

УЦВМ при управлении блоком воспроизведения выполняет функции пропорционального регулятора, реализуя зависимость $X_n = K_p E_n$, где X_n — выходной сигнал в момент времени n ; K_p — коэффициент при сигнале рас- согласования; E_n — сигнал ошибки в момент времени n .

Величина действительного тормозного момента поступает в УЦВМ через аналого-цифровой преобразователь с датчика крутящего момента, который установлен на карданном валу, соединяющем электромагнитный поршковый тормоз с инерционным маховиком стэнда.

На пульт оператора поступает информация о скорости движения автомобиля и о номере участка дороги, по которому он движется в данный момент.

Наличие на стенде системы имитации суммарного момента сопротивления движению автомобиля, позволяющей моделировать различные условия движения, дает возможность проводить на нем всесторонние испытания САУ трансмиссией.

ЛИТЕРАТУРА

1. По э д е р н и к И.М., С а д е к о в Р.Х. О моделировании дорожных условий при стендовом испытании автомобилей. — Труды Горьковского проектно-конструкторско-технологического института. Горький, 1970, вып. 2, с. 12–15.
2. Стенд с программным управлением для исследования неустановившихся режимов движения автомобиля / Т а р а н е н к о П.И., Л у р ь е М.И., С е р г е е в Н.М., Ю р ч е в с к и й А.А. — Автомобильная промышленность, 1965, № 10, с. 15–17.
3. С т е п а н о в Д.В., Р у к т е ш е л ь О.С., К а р п о в А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 33–37.

УДК 629.113

В.В.Капустин

ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

В связи с высокими требованиями к быстродействию гидравлических приводов необходимо углубленно исследовать их динамику. В зависимости от целей и задач исследования переходные процессы в гидроприводах описываются системой дифференциальных уравнений с распределенными или сосредоточенными параметрами рабочей жидкости, которые получены на основании уравнений Навье-Стокса при определенных допущенных и наложении граничных условий [1].

Реальный гидравлический тормозной привод автомобиля имеет податливость и является фильтром высокочастотных колебаний давления жидкости в трубопроводе. Возмущающее воздействие, определяемое частотой работы тормозного крана и электрогидравлических клапанов противоблокировочной тормозной системы, не превышает соответственно 3 и 25 Гц. Поэтому для подобного режима работы гидравлической системы практический интерес представляют в первую очередь низкочастотные составляющие колебаний давления в трубопроводе и исполнительных механизмах, которые с достаточной точностью описываются уравнениями с сосредоточенными параметрами жидкости.

В трубопроводах гидравлических тормозных приводов рабочие процессы характеризуются переходом ламинарного течения жидкости в турбулентное (при увеличении скорости течения жидкости) и наоборот – турбулентного в ламинарное (в конечной фазе переходного процесса) [2]. Учитывая это, потери давления по длине трубопроводов вычисляются отдельно для каждого из режимов движения жидкости.

Исследование динамики рабочих процессов в гидроприводе вызывает необходимость составления двух систем дифференциальных уравнений и поэтапного их решения методом приспособывания. Применение такого математического описания ведет к усложнению алгоритма решения задачи, увеличению числа уравнений, ограничений, логических переходов и времени расчета на ЭВМ, ведет также к снижению точности результатов.

Решение двух систем уравнений обусловлено расчетом коэффициента гидравлического сопротивления λ по различным формулам для каждого из режимов течения жидкости, т.е. в зависимости от числа Рейнольдса [3]. Значения λ , вычисленные по известным формулам, представлены на рис. 1. Исследованиями также установлено, что величина λ существенно зависит и от шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, особенно при турбулентном течении жидкости [1,3]. Таким образом коэффициент λ – сложная функция двух основных переменных: числа Рейнольдса и шероховатости трубопроводов. В результате анализа известных исследований величину λ с достаточной точностью можно описать как для ламинарного, так и турбулентного режимов течения жидкости непрерывной функцией вида

$$\lambda = \frac{K}{Re} + f(\epsilon), \quad (1)$$

где K – коэффициент аппроксимации; Re – число Рейнольдса; $f(\epsilon)$ – функция фактора шероховатости внутренних стенок трубопровода; $\epsilon = d/\Delta$ – относительная шероховатость трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода; Δ – абсолютная шероховатость трубопровода.

На рис. 1 приведены значения коэффициента λ , вычисленные по непрерывной функции (1) в пределах чисел Рейнольдса ($Re = 10^2 - 10^5$) и различной

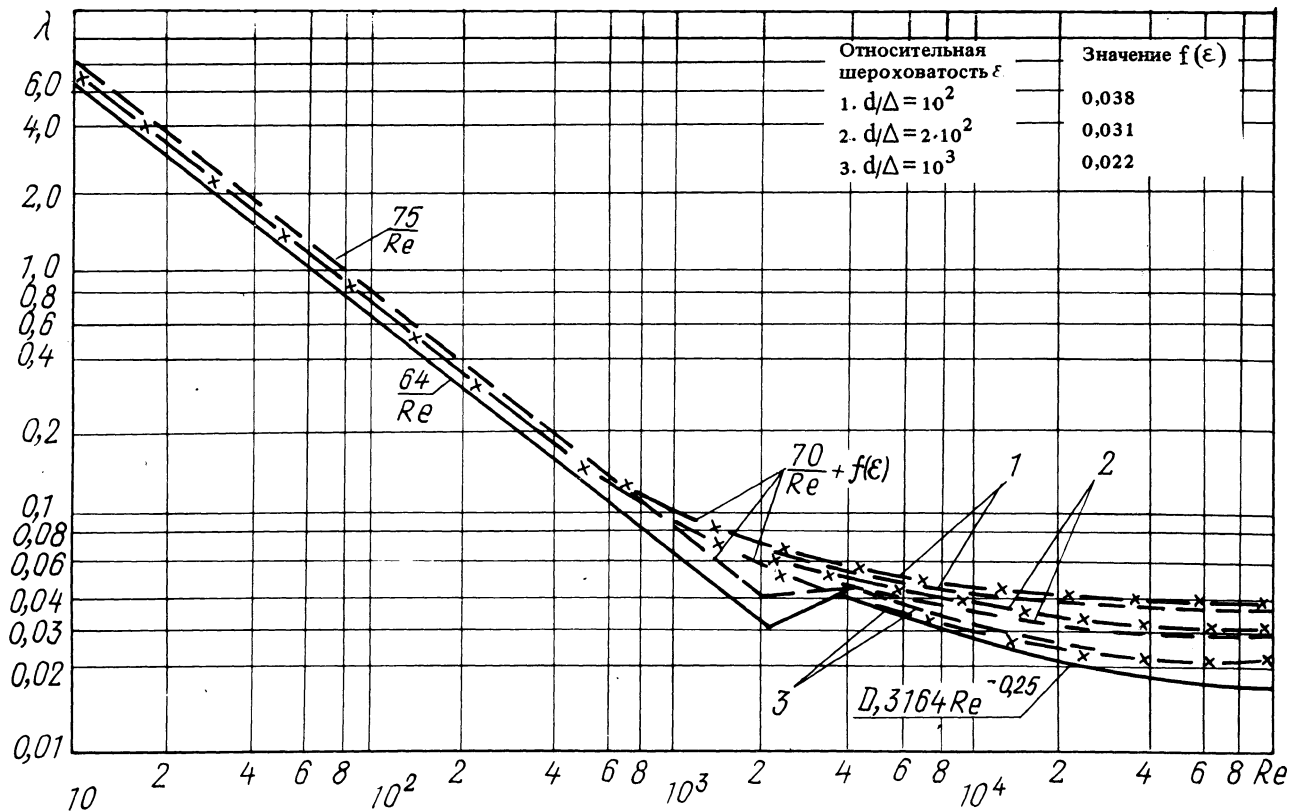


Рис. 1. Графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления трубопровода от значения числа Рейнольдса: — расчет λ по приведенным формулам; - - - экспериментальные данные; --- x --- расчет λ по непрерывной функции $f(Re, \epsilon)$.

шероховатостью трубопроводов. Для сравнения результатов приводятся также значения λ , полученные экспериментально [3].

Исходя из расчетов, предлагается функция фактора шероховатости трубопроводов при $\epsilon = 10^2 - 10^5$ (рис. 2). При анализе динамики гидропривода с известной шероховатостью трубопроводов применяются конкретные значения функции $f(\epsilon) = K_{\epsilon}$. Вычисленные значения коэффициентов K_{ϵ} для наиболее часто встречающихся в практике трубопроводов приведены в работе [4].

При подстановке функции $\lambda(\text{Re}, \epsilon)$ в формулу Дарси–Вейсбаха потери давления жидкости по длине трубопровода как для ламинарного, так и турбулентного режимов запишутся в виде

$$p_1 = 0,393 \frac{K_{\rho} \nu l_i}{f_i} U_i + 0,443 \frac{f(\epsilon) \rho l_i}{\sqrt{f_i}} U_i^2, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости; ν – кинематическая вязкость жидкости; l_i и f_i – соответственно длина и площадь i -го участка трубопровода; U_i – скорость течения жидкости в трубопроводе.

С учетом инерционных, местных потерь и потерь давления по длине на i -м участке трубопровода получим уравнение баланса давлений переходного процесса в гидроприводе

$$\begin{aligned} & \frac{\rho l_i F}{f_i} \frac{d^2 z_i}{dt^2} + 0,393 \frac{K_{\rho} \nu l_i F}{f_i^2} \frac{dz_i}{dt} + \left(0,443 \frac{\rho l_i}{\sqrt{f_i}} f(\epsilon) + \right. \\ & \left. + \frac{\sum \xi \rho}{2} \right) \left(\frac{F}{f_i} \right)^2 \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2 \text{Sign} \frac{dz_i}{dt} + f(z_i) - p_{\text{вх}}(t) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где F – площадь поршня исполнительного цилиндра гидропривода; $d^2 z_i / dt^2$ и dz_i / dt – соответственно ускорение и скорость течения жидкости в трубопроводе, выраженные через параметры перемещения поршня исполнительного цилиндра; $f(z_i)$ – давление на выходе трубопровода (функция восстанавливающей силы); $p_{\text{вх}}(t)$ – временная функция давления на входе трубопровода.

Полученное нелинейное уравнение (3) позволяет составить одну систему дифференциальных уравнений, которая описывает переходные процессы в гидроприводе независимо от изменяющегося режима течения жидкости на каждом из участков трубопровода. Представим это уравнение в общем виде

$$\ddot{z} + a\dot{z} + (b + c)z^2 + df(z) - p_1 = 0, \quad (4)$$

где a, b, c, d, p_1 – коэффициенты уравнения.

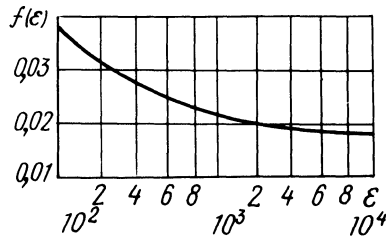


Рис. 2. Функция фактора шероховатости трубопроводов.

Проведенные исследования нелинейного уравнения (4) на ЭВМ показывают, что увеличение отношения коэффициентов $(b+c)/d$ приводит к снижению перегруппирования переходного процесса. Расчеты позволили установить диапазоны изменения коэффициентов уравнения, обеспечивающих заданное качество регулирования рабочими процессами в гидроприводе.

Практический интерес представляет также и аналитическое исследование уравнения (4), описывающее свободные колебания системы. Полагая $v(z) = \dot{z}(t)$, получим уравнение Абеля второго рода

$$v\dot{v} + dv + (b+c)v^2 + dz = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5) при наложении ограничений допускает решение в квадратурах.

Предложенный метод расчета на основе непрерывной функции коэффициента гидравлического сопротивления дает возможность описывать рабочие процессы в гидравлическом приводе одной системой дифференциальных уравнений независимо от изменяющегося режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) на каждом из участков трубопроводов. Математическое описание может быть использовано при расчетах динамики гидравлических систем автоматики как с позиционной, так и инерционной нагрузками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ш л и х т и н г Г. Теория пограничного слоя. — М., 1969. — 632 с.
2. А в т у ш к о В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов: Автореф. дис....канд.техн.наук. — Минск, 1972. — 30 с.
3. Б а ш т а Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. — М., 1967. — 420 с.
4. К а п у с т и н В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — Минск, 1977. — 25 с.