

Предложенный способ кодирования признаков состояния с учетом рассмотренных особенностей его применения позволяет построить простую процедуру контроля и диагностирования силовых установок.

Библиографический список

1. Евланов Л.Г. Контроль динамических систем. - М.: Наука, 1972. - 423 с.
2. Карлюк Б.В., Малинин В.В. Определение погрешностей выходных характеристик и допусков параметров элементов измерительных систем //Автометрия. - 1967. - № 1. - С. 3-16.
3. Абрамов О.В., Здор В.В., Супоня А.А. Допуски и номиналы систем управления. - М.: Наука, 1976. - 160 с.
4. Лихачев В.Я., Васин А.С., Глижман Б.Ф. Техническая диагностика пневмогидравлических систем ЭРД. - М.: Машиностроение, 1983. - 204 с.
5. Дмитриев А.К. Распознавание отказов в системах электроавтоматики. - Л.: Энергоатомиздат, 1983. - 104 с.
6. Карибский В.В., Пархоменко П.П., Согомонян Е.С. Основы технической диагностики. Кн. I. - М.: Энергия, 1976. - 464 с.
7. Дятлов В.А., Кабанов А.Н., Милов Л.Т. Контроль динамических систем. - Л.: Энергия, 1978. - 88 с.
8. Шевяков А.А., Калнин В.М., Науменкова Н.В., Дятлов В.Г. Теория автоматического управления ракетными двигателями. - М.: Машиностроение, 1978. - 288 с.

УДК 629.7.063.6

А.В.Жуковский, А.Ф.Малеев

ОБ ОДНОМ СПОСОБЕ УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ЖИДКОСТИ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРУБОПРОВОДАХ

Для решения задач, связанных с нестационарным течением жидкости в гидравлических системах различного назначения, при технических расчетах наиболее широкое применение получила одномерная модель течения. Эта модель предполагает, что значения каждого параметра, характеризующего состояние нестационарного потока, одинаковы в любой точке попе-

речного сечения трубопровода и равны их осредненным значениям. В результате параметры потока оказываются функциями лишь двух переменных — продольной координаты и времени, а связь между ними описывается известной системой уравнений [1/

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Q}{S} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda}{2d S^2} g Q^2 = 0; \quad (1)$$

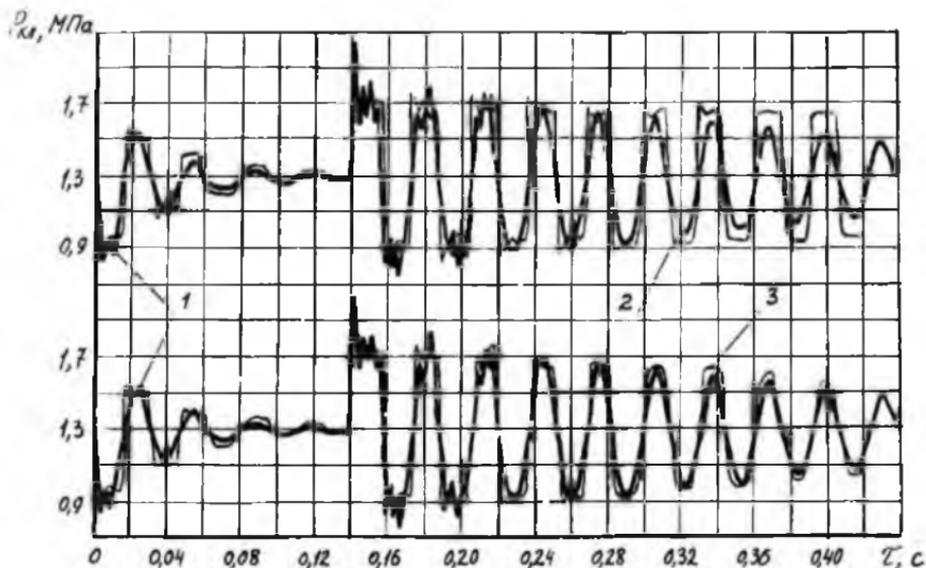
$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{g a^2}{S} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

где p — давление; Q — объемный расход; g — плотность жидкости; d, S — диаметр и площадь внутреннего сечения трубопровода; λ — коэффициент Дарси-Вейсбаха; a — скорость распространения звука в трубопроводе.

Эффективность методов моделирования нестационарных процессов в гидравлических системах определяется степенью адекватности модели реальной системе, оценка которой может быть получена лишь путем сравнительного анализа результатов расчета и эксперимента. Этот анализ позволяет при необходимости определить пути коррекции расчетной модели.

На рисунке приведены экспериментальный и расчетный переходные процессы изменения давления в концевом сечении гидравлической системы, представляющей собой однниточный трубопровод, на одном конце которого имеется емкость с рабочим телом (вода), а на другом — быстродействующий электромагнитный клапан. Решение приведенной выше системы уравнений проводилось численным методом (использовался метод характеристик), при этом в расчет вводилось реальное время срабатывания клапана, а также экспериментальные значения скорости распространения звуковых волн в системе и коэффициента гидравлического сопротивления.

Сравнение приведенных результатов говорит о хорошем совпадении расчетной и экспериментальной кривых в части экстремальных значений давлений в первых фазах гидроудара, хотя характеры изменения давления на фронтах волн несколько отличаются. Расчет дает более крутые фронты волн по сравнению с экспериментом, не описывает наблюдаемого искажения формы импульса во времени. Кроме того, заниженным оказывается расчетное значение декремента колебаний при закрытии клапана, в



Р и с. Переходные процессы изменения давления в сечении перед клапаном: 1 – эксперимент; 2 – расчет без учета сжимаемости; 3 – расчет с учетом сжимаемости

то время как расчетное и экспериментальное значения декремента колебаний при открытии клапана практически совпадают.

В случае ламинарного режима течения жидкости эти факты объясняются наличием вязкого трения, зависящего от частоты колебательного процесса и проявляются в том, что гармоники высших частот спектра затухают гораздо быстрее низкочастотных составляющих /2/. Для ламинарного нестационарного течения получено аналитическое выражение /3/, позволяющее определять величину нестационарного трения. Расчет переходных процессов с учетом трения, зависящего от частоты, дает хорошее совпадение с результатами эксперимента – воспроизводится и особенности искажения формы волны во времени, и затухание колебаний.

В то же время для неустановившегося турбулентного течения до настоящего времени не получено аналитического выражения для определения величины нестационарного вязкого трения, хотя турбулентный режим и является основным в большинстве практических случаев. С другой стороны, в некоторых работах, например в /4/, делается вывод о том,

что для маловязких жидкостей влияние нестационарного трения на качество переходного процесса весьма мало.

Другой причиной, приводящей к изменению формы волны давления во времени, является деформация стенок трубопровода и увеличение сжимаемости жидкости из-за наличия в ней нерастворенных газов. На практике это учитывается тем, что в качестве величины скорости распространения звука обычно берется ее экспериментальное значение. Но, как было показано выше, это лишь приводит в соответствие расчетные и экспериментальные частоты колебаний в трубопроводе, но не оказывает влияния на форму волн давления.

Податливость гидравлической системы, обусловленную сжимаемостью жидкости с учетом наличия в ней нерастворенных газов и податливостью стенок трубопровода, можно учесть следующим образом. Разбив трубопровод на ряд расчетных участков, предположим, что волна давления на каждом из них распространяется со скоростью звука в свободной жидкости a_0 , не содержащей в себе нерастворенный газ. Сжимаемость же расчетного участка трубопровода с податливыми стенками, заполненного жидкостью с содержащимся в ней нерастворенным газом, предполагается сосредоточенной в емкости, находящейся в каждом расчетном узле. При изменении давления в узле во время переходного процесса жидкость перетекает из емкости в емкость, находящуюся в соответствии с выражением

$$Q = -B \frac{dp}{dt}, \quad (3)$$

где B — податливость сосредоточенной емкости, определяемая как отношение приращения объема жидкости в расчетном участке трубопровода к приращению давления.

Зная суммарную податливость гидросистемы, податливость сосредоточенной емкости найдем из выражения

$$B = \frac{1}{N} \frac{dV_{TP}}{dp}, \quad (4)$$

где V_{TP} — внутренний объем трубопровода; N — число расчетных узлов.

В свою очередь податливость гидросистемы находится из выражения

$$\kappa_{\text{доп}} = V_{\text{тр}} \frac{dp}{dV_{\text{тр}}} \quad (5)$$

где $\kappa_{\text{доп}}$ — приведенный модуль объемного сжатия жидкости, учитывающий только дополнительную сжимаемость среды, обусловленную податливостью стенок трубопровода и наличием в жидкости нерастворенных газов.

Определив экспериментальное значение скорости распространения волн в исследуемой гидросистеме, величину $\kappa_{\text{доп}}$ найдем из соотношения

$$\frac{1}{\kappa_{\text{доп}}} = \frac{1}{\kappa} + \frac{1}{\kappa_{\text{ж}}};$$

$$\kappa = \rho a^2; \quad (6)$$

$$\kappa_{\text{ж}} = \rho a_0^2,$$

где $\kappa_{\text{ж}}$ — модуль объемного сжатия жидкости; κ — приведенный модуль объемного сжатия жидкости с учетом дополнительной сжимаемости среды.

С учетом (5) и (6) выражение (4) запишется в виде

$$B = \frac{V_{\text{тр}} a_0^2 a^2}{N(a_0^2 - a^2)}; \quad (7)$$

а после подстановки (7) в (3) получим

$$Q = - \frac{V_{\text{тр}} a_0^2 a^2}{N(a_0^2 - a^2)} \frac{dp}{dt}. \quad (8)$$

Последнее уравнение решается совместно с уравнениями (1) и (2). Из рисунка видно, что при расчете переходного процесса в гидросистеме с учетом податливости стенок трубопровода и наличия в жидкости нерастворенных газов значительно улучшается сходимость расчетных и экспериментальных данных — описывается искажение формы импульса давления во времени, степень затухания колебаний.

Библиографический список

1. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. — М.: Недра, 1975. — 296 с.

2. Холмбоу Е.Д., Руло В.Т. Влияние вязкого трения на распространение сигнала в гидравлических линиях //Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1967. - № 1. - С. 202-209.

3. Зилке В. Трение, зависящее от частоты, при нестационарном течении в трубопроводе //Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1968. - № 1. - С. 120-127.

4. Дямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах /Под ред. Б.Ф.Дямаева.- Л.: Машиностроенис, 1978. - 192 с.

УДК 621.005

Ю.И.Кондрашов, В.М.Квасов, М.Е.Савина

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНА

На современном этапе развития авиационной и ракетной техники становится все более важным и практически необходимым изучение вопросов, связанных с оценкой технического состояния агрегатов, определением параметров диагностирования работоспособности агрегатов, прежде всего, в условиях динамического нагружения.

Особенности работы агрегатов и возникающие при этом динамические явления позволяют выделить при исследовании их динамики два этапа: динамика срабатывания клапана и динамика нагружения пары тарель клапана - седло. Первый этап начинается с момента подачи управляющего сигнала в привод и оканчивается моментом касания седла с тарелью клапана, после чего начинается второй этап.

На первом этапе на клапан действуют: усилие привода; газодинамические силы; сила веса; сила трения; внешние воздействия. При исследовании первого этапа решаются две основные задачи: определение скорости клапана в момент соударения с седлом и определение времени срабатывания. Скорость клапана в момент соударения с седлом является начальным условием для рассмотрения второго этапа и определяет кинетическую энергию клапана, которая обуславливает динамическую нагрузку при его соударении с седлом.