода, позволяет установить связь данного

параметра с динамическими характеристиками привода и сравнить свойства ОГП-ЧУ моноблочного и разнесенного исполнений. Анализ влияния E_d выполнялся только при уменьшении данного параметра по сравнению с исходным (базовым) значением, имеющим место для стальных бесшовных труб.

Очевидно, что если в обычном ЭлМП с МР изменение передаточного отношения от вала приводящего электродвигателя к выходному валу осуществляется за счет различных сочетаний чисел зубьев шестерен, зубчатых колес и т. п., то в ОГП-ЧУ это достигается с помощью установки гидромотора, имеющего требуемую объемную постоянную $V_{0м}$. Заметим, что получение нужного передаточного отношения в ОГП-ЧУ возможно также путем варьирования значениями объемных постоянных обеих гидромашин (насоса и гидромотора). Однако изменение $V_{0н}$ при прежних скоростях вращения вала АЭД и давлении в контуре энергетики означает получение привода с иной мощностью, что некорректно либо требует одновременного изменения настройки предохранительных клапанов (для сохранения прежней мощности АЭД), во время как установка в КЭ привода гидромоторов с различными объемными постоянными не меняет мощность системы в целом, а дает лишь иное сочетание угловых скоростей и развиваемых (тяговых) моментов на выходном валу привода.

Расчеты и построение частотных характеристик ОГП-ЧУ(С) были выполнены при варьировании значений параметров привода из четырех параметрических групп для привода с СОС как имеющего лучшие показатели качества [5]. Перечень варьируемых параметров и диапазоны значений указаны в таблице, базовые значения параметров — в выделенных ячейках.

Результаты расчетов частотных характеристик ОГП-ЧУ(С) представлены на рис. 3, а — о.

На рис. 4, а — е в качестве примера, иллюстрирующего лучшее качество ОГП-ЧУ(С) с СОС по сравнению с приводом без корректирующей скоростной обратной связи, представлены графики зависимостей

Перечень варьируемых параметров и диапазоны значений ОГП-ЧУ(С)

Параметр	Значение варьируемого параметра								
	0	0,2	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Момент инерции внешней нагрузки $J_{вн}$, кг·м ²	0	0,2	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Коэффициент сил вязкого трения внешней нагрузки $D_{вн}$, Н·м·с	0	0,02	0,05	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Температура жидкости $t_ж$, °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Конструкционный коэффициент объемных потерь насоса $k_{н.м}^*$, м ⁷ /(Н·с) ² , 10 ¹⁴	–	–	–	–	2,0	23	73	140	–
Конструкционный коэффициент объемных потерь гидромотора $k_{м.м}^*$, м ⁷ /(Н·с) ² , 10 ¹⁴	–	–	–	–	1,8	20	70	130	–
Объемная постоянная гидромотора $V_{0м}$, см ³ /об	16	32	48	64	80	96	112	128	250
Длина одной гидролинии l_d , м	0,1	0,5	1	2	3	5	8	10	12
Модуль упругости материала стенки гидролинии E_d , ГПа	20	50	100	210	500	800	1000	1800	2100

*Изменение значений коэффициентов $k_{н.м}$ и $k_{м.м}$ (по столбцам таблицы) при расчетах ЧХ осуществляется согласованно, поскольку предполагается, что износ обеих гидромашин происходит одновременно.

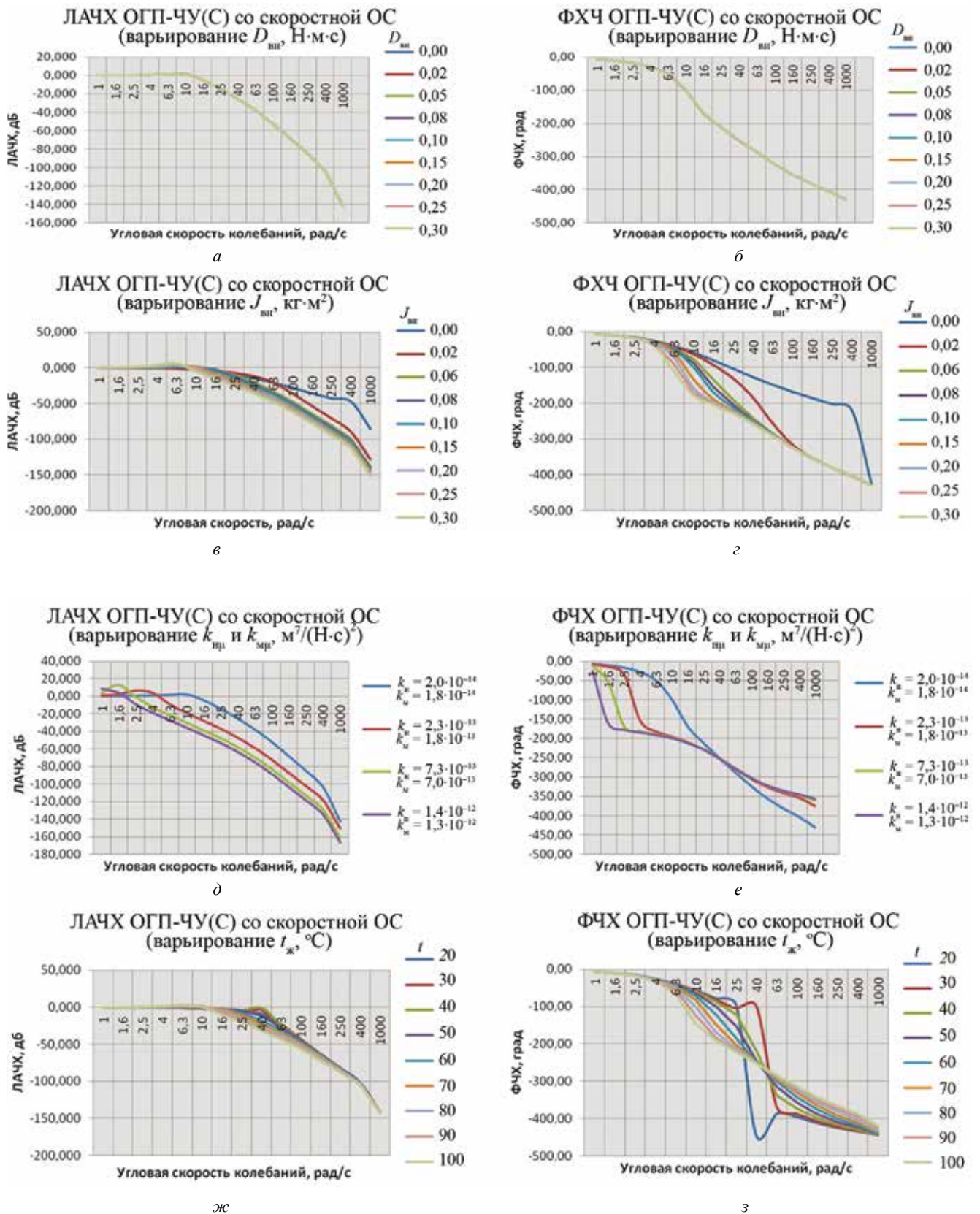


Рис. 3. Частотные характеристики ОГП-ЧУ(С) при изменении коэффициента сил вязкого трения нагрузки

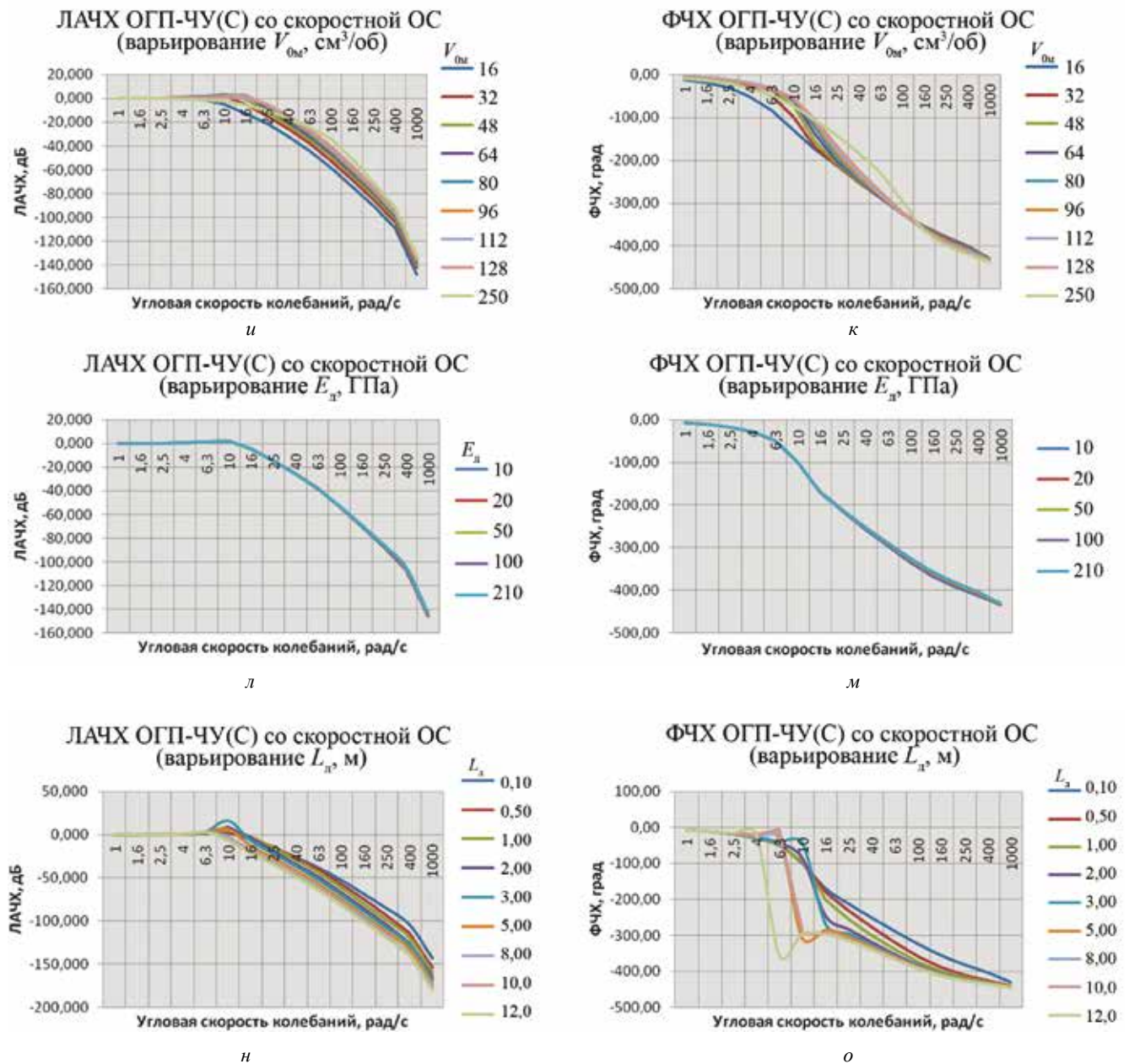


Рис. 3. Окончание

полосы пропускания по асимптоте -3 дБ от ряда варьируемых параметров.

Прежде всего, следует отметить, что все ФЧХ привода (см. рис. 3) полностью находятся в зоне минусовых фазовых углов. Незначительные «всплески» ФЧХ в области малых частот объясняются спецификой работы компьютерной программы построения с последующим сглаживанием кривых характеристик и не учитываются при выполнении анализа динамики ОГП-ЧУ(С). Проверка данного положения выполнена с помощью построения подобных ФЧХ с существенным уменьшением (дроблением) шага по угловой скорости колебаний.

Из графиков рис. 4 следует, что для рассмотренного типоразмера привода с СОС и приводящим АЭД мощностью 30 кВт полоса пропускания (по амплитудной асимптоте -3 дБ) в практически значимых диапазонах изменения параметров нагрузки не превышает 16 рад/с (2,55 Гц). Данные показатели существенно хуже значений полосы пропускания объемного гидропривода с дроссельным управлением потоками гидравлической энергии, которые для аналогичного мощностного диапазона составляют 60...75 рад/с (9,55...11,95 Гц) и даже более при введении структурной коррекции [14, 15]. Однако они практически такие же, как у ОГП-НУ, что при наличии ряда преимуществ

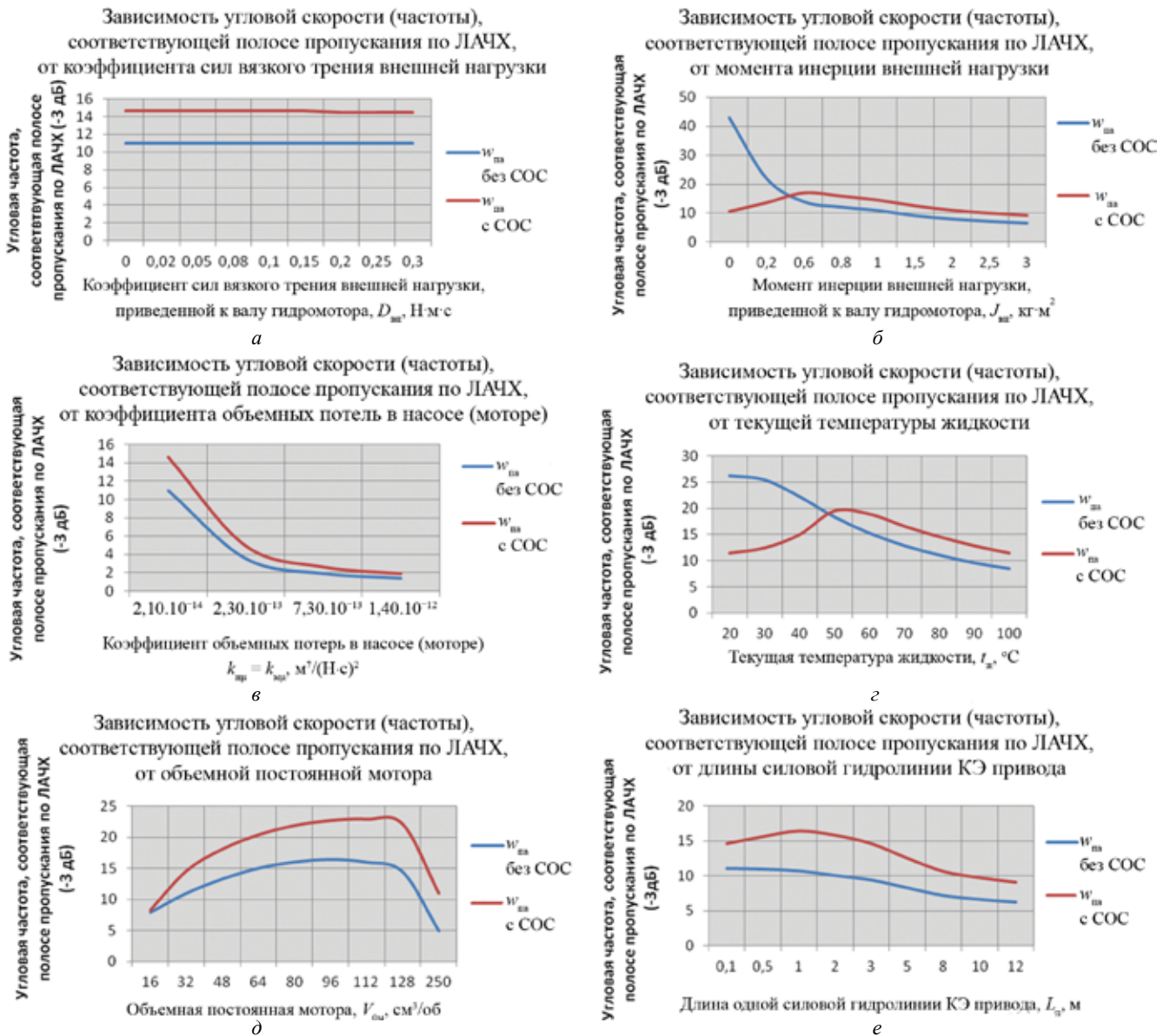


Рис. 4. Зависимости полосы пропускания по асимптоте -3 дБ от ряда варьируемых параметров модели ОГП-ЧУ(С) с СОС и без дополнительной скоростной обратной связи

ОГП-ЧУ, подробно рассмотренных в [1, 4, 5], позволяет рекомендовать последние для замены приводов с традиционным насосным управлением [16]. Поскольку ОГП-ЧУ как исполнительный автоматизированный модуль силовой системы является по существу электро-механическим приводом (ЭлМП) с ГсР, динамика такого привода в основном определяется сложным соотношением нагрузки, действующей на его выходное звено, имеющимися диссипативными факторами, а также инерционностью ротора и энергетическими возможностями приводящего АЭД. Поэтому по аналогии с обычными ЭлМП, имеющими МР, следует ожидать улучшения динамики ОГП-ЧУ при их комплектации АЭД, имеющих роторы с малыми моментами инерции [12, 14].

Ряд параметров модели ОГП-ЧУ(С) неоднозначно влияет на динамику привода (устойчивость, быстро-

действие), что объясняется известными физическими законами. Причинно-следственная связь некоторых других параметров является более сложной, что требует выполнения специального анализа.

Так, в исследованной модели ОГП-ЧУ(С) были учтены всего два диссипативных фактора, способствующие повышению устойчивости и, одновременно, ухудшению быстродействия: мощность рассеяния (диссипации) энергии вследствие сил и моментов сил вязкого (скоростного) трения в АЭД, насосе и гидромоторе, жидкости в гидролиниях ГсР, а также внешней скоростной нагрузки гидромотора, имеющей доминирующее значение; мощности рассеяния, обусловленной всевозможными объемными потерями (утечками и особенно перетечками жидкости). Первая группа факторов представлена в модели привода коэффициентом

эквивалентного вязкого трения D , в котором доминирующую роль играет коэффициент внешней нагрузки сил вязкого трения $D_{вн}$, приведенной к валу гидромотора (безотносительно причин изменения данного коэффициента). Вторая группа факторов связана с обобщенными коэффициентами объемных потерь в гидромашинах.

Очевидно, что влияние первой группы диссипативных факторов проявляется тем заметнее, чем лучшими скоростными свойствами обладает привод. Значения резонансных частот и полосы пропускания ОГП-ЧУ (как и приводов с регулируемым насосами) невелики, что объясняет малое влияние данных факторов на динамику привода.

В свою очередь, объемные потери существенно зависят, по крайней мере, от двух параметров системы: степени изношенности гидромашин (выработки ресурса), что принято оценивать проходной площадью эквивалентного дросселя, характеризующего все виды негерметичности полостей гидромашин; вязкости жидкости, определяемой видом рабочего тела и температурой.

Связь степени негерметичности гидромашин с устойчивостью и быстродействием привода однозначна, как это наглядно видно из рис. 3, *д, е*. Зависимость динамики ОГП-ЧУ(С) от температуры жидкости (рис. 3, *ж, з*) существенно сложнее, поскольку влияние температуры и, следовательно, вязкости жидкости, проявляется не только в изменении объемных потерь, но и в силах вязкого (скоростного) трения. Одновременное проявление этих закономерностей, оказывающих различное влияние на суммарные потери энергии на диссипативных элементах системы, приводит к нарушению монотонности графиков $\omega_{пА}(t_{ж})$. В частности, на графиках рис. 4, *г* можно выделить две зоны изменения температуры жидкости (условно левую или низкотемпературную, а также правую, с более высокими температурами), для которых характер изменения полосы пропускания от $t_{ж}$ имеет принципиально различный вид. Граничное значение температур для рассмотренного ОГП-ЧУ(С) без СОС составляет 18...20 °С, а для привода с СОС — 50...55 °С. Детальное рассмотрение зависимости динамики ОГП-ЧУ(С) от степени герметичности гидромашин и температуры рабочей жидкости представляет собой отдельный вопрос, выходящий за рамки данной работы [8, 16 – 18].

Сложное влияние объемной постоянной гидромотора на динамику привода может объясняться следующими физическими причинами. С одной стороны, увеличение значения данного параметра при прежней нагрузке сопровождается ростом тяговых и уменьшением скоростных возможностей привода. Снижение перепада давлений в гидравлическом контуре характеризует менее нагруженный привод, который теоретически устойчив при любых значениях коэффициента усиления по скорости [7, 10]. С другой стороны, объемная постоянная гидромотора является составляющей об-

щего объема полостей, заполненных жидкостью и зависящего также от объема гидролиний, соединяющих насос и гидромотор, т. е. входит в состав слагаемого $V/2E$, определяющего значение постоянной времени T_Q в уравнении динамического баланса расходов в гидравлическом контуре привода (см. предпоследнее уравнение системы (3)). Как известно, рост суммарного объема приводит к снижению жесткости гидравлического контура ОГП-ЧУ и ухудшению динамики: снижению быстродействия, в ряде случаев — повышению колебательности контура. Это явление особенно характерно для приводов с малым эквивалентным модулем упругости ГсР. Таким образом, можно предположить, что в диапазоне сравнительно малых значений объемных постоянных гидромотора (т. е. нагруженного привода) рост $V_{0м}$ приводит к повышению быстродействия (полосы пропускания) при одновременном снижении пика ЛАЧХ. Начиная с некоторого «критического» значения $V_{0м}$ (для рассмотренного примера при $V_{0м} = 128 \text{ см}^3$) дальнейший рост данного параметра начинает проявляться негативным образом (в увеличении слагаемого $V/2E$), что приводит к снижению жесткости, резонансной частоты и быстродействия контура (рис. 3, *и, к*, рис. 4, *д*).

Характер изменения быстродействия ОГП-ЧУ(С), оцениваемого по полосе пропускания, при варьировании моментом инерции нагрузки, приведенной к валу гидромотора, также неоднозначен. Действительно, из рис. 3, *в, г* и рис. 4, *б* следует, что для ОГП-ЧУ(С) с СОС по мере роста инерционной нагрузки до некоторого «критического» значения имеет место увеличение полосы пропускания, после которого наблюдается ожидаемое падение $\omega_{пА}$. Применительно же к ОГП-ЧУ(С) без СОС характер изменения полосы пропускания по мере роста момента инерции нагрузки гидромотора имеет привычный, легко объяснимый с физической точки зрения вид — большая инерционная нагрузка соответствует меньшему быстродействию привода. Наиболее вероятная физическая причина такого характера изменения быстродействия привода может заключаться в следующем. Введение дополнительной отрицательной СОС позволяет получить снижение показателя колебательности на резонансных частотах (см. рис. 3, *в*), что имеет следствием незначительное снижение полосы пропускания по асимптоте -3 дБ . Однако стабилизирующее действие такой СОС проявляется при любых инерционных нагрузках выходного звена, т. е. в любой точке рабочего участка механической характеристики приводящего АЭД. В результате этого в области повышенных нагрузок привод с СОС имеет лучшую полосу пропускания, нежели ОГП-ЧУ(С) без СОС, что и видно из сравнения правых ветвей графиков на рис. 4, *б*.

Варьирование значением приведенного модуля упругости компонентов жидкость – гидролинии в ГсР практически не сказывается на динамике ОГП-ЧУ(С), что следует из графиков на рис. 3, *л, м*. Это может объ-

ясняться существенно более высокими собственными частотами жидкости, находящейся в гидролиниях с податливыми стенками, по сравнению с частотами ГСР в целом, зависящими от инерционности подвижных частей (включая жидкость), объемных потерь и степени относительной нагрузки привода (влияние $V_{0м}$). Незначительное влияние параметра E характерно для любых гидроприводов, имеющих низкие динамические показатели, и проявляется в основном в приводах с высоким быстродействием (как правило, с дроссельным управлением потоками гидравлической энергии) [14, 15, 18, 19]. Это позволяет пренебрегать данным параметром при выполнении расчетов динамики ОГП-ЧУ и особенно в предпроектных исследованиях приводов такого типа, что в ряде случаев может существенно упростить расчетные модели, объем вычислений, удешевить и ускорить процесс выработки решений.

Длина гидролиний между насосом и гидромотором оказывает заметное влияние на динамику ОГП-ЧУ(С), что следует учитывать для приводов разнесенного исполнения, когда гидромашины находятся на значительном расстоянии друг от друга (рис. 3, *н, о*). В использованной модели ОГП-ЧУ(С) данный параметр проявляется в инерционности жидкости, находящейся в гидролиниях, в изменении объема полостей гидравлического контура, заполненного жидкостью (комплекс $V/2E$), а также составляющей вязкого трения, представленной в модели привода в виде эквивалентного коэффициента D . Формально увеличение длины гидролиний приводит к повышению эквивалентного момента инерции нагрузки привода, снижению собственной частоты системы «жидкость – стенки гидролиний» и росту приведенного коэффициента вязкого трения. Это дает снижение резонансного пика на ЛАЧХ и ухудшение полосы пропускания. При сравнительно длинных гидролиниях, имеющих значительные объемы жидкости в них, начинает проявляться и инерционный фактор.

Заключение

Для исследования динамики ОГП-ЧУ(С) на основе линейных моделей привода наиболее рационально использовать математический аппарат частных характеристик (ЧХ) замкнутой системы. В этом случае оценка степени устойчивости ОГП-ЧУ(С) производится по одной физической величине — показателю колебательности, который для механогидравлических автоматических систем находится в достаточно узких пределах: $M = 1,1...1,8$, что соответствует диапазону значений логарифмического показателя $L_M = 20 \lg M = 0,83...5,11$ [10]. Такой способ представляется более удобным, чем обычно применяемый на основании критерия Найквиста для разомкнутого состояния системы, дающего два частных показателя — запас устойчивости по амплитуде и по фазе, что почти всегда приводит к известной неопределенности.

Частные характеристики замкнутой системы позволяют ввести следующие характерные частные показатели динамической конкурентоспособности ОГП-ЧУ(С): полосу пропускания системы по АЧХ (или ЛАЧХ) $\omega_{пА}$, полосу пропускания (быстродействие) системы по ФЧХ $\omega_{пФ}$, амплитудные $\delta \bar{A}_0$ (логарифмические амплитудные δL_0) и фазовые $\delta \varphi_0$ искажения входного информационного сигнала на установленной (заданной по условиям работы привода в составе технического объекта) контрольной частоте ω_0 .

Установленная монотонная зависимость между перечисленными частными показателями позволяет во многих случаях ограничиться рассмотрением только одного, наиболее важного для конкретной системы частного показателя, например $\omega_{пА}$.

С целью систематизации исследования влияния на динамику привода различных факторов и удобства разработки алгоритмов расчета и проектирования ОГП-ЧУ целесообразно сведение основных, практически важных параметров, в четыре группы, определяющие особенности построения привода, условия его работы в составе технического объекта, нагрузку и т.д.: первая группа характеризует внешнюю нагрузку привода, вторая — длительность эксплуатации (ресурса) и температурный режим привода, третья — энергетический сигнал, поступающий от насоса к гидромотору привода (давление настройки предохранительных клапанов, объемная постоянная и частота вращения вала насоса), четвертая — оценивает свойства ОГП-ЧУ как электромеханического привода, в котором функции механического редуктора выполняются гидростатической системой «насос – гидромотор».

Для соблюдения корректности исследований и обеспечения возможности сопоставления результатов расчетов анализ влияния третьей «энергетической» группы параметров на динамику ОГП-ЧУ должен выполняться при одновременном изменении p_n и $V_{0н}$ с сохранением условия неизменности установленной мощности АЭД и гидромашин привода (см. соотношение (4)).

ОГП-ЧУ(С) обладает динамическими показателями, практически адекватными динамике ОГП-НУ такой же мощности: полоса пропускания (по амплитудной асимптоте -3 дБ для ОГП-ЧУ мощностью 30 кВт) не превышает 16 рад/с (2,55 Гц) [1].

Благодаря ряду преимуществ ОГП-ЧУ, они могут быть рекомендованы для замены приводов с традиционным насосным управлением, а также ЭлМП с традиционными МР [1, 2, 4, 5, 7, 8, 14, 20].

Отмечено существенное ухудшение устойчивости и быстродействия ОГП-ЧУ(С) с ростом инерционной составляющей нагрузки привода. Следует ожидать заметного улучшения быстродействия при использовании приводящих АЭД с малоинерционными роторами. Поэтому направление разработки электродвигателей с малоинерционными роторами для данных приводов является перспективным [1 — 5, 7, 9, 11, 12, 14, 20].

Применение гидромоторов с повышенными объемными постоянными дает некоторое расширение частотного диапазона, большую жесткость и повышенную устойчивость ОГП-ЧУ, что носит рекомендательный характер, поскольку данный параметр гидромашины определяется из энергетического расчета и обеспечения требуемого передаточного отношения ГсР привода.

Заметное и вполне объяснимое с физической точки зрения влияние на динамику привода оказывает длина гидролиний, соединяющих насос и гидромотор в ГсР. При определенном неблагоприятном сочетании длины линий с параметрами инерционной нагрузки наблюдается некоторое увеличение колебательности системы. В целом же с ростом длины гидролиний доминирующее влияние оказывает диссипативный фактор, обусловленный повышением трения жидкости в линиях, что снижает величину резонансного пика на ЛАЧХ и быстродействие ОГП-ЧУ(С).

Коэффициент сил вязкого (скоростного) трения внешней нагрузки и приведенный модуль упругости системы «жидкость – гидролинии» практически не влияют на динамику ОГП-ЧУ(С). Это может объясняться незначительными скоростными свойствами привода, а также высокими собственными частотами соединительных гидролиний как колебательной системы.

Литература

1. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Голубев В.И. Объемный гидропривод с частотным и частотно-дрессельным управлением — возможные исполнения, области применения, сравнительные характеристики и конкурентные аналоги // Гидравлика, пневматика, приводы. 2015. № 1 (15). С. 29—33.
2. Ruhllicke I. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe // Olhydraulik und Pneumatik. 1977. No. 9 (41). Pp. 689—693; No. 10. Pp. 752—759.
3. Редько П.Г. и др. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолетов // Новые рубежи авиационной науки: Сб. тезисов IX Междунар. науч.-техн. симпозиума. М., 2007. С. 90.
4. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Носенко М.Л. Анализ разгонных режимов объемного гидропривода с частотным управлением при энергопитании гидродвигателя привода от различных источников // Вестник МЭИ. 2015. № 5. С. 10—17.
5. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю. Улучшение динамики объемного гидропривода с частотным управлением с помощью дополнительной обратной связи // Вестник МЭИ. 2016. № 3. С. 6—15.
6. Зуев Ю.Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
7. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Носенко Е.И. Исследование нестационарных процессов в объемном гидро-

приводе с частотным управлением // Гидравлика, пневматика, приводы. 2015. № 1 (15). С. 21—27.

8. Беляев О.А., Зуев Ю.Ю. Моделирование регулировочных характеристик объемного гидропривода с насосным и частотным управлением // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: Тезисы научн.-техн. конф. МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. С. 196—204.

9. Алексеев А.С. Разработка электрогидравлической системы регулирования авиационного гидравлического привода с комбинированным управлением с целью улучшения его динамических свойств: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М.: МАИ, 2014.

10. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1975.

11. Кравчук А.Э. и др. Асинхронные двигатели серии 4А. М.: Энергоатомиздат, 1982.

12. Автоматизированный электропривод. М.: Энергоатомиздат, 1990.

13. Богданов Д.М. Применение преобразователей частоты для управления электроприводами. Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2008.

14. Крымов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства систем управления летательными аппаратами. М.: Машиностроение, 1987.

15. Казмиренко В.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения: основы теории и системное проектирование. М.: Радио и связь, 2001.

16. Прокофьев В.Н. и др. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Машиностроение, 1969.

17. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. М.: Машиностроение, 1988.

18. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М.: Машиностроение, 1968.

19. Баженов А.И. и др. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1981.

20. Беспалов В.Я. Перспективы создания отечественных электродвигателей нового поколения для частотно-регулируемого электропривода // Автоматизированный электропривод в XXI веке: пути развития: Труды IV Междунар. конф. по автоматизированному электроприводу. Магнитогорск, 2004. Ч. 1. С. 24—31.

References

1. Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu., Golubev V.I. Ob'emyy Hidroprivod s Chastotnym i Chastotno-Drossel'nyy Upravleniem — Vozmozhnye Ispolneniya, Oblasti Primeneniya, Sravnitel'nye Harakteristiki i Konkurentnyye Analogi. Gidravlika, Pnevmatika, Privody. 2015;1 (15): 29—33. (in Russian).
2. Ruhllicke I. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe. Olhydraulik und Pneumatik. 1977;9(41):689—693; 10:752—759. (in Russian).

3. **Red'ko P.G. i dr.** Kontsepsiya Razvitiya Sistem Rulevyh Privodov Perspektivnyh Samoletov. Novye Rubezhi Aviatsionnoy Nauki: Sb. Tezisev IX Mezhdunar. Nauch.-tekhn. Simpoziuma. M., 2007:90. (in Russian).
4. **Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu., Nosenko M.L.** Analiz Razgonnyh Rezhimov Ob"Emnogo Gidroprivoda s Chastotnym Upravleniem pri Energopitanii Gidrodvigatelya Privoda ot Razlichnyh Istochnikov. Vestnik MPEI. 2015;5:10—17. (in Russian).
5. **Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu.** Uluchshenie Dinamiki Ob"Emnogo Gidroprivoda s Chastotnym Upravleniem s Pomoshch'yu Dopolnitel'noy Obratnoy Svyazi. Vestnik MPEI. 2016;3:6—15. (in Russian).
6. **Zuev Yu.Yu.** Osnovy Sozdaniya Konkurentosobnoy Tekhniki i Vyrabotki Effektivnyh Resheniy. M.: Izdatel'skiy Dom MPEI, 2006. (in Russian).
7. **Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu., Nosenko E.I.** Issledovanie Nestatsionarnykh Protsesov v Ob"Emnom Gidroprivode s Chastotnym Upravleniem. Gidravlika, Pnevmatika, Privody. 2015;1(15):21—27. (in Russian).
8. **Belyaev O.A., Zuev Yu.Yu.** Modelirovanie Regulirovochnykh Harakteristik Ob"Emnogo Gidroprivoda s Nasosnym i Chastotnym Upravleniem. Gidromashiny, Gidroprivody i Gidropnevmavtomatika: Tezisy Nauchn.-tekhn. Konf. MGTU im. N.E. Baumana. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2011:196—204. (in Russian).
9. **Alekseenkov A.S.** Razrabotka Elektrogidravlicheskoj Sistemy Regulirovaniya Aviatsionnogo Gidravlicheskogo Privoda s Kombinirovannym Upravleniem s Tsel'yu Uluchsheniya ego Dinamicheskikh Svoystv: Avtoref. Diss. ... Kand. Tekhn. Nauk. M.: MAI, 2014. (in Russian).
10. **Besekerskiy V.A., Popov E.P.** Teoriya Sistem Avtomaticheskogo Regulirovaniya. M.: Nauka, 1975. (in Russian).
11. **Kravchuk A.E. i dr.** Asinhronnye Dvigateli Serii 4A. M.: Energoatomizdat, 1982. (in Russian).
12. **Avtomatizirovannyi Elektroprivod.** M.: Energoatomizdat, 1990. (in Russian).
13. **Bogdanov D.M.** Primenenie Preobrazovatelye Chastoty dlya Upravleniya Elektroprivodami. Tomsk: Izd-vo Tomskogo Politekhn. Un-ta, 2008. (in Russian).
14. **Krymov B.G., Rabinovich L.V., Stebletsov V.G.** Ispolnitel'nye Ustroystva Sistem Upravleniya Letatel'nykh Apparata. M.: Mashinostroenie, 1987. (in Russian).
15. **Kazmirenko V.F.** Elektrogidravlicheskie Mekhatronnyye Moduli Dvizheniya: Osnovy Teorii i Sistemnoe Proektirovanie. M.: Radio i Svyaz', 2001. (in Russian).
16. **Prokof'ev V.N. i dr.** Aksial'no-porshnevoy Reguliruemyy Gidroprivod. M.: Mashinostroenie, 1969. (in Russian).
17. **Petrov V.A.** Gidroob"emnye Transmissii Samohodnykh Mashin. M.: Mashinostroenie, 1988. (in Russian).
18. **Gavrilenko B.A., Minin V.A., Rozhdestvenskiy S.N.** Gidravlicheskiy Privod. M.: Mashinostroenie, 1968. (in Russian).
19. **Bazhenov A.I. i dr.** Proektirovanie Sledyashchikh Gidravlicheskiykh Privodov Letatel'nykh Apparato. M.: Mashinostroenie, 1981. (in Russian).
20. **Bespalov V.YA.** Perspektivy Sozdaniya Otechestvennykh Elektrodvigatelye Novogo Pokoleniya dlya Chastotno-reguliruemogo Elektroprivoda. Avtomatizirovannyi Elektroprivod v XXI Veke: Puti Razvitiya: Trudy IV Mezhdunar. Konf. po Avtomatizirovannomu Elektroprivodu. Magnitogorsk, 2004;1.:24—31. (in Russian).

Сведения об авторах

Зуев Юрий Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ», e-mail: zuevyu@gmail.ru

Зуева Елизавета Юрьевна — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ», e-mail: gelia-05@mail.ru

Information about authors

Zuev Yuriy Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines Dept., NRU MPEI, e-mail: zuevyu@gmail.ru

Zueva Elizaveta Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines Dept., NRU MPEI, e-mail: gelia-05@mail.ru

Статья поступила в редакцию 26.01.2017