

УДК 630*332.2.001.57

UDC 630*332.2.001.57

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ГИДРОПРИВОДА ЛЕСНОЙ
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ФРЕЗЫ КАК
ОБЪЕКТА АВТОМАТИЧЕСКОГО
УПРАВЛЕНИЯ**

**DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A
HYDRAULIC ACTUATOR OF WOOD SOIL-
CULTIVATING MILL AS OBJECT OF
AUTOMATIC CONTROL**

Попиков Пётр Иванович
д.т.н., профессор
*Воронежская государственная лесотехническая
академия, Воронеж, Россия*

Popikov Petr Ivanovich
Dr.Sci.Tech., professor
*Voronezh State Academy of Forestry and
Technologies, Voronezh, Russia*

В статье представлены динамические характеристики гидропривода лесной почвообрабатывающей фрезы как объекта автоматического регулирования

In this article, the dynamic characteristics of a hydraulic actuator of a wood soil-cultivating mill as object of automatic control are presented

Ключевые слова: ФРЕЗА, ГИДРОПРИВОД, ДИНАМИКА

Keywords: MILL, HYDRAULIC ACTUATOR, DYNAMICS

Специфические условия технологического процесса рабочих органов должны быть учтены при обосновании параметров гидропривода и режимов его работы. В связи с переменными нагрузками на рабочие органы работа лесных фрез зачастую протекает на неустановившихся режимах [2]. Поэтому при проектировании и разработке машин с гидроприводом необходимо исходить не только из энергетических и скоростных показателей, но и давать оценку колебательным свойствам гидропривода. Это позволяет установить значения частот свободных колебаний системы и области опасных резонансных режимов.

Принимаем, что движение рабочей среды в гибком рукаве высокого давления гидропривода рабочих органов асимметрично, с достаточно малыми изменениями температуры и давления, поэтому вязкость жидкости постоянна. Уравнения Навье-Стокса в цилиндрических координатах, ось x которых направлена по оси трубопровода, а координата r – по радиусу его поперечного сечения приводятся к двум уравнениям:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{4}{3} \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \right]; \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[\frac{4}{3} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{4}{3 \cdot r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{4u_r}{3 \cdot r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{3} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \right], \quad (2)$$

где u_x и u_r – проекции скорости жидкости на оси x и r ; ρ – плотность жидкости; p – давление жидкости; ν – кинематическая вязкость.

Уравнение неразрывности запишется:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_r}{\partial r} + \rho \frac{u_r}{r} + \rho \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial \rho}{\partial r} + u_x \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Пренебрегая членами низкого порядка и уравнением (2) при $u_x \gg u_r$ и равенстве давлений во всех точках сечения трубы, неустановившееся движение вязкой сжимаемой среды в трубе описывается уравнениями:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \right]; \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_r}{\partial r} + \rho \frac{u_r}{r} + \rho \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0. \quad (5)$$

После преобразований получим уравнения:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{2\tau_{OH}}{\rho \cdot r_0} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{1}{E_{TP}} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (7)$$

где V – средняя скорость жидкости; τ_{OH} – нестационарное касательное напряжение на стенке трубопровода; E_{TP} – приведённый модуль упругости трубопровода; t – время.

С помощью этих уравнений можно определить динамические характеристики однородной линии круглого сечения с упругими стенками при движении вязкой сжимаемой среды с учётом распределённости

параметров по её длине. После одномерного преобразования уравнений (4), (5) по Лапласу получаем:

$$\left[r \cdot S + \frac{2W \cdot t \cdot V(S)}{r_S} \right] V(S) = -\frac{dP(S)}{dx}; \quad (8)$$

$$B_{TP} \frac{dV(S)}{dx} = -S \cdot P(S); \quad (9)$$

Выполнив преобразования можно получить уравнение:

$$\frac{d^2 p(s)}{dx^2} - v^2(s) \cdot p(s) = 0, \quad (10)$$

где s – переменная в преобразовании Лапласа; $u(s)$, $p(s)$ – изображение по Лапласу соответственно средней по сечению потока скорости и давления среды.

Решение этого уравнения имеет вид:

$$p(s, x) = C_1 \cdot e^{\vartheta(s) \cdot x} + C_2 \cdot e^{-\vartheta(s) \cdot x}, \quad (11)$$

где $J(s)$ – операторный коэффициент распространения возмущений.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются граничными условиями. При $x=0$:

$$p(s, x) = p_1(s, 0); \quad (12)$$

$$\frac{dp(s, x)}{dx} = -\frac{\vartheta^2(s) \cdot E_{TP}}{s} v_1(s, 0). \quad (13)$$

При этих условиях постоянные интегрирования будут равны:

$$C_1 = \frac{p_1(s, 0)}{2} - \frac{\vartheta(s) E_{TP}}{2 \cdot s} v_1(s, 0); \quad C_2 = \frac{p_1(s, 0)}{2} + \frac{\vartheta(s) E_{TP}}{2 \cdot s} v_1(s, 0).$$

С учётом C_1 и C_2 решение уравнения запишется:

$$P(S, x) = \frac{P_1(S, 0)}{2} (e^{v(S) \cdot x} + e^{-v(S) \cdot x}) - \frac{V(S) B_{TP} \cdot V_1(S, 0)}{2 \cdot S} (e^{v(S) \cdot x} - e^{-v(S) \cdot x}). \quad (14)$$

Используя гиперболические функции, получим:

$$p(s, x) = p_1(s, 0) \operatorname{ch}[\vartheta(s) \cdot x] - \frac{\vartheta(s) E_{\text{TP}} \cdot v_1(s, 0)}{s} \operatorname{sh}[\vartheta(s) \cdot x]. \quad (15)$$

Выразив из уравнений (4.8) и (4.9) $V(S, x)$, обозначив при $x=1$ изображения по Лапласу давления через $P_2(S, 1)$ и скорости среды – $V_2(S, 1)$ получим:

$$p_2(s, 1) = p_1(s, 0) \operatorname{ch}[\vartheta(s) \cdot 1] - \frac{\vartheta(s) E_{\text{TP}} \cdot v_1(s, 0)}{s} \operatorname{sh}[\vartheta(s) \cdot 1]; \quad (16)$$

$$v_2(s, 1) = v_1(s, 0) \operatorname{ch}[\vartheta(s) \cdot 1] - \frac{s \cdot P_1(s, 0)}{\vartheta(s) \cdot E_{\text{TP}}} \operatorname{sh}[\vartheta(s) \cdot 1]. \quad (17)$$

Считая, что площади поперечных сечений, вследствие деформации стенок, обычно мало и мгновенные значения объёмного расхода среды можно находить, как произведение средней по сечению потока скорости и постоянной площади сечения, справедливы соотношения:

$$z_1(S) = \frac{P_1(S, 0)}{\pi \cdot r_0^2 \cdot V_1(S, 0)} = \frac{P_2(S, 0)}{Q_2(S, 0)}; \quad (18)$$

$$z_2(S) = \frac{P_2(S, 0)}{\pi \cdot r_0^2 \cdot V_2(S, 0)} = \frac{P_2(S, 1)}{Q_2(S, 1)}; \quad (19)$$

$$z_{\text{в.л.}}(S) = \frac{z_{\text{в.}}(S)}{\pi \cdot r_0^2}, \quad (20)$$

где $Z_1(s)$ и $Z_2(s)$ – концевые операторные сопротивления; $Z_{\text{в.л.}}$ – операторное волновое сопротивление линии.

С учётом этих соотношений и после преобразований имеем:

$$Z_1(s) = Z_{\text{в.л.}}(s) \frac{\operatorname{sh}[\vartheta(s)l] + \frac{Z_2(s)}{Z_{\text{в.л.}}(s)} \operatorname{ch}[\vartheta(s)l]}{\frac{Z_2(s)}{Z_{\text{в.л.}}(s)} \operatorname{sh}[\vartheta(s)l] + \operatorname{ch}[\vartheta(s)l]}; \quad (21)$$

$$Z_2(s) = Z_{\text{в.л.}}(s) \frac{\frac{Z_1(s)}{Z_{\text{в.л.}}(s)} \operatorname{ch}[\vartheta(s)l] - \operatorname{sh}[\vartheta(s)l]}{\operatorname{ch}[\vartheta(s)l] - \frac{Z_2(s)}{Z_{\text{в.л.}}(s)} \operatorname{sh}[\vartheta(s)l]}. \quad (22)$$

Передаточную функцию гидросистемы, равную отношению изображений по Лапласу давлений в выходном и входном сечениях, выразим из уравнений (16) и (17):

$$W(S) = \frac{p_2(s, l)}{p_1(s, 0)} = \frac{1}{\frac{Z_{в.л.}(S)}{Z_2(S)} \operatorname{sh}[(\vartheta(S)l] + \operatorname{ch}[\vartheta(S)l]}. \quad (23)$$

Считая, что гидромотор, приводящий во вращение рабочий орган, представляет собой несогласованную нагрузку, так как от конца гидросистемы могут отражаться волны возмущений, амплитудная и фазовая частотные характеристики гидросистемы будут равны:

$$W(j\omega) = \frac{P_2(j\omega, l)}{P_1(j\omega, 0)} = \frac{1}{\frac{z_{в.л.}(j\omega)}{z_2(j\omega)} \operatorname{sh}[(\delta + j\varepsilon)l] + \operatorname{ch}[(\delta + j\varepsilon)l]} \quad (24)$$

Комплексное сопротивление нагрузки запишется:

$$Z_2(j\omega) = R_H + jX_H, \quad (25)$$

где R_H – активное сопротивление нагрузки; X_H – реактивное сопротивление нагрузки.

Комплексное волновое сопротивление гидросистемы равно:

$$z_{в.л.}(j\omega) = \frac{B_{TP}}{\pi \cdot r_0^2 \cdot \omega} (\varepsilon - j\delta). \quad (26)$$

Отношение $z_{в.л.}(j\omega)/z_2(j\omega)$ будет иметь вид:

$$\frac{z_{в.л.}(j\omega)}{z_2(j\omega)} = \frac{B_{TP}(R_H \cdot \varepsilon - X_H \delta)}{\pi \cdot r_0^2 \cdot \omega(R_H^2 + X_H^2)} - j \frac{B_{TP}(X_H^2 - R_H \delta)}{\pi \cdot r_0^2 \cdot \omega(R_H^2 + X_H^2)} = M + jN. \quad (27)$$

После подстановки этого отношения в (24) и преобразований комплексная передаточная функция гидропривода с несогласованной нагрузкой запишется:

$$\frac{P_2(j\omega, l)}{P_1(j\omega, 0)} = \frac{2}{M_1 + jN_1}; \quad (28)$$

$$\text{где } M_1 = [(1 + M)e^{\delta l} + (1 - M)e^{-\delta l}] \cdot \cos(\varepsilon \cdot l) - N(e^{\delta l} + e^{-\delta l}) \cdot \sin(\varepsilon \cdot l); \quad (29)$$

$$N_1 = [(1 + M)e^{\delta l} - (1 - M)e^{-\delta l}] \cdot \sin(\varepsilon \cdot l) + N(e^{\delta l} - e^{-\delta l}) \cdot \cos(\varepsilon \cdot l). \quad (30)$$

Тогда амплитудная и фазовая частотные характеристики будут равны:

$$A_{P2P1}(\omega) = \frac{2}{\sqrt{M_1^2 + N_1^2}}; \quad (31)$$

$$\varphi_{P2P1}(\omega) = -\arctg \frac{N_1}{M_1}. \quad (32)$$

Частотные характеристически зависят от частоты колебаний гидропривода, параметров линии и нагрузки. Коэффициент затухания δ , и коэффициент фазы ε , входящие в формулы (29) и (30) определяются:

$$\delta = \frac{4\chi_a v}{r_0^2} \sqrt{\frac{\rho}{\chi_p \beta \cdot E_{TP}}}; \quad (33)$$

$$\varepsilon = \omega \frac{\chi_p \beta \cdot \rho}{E_{TP}}, \quad (34)$$

где ω - частота колебаний потока жидкости.

Коррективы c_a и $c_p b$ вычисляются по формулам:

$$\chi_a = \frac{\sqrt{\bar{\omega}}}{2} + 0,4; \quad (35)$$

$$\chi_p \beta = 1 + \frac{1}{2\sqrt{\bar{\omega}}}, \quad (36)$$

где $\bar{\omega}$ - безразмерная частота колебаний потока жидкости

$$\bar{\omega} = \omega r_0^2 / (\delta \cdot v). \quad (37)$$

В случае приближённых расчётов коррективы принимаются равными единице. Если не учитывать вязкость жидкости n , то принимают $d=0$. При чисто активном сопротивлении нагрузки амплитудно – частотная характеристика будет иметь максимумы при $\varepsilon \cdot l = \frac{\pi}{2} + n \cdot \pi, n=0,1,2,\dots$

Резонансные частоты fp гидросистемы определяются:

$$f_P = \frac{C_{\text{л}}}{2l} \left(\frac{1+2n}{2} \right), \quad (38)$$

где $C_{\text{л}}$ – фазовая скорость.

Значениям $n=0$ и $n=1$ соответствуют первой fp_1 и второй fp_2 резонансным частотам гидросистемы. Амплитуда и фазовый сдвиг в зоне резонансной частоты равны:

$$A_{P2P1}(\omega_P) = \frac{1}{M}; \quad (39)$$

$$\varphi_{P2P1}(\omega_P) = -\frac{\pi}{2} - n \cdot \pi. \quad (40)$$

В случае чисто реактивного сопротивления нагрузки амплитуда в зоне резонансной частоты стремится к бесконечности. Если в гидросистеме есть активное сопротивление нагрузки, то амплитуда ограничена, что объясняется демпфирующими свойствами гидросистемы.

В случае разгона ротора при запуске, момент сил сопротивления равен нулю, и система описывающая динамику гидропривода, примет вид:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{K_{(p)}} (q_n n_n - q_w - a_y p); \\ \frac{dw}{dt} = \frac{1}{J_{np}} \cdot \frac{h_n qp}{2ph_o}. \end{cases} \quad (41)$$

Исходя из вышесказанного, можно построить модель, при помощи которой можно получить полную картину работы агрегата, начиная с момента его запуска, моделируя работу при помощи системы (41) до момента, когда частота оборотов ротора перестанет изменяться, затем продолжить моделирование рассматриваемой системы при помощи уравнений. Результат моделирования также целесообразно отобразить в виде графиков изменения давления рабочей жидкости в гидросистеме и скорости вращения ротора с течением времени [1].

Для простоты записи решения произведем замену:

$$h_n = H; h_o = d; a_y = a; n_n = n; q_n = q; K_{(p)} = k; J_{np} = J.$$

Тогда получим систему уравнений в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{K}(qn - qw - ap); \\ \frac{dw}{dt} = \frac{hqp}{2Jpd}. \end{cases}$$

Замена: $\frac{qn}{k} = l; \frac{q}{k} = b; \frac{a}{k} = c; \frac{hq}{2Jpd} = f.$

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = l - bw - cp, \\ \frac{dw}{dt} = fp. \end{cases} \quad (42)$$

Решаем второе уравнение системы:

$$\frac{dw}{dt} = fp \Rightarrow p = \frac{dw}{dt} \cdot \frac{1}{f}; \quad (43)$$

$$\frac{d^2w}{dt^2} = f \frac{dp}{dt}. \quad (44)$$

Возвращаемся к первому уравнению системы (42), подставив полученное уравнение (43):

$$\frac{dp}{dt} = l - bw - \frac{c}{f} \cdot \frac{dw}{dt}. \quad (45)$$

Уравнение (45) подставим в (44), получим

$$\frac{d^2w}{dt^2} = fl - fbw - c \frac{dw}{dt}.$$

Заменяем: $fl = m; fb = r$, тогда

$$\frac{d^2w}{dt^2} + c \frac{dw}{dt} + rw = m. \quad (46)$$

Для решения данного дифференциального уравнения отбросим правую часть и возьмем порядок дифференциального уравнения как степень некоторого числа y , получим

$$\begin{aligned} y^2 + cy + r &= 0; \\ D &= c^2 - 4r; \\ y_{1,2} &= \frac{-c \pm \sqrt{D}}{2}. \end{aligned} \tag{47}$$

Опытным путем установлено, что значение дискриминанта D меньше нуля. Из высшей математики известно, с учетом этого, что уравнения (47) дают предварительный ответ

$$w_o = e^{-\frac{c}{2}t} \cdot (C_1 \cos(\frac{\sqrt{D}}{2}t) + C_2 \sin(\frac{\sqrt{D}}{2}t)). \tag{48}$$

Найдем константы C_1 и C_2 , если известны граничные условия $w_o|_{t=0} = 0$:

$$C_1 + C_2 = 0 \Rightarrow C_1 = -C_2.$$

Пусть $C_2 = 1$, значит $C_1 = -1$. Подставив полученные значения C_1 и C_2 в (4.48), получим

$$w_o = e^{-\frac{c}{2}t} \cdot (\sin(\frac{\sqrt{D}}{2}t) - \cos(\frac{\sqrt{D}}{2}t)). \tag{49}$$

Вернемся к правой части уравнения (46), пусть

$\Omega = A$ - в соответствии с уравнением, тогда

$$\mathcal{L}\Omega = 0; \mathcal{L}A = 0.$$

Подставим значения Ω в (4.46):

$$\begin{aligned} rA = m &\Rightarrow A = \frac{m}{r}; \\ \Omega = A &\Rightarrow \Omega = \frac{m}{r}. \end{aligned} \tag{50}$$

$$w = w_o + \Omega. . \quad (51)$$

Окончательно получим решение уравнений относительно времени в момент разгона фрезерного барабана:

$$w = e^{-\frac{c}{2}t} \cdot (\sin(\frac{\sqrt{D}}{2}t) - \cos(\frac{\sqrt{D}}{2}t)) + \frac{m}{r}. \quad (52)$$

В связи с тем, что угловая скорость w вследствие существования константы $\frac{m}{r}$, в момент времени $t = 0$ приобретает значения, отличные от нуля, этой константой можно пренебречь непосредственно при построении графиков для момента разгона лесной фрезы. Таким образом, уравнение (52) можно преобразовать к виду

$$w = e^{-\frac{c}{2}t} \cdot (\sin(\frac{\sqrt{D}}{2}t) - \cos(\frac{\sqrt{D}}{2}t)) + 1. \quad (53)$$

Графические зависимости угловой скорости от времени для различных значений коэффициента податливости упругих гидромагистралей представлены на рис.1. Из рис.1 видно, что с увеличением значения коэффициента податливости от $K_1 = 1 \cdot 10^{-5}$ до $K_5 = 5 \cdot 10^{-5}$, время разгона ротора до максимальной частоты вращения возрастает от $t_1 \approx 6c$ до $t_5 \approx 20c$. Таким образом, можно подобрать наиболее оптимальные динамические качества гидропривода активных рабочих органов лесных машин.

Систему уравнений (41), описывающих движение ротора с гидроприводом, можно написать в таком виде:

$$\begin{cases} J_{np} \frac{dw}{dt} = q_M p; \\ q_H n_H = q_M w + a_y p + \frac{V}{E_{np}} \cdot \frac{dp}{dt} . \end{cases} \quad (54)$$

Подставляя P из первого уравнения во второе, находим:

$$q_H n_H = q_M w + \frac{a_y J_{np}}{q_M} \frac{dw}{dt} + \frac{VJ_{np}}{E_{np} q_M} \frac{d^2 w}{dt^2}.$$

или, применяя символ $D = \frac{d}{dt}$ и соответствующие преобразования,

получим:

$$w \left(\frac{VJ_{np}}{E_{np} q_M^2} D^2 + \frac{a_y J_{np}}{q_M^2} D + 1 \right) = \frac{q_H n_H}{q_M}. \quad (55)$$

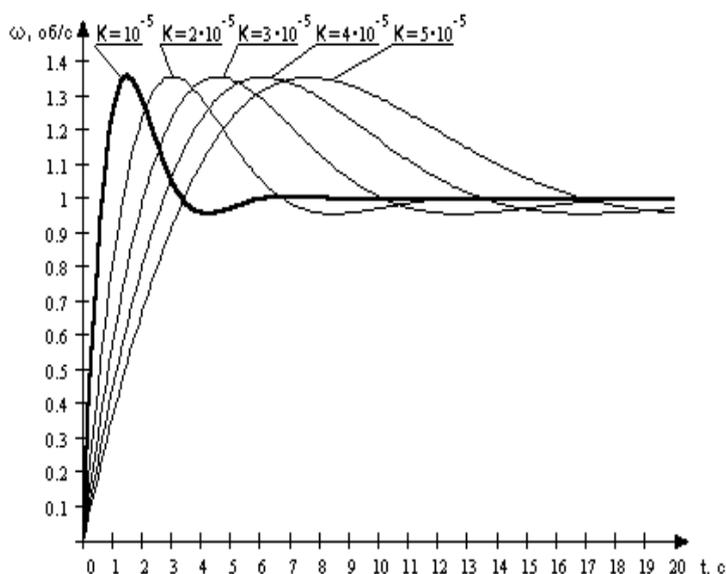


Рис. 1 График процесса разгона ротора при различных коэффициентах $K_{(P)}$

Здесь постоянные величины перед символами D имеют размерность времени и являются постоянными времени данной системы:

$$T_2^2 = \frac{VJ_{np}}{E_{np} q_M^2}; \quad (56)$$

$$T_1 = \frac{a_y J_{np}}{q_M^2}. \quad (57)$$

Постоянные времени T_1 и T_2 для данного гидропривода положительны и по предварительной оценке величин параметров гидропривода, входящих в их выражение, нами установлено, что $T_1 = 2T_2$. Поэтому решение дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$w = w_y \left[1 - e^{-\frac{t}{P}} \left(\cos w_k t + \frac{T_1}{2T_2^2 w_k} \sin w_k t \right) \right]. \quad (58)$$

Это уравнение описывает затухающий колебательный процесс, причем T_1 и T_2 показывают, в данном случае, затухание колебаний угловой скорости вала гидромотора, а w_k - угловую частоту этих колебаний. Известно, что при других соотношениях постоянных времен T_1 и T_2 могут возникать различные переходные процессы, как гармонический колебательный процесс ($T_1 > 0$) и неустойчивый расходящийся процесс ($T_1 < 0$). Таким образом, постоянные времени определяют колебательные свойства гидропривода и являются динамическими характеристиками системы.

Постоянная времени T_1 гидропривода имеет следующее соотношение с частотой собственных колебаний w_o :

$$T_1 = \frac{1}{w_o}. \quad (59)$$

Постоянная времени T_2 связана с постоянной времени T_1 зависимостью

$$T_2 = 2nT_1, \quad (60)$$

где n - относительный коэффициент демпфирования, который равен:

$$n \approx \frac{1}{P} \ln \left(\frac{A_1}{A_3} \right). \quad (61)$$

Здесь A_1 - амплитуда первой полуволны колебаний угловой скорости над линией установившегося значения;

A_3 - амплитуда первой нижней полуволны.

Таким образом, значения динамических характеристик можно определить по экспериментальным значениям частоты свободных

колебаний и относительного коэффициента демпфирования с помощью соотношений (60) и (61).

Частотные характеристики можно построить по результатам решения дифференциальных уравнений движения лесной фрезы с гидроприводом или по осциллограммам её рабочих процессов. Период колебаний давления в гидроприводе равен:

$$T = \frac{t}{N} = \frac{1,8}{7} = 0,26 \text{ с},$$

где N – количество колебаний за контролируемый промежуток времени t .

Тогда первая резонансная частота колебаний определится:

$$f_{P1} = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,26} = 3,85 \text{ Гц}.$$

Вторая резонансная частота колебаний определится по второй гармонике колебаний, накладывающаяся на первую. В соответствии с осциллограммой на один период (колебание) первой гармоники приходится 8...10 колебаний второй гармоники, следовательно частота второго резонанса в 9 раз больше, т.е. $f_{P2}=34,65 \text{ Гц}$.

Отношение коэффициентов неравномерности крутящих моментов на валу гидромотора $K_{нм}$ и на валу гидронасоса $K_{нн}$ характеризует отношение амплитуд сигналов на выходе и входе гидросистемы.

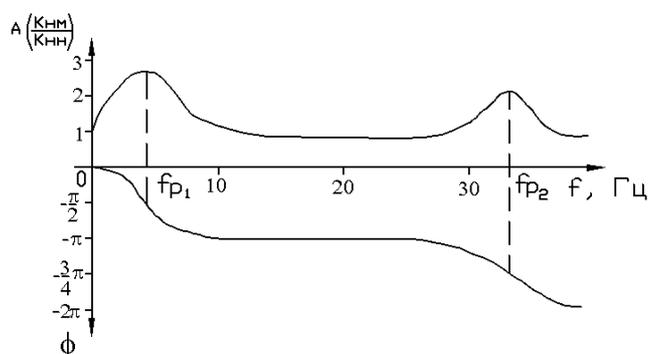


Рис. 2 Частотные характеристики гидросистемы с распределёнными параметрами и с активной нагрузкой

Максимальное значение отношения равно:

$$A\left(\frac{K_{HM}}{K_{HH}}\right) = \frac{59}{21,2} = 2,78.$$

Так как эти частотные характеристики относятся к гидроприводу, работающему на обычных минеральных маслах, то их характер соответствует графикам частотных характеристик, рассчитанным теоретически.

Начиная с частоты $f=1,6$ Гц сдвиг фазы давления насоса P_n относительно крутящего момента гидромотора M_k , составляет 180° .

Переходный процесс при несогласованной нагрузке и известном входном воздействии $P_1(t)$, можно определить по передаточной функции :

$$p_2(s, l) = p_1(s, 0) \cdot W_{rc}(s) = \frac{p_1(s, 0)}{\frac{Z_{в.л.}(s)}{Z_2(s)} \operatorname{sh}[\vartheta(s)l] + \operatorname{ch}[\vartheta(s)l]}.$$

(62)

По переходному процессу определяются прямые показатели качества: длительность переходного процесса, перерегулирование, частота и период колебаний, статическая ошибка, декремент затухания, наклон фронта и т.д. [3].

Экспериментально установлено, что время разгона барабана почвообрабатывающей фрезы с гидроприводом составляет $t_{nm}=1,5...1,8$ с., частота колебаний $f=3...4$ Гц., период $T=0,2...0,3$ с., коэффициент неравномерности на валу гидромотора $K_{HM}=40...59\%$.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования могут использоваться при динамических расчётах и не только вращательного гидропривода активных рабочих органов лесохозяйственных машин, но и гидропривода поступательного действия манипуляторов, при описании колебательных свойств и устойчивости движения.

Литература

1. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления [Текст]: учеб. для вузов / под ред. А. Б. Лурье. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1979. – 312 с.
2. Попиков, В. П. Имитационное моделирование технологического процесса лесной машины с гидроприводом дискового рабочего органа [Текст] / В. П. Попиков, В. Н. Коротких, М. В. Драпалюк // Вестн. КрасГАУ. – 2009. – № 5 – С. 129-132.
3. Советов Б. Я., Яковлев С. А. Моделирование систем [Текст]: учебное пособие / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев – М.: Высш. шк., 1998. – 319 с.