

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОМУФТ НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Ю.И. Подсекин

Гомельский политехнический институт им.П.О. Сухого, Беларусь

При использовании гидромуфты в составе сложного гидродинамического привода кроме тягового режима могут иметь место режимы обгонный и противовращения. Характер зависимости момента M от передаточного отношения i на этих режимах существенно влияет на экономичность привода в целом.

Моментные характеристики гидромуфты $M = f(i)$ зависят от удельного веса применяемой рабочей жидкости и характера изменения расхода жидкости Q в круге циркуляции. Зависимость $Q(i)$ определяется прежде всего геометрическими параметрами насосного и турбинного колес (входными β_{1i} , β_{1o} и выходными β_{2i} , β_{2o} углами лопастей, средними входными и выходными радиусами R_{1i} , R_{1o} , R_{2i} , R_{2o} и шириной лопаток на входе b_{1n} , b_{1r} и выходе b_{2n} , b_{2r}).

Рассмотрение баланса энергии в рабочей полости гидромуфты для установившегося режима (угловая скорость насосного колеса $\omega_n = \text{const}$) позволяет получить зависимость $Q(i)$ в виде уравнения:

$$\Theta i^2 + \beta \Theta i + \varepsilon \Theta^2 - \beta \Theta - \Theta = 0, \quad (1)$$

где для прямого потока ($Q > 0$);

$$\Theta = R_{2n}^2 - R_{1n}^2; \quad \beta = \frac{1}{\pi \omega_n} \left(\frac{\text{ctg} \beta_{1n}}{b_{1n}} - \frac{\text{ctg} \beta_{1r}}{b_{1r}} \right),$$

а для обратного потока ($Q < 0$):

$$\Theta = R_{2T}^2 - R_{1T}^2; \quad \beta = \frac{1}{\pi\omega_H} \left(\frac{\text{ctg}\beta_{2H}}{b_{2H}} - \frac{\text{ctg}\beta_{2T}}{b_{2T}} \right).$$

Коэффициент ε характеризует потери в рабочей полости:

$$\varepsilon = \frac{2gK_{\text{прив}}}{\omega_H^2} + \frac{(\text{ctg}\beta_{2T} - \text{ctg}\beta_{1H}) + (\text{ctg}\beta_{2H} - \text{ctg}\beta_{1T})}{(2\pi \cdot R_{2H} b_{2H} \omega_H)^2}.$$

Значение приведенного коэффициента потерь $K_{\text{прив}}$ определяется по формуле:

$$K_{\text{прив}} = \frac{\lambda \cdot l_m}{8gR_{r_p} F_{r_p}^2},$$

где λ_m - коэффициент гидравлического трения;

l_m - длина меридиональной проекции средней струйки потока в круге циркуляции гидромолоты;

R_{r_p} - средний гидравлический радиус межлопаточного канала лопастной системы гидромолоты.

Характер кривой расхода $Q(i)$ определяют инварианты уравнения (1):

$$S = \Theta + \varepsilon; \quad \delta = \Theta\varepsilon - \frac{\beta^2}{4}; \quad \Delta = -\Theta^2\varepsilon.$$

Для прямого потока ($Q > 0$) в общем случае $S > 0$; $\delta < 0$; $\Delta < 0$. Следовательно, зависимость $Q(i)$ может представлять собой параболу ($\Delta \neq 0$; $\delta = 0$), гиперболу ($\Delta \neq 0$; $\delta < 0$) или эллипс ($\Delta \neq 0$; $\delta > 0$; $\Delta \cdot S < 0$). Для обратного потока ($Q < 0$) всегда $\Delta \neq 0$; $\delta < 0$ поэтому кривая расхода может быть только гиперболой.

Используя полученные результаты и основное уравнение лопастных машин, можно определить значение момента, передаваемого гидромолотой:

$$M = (\alpha - \gamma)Q - \varepsilon_0 Q^2 \quad \text{при } Q > 0, \quad (2)$$

$$M = -(\gamma - \alpha)Q + \varepsilon_{II} Q^2 \quad \text{при } Q < 0, \quad (3)$$

где $\alpha = \rho\omega_H R_{2H}^2$; $\gamma = \rho\omega_H R_{1H}^2$

$$\varepsilon_0 = \frac{\rho}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\beta_{2H}}{b_{2H}} - \frac{\text{ctg}\beta_{2T}}{b_{2T}} \right),$$

$$\varepsilon_{II} = \frac{\rho}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\beta_{1H}}{b_{1H}} - \frac{\text{ctg}\beta_{1T}}{b_{1T}} \right).$$

Совместное решение уравнений (1), (2), (3) позволяет получить уравнение момента, как функции передаточного отношения, в виде:

$$M(i) = Ai^2 + Bi + C \pm (Di + E)\sqrt{(Fi^2 + Gi + K)}, \quad (4)$$

где A, B, C, D, E, F, G, K - функции параметров $\Theta, \beta, \varepsilon, \alpha, \gamma, \varepsilon_0, \varepsilon_{II}$.

Их анализ показывает, что при фиксированном значении Θ наибольшее влияние на характер зависимости $M(i)$ оказывают входные углы лопаток (коэффициент β).

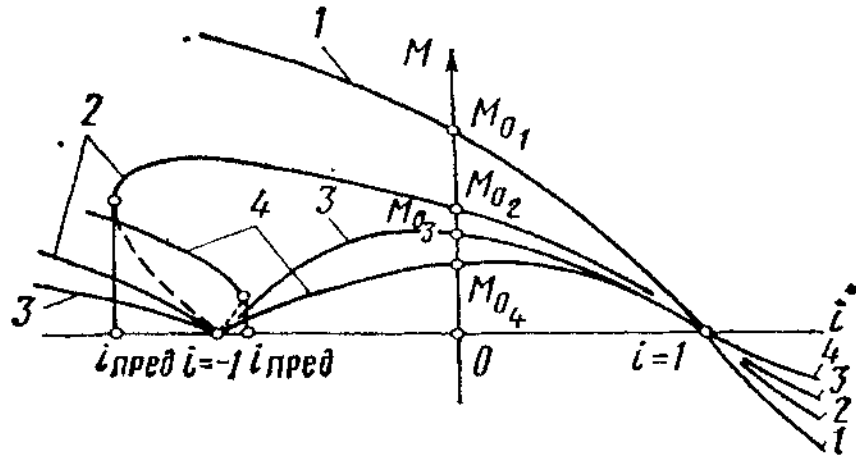


Рис. 1. Моментные характеристики гидромукты ($\Theta = \text{const}$):

1- $\delta > 0; \beta > 0$; 2- $\beta \geq 0; \delta > 0$; 3- $\beta < 0; \delta \leq 0$; 4- $\beta < 0; \delta > 0$; штриховой линией обозначен участок неустойчивых режимов.

На рис. 1 представлены теоретические моментные характеристики гидромукты с различной геометрией лопастной системы, полученные при исследовании уравнения (4).

При сравнении характеристик видно, что для гидравлических многоциркуляционных передач наибольший интерес представляют гидромукты, геометрия лопастной системы которых соответствует варианту 3 ($\beta < 0; \delta \leq 0$) или 4 ($\beta < 0; \delta > 0$), так как вентиляционные потери в этом случае будут значительно меньше. Для гидротормоза наиболее эффективна геометрия варианта 1 ($\delta > 0; \beta > 0$), так как в этом случае отношение стопового момента M_0 к расчетному M_p наибольшее.