

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СО СЛУЧАЙНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

**Ю. А. Медведев**

---

*Владимирский государственный университет, ФМФ  
Владимир, Россия  
E-mail: medvedev@vlsu.ru*

Предложена методика энергетического расчета многодвигательного электрогидравлического привода (МДЭГП) со случайными вариациями параметров, позволяющая определить оптимальные значения его координат с учетом составляющей взаимонагрузки, отнесенной к статической составляющей нагрузки.

*Ключевые слова:* электрогидравлические приводы, случайные вариации параметров, энергетический расчет.

Практика создания гидроприводов показывает, что потребная мощность, как правило, рассчитывается методами, основанными на представлении законов движения привода и изменения нагрузки на его валу детерминированными функциями времени [1]. Однако в ряде случаев приходится выбирать мощность привода, когда характер изменения нагрузки является случайным. Типичным примером такого случая является изменение нагрузки МДЭГП с жестким соединением гидродвигателей (ГД) из-за их взаимонагружения.

Исследования многодвигательных гидроприводов с объемным и дроссельным регулированием показывают, что взаимонагружение случайно по величине вследствие случайного разброса параметров характеристик объединяемых приводов. Вполне вероятно, что при значительных величинах взаимонагружения требующийся режим движения может оказаться даже невозпроизводимым, поэтому учёт этого явления при выборе мощности многодвигательного гидропривода принципиально необходим [2–4].

Задача вероятностного подхода к расчёту мощности многодвигательного гидропривода [5, 6] в общей постановке заключается в установлении аналитической зависимости между статистическими характеристиками требуемого процесса движения и изменения нагрузки и параметрами привода, позволяющими получить такое движение с принятой вероятностной обеспеченностью.

Задача решается при условиях:

- 1) управляющие воздействия являются стационарными функциями времени с известными статистическими характеристиками;
- 2) требуемый закон движения объекта управления (ОУ) и составляющая взаимонагружения являются стационарными и коррелированными функциями, подчинёнными нормальному закону распределения;
- 3) механические характеристики привода линейны, т.е. для него может быть получена передаточная функция;
- 4) основная нагрузка привода – инерционная, а взаимонагружение отнесено к статической составляющей нагрузки;

5) МДЭГП позволяет осуществить любой закон регулирования, т.е. его энергетические возможности должны быть достаточными для придания ОУ требуемых скоростей и ускорений в заданном диапазоне частот.

Используя спектральное представление стационарной функции на входе привода, можно вычислить спектральную плотность случайного сигнала на выходе в установившемся режиме, т.е. требующийся закон движения нагрузки можно определить из соотношения [5]:

$$S_x(v) = |W(jv)|^2 S_D(v), \quad (1)$$

где  $S_D(v)$  и  $S_x(v)$  – спектральные плотности управляющего воздействия и требуемого процесса движения;  $W(jv)$  – амплитудно-фазовая частотная характеристика гидропривода.

Таким образом, задача сводится к расчету мощности гидропривода, статистически обеспечивающего требующийся процесс движения ОУ, заданный спектральной плотностью.

В установившемся режиме работу МДЭГП с жестким соединением ГД можно описать системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= k_1 Q_1 - \frac{1}{\beta_1} M_1; \\ \omega_2 &= k_2 Q_2 - \frac{1}{\beta_2} M_2; \\ &\vdots \\ \omega_m &= k_m Q_m - \frac{1}{\beta_m} M_m; \\ \omega_1 &= \omega_2 = \dots = \omega_m = \omega; \\ M &= \sum_{i=1}^m M_i = \sum_{i=1}^m q_i \Delta P_i, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где первые  $m$  уравнений представляют собой механические характеристики объединяемых приводов (характеристики рассматриваем в линейной области); последние два уравнения – условия жесткого соединения;  $\omega_i$  – частота вращения  $i$ -го гидродвигателя;  $k_i$  и  $Q_i$  – коэффициент усиления по скорости и расход рабочей жидкости на входе  $i$ -го гидродвигателя;  $\beta_i$  и  $M_i$  – жесткость механической характеристики и момент нагрузки на валу  $i$ -го ГД;  $q_i$  и  $\Delta P_i$  – удельный объем  $i$ -го гидродвигателя и перепад давлений на нем ( $i = 1, 2, \dots, m$ ).

С учетом принятых условий момент на «выходном звене» МДЭГП равен

$$M = \sum_{i=1}^m M_i(t) = J u \frac{d\varphi(t)}{dt^2} + m_{вз}(t) \frac{1}{u}, \quad (3)$$

где  $\varphi(t)$  – координата, характеризующая закон движения ОУ;  $u$  – передаточное число редуктора, принимаемое для всех ГД одинаковым;  $m_{вз}$  – случайное значение момента взаимонагружения;  $J$  – приведенный момент инерции вращающихся частей ГД и ОУ, определяемый соотношением

$$J = \sum_{i=1}^m J_i + J_H \frac{1}{u^2}.$$

Решая систему уравнений (2) относительно частоты вращения многодвигательного привода  $\omega = u d\varphi(t)/dt$  и учитывая равенство (3), получаем линеаризованное дифференциальное уравнение движения

$$\frac{Ju}{\sum_{i=1}^m \beta_i} \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + u \frac{d\varphi(t)}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^m \beta_i k_i Q_i(t)}{\sum_{i=1}^m \beta_i} - m_{B3}(t) \frac{1}{u \sum_{i=1}^m \beta_i}. \quad (4)$$

Принимаем в качестве управляющего воздействия процесс изменения установившейся скорости привода и, переходя к изображениям Лапласа при соответствующих начальных условиях, запишем уравнение (4) в виде:

$$\Omega(s) = W_{\text{ЭКВ}}^{-1}(s) \Phi(s) + W_{B3}(s) M_{B3}(s), \quad (5)$$

где  $\Omega(s) = \omega_0(t) = \sum_{i=1}^m \beta_i k_i Q_i(t) / \sum_{i=1}^m \beta_i$  – изображение Лапласа при нулевых начальных условиях и установившейся скорости привода для данного сочетания параметров;  $W_{\text{ЭКВ}}^{-1}(s) = (1 - T_{\text{ЭКВ}}) u s$  – обратная передаточная функция МДЭГП, зависящая от инерционных свойств гидродвигателя, ОУ и жесткости механических характеристик;  $M_{B3}(s) = m_{B3}(t)$  – одна из возможных реализаций стационарного случайного процесса изменения момента взаимонагружения;  $W_{B3}(s) = \frac{1}{u} \sum_{i=1}^m \beta_i$  – передаточная функция по составляющей скорости привода, обусловленной взаимонагружением;  $\Phi(s) = \varphi(t)$  – изображение Лапласа при нулевых начальных условиях закона движения нагрузок.

По уравнению (5) строим структурную схему формирования случайного процесса  $\omega_0(t)$  (рис. 1, а), согласно которой записываем выражение спектральной плотности процесса изменения скорости

$$S_{\omega_0}(v) = S_{\omega}(v) + 2 \operatorname{Re} S_{\omega m}(jv) + S_m(v), \quad (6)$$

где  $S_{\omega_0}(v)$ ,  $S_{\omega}(v)$ ,  $S_m(v)$  – спектральные плотности процессов  $\omega_0(t)$ ,  $\omega(t)$ ,  $m_{B3}(t)$  соответственно;  $S_{\omega m}(jv)$  – взаимная спектральная плотность процессов  $\omega(t)$  и  $m_{B3}(t)$ .

С учетом формулы (1) выражение спектральной плотности для  $\omega_0(t)$  запишется в виде:

$$\begin{aligned} S_{\omega_0}(v) &= \left| W_{\text{ЭКВ}}^{-1}(jv) \right|^2 S_{\varphi}(v) + \operatorname{Re} [W_{\text{ЭКВ}}^{-1}(jv) W_{B3}^{-1}(jv) S_{\varphi} m_{B3}(jv)] + \left| W_{B3}^{-1}(jv) \right|^2 S_m(v) = \\ &= \left[ u^2 v^2 + \frac{\left( \sum_{i=1}^m J_i \right)^2}{\left( \sum_{i=1}^m \beta_i \right)^2} u^2 v^2 + \frac{2 J_H \sum_{i=1}^m J_i}{\left( \sum_{i=1}^m \beta_i \right)^2} v^4 + \frac{J_H^2}{u^2 \left( \sum_{i=1}^m \beta_i \right)^2} v^4 \right] S_{\varphi}(v) - \\ &- \frac{2v}{\sum_{i=1}^m \beta_i} \left( \sum_{i=1}^m J_i + \frac{J_H}{u^2} \right) \left[ \operatorname{Re} S_{\varphi} m_{B3}(jv) + \operatorname{Im} S_{\varphi} m_{B3}(jv) \right] + \frac{1}{u^2 \left( \sum_{i=1}^m \beta_i \right)^2} S_m(jv). \quad (7) \end{aligned}$$

Прежде чем найти числовые характеристики процесса  $\omega_0(t)$ , выраженные через параметры гидродвигателей, ОУ и вероятностные характеристики взаимонагружения, проанализируем некоторые члены выражения (7).

Известно, что число ГД многодвигательного привода выбирается в зависимости не только от требующейся мощности, но и от других факторов, например, требований конструкции механизма. Как правило, выбираются двигатели одного типа, имеющие (по ка-

талогу) одинаковые моменты инерции  $J_1 = J_2 = \dots = J_m = J_{\Gamma Д}$ . Тогда в выражении (7)

$\sum_{i=1}^m J_i = nJ_{\Gamma Д}$ , а величину  $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^m \beta_i$  (здесь  $n$  – число ГД) можно рассматривать как статистическое среднее значение жесткости характеристик выбранного двигателя  $M^*[\beta]$ . Чем больше число двигателей, тем ближе  $M^*[\beta]$  к математическому ожиданию  $M[\beta]$ .

Используя связь дисперсии процесса с его спектральной плотностью и учитывая выражение (7) и высказанные соображения, касающиеся представления числа ГД в явном виде, получим:

$$\begin{aligned}
 D[\omega_0(t)] &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{\omega_0}(\nu) d\nu = \left\{ \overline{\dot{\varphi}}^2 + \frac{J_{\Gamma Д}}{(M^*[\beta])^2} \overline{\ddot{\varphi}}^2 \right\} u^2 + \\
 &+ 2 \left\{ \frac{J_H J_{\Gamma Д}}{n(M^*[\beta])^2} \overline{\ddot{\varphi}}^2 - \frac{J_{\Gamma Д}}{n(M^*[\beta])^2} A - \frac{1}{n(M^*[\beta])^2} B \right\} + \\
 &+ \frac{1}{u^2 n^2 (M^*[\beta])^2} \{ J_H^2 \overline{\ddot{\varphi}}^2 - 2J_H A + D[m_{B3}] \} + \\
 &+ \frac{1}{u^2 n^2 (M^*[\beta])^2} \{ J_H^2 \overline{\ddot{\varphi}}^2 - 2J_H A + D[m_{B3}] \}, \quad (8)
 \end{aligned}$$

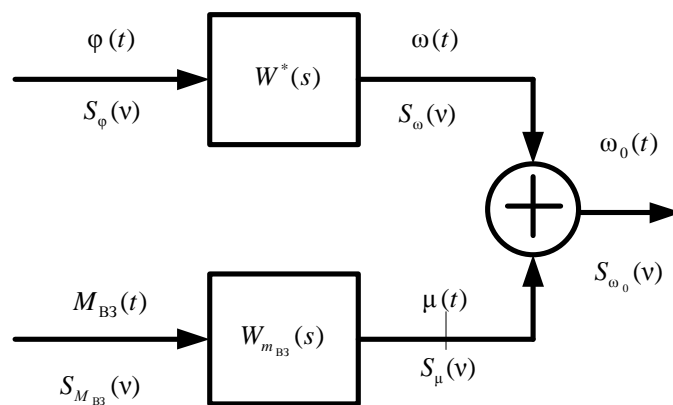
где  $\overline{\dot{\varphi}}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \nu^2 S_{\varphi}(\nu) d\nu$ ;  $\overline{\ddot{\varphi}}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \nu^4 S_{\varphi}(\nu) d\nu$ ;  $A = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \nu^2 \operatorname{Re} S_{\varphi m_{B3}}(j\nu) d\nu$ ;

$B = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \nu^2 \operatorname{Im} S_{m_{B3}}(j\nu) d\nu$ ;  $D[m_{B3}] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S_{m_{B3}}(\nu) d\nu$ .

Если в соответствии с уравнением (5) записать процесс  $\omega_0(t)$  в виде суммы стационарных процессов

$$\omega_0(t) = u\overline{\dot{\varphi}} + \frac{J}{\sum_{i=1}^m \beta_i} \overline{\ddot{\varphi}}^2(t) + \frac{1}{\sum_{i=1}^m \beta_i} m_{B3}(t), \quad (9)$$

то математическое ожидание  $M[\omega_0(t)]$  можно определить через математические ожидания слагаемых.



a)

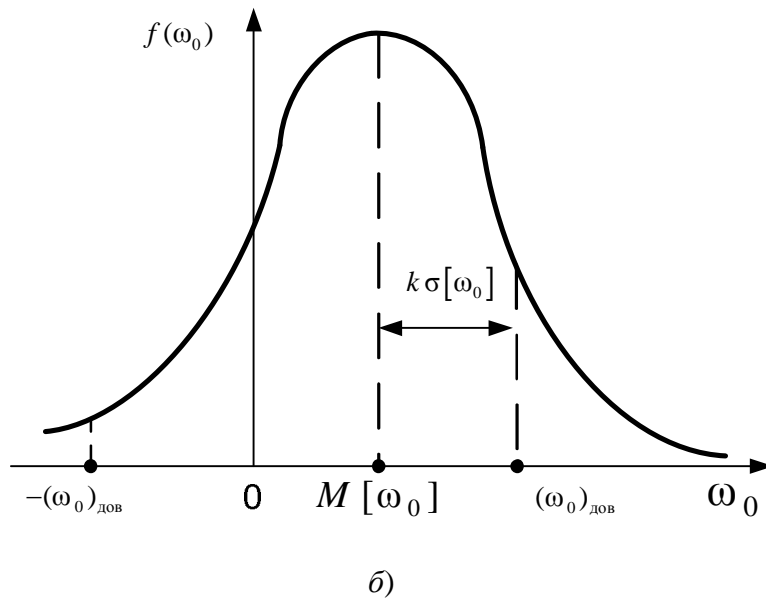


Рис. 1. К расчету мощности многодвигательного гидропривода:  
структурная схема формирования случайного процесса (а)  
и закон его распределения (б)

В данном случае математические ожидания первых двух слагаемых уравнения (9) равны нулю вследствие стационарности случайного процесса, поэтому получаем:

$$M[\omega_0(t)] = \frac{1}{\text{un}M^*[\beta]} M[M_{\text{вз}}(t)]. \quad (10)$$

Энергетическая обеспеченность заданного процесса  $\varphi(t)$  определяется обеспеченностью принятого доверительного интервала  $(\omega_0)_{\text{дов}}$ , т.е. вероятность его равна

$$P\{\omega_0(t) \leq (\omega_0)_{\text{дов}}\} = a, \quad (11)$$

где  $a$  – требуемая обеспеченность, которая при нормальном законе распределения процесса определяется с помощью табулированной функции распределения вероятностей  $\Phi^*(x)$  [6].

Для нахождения величины доверительного симметричного интервала  $(\omega_0)_{\text{дов}}$ , имеющего заданную обеспеченность  $a$ , необходимо знать закон распределения процесса  $\omega_0(t)$ . В рассматриваемом случае этот закон является нормальным, так как заданные процессы  $\varphi(t)$  и  $m_{\text{вз}}(t)$  имеют нормальное распределение вероятностей и характеризуются плотностью вероятности вида

$$f(\omega_0) = \frac{1}{\sigma[\omega_0]\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{\{\omega_0 - M[\omega_0(t)]\}^2}{2(\sigma[\omega_0])^2}\right), \quad (12)$$

где  $\sigma[\omega_0] = \sqrt{D[\omega_0]}$  – среднее квадратическое отклонение  $\omega_0(t)$ .

Кривая распределения по указанному закону (рис. 1, б) определяется величинами  $\sigma[\omega_0]$  и  $M[\omega_0(t)]$ , где среднеквадратическое отклонение определяет форму кривой  $f[\omega_0]$ , а математическое ожидание – её положение. Назначенная обеспеченность  $a$  определяется площадью, ограниченной кривой  $f[\omega_0]$  и ординатами  $\pm(\omega_0)_{\text{дов}}$ .

В этом случае

$$(\omega_0)_{\text{дов}} = \psi\{a, \sigma[\omega_0], M[\omega_0(t)]\}, \quad (13)$$

т.е. является функцией заданной обеспеченности  $a$  и известных величин  $\sigma[\omega_0]$  и  $M[\omega_0(t)]$ . При нормальном законе распределения вероятностей любое фиксированное значение процесса [в данном случае  $(\omega_0)_{\text{дов}}$ ] можно записать в виде

$$(\omega_0)_{\text{ДОВ}} = M[\omega_0(t)] + x\sigma[\omega_0], \quad (14)$$

где  $x$  – аргумент табулированной функции  $\Phi^*(x)$  распределения вероятностей.

Из формулы (14) видно, что при фиксированных значениях математического ожидания и среднеквадратического отклонения обеспеченность  $(\omega_0)_{\text{ДОВ}}$  определяется величиной  $x$ . Установление зависимости величины  $x$  от величин, указанных в формуле (13), является сложной задачей. В практических случаях, когда составляющие динамической нагрузки и взаимонагружения будут соизмеримы, можно требовать сравнительно высокой обеспеченности процессов и с весьма малой погрешностью считать, что

$$P\{\omega_0(t) < (\omega_0)_{\text{ДОВ}}\} \approx P\{\omega_0(t) < (\omega_0)_{\text{ДОВ}}\} = \Phi(x) = a, \quad (15)$$

и из выражения (15) находить  $x$ . При малых значениях составляющей взаимонагружения по сравнению с динамической нагрузкой, т. е. при  $M[m_{\text{вз}}(t)] = 0$  вероятностная оценка рассматриваемых процессов может быть получена с помощью соотношения

$$P\{\omega_0(t) < (\omega_0)_{\text{ДОВ}}\} = 2\Phi^*(x) - 1, \quad (16)$$

из которого находим значение  $x$ . Подставляя в равенство (14) значение, найденное по выражению (15) или (16), определяем доверительный интервал процесса изменения скорости  $\omega_0(t)$ .

Известно, что максимальная механическая мощность любого привода однозначно зависит от его предельной механической характеристики и может быть определена [7, 8] по формуле

$$N = \frac{1}{4} \gamma \omega_{0 \text{ max}}^2 \beta, \quad (17)$$

откуда для МДЭГП имеем:

$$N_{\text{max}} = \frac{1}{4} \gamma n M^*[\beta] (\omega_0^2)_{\text{ДОВ}}, \quad (18)$$

где  $\gamma$  – коэффициент пропорциональности, определяемый системой единиц;  $n$  – выбранное число гидродвигателей.

Таким образом, максимальная мощность МДЭГП с учетом взаимонагружения на основании формул (8), (10), (14) и (18) определяется выражением

$$N_{\text{max}} = \frac{1}{4} \gamma n M^*[\beta] \left\{ \frac{M[m_{\text{вз}}(t)]}{unM^*[\beta]} + \sqrt{\left\{ \bar{\varphi}^2 + \frac{J_{\text{гд}}^2}{(M^*[\beta])^2} \bar{\varphi}^2 \right\} u^2 + 2 \left\{ \frac{J_{\text{н}} J_{\text{гд}}}{n(M^*[\beta])^2} - \frac{J_{\text{гд}} A}{n(M^*[\beta])^2} - \frac{B}{n^2 (M^*[\beta])^2} \right\} + \frac{1}{u^2 n^2 (M^*[\beta])^2} \left\{ J_{\text{н}}^2 \bar{\varphi}^2 - 2J_{\text{н}} A + D[m_{\text{вз}}(t)] \right\}} \right\}^2. \quad (19)$$

Уравнение (19) позволяет выразить максимальную мощность, которой должен обладать МДЭГП, содержащий  $n$  гидродвигателей с моментом инерции  $J_{\text{гд}}$  каждый и жесткостью механической характеристики, определяемой статистическим средним  $M^*[\beta]$  через момент инерции  $J_{\text{н}}$  ОУ, передаточное число  $u$  редуктора, статистические характеристики закона движения  $\bar{\varphi}^2$ ,  $\bar{\varphi}^2$ , изменения момента взаимонагружения ( $M[m_{\text{вз}}(t)]$ ,  $D[m_{\text{вз}}(t)]$ ) и их взаимные статистические характеристики ( $A$ ,  $B$ ).

При конструировании любого привода мы стремимся обеспечить требующиеся скорости и ускорения движения нагрузки с помощью минимальной установленной мощности. Рассмотрим, каким образом с помощью выражения (19) можно определить параметры привода, удовлетворяющие критерию минимума установленной мощности. Следует

заметить, что при конструировании МДЭГП минимизация мощности должна осуществляться прежде всего путём ликвидации взаимонагружения.

Задачу минимизации мощности по выражению (19) будем решать выбором оптимального передаточного числа  $u$  редуктора. Найдем соотношение параметров привода, при которых  $N_{\max}$  будет минимальным. Анализ формул (19) и (18) показывает, что минимум мощности будет при минимальном доверительном интервале изменения скорости:

$$\begin{aligned}
 (\omega_0)_{\text{дов}} = & \frac{M[m_{\text{вз}}(t)]}{unM^*[\beta]} + x \sqrt{\left\{ \bar{\phi}^2 + \frac{J_{\text{гд}}^2}{(M^*[\beta])^2} \bar{\phi}^2 \right\} u^2 +} \\
 & + 2 \left\{ \frac{J_{\text{н}} J_{\text{гд}}}{n(M^*[\beta])^2} \bar{\phi}^2 - \frac{J_{\text{гд}} A}{n(M^*[\beta])^2} - \frac{B}{n^2 (M^*[\beta])^2} \right\} + \\
 & + \frac{1}{u^2 n^2 (M^*[\beta])^2} \{ J_{\text{н}}^2 \bar{\phi}^2 - 2J_{\text{н}} A + D[m_{\text{вз}}(t)] \}, \quad (20)
 \end{aligned}$$

поэтому минимизация сводится к нахождению минимума функции (20) при изменениях передаточного числа  $u$ . На основании исследования функции (20) при положительных значениях в области значений коэффициентов, имеющих физический смысл, можно утверждать, что у  $(\omega_0)_{\text{дов}}$  существует единственный экстремум – минимум. Для определения соответствующего оптимального передаточного числа  $u_{\text{опт}}$  необходимо решить в общем виде уравнение

$$d(\omega_0)_{\text{дов}}/du = 0. \quad (21)$$

Подставив найденное значение  $u_{\text{опт}}$  в формулу (20), находим минимальное значение  $(\omega_0)_{\text{дов}}$ , а затем по формуле (18) определяем минимальное значение  $N_{\max}$ . В этом случае, когда постоянная составляющая взаимонагружения в случайном законе изменения нагрузки отсутствует ( $M[m_{\text{вз}}(t)] = 0$ ), задача минимизации мощности решается несколько проще. Минимум функции  $N_{\max} = f(u)$  находим из условия  $dN/du = 0$ , тогда с учетом формулы (19) оптимальное значение передаточного числа

$$u_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{J_{\text{н}}^2 \bar{\phi}^2 - 2J_{\text{н}} A + D[m_{\text{вз}}(t)]}{n^2 \{ (M^*[\beta])^2 \bar{\phi}^2 + J_{\text{гд}} \bar{\phi}^2 \}}}. \quad (22)$$

Подставив равенство (22) в выражение (19), находим минимальную мощность привода:

$$N_{\min} = \frac{\gamma x^2}{2} \{ (T_{\text{экв}} J_{\text{н}} \bar{\phi}^2 - T_{\text{экв}} A - B) + \sqrt{(\bar{\phi}^2 + T_{\text{экв}} \bar{\phi}^2)(J_{\text{н}}^2 \bar{\phi}^2 - 2J_{\text{н}} A + D[m_{\text{вз}}(t)])} \}. \quad (23)$$

Расчетные формулы изложенной методики получены только для двух составляющих нагрузки, а в общем случае, когда нагрузка создается силами сухого и вязкого трения, позиционной и постоянной составляющими, расчет мощности значительно усложняется. С другой стороны, опыт проектирования МДЭГП показывает, что одновременное сочетание всех составляющих нагрузки встречается сравнительно редко или же некоторыми из них с допустимой для расчета погрешностью можно пренебречь.

Выбираемая мощность привода не может быть определена однозначно, так как обеспеченность статистически заданного закона движения нагрузки зависит от инерционных свойств выбираемых двигателей. Выбор двигателей большей мощности не всегда приводит к увеличению быстродействия и росту обеспеченности процесса, а выбор двигателей с наименьшими моментами инерции ограничивается потребной мощностью, т.е. зависит от числа объединяемых двигателей. По конструктивным соображениям предпочтительно многодвигательное соединение с двумя двигателями; во всяком случае желательно иметь не более четырех объединяемых двигателей.

Формулы (19), (22) и (23) для расчета минимальной мощности и оптимального передаточного числа редуктора не выражают эти параметры в функции заданных  $\bar{\varphi}^2$ ,  $\bar{\varphi}^2$ ,  $J_n$  и, кроме того, получить минимальную величину  $(\omega_0)_{\text{дов}}$  в общем виде подстановкой  $u_{\text{опт}}$  довольно сложно, поэтому для использования предложенной методики можно рекомендовать следующую последовательность расчета:

- 1) выбираем число объединяемых гидродвигателей ( $n = 2 \div 4$ );
- 2) задаёмся значениями параметров  $M^*[\beta]$  и  $J_{\text{гд}}$  произвольно выбранного типа двигателей из принятой гаммы и подставляем их в выражение (20);
- 3) находим из уравнения (21)  $u_{\text{опт}}$ , подставив его  $u_{\text{опт}}$  в формулу (20), определяем  $(\omega_0)_{\text{дов}}$  и по формуле (18) рассчитываем  $\min N_{\text{max}}$ ;
- 4) для принятой гаммы ГД строим зависимости располагаемой (номинальной) мощности двигателей  $N_{\text{ном}} = f(J_{\text{гд}})$  и для тех же расчётных значений  $J_{\text{гд}}$  потребной мощности  $\min N_{\text{max}} = f(J_{\text{гд}})$ .

Координаты точки  $A$  пересечения кривых (рис. 2) характеризуют параметры выбранного привода (суммарные мощности двигателей и их моменты инерции). Если окажется, что минимальная мощность  $\min N_{\text{max}} > N_{\text{ном}}$  выбранных двигателей, то повторяют расчёт по пп. 2 ÷ 4 для двигателей большей мощности. Отсутствие точки пересечения кривых свидетельствует о том, что необходимо или взять другую гамму гидродвигателей, или увеличить число объединяемых гидродвигателей.

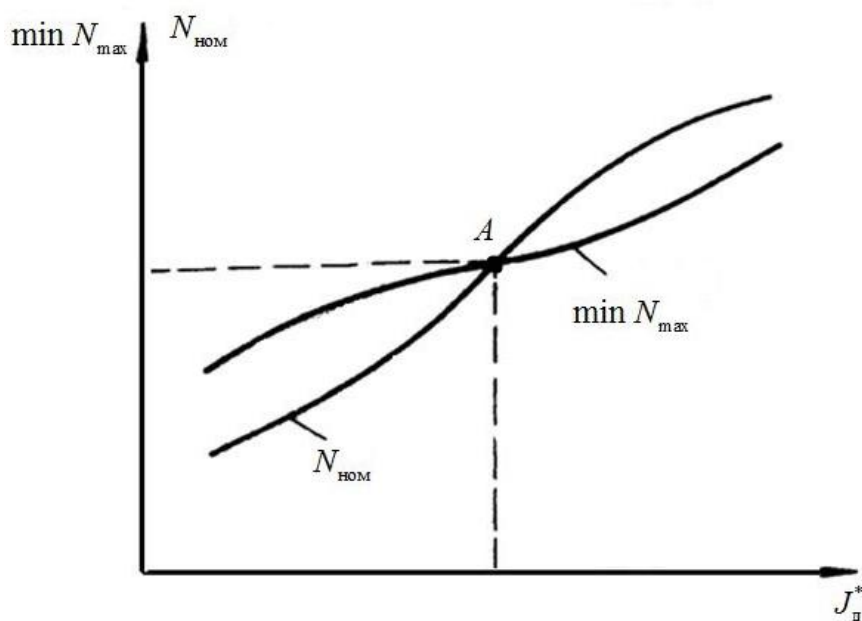


Рис. 2. К выбору мощности гидродвигателей

Предложенная в настоящей работе методика позволяет рассчитать оптимальные параметры многодвигательного электрогидравлического привода с учетом случайной составляющей взаимонагрузки, отнесенной к статической составляющей нагрузки при условии линейности механических характеристик [9].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прокофьев, В. Н. Проектирование и расчет автономных приводов / В. Н. Прокофьев, В. Ф. Казмиренко. М. : Машиностроение, 1988. 316 с.



2. *Медведев, Ю. А.* Динамика многодвигательного электрогидравлического привода систем автоматического управления / Ю. А. Медведев. Библиографический указатель ВИНТИ РАН «Депонированные научные работы». № 184-В2010. № 6. 2010. б/о 38. 38 с.
3. *Медведев, Ю. А.* Методика анализа свойств многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров / Ю. А. Медведев. Госрегистрация в государственном информационном фонде № 5020100677 от 28.11.2010. М.: 2010.
4. *Медведев, Ю. А.* Графоаналитический метод анализа и синтеза следящих гидроприводов со случайными параметрами / Ю. А. Медведев, В. П. Кузнецов. // 10. Internationale Konferenz o tekutinovych mechanismech. Brno, 1992. S. 71–76.
5. *Медведев, Ю. А.* Вероятностный подход к расчёту многодвигательного гидропривода / Ю. А. Медведев, В. П. Кузнецов. Пневматика и гидравлика. «Приводы и системы управления» (вып. 9). М. : Машиностроение, 1982. С. 71–78.
6. *Ратнер, Н. И.* Расчет электроприводов в случайных режимах / Н. И. Ратнер. М. : Энергия, 1986. 256 с.
7. *Росин, М. Ф.* Статистическая динамика и теория эффективности систем управления / М. Ф. Росин, В. С. Булыгин. М. : Машиностроение, 1981. 328 с.
8. *Вентцель, Е. С.* Теория вероятностей и её инженерные приложения / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. М. : Высшая школа, 2000. 354 с.
9. *Medvedev, Yu. A.* Energy Calculation of Multimotor Electrohydraulic Drives with Random Parameter Variation/ Yu. A. Medvedev // J. Russian Engineering Research. 2011. V. 31. № 1. P. 6–12. Allerton Press, Inc. (USA).