

УДК 62-522

В. Н. М а л ы ш е в, Д. Н. П о п о в

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОНОМНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА

Рассмотрены три типа электрогидравлических приводов и их линейные математические модели. Для выбора оптимального проектного варианта использован метод ЛП_n-поиска.

Многокритериальная оптимизация автономного электрогидравлического привода представляет собой сложную техническую задачу оптимального проектирования, т.е. процесса, при котором выбирается наилучший по ряду показателей проектный вариант из числа возможных. Оптимальное проектирование сложных изделий возможно только путем автоматизированного проектирования, когда проектные решения или их часть получают в результате взаимодействия человека и ЭВМ.

Поскольку выбор оптимального проектного варианта должен быть обоснован, при проектировании необходимо учитывать не только количественные показатели, но и неформализуемые, а также трудноформализуемые факторы.

Оптимальное проектирование состоит из следующих этапов.

1. Выбор принципиальной схемы — это сложная техническая задача, которая может быть решена путем обзора известных проектов, анализа существующих конструкций, использования накопленного опыта производства похожих изделий, их эксплуатации и данных о характеристиках. Этот этап нельзя формализовать. Принципиальная схема обычно выбирается непосредственно конструктором.

2. Расчет параметров и исследование характеристик нескольких вариантов проектируемого устройства.

3. Оптимизация параметров каждого рассматриваемого варианта по принятым критериям качества.

4. Выбор лучшего проектного варианта из числа предварительно оптимизированных с учетом неформализуемых критериев.

5. Проверка наличия требуемой технологической базы, учет опыта эксплуатации подобных изделий и др.

Чтобы выполнить указанные этапы, необходимо сначала построить проблемно-ориентированные математические модели, описывающие взаимодействие отдельных элементов в проектируемом изделии, а

затем с их помощью провести численные эксперименты для определения соответствия каждого проектного варианта принятым критериям качества.

В основу решения задачи многокритериальной оптимизации схемы и конструкции автономного электрогидравлического привода (АЭГП) положен метод ЛП_τ-поиска [1], который имеет ряд преимуществ по сравнению с другими известными методами. Согласно этому методу наилучшие проектные решения выбирает конструктор, составляя с помощью компьютера таблицы численных испытаний для каждого проектного варианта. При необходимости определения компромиссного варианта используются опыт, знания и интуиция конструктора, учитывающего неформализуемые факторы.

К достоинствам метода следует отнести возможность определения зависимостей между варьируемыми параметрами и критериями качества. Это важно для конструктора, так как указанные зависимости обычно не очевидны и выявление влияния одних параметров на другие позволяет изменять наиболее важные из них. Методика может быть полезна как в случае создания новых гидроприводов, так и в случае совершенствования ранее созданных образцов.

Критерии качества (оптимальности) принято представлять в виде функционалов, которые следует минимизировать (максимизировать) при оптимизации исследуемой системы. В виде критериев оценки вариантов АЭГП выбраны: показатель качества переходного процесса, потребляемая мощность и коэффициент усиления мощности информационного канала.

Функционал, характеризующий качество переходного процесса, записывается в виде

$$I = \int_0^{t_K} |Y_{шт}(t) - Y_{уст}| t dt,$$

где t_K — время интегрирования; $Y_{уст}$ — координата выходного звена (штока) привода в конце переходного процесса; $Y_{шт}(t)$ — положение штока гидроцилиндра в момент времени t .

Мощность, потребляемая электрическим двигателем насоса АЭГП при отсутствии управляющего сигнала, определяется соотношением

$$N_{эд} = U_{эд} I_{эд},$$

где $U_{эд}$ — напряжение на обмотках двигателя насоса; $I_{эд}$ — ток в обмотках электродвигателя.

Критерий K_N , обратный коэффициенту усиления по мощности информационного канала АЭГП, численно равен отношению максимальной механической мощности, развиваемой исполнительным двигате-

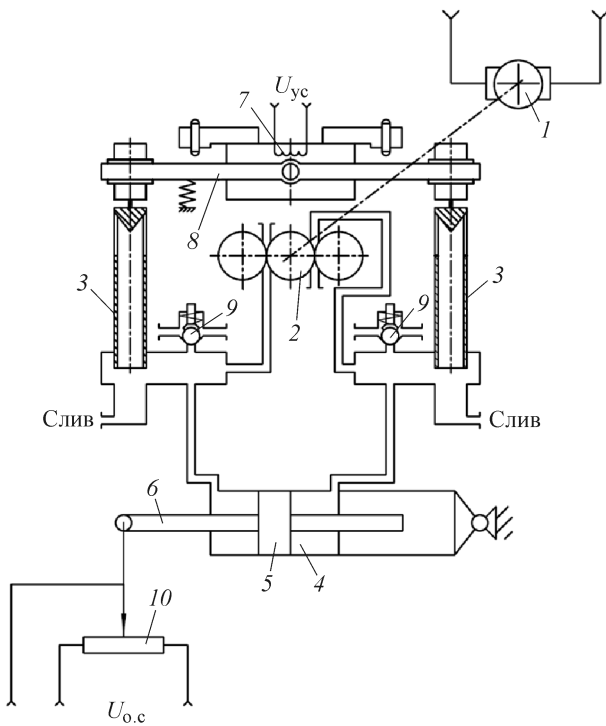


Рис. 1. Схема АЭГП с двумя золотниковыми плунжерами

лем (гидроцилиндром), к мощности электрического тока, поступающего в обмотки управления электромеханическим преобразователем (ЭМП).

Конструктивные схемы приводов. Сначала рассмотрим один из распространенных типов АЭГП, конструктивная схема которого приведена на рис. 1 [2]. Электродвигатель 1 приводит во вращение трехшестеренный насос 2, который создает потоки рабочей жидкости, направляемой к золотниковым плунжерам 3. В отсутствие подводимого от электронного усилителя сигнала U_{yc} жидкость через окна, открытые золотниковыми плунжерами, поступает на слив. Вследствие равенства площадей окон разность давлений в полостях гидроцилиндра 4 равна нулю и поршень 5 вместе со штоком 6 неподвижен. При наличии сигнала в виде напряжения на концах обмотки 7 ЭМП происходит поворот коромысла 8 по или против хода часовой стрелки в зависимости от полярности сигнала. Поворот качалки вызывает перемещение золотниковых плунжеров, увеличивающих открытие одного окна и уменьшающих открытие другого. Соответственно давление в одной полости гидроцилиндра уменьшается, а в другой — увеличивается. Под действием силы, созданной разностью давлений в гидроцилиндре, поршень 5 перемещается до тех пор, пока сигнал $U_{o,c}$ обратной связи от датчика 10 не компенсирует входной сигнал U_{yc} . Установленные на напорных магистралях насоса предохранительные клапаны

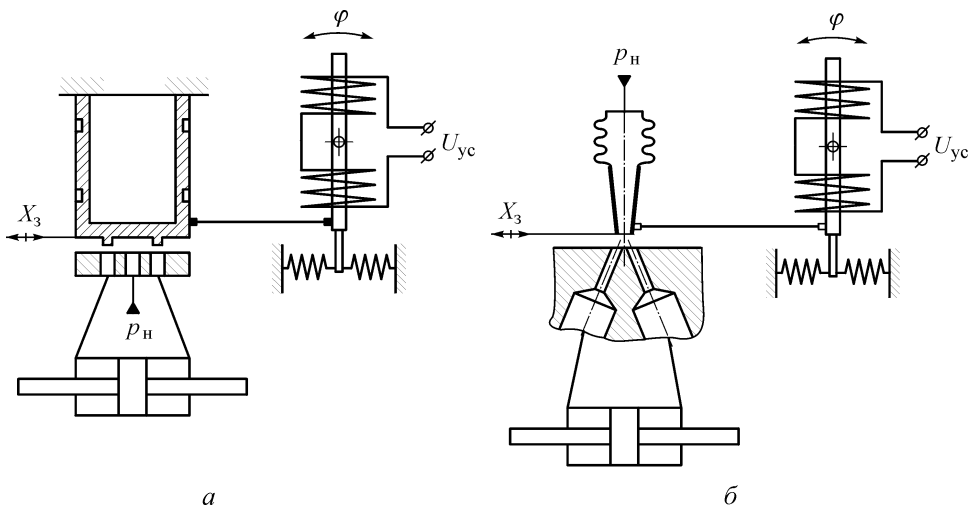


Рис. 2. Схемы гидроусилителей с плоским золотником (а) и со струйной трубкой (б)

9 ограничивают чрезмерное повышение давления в гидроцилиндре. Устройства 3 и 8 образуют однокаскадный гидроусилитель. В качестве альтернативных схем приведенного АЭГП могут быть схемы с плоским золотником и со струйной трубкой (рис. 2). В этих случаях используется двухшестеренный насос.

Математические модели. Математическое описание АЭГП покажем на примере схемы с золотниковыми плунжерами [3]. В основу математического описания АЭГП положены линейные модели, которые позволяют известными методами находить структуры и параметры, обеспечивающие оптимальное управление приводом. Методика оптимального проектирования позволяет использовать и более сложные, нелинейные математические модели.

Линейную математическую модель АЭГП можно представить следующими уравнениями.

Уравнение электрического сигнала ошибки

$$U_{\varepsilon} = U_{\text{вх}} - U_{\text{о.с}}, \quad (1)$$

где $U_{\text{вх}} = f(t)$ – входной сигнал при управлении АЭГП.

Уравнение, описывающее изменение сигнала в электронном усилителе (ЭУ),

$$U_{\text{yc}} = K_{\text{yc}} U_{\varepsilon}, \quad (2)$$

где U_{yc} – напряжение на выходе ЭУ; K_{yc} – коэффициент усиления ЭУ.

Уравнение напряжений в обмотках ЭМП

$$U_{\text{yc}} = L_{\text{обм}} \frac{dI_y}{dt} + (R_{\text{обм}} + R_{\text{вых}}) I_y, \quad (3)$$

где I_y – ток управления; $R_{\text{обм}}$ – сопротивление обмоток ЭМП; $R_{\text{вых}}$ – сопротивление выходного каскада ЭУ; $L_{\text{обм}}$ – индуктивность ЭМП.

Уравнение движения механической части в управляющем устройстве (УУ)

$$T_{yy}^2 \frac{dX_3^2}{dt^2} + 2\xi_{yy} T_{yy} \frac{dX_3}{dt} + X_3 = K_{XI} I_y, \quad (4)$$

где X_3 — перемещение золотниковых плунжеров, плоского золотника, струйной трубки; T_{yy} — постоянная времени УУ; ξ_{yy} — коэффициент относительного демпфирования УУ; K_{XI} — коэффициент передачи УУ.

Уравнение связи установившегося перемещения X_3 и тока управления, поступающего в обмотки ЭМП,

$$X_3 = K_{XI} I_y.$$

Коэффициент передачи УУ объединяет коэффициенты $K_{\varphi I}$ и $K_{X\varphi}$:

$$K_{XI} = K_{\varphi I} K_{X\varphi}.$$

Первый из этих коэффициентов входит в уравнение связи угла φ поворота ротора ЭМП и тока, поданного в обмотки ЭМП:

$$\varphi = K_{\varphi I} I_y, \quad (5)$$

где φ — угол поворота ротора ЭМП. Второй коэффициент связывает угол поворота якоря ЭМП с перемещением золотниковых плунжеров:

$$X_3 = K_{X\varphi} \varphi. \quad (6)$$

Уравнение линеаризованной расходно-перепадной характеристики распределителя потока жидкости в УУ

$$Q = K_{QX} X_3 - K_{Qp} p_n, \quad (7)$$

где p_n — разность давлений в полостях нагруженного исполнительного двигателя (гидроцилиндра); коэффициенты K_{QX} и K_{Qp} находятся с помощью линеаризации расходно-перепадной характеристики при различных смещениях распределителя потока рабочей жидкости в УУ (золотниковых плунжеров, плоского золотника, струйной трубки).

Уравнение баланса расходов жидкости при движении поршня гидроцилиндра:

$$Q = S_{\Pi} \frac{dy_{шт}}{dt} + \frac{V_0}{2E_{ц}} \frac{dp_n}{dt}, \quad (8)$$

где $y_{шт}$ — перемещение штока гидроцилиндра; $E_{ц}$ — модуль объемной упругости жидкости в гидроцилиндре, закрепленном на упругой опоре; Q — расход рабочей жидкости; S_{Π} — рабочая площадь поршня; V_0 — объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении поршня.

Уравнение движения управляемого приводом объекта:

$$m_o \frac{d^2 y_M}{dt^2} + k_{тр} \frac{dy_M}{dt} + (c_{св} + c_n) y_M = c_{св} y_{шт}, \quad (9)$$

где m_o — масса подвижных частей управляемого объекта, приведенная к штоку привода; y_M — координата положения центра приведенной

массы, измеряемая от среднего положения поршня; $k_{тр}$ — коэффициент трения в подвижных частях объекта; $c_{св}$ — жесткость связи штока гидроцилиндра с управляемым объектом; $c_{п}$ — “жесткость” позиционной нагрузки.

Уравнение сил, действующих на поршень гидроцилиндра,

$$c_{св} (y_{шт} - y_m) = p_n S_{п}. \quad (10)$$

Уравнение сил, действующих на гидроцилиндр,

$$c_{оп} y_{ц} = p_n S_{п}, \quad (11)$$

где $c_{оп}$ — жесткость опор гидроцилиндра; $y_{ц}$ — перемещение гидроцилиндра.

Уравнение сигнала обратной связи, снимаемого при перемещении штока гидроцилиндра,

$$U_{о.с} = K_{п.о.с} (y_{шт} + y_{ц}), \quad (12)$$

где $K_{п.о.с}$ — коэффициент позиционной обратной связи.

Уравнения (1)–(12) образуют математическую модель АЭП, ее можно представить в нормальной форме Коши:

$$\begin{aligned} \frac{dY_1}{dt} &= \frac{K_{iu}(U_{вх} - K_{п.о.с}Y_6)K_{yc} - Y_1}{T_y}; \\ \frac{dY_2}{dt} &= \frac{K_{X\varphi}K_{\varphi I}Y_1 - 2\xi_{yy}T_{yy}Y_2 - Y_3}{T_{yy}^2}; \\ \frac{dY_3}{dt} &= Y_2; \\ \frac{dY_4}{dt} &= \frac{Y_3}{T_{гп}}; \\ \frac{dY_5}{dt} &= \frac{Y_4 - 2\xi_{п}T_{п}Y_5 - Y_6}{T_{п}^2}; \\ \frac{dY_6}{dt} &= Y_5. \end{aligned} \quad (13)$$

Начальные условия ($t_0 = 0$) следующие:

$$Y_1 = 0; \quad Y_2 = 0; \quad Y_3 = 0; \quad Y_4 = 0; \quad Y_5 = 0; \quad Y_6 = 0.$$

В систему уравнений (13) входят следующие переменные состояния АЭП:

$$Y_1 = I_y; \quad Y_2 = V_3; \quad Y_3 = X_3; \quad Y_5 = v_m; \quad Y_6 = y_m.$$

Коэффициенты, входящие в систему уравнений (13), вычисляются с помощью соотношений

$$T_y = \frac{L_y}{R_{обм} + R_{вых}}; \quad K_{iu} = \frac{1}{R_{обм} + R_{вых}};$$

$$T_{\text{гп}} = \frac{S_{\text{п}}}{K_{\text{QX}}}; \quad T_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{m_{\text{о}}}{c'_{\text{ц}}}},$$

где

$$c'_{\text{ц}} = \frac{2S_{\text{п}}^2 E_{\text{ц}}}{V_0 \left(1 + \frac{2S_{\text{п}}^2 E_{\text{ц}}}{V_0 c_{\text{св}}} \right)}$$

— приведенная жесткость нагруженного гидроцилиндра;

$$E_{\text{ц}} = \frac{B_{\text{ж}}}{1 + \frac{V_{\text{л}}}{V_0} + \frac{2S_{\text{п}}^2 B_{\text{ж}}}{V_0 c_{\text{оп}}}}$$

— приведенный модуль упругости гидроцилиндра;

$$V_0 = \frac{S_{\text{п}} Y_{\text{шт.макс}}}{2}$$

— объем полости гидроцилиндра при среднем положении поршня, $Y_{\text{шт.макс}}$ — ход поршня, м; $V_{\text{л}}$ — объем жидкости в гидролиниях, соединяющих гидроцилиндр с золотниковыми плунжерами, м³; $B_{\text{ж}}$ — модуль объемной упругости рабочей жидкости;

$$\xi_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{д.ц}}}{2T_{\text{ц}}}$$

— коэффициент относительного демпфирования гидроцилиндра,

$$T_{\text{д.ц}} = \frac{K_{\text{Qp}} m_{\text{о}}}{S_{\text{п}}^2} + \frac{k_{\text{тр}} V_0}{2E_{\text{ц}} S_{\text{п}}^2} + \frac{k_{\text{тр}}}{c_{\text{св}}};$$

$m_{\text{о}}$ — масса подвижных частей управляемого объекта, приведенная к штоку привода; $k_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения; $c_{\text{кр}}$ — жесткость крепления гидроцилиндра; $c_{\text{оп}}$ — жесткость опоры гидроцилиндра; $c_{\text{св}}$ — жесткость связи штока с управляемыми органами объекта,

$$\frac{1}{c_{\text{кр}}} = \frac{1}{c_{\text{оп}}} + \frac{1}{c_{\text{св}}}.$$

Сравнение результатов вычислительного и стендового экспериментов приведено в работе [4].

Эффективность функционирования сложных технических систем в основном определяется степенью совершенства проекта системы и качеством управления ее регулируемыми устройствами в конкретных условиях эксплуатации. Традиционный подход к созданию регулируемых технических систем состоит в последовательном решении двух рассматриваемых независимо друг от друга задач оптимального проектирования и оптимального управления. При этом на этапе проектирования требования к эффективности систем автоматического управления, как правило, не учитываются. В данной ситуации при

определении оптимальных законов управления конструктору приходится иметь дело с жестко заданным набором конструктивных параметров, что существенно снижает возможности повышения эффективности функционирования объекта. Фактически результаты оптимального проектирования представляют собой исходные данные для задач оптимального управления и, следовательно, являются определяющими как с точки зрения результативности собственно управления, так и с точки зрения итоговой эффективности регулируемой системы, что представляет собой конечную цель процесса проектирования. Таким образом, вполне естественным является объединение этих двух задач для одновременного определения оптимальных конструктивных параметров и формулирования оптимальных законов управления в рамках решения одной задачи оптимального проектирования регулируемых систем [5].

Варьируемые конструктивные параметры и границы их изменения приведены в таблице. Все схемы также оптимизируются по параметрам управления, сходным для всех схем: коэффициенту усиления, коэффициенту обратной связи по скорости и ускорению выходного звена штока.

Таблица

Конструктивные варьируемые параметры

Варьируемый параметр*	Границы	
	min	max
Максимальное давление в системе $p_{кл}$, МПа	4	8
Коэффициент давления $K_{давл}$	0,1	0,5
Коэффициент подачи $K_{под}$	0,8	1,5

* Для трех конструктивных схем приводов: золотниковый плунжер, плоский золотник, струйная трубка

Результаты оптимального проектирования АЭГП. В результате численных экспериментов по методу ЛП_τ-поиска были рассчитаны 1024 варианта (рис. 3). Из распределения значений критериев видно, что указанная область решений должна быть сужена. Для этого значения функционала I ограничены числом 0,00005. Были ограничены также значения других критериев качества.

В результате действия ограничений в усеченной D -области имеем 827 вариантов (рис. 4). Среди них требованиям ТЗ удовлетворяют 516 вариантов, не удовлетворяют — 311 вариантов. Из рис. 4 видно, что фаворитами являются два варианта (см. точки 1 и 2).

Полезным может оказаться дальнейший анализ рассчитанных вариантов. Для этого необходимо рассмотреть параметры распределения, определяя, какие границы варьируемых параметров оказывают влияние на конечное распределение точек, и расширить или изменить

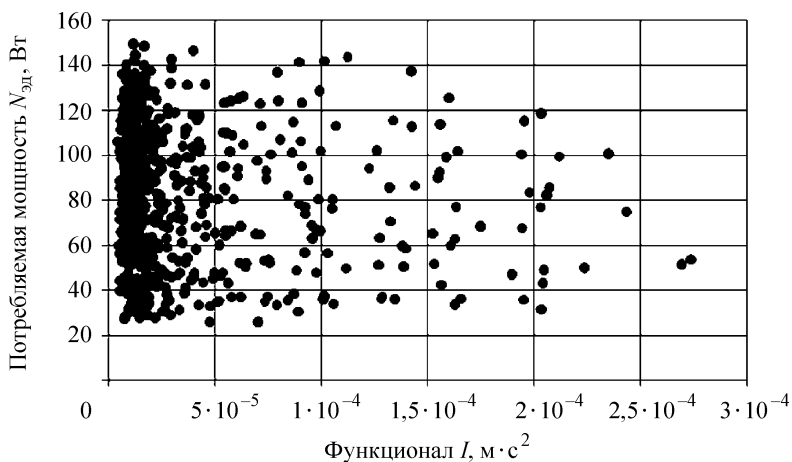


Рис. 3. Распределение критериев качества для всех точек без ограничений

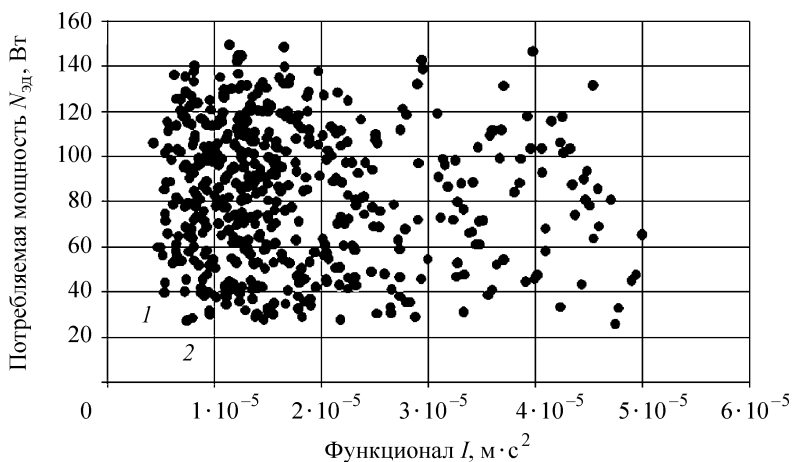


Рис. 4. Распределение критериев качества в усеченной D -области

их. Последовательными многократными вычислениями может быть найдено более оптимальное решение.

Следует заметить, что графическое представление результатов вычислений эффективно лишь в случае двух критериев качества. Даже при трех критериях качества распределение представляет собой некоторую поверхность, и для такого случая построить парето-оптимальную границу возможно лишь в исключительных случаях. Основным средством анализа в этом случае является работа с таблицами испытаний.

В целях оптимизации АЭГП были выполнены расчеты трех описанных схем. Все вычисленные точки удовлетворяют требованиям ТЗ. Для удобства сравнения схем совмещенные точки для трех вариантов представлены на одном графике (рис. 5). В таком случае специалист может выбирать предпочтительную схему и лучший проектный вариант.

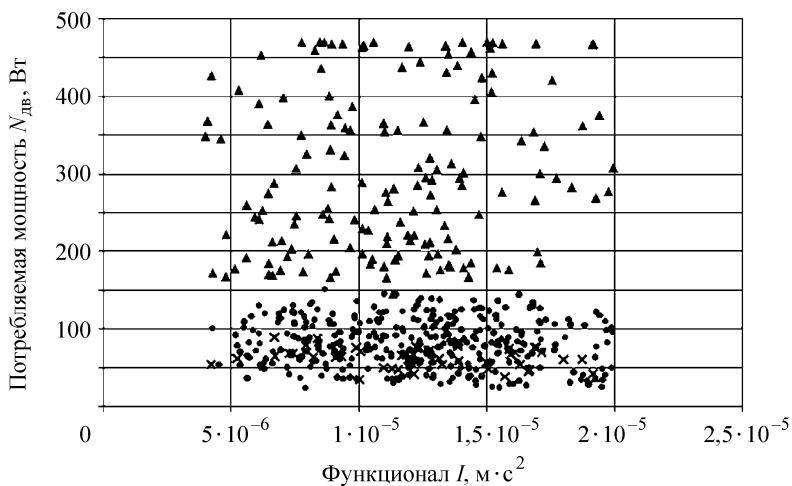


Рис. 5. Критерии качества для трех схем

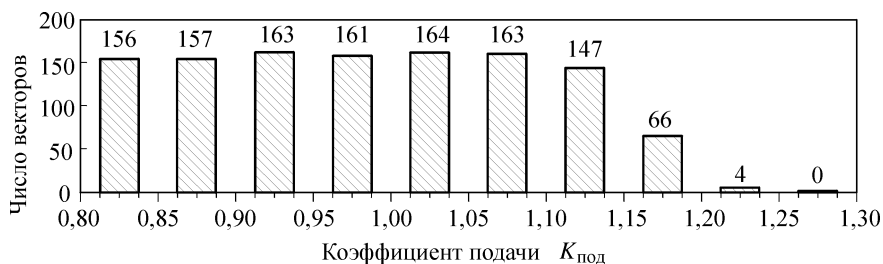


Рис. 6. Гистограмма распределения варьируемых параметров для множества допустимых решений

Возможность визуализации таблиц испытаний предоставляет простой, достаточно удобный, наглядный и эффективный способ такого выбора [6]. Одна из характерных черт задач оптимального проектирования заключается в трудности исходного выбора границ изменения параметров. Цель анализа результатов вычислений — коррекция исходного диапазона изменения варьируемых параметров. Для векторов из допустимого множества D строятся гистограммы распределения их координат по осям изменения параметров, например, разбиением диапазона на 10 равных частей. Над каждым интервалом появляется цифра, которая показывает, сколько туда попало допустимых решений. Из рис. 6 видно, что диапазон варьируемого параметра — коэффициента подачи $K_{\text{под}}$ — должен быть ограничен сверху величиной 1,2.

Построим графики зависимостей трех видов:

- критериев качества от одного из варьируемых параметров при фиксации вектора предпочтительного варианта;
- критериев качества от варьируемого параметра;
- критериев качества от критерия качества.

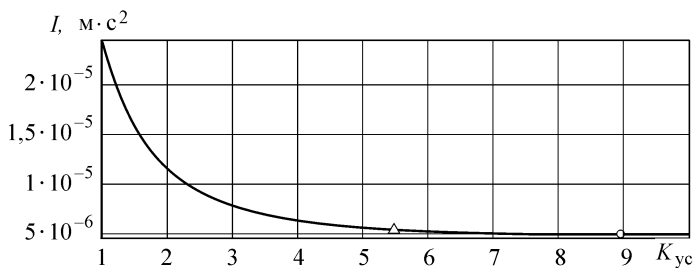


Рис. 7. Зависимость критерия (функционала I) от варьируемого параметра (коэффициента усиления K_{yc}) для варианта I

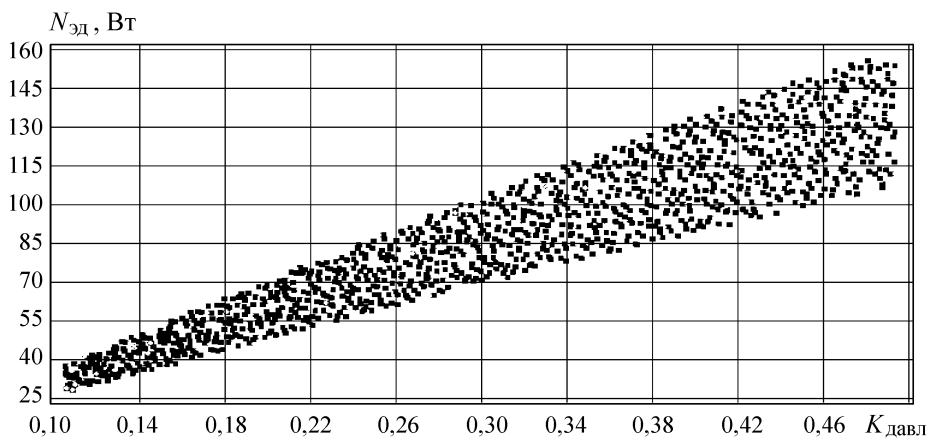


Рис. 8. Зависимость энергетического критерия качества от варьируемого параметра — коэффициента давления $K_{давл}$

На рис. 7 показано, как меняется показатель функционала I переходного процесса от изменения коэффициента усиления K_{yc} при фиксированных значениях для варианта I . Из рис. 8 можно установить однозначную зависимость потребляемой приводом энергии от коэффициента давления $K_{давл}$.

Анализ графиков и соответствующих таблиц позволяет определить влияние параметров на критерии, сопоставить значения критериев улучшаемого вектора (прототипа) с результатами исследований, определить целесообразность коррекции исходного параллелепипеда и проведения в нем исследований с целью улучшить результаты оптимизации в заданном диапазоне изменений варьируемых параметров.

Выводы. Метод оптимального проектирования изложен применительно к автономным гидроприводам небольшой мощности, но может быть распространен и на более широкий ряд гидроприводов, характеризующийся как разнообразием предлагаемых схем, так и числом ступеней усиления. В математической модели могут быть учтены нелинейности.

В качестве основы для решения задачи многокритериальной оптимизации конструкции гидроприводов принят метод ЛП_т-поиска.

Методика оптимального проектирования позволяет конструктору обоснованно выбирать лучший проектный вариант по совокупности критериев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боровин Г. К., Попов Д. Н., Хван В. Л. Математическое моделирование и оптимизация гидросистем: Учеб. пособ. / Под ред. Д.Н. Попова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995. – 84 с.
2. Феодосьев В. И. Основы техники ракетного полета. – М.: Наука, 1981. – 496 с.
3. Боровин Г. К., Малышев В. Н., Попов Д. Н. Математическое моделирование и оптимальное проектирование автономных электрогидравлических приводов. – Москва, 2003. – № 33. – 24 с. (Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН).
4. Малышев В. Н., Попов Д. Н., Сосновский Н. Г. Идентификация автономного электрогидравлического следящего привода // Наука в образовании: электронное научное издание. Инженерное образование. – 2007. – № 6. – 11 с.
5. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. 2-е изд., перераб и доп. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.
6. Roman Statnikov, Kivanc Ali Anil, Alex Bordetsky, Alexander Statnikov. Visualization Tools for Multicriteria Analysis of the Prototype Improvement Problem. Proceedings of the IEEE Symposium on Computational Intelligence in Multicriteria Decision Making (MCDM 2007). – P. 341–347.

Статья поступила в редакцию 28.07.2008

Вячеслав Николаевич Малышев родился в 1977 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2001 г., инженер ООО “Аксима Гебойдетехник”. Автор 5 научных работ в области проектирования автономных электрогидравлических приводов.

V.N. Malyshev (b. 1977) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2008. Engineer of limited-liability company “Aksima Geboideteknik”. Author of 5 publications in the field of design of autonomous electric and hydraulic drivers.



Дмитрий Николаевич Попов родился в 1927 г., окончил Московский строительный институт в 1949 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Заслуженный деятель науки России. Автор около 200 научных работ, в том числе трех монографий и четырех учебников в области гидромеханики и управления гидропневмосистемами.

D.N. Popov (b. 1927) graduated from the Moscow Civil Engineering Institute in 1949. D. Sc. (Eng.), professor of “Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydro-pneumatic-automation” department of the Bauman Moscow State Technical University. Honored Worker of Science of Russia, Author of 200 publications including 3 monographs and 4 textbooks in the field of hydromechanics and control of hydraulic-pneumatic systems.

