

МОДЕЛЬ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА МАШИН

Гидроприводдун математикалык моделин түзү үчүн регрессиондук анализ ыкмасы колдонулган. Эсептөөлөр диагностиканын эффективдүүлүгүн көрсөттү.

При составлении математической модели гидропривода моделирование осуществлялось методом регрессионного анализа. Расчеты показали эффективность диагностирования.

When scheduling the mathematical hydraulic drive model, modeling was realized by method regression analysis. Calculations have show efficiency diagnosing.

Под диагностической моделью системы гидропривода понимают формальное ее математическое описание или графоаналитическое представление, отражающие основные изменения, происходящие в объекте диагностирования при эксплуатации. Применительно к системам гидропривода машин в качестве диагностических моделей могут рассматриваться логические соотношения, аналитические выражения, причинно-следственные связи, позволяющие установить функциональные связи между структурными и выходными параметрами гидропривода, её отдельных функциональных участков и агрегатов /1/.

Признаками функционального метода диагностики при неисправном состоянии привода могут служить параметры рабочего процесса и кинематические соотношения, которые изменяются по характерным законам. Покажем выбор предварительного перечня диагностических признаков на базе структурно-функциональной схемы типового гидравлического привода.

Большинство неисправностей в гидроприводах (до 70 %) связано с несоответствием давления в напорной гидролинии данным ТУ; снижением подачи насосного агрегата; внутренней негерметичностью, превышающей допустимую из-за изношенности элементов, и потерей давления в них. Для их установления согласно работе /2/ достаточно проверить следующую минимальную совокупность диагностических параметров: уровень рабочей жидкости в баке H_6 , давление в линии нагнетания P , расход жидкости в линии нагнетания Q (или положение регулятора мощности насоса), перепад давления P на фильтре, частоту вращения приводного вала гидронасоса ω . При этом оценку уровня внутренних утечек в системе многие исследователи производят по величине $Q_{ут}$ или по положению регулятора $2p$ для статического режима работы гидропривода. Для диагностики состояний привода необходимо знать характер изменения этих параметров при различных неисправностях и выбрать из них определяющие.

Согласно схеме, приведенной на рис.1, рассмотрим типовую схему гидропривода, состоящего из сдвоенного насоса, распределителя и гидроцилиндра, дополненную следующими элементами: блоком (а) вентилей, включенных в регуляторные ветви, и блоком (б) нагружающих регулируемых дросселей, включенных в напорную часть сдвоенного насосного агрегата. Вместо гидроцилиндра может быть гидромотор, это не меняет формализованного подхода к объекту исследования.

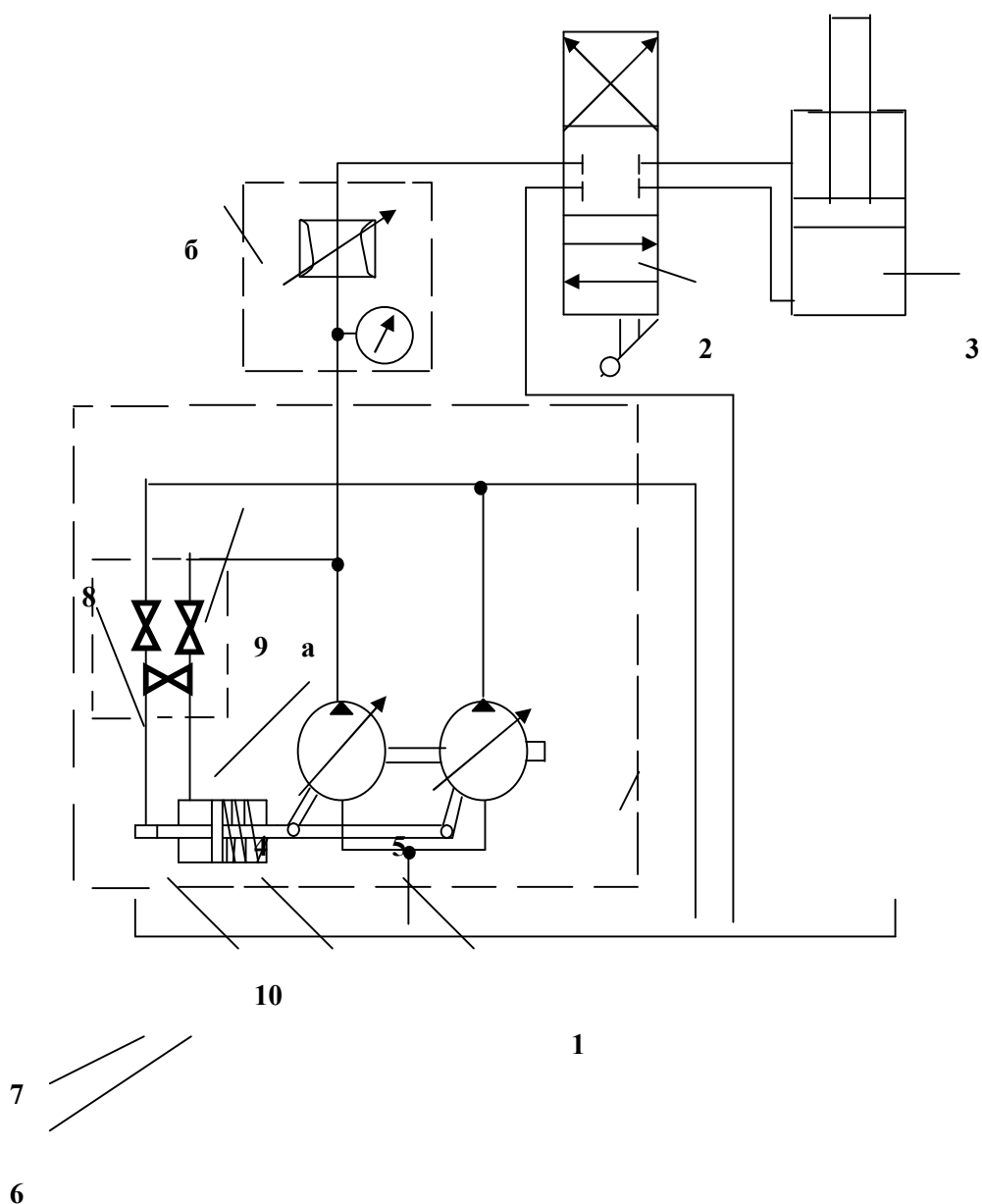


Рис.1. Типовая схема гидропривода:

1 – сдвоенный насос; 2 – гидрораспределитель; 3 – гидроцилиндр; а, б – блоки;
4 и 5 – секции насосов; 6 и 7 – полости регулятора мощности; 8, 9 и 10 – вентили

Диагностирование гидропривода с использованием гидрокинематической связи органов секций насосного агрегата предполагает перевод режима работы привода в режим контроля. В этом случае при помощи дополнительного гидроканала с вентилем **10** и вентилями **9** и **8** осуществляется сообщение полостей **6** и **7** регулятора мощности между собой и с выходом одной из секций, например, секции **4** насосного агрегата. Из-за гидравлической и кинематической связей качающихся узлов (органов регулирования) секции насоса сообщаются между собой посредством регулятора. Параметр регулирования будет меняться пропорционально давлению нагружения проверяемой секции **4**.

Для составления математической модели привода воспользуемся методикой формализации функционирования гидропривода произвольной структуры на базе обобщенного трех узлового элемента /2/. За небольшим исключением все элементы привода могут быть представлены схемами, имеющими три выходные (входные) переменные, которыми они функционально связаны с другими элементами. Из этих типовых элементов затем может быть систематизирована любая произвольная гидросистема, в том числе и исследуемый привод.

Для математического описания элементов приняты следующие допущения:

- волновые процессы в трубопроводах могут не рассматриваться ввиду малой длины последних. Потери давления по длине трубопровода зависят от среднего значения расходов на концах трубы;
- инерционная составляющая рабочей жидкости мала, и ею можно пренебречь;
- коэффициенты гидравлических сопротивлений в тройниках при смене направления потоков не изменяются;
- **утечки** жидкости в клапанах, местных сопротивлениях, гидроцилиндрах равны нулю;
- сжимаемость жидкости в полостях насосов и гидромоторов можно не учитывать, пульсацию расходов в насосах и гидромоторах допустимо не рассматривать;
- объемный модуль упругости рабочей жидкости постоянен;
- коэффициенты расхода местных сопротивлений постоянны;
- уравнения составлены относительно избыточного давления.

Методика диагностирования может быть сведена к обобщенной форме:

$$\frac{БРМ}{2C} \rightarrow \uparrow P_{max} \rightarrow \frac{РМ}{1C} \rightarrow \uparrow P_{max\text{изм.}} \rightarrow P_{2c} = P_{max} - P_{2c} = \Delta P, (1)$$

Формула (1) представляет алгоритм диагностирования в следующей последовательности: вторую секцию насоса с отключенным регулятором мощности (**БРМ**) нагружаем до давления **P_{max}**, первую секцию насоса с подключенным регулятором (**РМ**) нагружаем до давления **P_{max}** и измеряем величину изменившегося давления во второй секции **P_{2c}**. По разности давлений **P_{max}**-**P_{2c}** производим оценку технического состояния второй секции насоса. Для определения корреляционной связи между диагностическими параметрами было проведено моделирование с помощью регрессионного анализа. На основании теории планирования многофакторного

эксперимента составлена матрица трехфакторного эксперимента по 14 опытам и проведены эксперименты с помощью диагностического комплекса ДК-1.

В качестве математической модели был выбран полином второй степени в виде:

$$Y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_1x_2 + a_5x_1x_3 + a_6x_2x_3 + a_7x_1^2 + a_8x_2^2 + a_9x_3^2, (2)$$

Функцией отклика является диагностический параметр $Y=P_d$ – давление рабочей жидкости в гидрролинии не нагружаемой секции насоса. Переменными факторами являются $X_1=Q$ – фактическая подача секций насоса, $X_2=P_2$ – давление нагружения, $X_3=\eta_0$ – объемный К.П.Д. насоса. Варьирование значений переменных факторов в пределах приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Значения переменных факторов

Пределы	X_1		X_2		X_3	
	Код	$Q \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	Код	$P_2, \text{ МПа}$	Код	η_0
<i>max</i>	+1	2,0	+1	25	+1	0,965
<i>min</i>	-1	0,7	-1	16	-1	0,7
<i>ср.</i>	0	1,38	0	21	0	0,83

При обработке опытных данных на ЭВМ по программе EXCEL были получены транспонированная матрица, матрица коэффициентов системы нормальных уравнений и обратная матрица коэффициентов. Были определены коэффициенты регрессии и получено уравнение регрессии в натуральном виде. Для полученного уравнения первичной математической модели детерминант составил $R^2=0,468$, что не отражает достаточную адекватность общей математической модели. Поэтому при оптимизации из уравнения регрессии были исключены незначимые аргументы при коэффициентах регрессии **a4**, **a5**.

Уравнение регрессии примет вид:

$$P_g = 2,099 + 0,64Q + 0,058P_2 - 5,598\eta_0 - 0,017P_2\eta_0 - 0,182Q^2 - 0,001P_2^2 + 4,543\eta_0^2, (3)$$

Для полученной математической модели детерминант соответствия составил, $R^2=0,915$ что свидетельствует о высокой взаимосвязи рассмотренных параметров. Проверка по критерию Фишера указывает на правильность выбранной модели и соответствия полученного эмпирического уравнения теоретической функции.

Следовательно, предложенный диагностический параметр P_d можно эффективно использовать при диагностировании многосекционных насосов с регуляторами мощности с помощью, предложенного встроенного диагностического комплекса.

Список литературы

1. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов /Под общ. ред. Т.М.Башта. – М.: Машиностроение, 1989. – 267 с.
2. Сырицин Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1982, – 189 с.