АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. ВЫП. 5
МИНСК 1974

А. В. Карпов, Л. Е. Таубес

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Существующие методы расчета переходных процессов (трогание с места, разгон, торможение, передача крутильных колебаний и т. д.) в гидромеханических трансмиссиях основаны на применении либо статических характеристик гидродинамической передачи, либо линеаризованных уравнений движения [1].

Для исследования области применения обоих методов в настоящей работе проведен расчет амплитудно-фазовых характеристик гидротрансформатора (ГТ) по нелинеаризованным уравнениям и по статической характеристике.

Для вывода уравнений движения ГТ в общем случае движения воспользуемся основными положениями струйной теории лопастных машин. Рассмотрим движение элементарного объема жидкости в межлопаточном канале (рис. 1).

Момент количества движения этого элементарного объема жидкости равен:

$$\Delta L = \rho f_m v_u R, \tag{1}$$

где ρ — плотность жидкости; f_m — площадь канала в меридиональном сечении; v_u — проекция абсолютной скорости средней струйки на направление окружной скорости.

Из треугольника скоростей находим:

$$v_и = u - v_m \operatorname{ctg} \beta,$$

где β — угол между относительной скоростью w средней струйки и направлением, обратным окружной скорости.

Подставляя в выражение (1) вместо v_u его значение, получим

$$\Delta L = \rho f_m \Delta l_m (u - v_m \operatorname{ctg} \beta) R. \tag{2}$$

Умножая обе части уравнения на число каналов z, а затем перейдя к пределу при $\Delta l_m \to 0$ и проинтегрировав от входа до выхода, определим момент количества движения лопастного колеса от неравномерного вращения

$$L=\rho\int\limits_{l_{m1}}^{l_{m2}} f_m zR(u-v_m\operatorname{ctg}\beta)\,dl_m. \tag{3}$$

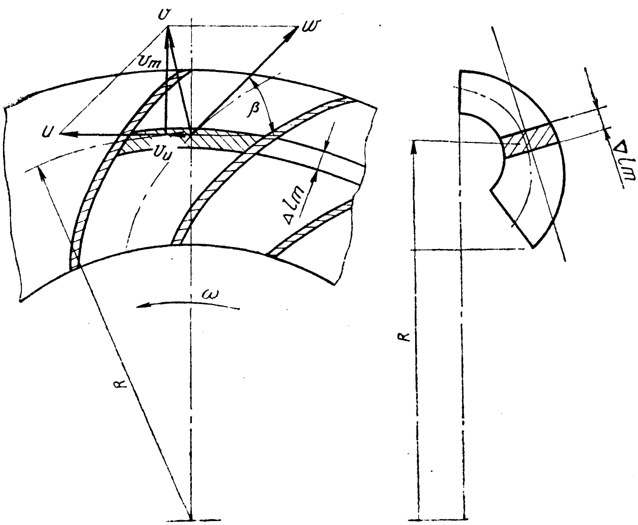

Рис. 1. Схема движения жидкости в межлопаточном канале.

Так как

$$f_m z=F_m;\; u=\omega R;\; v_m=\frac{Q}{F_m},$$

уравнение (3) получает вид

$$L=\rho\omega I'-\rho QI'', \tag{4}$$

где

$$I'=\int\limits_{l_{m1}}^{l_{m2}} F_m R^2 dl_m;\quad I''=\int\limits_{l_{m1}}^{l_{m2}} R\operatorname{ctg}\beta\, dl_m.$$

Продифференцировав выражение (4) по времени, определим крутящий момент лопастного i-го колеса

$$M_i^g=\frac{dL}{dt}=\rho\,\frac{d\omega_i}{dt}\,I_i'-\rho\,\frac{dQ}{dt}\,I_i''. \tag{5}$$

Известно, что для статических режимов уравнение крутящего момента i-го лопастного колеса с учетом отклонения потока на выходе колеса и стеснения потока имеет вид

$$M_i^{\text{ст}} = Q\rho\left[(R_{2i}^2\mu_i\omega_i - R_{2(i-1)}^2\mu_{i-1}\omega_{i-1}) - \right.$$

$$\left. - Q\left(\frac{R_{2i}\mu_i \operatorname{ctg}\beta_{2i}}{F_{m2i}\varkappa_{2i}} - \frac{R_{2(i-1)}\mu_{i-1}\operatorname{ctg}\beta_2(i-1)}{F_{m^2(i-1)}\varkappa_{2(i-1)}}\right)\right]. \tag{6}$$

Сложив уравнения (5) и (6), получим крутящий момент лопастного колеса в общем случае движения

$$M_i = M_i^{\text{ст}} + M_i^g. \tag{7}$$

Уравнение (7) позволяет определить крутящий момент лопастного колеса при известных законах изменения угловой скорости ω_i и расхода Q в круге циркуляции. Связь между переменными величинами ω_i и Q можно определить из уравнения баланса удельных энергий ГТ для общего случая движения

$$\sum_{i=1}^{n} H_{\text{к}1i} + \sum_{i=1}^{n} H_{\text{т}\,i} = \sum_{i=1}^{n} H_{\text{к}2i} + \sum_{i=1}^{n} H_{\text{ин}\,i} + \sum_{i=1}^{n} H_{\text{п}\,i}, \tag{8}$$

где $H_{\text{к}1\,i}$ — напор потока на входе в i-е колесо; $H_{\text{т}\,i}$ — теоретический напор колеса; $H_{\text{к}2\,i}$ — напор потока на выходе из i-го колеса; $H_{\text{ин}\,i}$ — инерционный напор, затрачиваемый на ускорение жидкости в i-м колесе; $H_{\text{п}\,i}$ — потери напора в i-м колесе; n — число рабочих колес ГТ. Поскольку для ГТ всегда имеет место соотношение $H_{\text{к}2\,i}=H_{\text{к}1\,(i+1)}$, уравнение (8) принимает вид

$$\sum_{i=1}^{n} H_{\text{т}\,i} = \sum_{i=1}^{n} H_{\text{ин}\,i} + \sum_{i=1}^{n} H_{\text{п}\,i}. \tag{9}$$

Определим величину инерционного напора $H_{\text{ин}\,i}$. Мощность, затрачиваемая на разгон элементарного кольцевого объема жидкости, равна

$$\Delta N_{\text{ин}} = \Delta m \frac{dv}{dt} v = \rho F_m \Delta l_m \frac{dv}{dt} v. \tag{10}$$

Из треугольника скоростей (рис. 1) получим

$$v^2 = v_m^2 + u^2 - 2uv_m \operatorname{ctg}\beta + v_m^2 \operatorname{ctg}^2\beta. \tag{11}$$

Продифференцируем по времени выражение (11):

$$v\frac{dv}{dt}=v_m\frac{dv_m}{dt}+u\frac{du}{dt}-u\frac{dv_m}{dt}\operatorname{ctg}\beta-$$
$$-v_m\frac{du}{dt}\operatorname{ctg}\beta+v_m\frac{dv_m}{dt}\operatorname{ctg}^2\beta. \qquad (12)$$

Так как

$$\frac{du}{dt}=R\frac{d\omega}{dt};\quad \frac{dv_m}{dt}=\frac{1}{F_m}\cdot\frac{dQ}{dt},$$

то выражение (12) принимает вид

$$v\frac{dv}{dt}=\frac{Q}{F_m^2}\cdot\frac{dQ}{dt}+\omega^2R\frac{d\omega}{dt}-\frac{\omega R}{F_m}\cdot\frac{dQ}{dt}\operatorname{ctg}\beta-$$
$$-\frac{QR}{F_m}\cdot\frac{d\omega}{dt}\operatorname{ctg}\beta+\frac{Q}{F_m^2}\cdot\frac{dQ}{dt}\operatorname{ctg}^2\beta. \qquad (13)$$

Подставив вместо $v\frac{dv}{dt}$ его значение, полученное из уравнения (10), а затем перейдя к пределу и проинтегрировав от входа до выхода колеса, определим мощность, затрачиваемую на разгон жидкости лопастным колесом:

$$N_{\text{ин}\,i}=\int_{l_{m1}}^{l_{m2}}dN_{\text{ин}}=\rho Q\frac{dQ}{dt}\int_{l_{m1}}^{l_{m2}}\frac{1+\operatorname{ctg}^2\beta}{F_m}\,dl_m+$$
$$+\rho\omega_i\frac{d\omega_i}{dt}\int_{l_{m1}}^{l_{m2}}R^2F_m\,dl_m-\rho\omega_i\frac{dQ}{dt}\int_{l_{m1}}^{l_{m2}}R\operatorname{ctg}\beta\,dl_m. \qquad (14)$$

Разделив полученное уравнение на расход Q, определим инерционный напор i-го колеса

$$H_{\text{ин}\,i}=\frac{N_{\text{ин}\,i}}{Q}=\rho\frac{dQ}{dt}I_i'''+\rho\frac{\omega_i}{Q}\cdot\frac{d\omega_i}{dt}I_i'-$$
$$-\rho\frac{\omega_i}{Q}\cdot\frac{dQ}{dt}I_i''-\rho\frac{d\omega_i}{dt}I_i''. \qquad (15)$$

Теоретический напор лопастного колеса найдем из соотношения

$$H_{\text{т}\,i}=\frac{M_i\omega_i}{Q}=\omega_i\rho\left[(R_{2i}^2\mu_i\omega_i-R_{2(i-1)}^2\mu_{i-1}\omega_{i-1})-\right.$$
$$\left.-Q\left(\frac{R_{2i}\mu_i\operatorname{ctg}\beta_{2i}}{F_{m2i}\varkappa_{2i}}-\frac{R_{2(i-1)}\mu_{i-1}\operatorname{ctg}\beta_{2(i-1)}}{F_{m2(i-1)}\varkappa_{2(i-1)}}\right)\right]+$$
$$+\rho\frac{\omega_i}{Q}\cdot\frac{d\omega_i}{dt}I_i'-\rho\frac{\omega_i}{Q}\cdot\frac{dQ}{dt}I_i''. \qquad (16)$$

Подставив выражения для $H_{\text{ин}\,i}$ и $H_{\text{т}\,i}$ в уравнение баланса напоров, получим

$$\sum_{i=1}^{n}\left\{\omega_i\left[(R_{2i}^2\omega_i\mu_i-R_{2(i-1)}^2\omega_{i-1}\mu_{i-1})-Q\left(\frac{R_{2i}\mu_i\operatorname{ctg}\beta_{2i}}{F_{m2i}\varkappa_{2i}}-\right.\right.\right.$$
$$\left.\left.\left.-\frac{R_{2(i-1)}\mu_{i-1}\operatorname{ctg}\beta_{2(i-1)}}{F_{m2(i-1)}\varkappa_{2(i-1)}}\right)\right]\rho-H_{\text{п}\,i}\right\}=\sum_{i=1}^{n}\rho\left(\frac{dQ}{dt}I_i'''-\frac{d\omega_i}{dt}I_i''\right). \qquad (17)$$

Аналогичные уравнения движения гидротрансформатора (7) и (16) впервые вывел другим методом Ю. В. Прокофьев [2].

Уравнение баланса удельных энергий ГТ позволяет при известных законах изменения угловой скорости рабочих колес определить изменение расхода Q в круге циркуляции ГТ.

При исследовании переходных процессов в ГТ принимаем, что потери напора $\sum_{i=1}^{n}H_{\text{п}\,i}$ находятся теми же соотношениями, что и для статических режимов.

Точность расчетов по формулам (7), (16) так же, как и в случае расчета статических характеристик ГТ, определяется правильностью выбора опытных коэффициентов, входящих в уравнения для установления различного вида потерь напора.

В тех случаях, когда для исследуемого ГТ, помимо его геометрии, известна статическая характеристика, гидравлические потери можно найти более точным методом.

Из уравнений, определяющих потери на трение, на поворот, диффузорные потери и потери на удар, следует, что все виды потерь пропорциональны квадрату расхода в круге циркуляции ГТ:

$$\sum_{i=1}^{n}H_{\text{п}\,i}=K_{\text{п}}Q^2, \qquad (18)$$

где

$$K_{\text{п}}=f(i_{\text{тн}}).$$

Найдем зависимость коэффициента потерь $K_{п}$ от режима $i_{тн}$. Для этого воспользуемся выражением для $\eta_{гт}$:

$$\eta_{гт}=\frac{-H_{т}}{H_{н}}.$$

Подставим в это выражение значения напоров насосного колеса $H_{н}$ и турбинного колеса $H_{т}$ для статических режимов:

$$H_{н}=\frac{\omega_{н}}{g}(B\omega_{н}-QD),$$

$$H_{т}=\frac{\omega_{т}}{g}(C\omega_{т}-B\omega_{н}-QE),$$

где

$$B=R_{2н}^{2}\mu_{н};\ D=\frac{R_{2н}\mu_{н}\operatorname{ctg}\beta_{2н}}{F_{m\,2н}\varkappa_{2н}}-\frac{R_{2а}\mu_{а}\operatorname{ctg}\beta_{2а}}{F_{m\,2а}\varkappa_{2а}};$$

$$E=\frac{R_{2т}\mu_{т}\operatorname{ctg}\beta_{2т}}{F_{m\,2т}\varkappa_{2т}}-\frac{R_{2н}\mu_{н}\operatorname{ctg}\beta_{2н}}{F_{m\,2н}\varkappa_{2н}};$$

$$\eta_{гт}=i_{тн}\frac{B\omega_{н}+QE-C\omega_{т}}{B\omega_{н}-QD}. \qquad (19$$

Определим отсюда расход Q:

$$Q=\frac{B\omega_{н}(1+K_{гт})+C\omega_{т}}{DK_{гт}+E}. \qquad (20)$$

Из уравнения (19) для каждого значения передаточного отношения ГТ может быть получено соответствующее значение расхода по заданному коэффициенту трансформации $K_{гт}$. Затем определяются напоры насосного и турбинного колес, напор потерь и коэффициент потерь для данного режима:

$$K_{п}=\frac{H_{н}+H_{т}}{Q^{2}}.$$

По изложенной выше методике был проведен расчет частотных характеристик комплексного ГТ с активным диаметром 340 *мм*, экспериментальная статическая характеристика которого приведена на рис. 2. При снятии частотных характеристик принималось, что турбинное колесо вращается равномерно (это соответствует случаю, когда к турбинному колесу присоединен очень большой маховик), а на насосное колесо, момент инерции которого принят равным нулю, воздействует момент двигателя

$$M_{д} = M_{ст} + A \sin \nu t, \tag{21}$$

где $M_{ст}$ — момент двигателя, определенный из уравнений статики для данной угловой скорости насосного колеса при данном среднем $i_{тн}$; A — амплитуда возмущающего колебания; γ — частота возмущения.

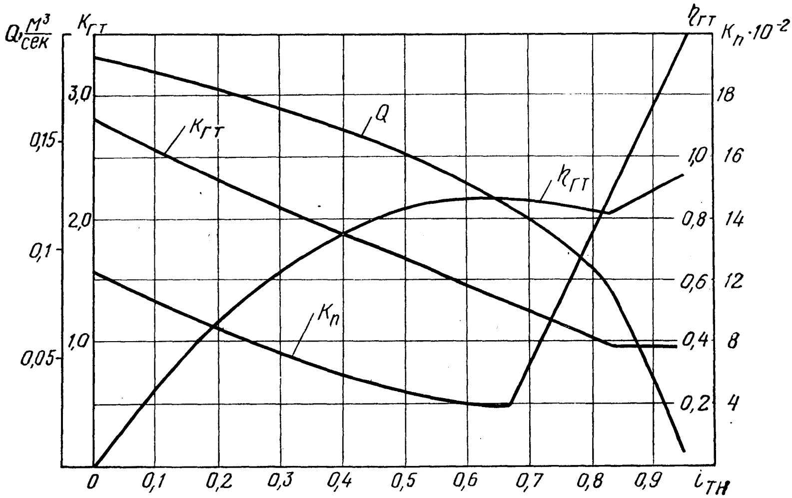

Рис. 2. Характеристики гидротрансформатора.

После подстановки числовых данных в уравнения (6), (7), (16) и элементарных преобразований получаем:

$$\dot{Q} = \frac{1}{20,693}\,[\omega_н(0,0247\,\omega_н - 14,89Q) + \omega_т(0,0108\,\omega_т - 0,0247\,\omega_н - 5,76\,Q)] - 0,007741\,\dot{\omega}_н - K_п Q^2. \tag{22}$$

Коэффициент потерь $K_п$ определяется из графика на рис. 2.

$$\dot{\omega}_н = \frac{1}{0,000041}\,[0,011541\,M_д - Q\,(0,0247\,\omega_н - 14,89Q) + 0,007741\,\dot{Q}]. \tag{23}$$

$$M_т = 86,64\,[Q\,(0,0108\,\omega_т - 0,0247\,\omega_н - 5,76\,Q) + 0,004172\,\dot{Q}]. \tag{24}$$

По уравнениям (20), (21), (22) и (23) была составлена блок-схема модели динамической системы ГТ (рис. 3).

Эта модель с непринципиальными изменениями может быть использована как составная часть модели трансмиссии автомобиля и трактора с целью исследования, например, динамических нагрузок в трансмиссии с прозрачным гидротрансформатором, работы буксования фрикционов и т. д.

Задача решалась на АВМ типа МНБ-1 в масштабе времени 500.

Частота колебаний и сдвиг фаз кобеланий момента на турбинном колесе по отношению к возмущающим колебаниям замеря-

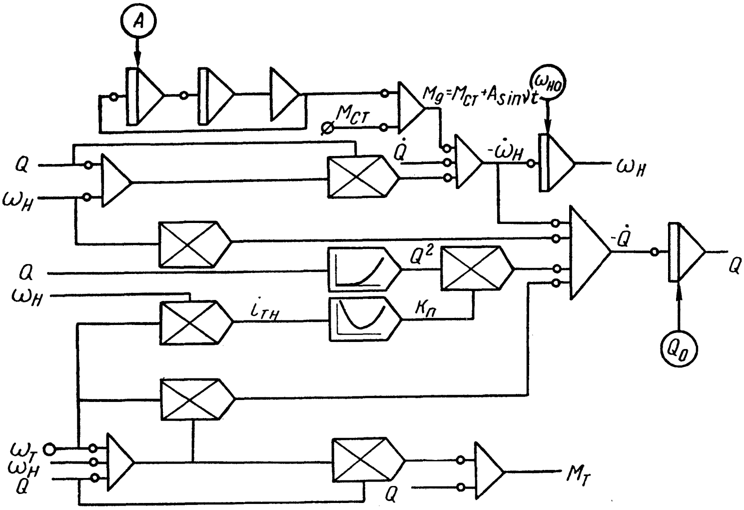

Рис. 3. Блок-схема модели гидротрансформатора.

лись при помощи инфрачастотомера — фазометра типа НФ-3М. Амплитуды колебаний замерялись непосредственно при помощи стрелочных приборов.

Для проверки точности решения этой задачи на АВМ было выполнено контрольное решение для точек $i_{\text{тн}} = 0$ и $i_{\text{тн}} = 0{,}4$ на ЭЦВМ «Проминь-М» по методу Эйлера.

Полученные амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики представлены на рис. 4 (сплошные линии).

Для выяснения влияния колебаний расхода на амплитудно-частотную характеристику была решена система уравнений, не учитывающих инерцию потока жидкости в круге циркуляции, с учетом только вращающегося жидкостного маховика:

$$\omega_{\text{н}}(0{,}0247\,\omega_{\text{н}} - 14{,}89\,Q) + \omega_{\text{т}}(0{,}0108\,\omega_{\text{т}} - 0{,}0247\,\omega_{\text{н}} - $$

$$- 5{,}76\,Q) - 0{,}007741\,\dot{\omega}_{\text{н}} - K_{\text{п}}Q^2 = 0. \qquad (22')$$

$$\omega_{\text{н}} = \frac{1}{0{,}000041}\,[0{,}011541\,M_{\text{д}} - Q\,(0{,}0247\,\omega_{\text{н}} - 14{,}89\,Q)]. \qquad (23')$$

$$M_т = 86{,}64\,Q\,(0{,}0108\,\omega_т - 0{,}0247\,\omega_н - 5{,}76\,Q). \qquad (24')$$

Результаты решения представлены на рис. 4 (штриховые линии).

При исследовании частотных характеристик для каждого значения передаточного отношения $i_{тн}$ предварительно устанавливалась область линейности. Для этого вначале задавались возмущающие колебания с малой амплитудой крутящего момента, но постепенно амплитуда колебаний увеличивалась до тех пор, пока выходные колебания крутящего момента (на валу турбины) не

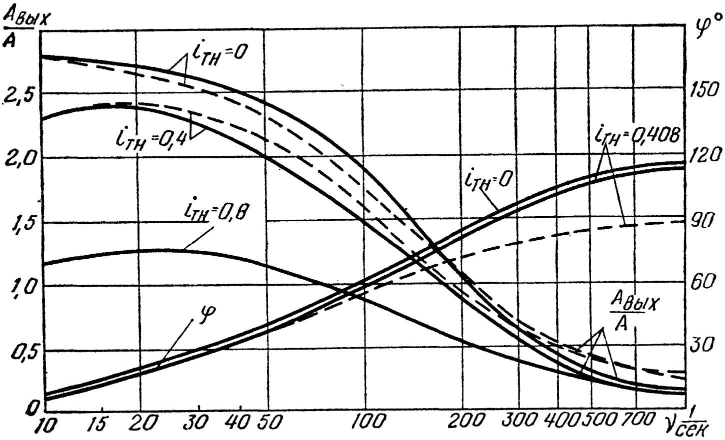

Рис. 4. Частотные характеристики гидротрансформатора: штриховая линия — статическая модель; сплошная — динамическая модель.

принимали форму, значительно отличающуюся от гармонической. Оказалось, что для режима «стоп» ($i_{тн} = 0$) линейность соблюдается вплоть до значений амплитуд колебаний, равных величине 0,5 $M_{ст}$. Для остальных режимов область линейности ограничивается значениями амплитуд 0,1—0,2 $M_{ст}$, причем нижний предел относится к большим передаточным отношениям.

Сопоставление результатов расчета на АВМ и ЦВМ показывает, что погрешность АВМ для амплитуды не превышает 7%, а для фазы — 8%.

Сравнение результатов, полученных по статической и динамической характеристике показывает, что в области колебаний с частотами 10—200 *1/сек* оба метода расчета дают близкие значения: для отношения амплитуд моментов на выходе и входе разница составляет не более 8%, а для угла сдвига фаз — не более 15%. По мере увеличения частоты колебаний это различие увеличивается: для частоты колебаний 1000 *1/сек* расчет по статической характеристике дает отношение амплитуд в 2 раза больше, а угол сдвига на 20% меньше по сравнению с расчетом по уравнениям динамики.

По результатам расчета можно сделать вывод о том, что при моделировании разгонных режимов можно ограничиваться использованием статической характеристики, а для уточненных расчетов демпфирующих свойств ГТ в сложной динамической системе автомобиля или трактора и для определения работы буксования фрикционных муфт следует пользоваться более сложными уравнениями динамики.

Литература

[1] *Ishihara T.*, *Emori R.* Torgue convertor as a damper and its transien characteristics. „SAE Preprints“, s. a. N 660368. [2] *Прокофьев Ю. В.* Баланс энергии гидротрансформатора на неустановившихся режимах работы.—Труды ВИГМ. М., 1963, вып. 32.

6 Заказ 537