

Библиографический список

1. Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. Методы управляемой виброзащиты машин. - М.: Наука, 1985. - 240 с.

2. Чегодаев Д.Е. Активные системы управления динамикой роторов // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 128-138.

3. А.с. 1280223 (СССР). Гидростатическая опора /Д.Е.Чегодаев, М.Е.Проданов, С.М.Штейнберг, С.Н.Мелентьев. - Опубл. в Б.И. 1986, № 48.

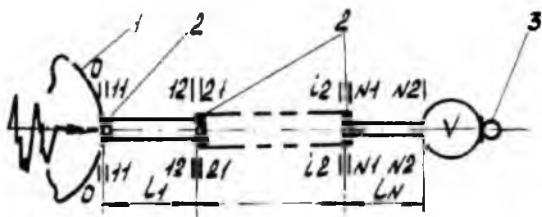
УДК 621.452:681.521.34

В.П.Шорин, А.Г.Гимадиев, Г.И.Берестнев

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРОВАННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ

Одним из важных направлений повышения статической точности систем управления и контроля энергетических установок является Устранение систематической погрешности в информационных цепях. К такой погрешности относится "увод" среднего давления в цепи, обусловленный нелинейным осреднением колебаний давления в местных сопротивлениях, в гасителях колебаний рабочей среды. В работах /1, 2/ показано, что при измерении пульсирующего давления величина статической погрешности может составить 20...25% от амплитуды основной гармоники. Расчет и анализ статической погрешности многозвенных цепей, содержащих несколько дросселирующих элементов, сопряжен с трудоемкими математическими выкладками. Целью проведенных исследований явилась разработка методики, алгоритма и программы расчета статических и частотных характеристик гидравлических цепей, содержащих несколько нелинейных дросселирующих элементов при полигармонических колебаниях давления на входе.

При расчетах предполагается, что гидравлическая цепь (рис. 1) подсоединена к источнику полигармонических колебаний давления



Р и с. 1. Расчетная схема гидравлической информационной цепи: 1 - объект испытательный, 2 - дросселирующий элемент, 3 - чувствительный элемент давления

$$P_o(t) = P_o + \sum_{r=1}^{r=R} P_o^r e^{-j\omega_r t}, \quad (I)$$

где P_o - постоянная составляющая давления; $P_o^r = B_o^r e^{j\beta_o^r}$ - комплексная амплитуда r -й гармоники колебаний давления в источнике; B_o^r, β_o^r - амплитуда и начальная фаза колебаний давления; ω_r - угловая частота колебаний r -й гармоники; t - время; $r = 1, \dots, R$ - номер гармоники в спектре колебаний; $j = \sqrt{-1}$.

Соединительные каналы гидравлической цепи рассматриваются как элементы с распределенными параметрами, причем влияние температуры рабочей среды и среднего давления на процесс распространения колебаний учитывается заданием соответствующей вязкости, плотности и скорости звука. Гидравлические потери по длине каналов учитываются по закону ламинарного неустановившегося движения жидкости; дросселирующие элементы рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами, для которых справедлив квазистационарный закон гидравлических потерь.

При принятых условиях связь между комплексными амплитудами r -ых гармоник колебаний давления и расхода в граничных сечениях участков гидравлической цепи выражается зависимостями

$$P_{n1}^r = P_{n2}^r \operatorname{ch} \gamma_n^r L_n - j \frac{\rho c_n^2 \gamma_n^r}{S_n \omega_r} Q_{n2}^r \operatorname{sh} \gamma_n^r L_n;$$

$$q_{n1}^r = j \frac{S_n \omega_r}{\rho c_n} p_{n2}^r \operatorname{sh} \gamma_n^r L_n + q_{n2}^r \operatorname{ch} \gamma_n^r L_n; \quad (2)$$

$$n=1, 2, \dots, N; \quad r=1, 2, \dots, R,$$

где p_{n1}^r, q_{n1}^r — комплексные амплитуды колебаний давления и объемного расхода на входе в канал n -го участка; p_{n2}^r, q_{n2}^r — комплексные амплитуды колебаний давления и расхода на выходе из канала n -го участка; ρ — плотность рабочей среды; c_n — скорость звука в канале с жидкостью; L_n, S_n — длина и площадь поперечного сечения канала; γ_n^r — коэффициент распространения волн в канале. Коэффициент γ_n^r является комплексной величиной, определяемой равенством [3]

$$\gamma_n^r = \delta_n^r + j \varepsilon_n^r, \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_n^r &= \alpha_n^r \left[\frac{R_{2n}}{2R_{1n}} \sqrt{1 + \frac{1}{R_{2n}^2}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ \varepsilon_n^r &= \alpha_n^r \left[\frac{R_{2n}}{2R_{1n}} \sqrt{1 + \frac{1}{R_{2n}^2}} + 1 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ \alpha_n^r &= \frac{32\nu \bar{\omega}_n^r}{\alpha_n^2 c_n}; \quad \bar{\omega}_n^r = \frac{\alpha_n^2 \omega_r}{32\nu}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Действительная часть коэффициента распространения δ_n^r характеризует затухание волн по амплитуде, а мнимая часть ε_n^r — фазовый сдвиг. Параметры R_{1n}, R_{2n} в формулах (4) зависят от безразмерной частоты $\bar{\omega}_n^r$ и при значениях $\bar{\omega}_n^r \geq 2$ вычисляются по формулам

$$R_{1n} = \frac{(1 - 2\sqrt{\bar{\omega}_n^r} + 4\bar{\omega}_n^r)(2\sqrt{\bar{\omega}_n^r} - 1)}{4\bar{\omega}_n^r - \sqrt{\bar{\omega}_n^r}}; \quad R_{2n} = \frac{4\bar{\omega}_n^r(2\sqrt{\bar{\omega}_n^r} - 1)}{4\bar{\omega}_n^r - \sqrt{\bar{\omega}_n^r}}.$$

При $\omega_n^* < 2$ форма профиля местной скорости течения жидкости в канале незначительно отличается от профиля скорости при установившемся течении, поэтому $R_{1n} = R_{2n} = \omega_n^*$.

Колебания давления и расхода жидкости в сечениях, ограничивающих дросселирующие элементы, связаны соотношениями

$$L_m \frac{dQ_m}{dt} + K_{лm} Q_m + K_{нm} Q_m^2 \text{sign} Q_m - P_{i2} - P_{(i+1)1}; \quad (5)$$

$$Q_m = Q_{i2} = Q_{(i+1)1}; \quad m = 1, 2, \dots, M,$$

где P_{i2} ; Q_{i2} ; $P_{(i+1)1}$; $Q_{(i+1)1}$ - давление и объемный расход жидкости на входе в m -й дросселирующий элемент и выходе из него;

Q_m - расход жидкости через m -й дросселирующий элемент; L_m - коэффициент эффективной колеблющейся массы жидкости в объеме дросселирующего элемента; $K_{лm}$ - коэффициент линейной составляющей гидравлических потерь; $K_{нm} = K'_{нm}$ при $Q_m \geq 0$ и $K_{нm} = K''_{нm}$ при $Q_m < 0$ - коэффициент нелинейных гидравлических потерь при движении жидкости в одну и другую стороны. Используя метод линеаризации характеристик нелинейных дросселей (5) по минимуму среднеквадратичного отклонения /4/, можно записать следующие выражения, связывающие комплексные амплитуды колебаний давления и расхода в их граничных сечениях:

$$(jL_m \omega_r + K_{лm} + \beta_m) Q_m^r = P_{i2}^r - P_{(i+1)1}^r; \quad (6)$$

$$Q_m^r = Q_{i2}^r - Q_{(i+1)1}^r; \quad \Delta P_m = F(K'_{нm}, K''_{нm}, \sum_{r=1}^R Q_m^r e^{j\omega_r t}),$$

где P_{i2}^r ; Q_{i2}^r ; $P_{(i+1)1}^r$; $Q_{(i+1)1}^r$ - r -е комплексные амплитуды колебаний давления и расхода жидкости на входе в i -й дросселирующий элемент и выходе из него; Q_m^r - r -я комплексная амплитуда расхода жидкости через дросселирующий элемент; β_m - коэффициент линеаризации характеристики дросселя; ΔP_m - постоянная составляющая перепада давления на дросселирующем элементе, обусловленная нелинейным осреднением колебаний жидкости; F - функция смещения

при линеаризации по минимуму среднеквадратичного отклонения. Коэффициент линеаризации и постоянный перепад давления на дросселе определяются зависимостями

$$\delta_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Phi_{1m}(\psi) d\psi; \quad (7)$$

$$\Delta P_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Phi_{2m}(\psi) d\psi; \quad (8)$$

где

$$\Phi_{1m} = \begin{cases} \frac{\kappa'_{нм}}{Q_{мскв}^2} |Q_m|^3 & \text{при } Q_m \geq 0; \\ \frac{\kappa''_{нм}}{Q_{мскв}^2} |Q_m|^3 & \text{при } Q_m < 0; \end{cases}$$

$$\Phi_{2m} = \begin{cases} \kappa'_{нм} Q_m^2 & \text{при } Q_m \geq 0; \\ -\kappa''_{нм} Q_m^2 & \text{при } Q_m < 0; \end{cases}$$

$$Q_m = \sum_{r=1}^{r=R} A_m^r \sin(\omega_r \psi + \alpha_m^r); \quad \omega_r = \frac{\omega_p}{\omega_g},$$

A_m^r, α_m^r - амплитуда и начальная фаза r -й гармоники колебаний расхода жидкости; $Q_{мскв} = \frac{1}{2} \sum_{r=1}^{r=R} A_m^2$ - среднеквадратичный расход

жидкости через дросселирующий элемент; $\psi = \omega_g t$, где ω_g наименьшая частота - общий делитель для всех частот спектра. При линеаризации характеристик дросселирующих элементов по минимуму среднеквадратичного отклонения принято допущение о малости влияния высших гармоник колебаний, возникающих в гидравлической цепи в результате нелинейных преобразований сигналов. Поэтому в формулах (6)-(8) учтены только те гармоники колебаний жидкости, которые наблюдаются на входе в цепь.

Акустической нагрузкой для измерительной цепи является преобразователь давления (прибор). Учитывая только емкостные свойства рабочей полости прибора, можно выразить связь между комплексными амплитудами колебаний давления и расхода на его входе в виде

$$Q_{N2}^r = Y_{N2}^r P_{N2}^r; \quad r = 1, 2, \dots, R, \quad (9)$$

где $Y_{N2}^r = j \frac{V\omega}{\rho c^2}$ - входная акустическая проводимость прибора
 V - приведенный объем рабочей полости прибора.

В случае полигармонических колебаний давления эффективность дросселирующих элементов оценивается по отношению эффективных давлений в полости чувствительного элемента прибора и на входе в гидравлическую цепь. Однако имея в виду, что в гидравлической цепи наименьшему ослаблению подвергаются низкочастотные составляющие спектра входных колебаний, оценку эффективности дросселей можно проводить по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) цепи по отношению к первым гармоникам колебаний

$$M(\omega_1) = \frac{B_n^{(n)}}{B_0^{(n)}}, \quad (10)$$

где $B_n^{(n)}, B_0^{(n)}$ - амплитуды первых гармоник колебаний давления в полости прибора и источнике колебаний. Следует заметить, что наличие высших гармоник приводит к увеличению гидравлического сопротивления дросселей по отношению к основной гармонике и соответственно к снижению модуля частотной функции (10).

Систематическая погрешность передачи среднего давления в гидравлической цепи определяется суммарным уводом среднего давления на каждом из дросселирующих элементов

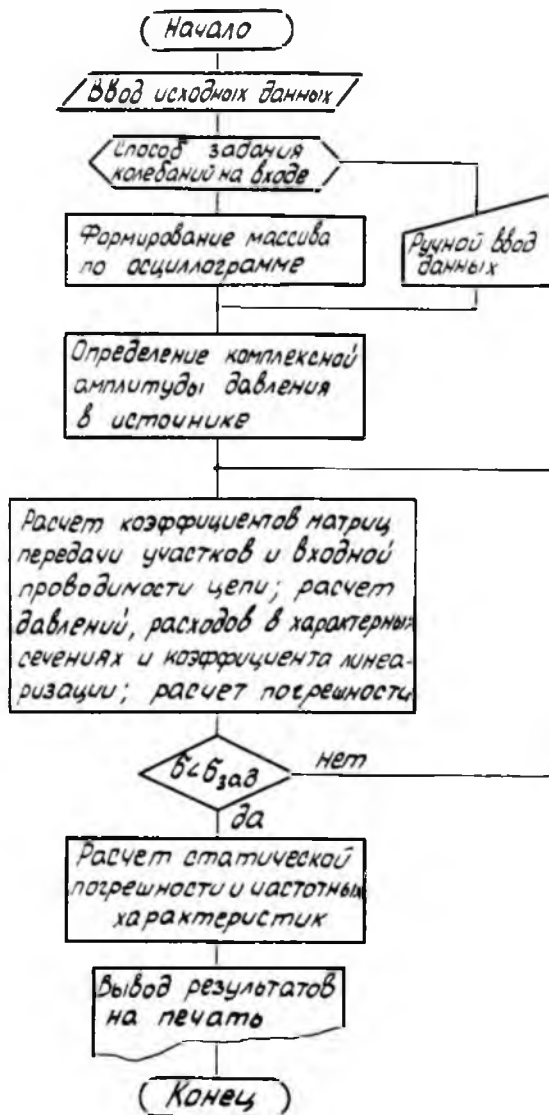
$$\Delta P_y = \sum_{m=1}^{m=M} \Delta P_m. \quad (11)$$

Так как возникновение ΔP_y обусловлено колебательными процессами, то целесообразно анализировать погрешности цепи в относительных параметрах $\Delta \bar{P}_y = \Delta P_y / B_{0,эф}$, где $B_{0,эф}$ - эффективное значение колебаний давления на входе.

Расчет и анализ $\Delta \bar{P}_y$ и $M(\omega_1)$ производится по формулам (I)-(II) методом последовательного приближения. В первом приближении, предполагая $\delta_m = 0, m = 1, 2, \dots, M$ с использованием импедансного метода определяются комплексные амплитуды колебаний расхода и давления в выделенных сечениях измерительной цепи, в том числе и содержащих дросселирующие элементы. Сущность импедансного метода заключается в том, что, последовательно проходя в направлении от периферии системы к источнику колебаний, находится акусти-

ческая входная проводимость системы (в сечении на выходе из источника). При известных давлениях в источнике (см. формулу (1)) и входной проводимости цепи определяется объемный расход на входе в гидравлическую цепь. Затем, проходя в обратном направлении от источника колебаний к чувствительному элементу, вычисляются по известным формулам комплексные амплитуды колебаний давления и расхода во всех интересующих сечениях. При определенных таким образом комплексных амплитудах расхода жидкости через дроссели рассчитываются по формуле (7) коэффициенты линеаризации второго приближения, а затем колебания давления и расхода второго приближения в характерных сечениях цепи. В такой последовательности расчет ведется до тех пор, пока отличие в коэффициентах β_m двух последовательных приближений не станет меньше допустимой по точности величины. По комплексным амплитудам последнего приближения q_m^n , $m=1, 2, \dots, M$, $n=1, 2, \dots, R$ рассчитываются постоянные составляющие перепада давления на каждом из дросселей и в цепи в целом. Для оценки эффективности демпфирования колебаний давления в полости измерительного прибора определяется АЧХ цепи (10).

Расчет характеристик информационной цепи по указанной методике проводится по разработанному алгоритму и программе, написанной на алгоритмическом языке ФОРТРАН-4 (рис. 2). При этом предусмотрен расчет цепи с различной рабочей средой (керосин, масло АМГ-10, вода, трансформаторное масло) с учетом зависимости их вязкости, плотности, модуля объемной упругости от среднего давления и температуры на каждом участке цепи. Податливость мембраны чувствительного элемента учитывается экспериментально определенным коэффициентом гидравлической жесткости прибора. Давление в источнике при расчете может быть задано либо в виде суммы (1) с вводом в ЭВМ $P_0, B_0^n, \beta_0^n, \omega_n$, либо в виде данных временной реализации с осциллограмм или магнитной ленты. Временная реализация по входному давлению раскладывается в ряд Фурье и формируется массив данных, который представляется в форме (1). Алгоритм определения коэффициентов линеаризации таков, что происходит расчет характеристик цепи при произвольной форме сигнала, содержащей кратные и некрatные по частоте гармоники. При некрatных частотах в спектре входных колебаний давления в формулах (7) и (8) интегрирование методом трапеций ведется в диапазоне $\omega \tau = 0 \dots 2\pi$, а в случае кратных гармоник $\omega_s = \omega$. Минималь-

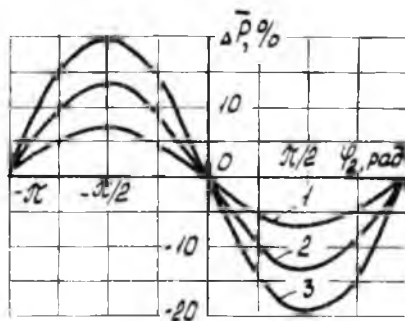


Р и с. 2. Блок-схема программы расчета статических и частотных характеристик гидравлической информационной цепи

число разбиений в процессе интегрирования составляет 200, а максимальное число разбиений ограничивается временем счета характеристик цепи. При числе разбиений 1000 время счета $\Delta P_c, M(\omega_c)$ для цепи, содержащей три участка с тремя дросселями на ЭЦВМ СМ-4 составит около 1 мин.

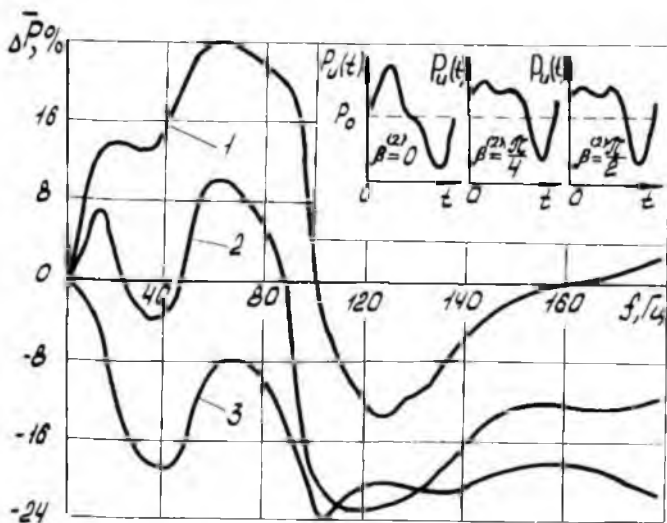
По изложенной методике рассчитаны статическая характеристика ряда гидравлических цепей, содержащих одно или несколько нелинейных дросселирующих элементов. В результате исследований установлено, что статическая погрешность цепи определяется параметрами цепи и рабочей жидкости, величиной сопротивления и степенью несимметричности дросселирующих элементов, спектром колебаний давления на входе в цепь. В конечном счете статический перепад давления на каждом из дросселирующих элементов определяется его характеристикой и спектром колебаний расхода жидкости через него. В свою очередь колебания расхода через дроссели зависят от указанных выше факторов. Поэтому

представляет интерес анализ влияния колебаний давления на статический перепад давления на симметричном острокромочном дросселе, установленном на входе в достаточно большую емкость. При этом колебания расхода жидкости через дроссель будут в фазе с колебаниями на его входе. Из рис. 3 следует, что статический перепад давления на дросселе определяется четырьмя гармониками. Чем выше относительная амплитуда четных гармоник, тем больше статический перепад давления, но при определенных значениях $\bar{B}_0^{(2)}$ - $\bar{B}_0^{(2)}/\bar{B}_0^{(1)}$ достигается максимум $\Delta \bar{P}_m$, а затем, при дальнейшем увеличении $\bar{B}_0^{(2)}$ величина $\Delta \bar{P}_m$ снижается. Установлено, что наибольший статический перепад давления на дросселе реализуется при сдвиге начальной фазы колебаний расхода



Р и с. 3. Зависимость относительного среднего перепада давления на симметричном острокромочном дросселе, установленном на входе в емкость с $V = 0,135 \text{ м}^3$ от начальной фазы второй гармоники би-гармонических колебаний давления на входе при различных относительных амплитудах $\bar{B}_0^{(2)}$: 1 - $\bar{B}_0^{(2)} = 0,1$; 2 - $\bar{B}_0^{(2)} = 0,2$; 3 - $\bar{B}_0^{(2)} = 0,4$

на угол $\varphi_a = \pi/2$, причем при отрицательном сдвиге ($-\pi/2$) величина $\Delta \bar{P}_m$ положительна и наоборот. Влияние остальных факторов гидравлической цепи на $\Delta \bar{P}_m$ проявляется по мере их влияния на комплексные амплитуды колебаний расхода через дросселирующие элементы. Так, например, при изменении частоты основной гармоники колебаний давления на входе в цепь при постоянстве $\bar{V}_0^{(2)}$ и $\beta_0^{(2)}$ статическая погрешность цепи может изменяться в широких пределах от максимальных положительных до максимальных отрицательных значений (рис. 4). Проведенные ранее экспериментальные исследования [2] подтверждают правильность общей методики расчета статических характеристик цепей.



Р и с. 4. Зависимость относительной погрешности информационной цепи ($L = 3 \text{ м}$, $\alpha = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $V = 58,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, рабочая среда - керосин) от частоты основной составляющей бигармонических колебаний при $\bar{V}_0^{(2)} = 0,5$ и различных начальных фазах $\beta_0^{(2)}$: 1 - $\beta_0^{(2)} = 0$; 2 - $\beta_0^{(2)} = \frac{\pi}{4}$; 3 - $\beta_0^{(2)} = \frac{\pi}{2}$.

Таким образом, разработаны методика, алгоритм и программа расчета статических характеристик гидравлических информационных цепей систем контроля и управления, позволяющая оценивать систематические погрешности и выбирать параметры демпфированных цепей при полигармонических колебаниях давления на входе.

Библиографический список

1. Шорин В.П., Гимадиев А.Г. Расчет постоянного перепада давления на сосредоточенном сопротивлении при периодическом течении жидкости в безрасходной магистрали //Машиноведение. - 1975. - № 1. - С. 28-31.
2. Гимадиев А.Г., Шорин В.П. Исследование постоянного перепада давления в непроточных магистралях при периодическом движении жидкости //Машиноведение. - 1978. - № 6. - С. 24-26.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1977. - 424 с.
4. Колосовский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. - М.: Наука, 1966.- 317 с.