

дачи. Выбирается значение коэффициента k , при котором достигается совпадение результатов измерения и моделирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ткаченко В. Н. Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов / В. Н. Ткаченко // Т. 13. — Сер. «Задачи и методы: математика, механика, кибернетика». — Киев : Наукова думка, 2008. — 244 с.
2. Смирнов А. Н. Непрерывная разливка сортовой заготовки / А. Н. Смирнов, С. В. Куберский, А. Л. Подкорытов и др. — Донецк : Цифровая типография, 2012. — 417 с.
3. Бирюков А. Б. Теплотехника ресурсоэнергосберегающей разливки стали / А. Б. Бирюков, В. В. Кравцов, Н. С. Масс. — Донецк : Ноулидж, 2010. — 206 с.
4. Гортышов Ю. Ф. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю. Ф. Гортышов. — М. : Техника, 1988. — 360 с.

пост.15.04.13

Система математического моделирования торцевого распределителя аксиально-поршневой гидравлической машины

А. Г. ЯСЕВ

Национальная металлургическая академия Украины

Приведены результаты использования системы математического моделирования (которая включает математическое моделирование, разработку конструктивно-технологических предложений, оптимизацию параметров распределителя) для уменьшения эрозионного разрушения элементов торцевого распределителя путем выравнивания давления.

Наведені результати використання системи математичного моделювання (яка включає математичне моделювання, розробку конструктивно-технологічних пропозицій, оптимізацію параметрів розподільника) для зменшення ерозійного руйнування елементів торцевого розподільника шляхом вирівнювання тиску.

Results of use system of mathematical modeling (which includes mathematical modeling, development constructive-technological offers, optimization of parameters of the allocator) for reduction of erosive destruction of elements of the allocator by alignment of pressure are brought.

Надежность гидравлического привода [1] определяется надежностью его узлов и деталей. Одним из важных узлов аксиально-поршневых гидравлических машин является торцевой распределитель, который состоит из блока цилиндров и крышки-распределителя. Детали распределителя относятся к прецизионным со сложной конструктивной формой рабочих элементов (окон). В некоторых случаях рабочие элементы распределителя подвергаются повышенному износу, который снижает надежность гидравлической машины и привода в целом.

Для повышения надежности распределителя целесообразно применить систему математического моделирования, которая включает

- математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности);
- разработку конструктивно-технологических предложений;
- оптимизацию параметров распределителя.

Рассмотрим решение такой задачи на примере торцевого распределителя аксиально-поршневого гидравлического насоса конкретного вида.

Математическое моделирование. Целеполагание. Создать математические модели (ММ), учитывающие основные конструктивно-технологические факторы, влияющие на работоспособность блока цилинд-

ров аксиально-поршневого гидравлического насоса НП-96. Погрешность моделирования не более 5%. Стоимость моделирования [5] не должна превышать 4,75% стоимости насоса.

Идеализация. При идеализации необходимо упростить исследуемый объект, выделив процесс, который приводит к снижению его работоспособности.

Исследования рабочих параметров (вид контакта, шероховатость, микротвердость) поверхностей деталей пар трения насоса НП96А (например, пары поршень-цилиндр узла наклона диска) показали, что они подвержены схватыванию, которое инициируется металлическими микрочастицами, попадающими в зазор между деталями пары трения. Дополнительное исследование деталей пар трения показало, что микрочастицы являются продуктами эрозионного изнашивания кромок отверстий блока цилиндров, прогрессирующего с увеличением наработки (*рис. 1*).

Причинами эрозионного разрушения кромок окон блока цилиндров являются перепады давления (между областями высокого и низкого давления) и, как следствие, высокая скорость течения рабочей жидкости при работе торцевого распределителя.



Рис. 1. Состояние кромок распределительных окон блока цилиндров после 50 часов работы ($\times 2$).

Формализация. Для описания изменения рабочих параметров гидравлического насоса (подачи Q , давления нагнетания p_n и объемного КПД η_o) при эксплуатации в составе гидравлического привода выбраны [5] полиномиальные ММ.

ММ изменения давления в камере блока цилиндров, представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка [3] и соответствующие граничные условия:

$$\frac{dp}{d\varphi} = (F \cdot v - q_{bc} + q_n - Q) \cdot \frac{E}{V \cdot \omega}, \quad (1)$$

где p – давление в камере блока цилиндров;

φ – угол поворота блока цилиндров;

F – площадь поперечного сечения поршня;

v – скорость поршня;

q_{bc} – утечки в канал всасывания;

q_n – подача из канала нагнетания;

Q – утечка жидкости через зазоры;

E – объемный модуль упругости жидкости;

V – объем жидкости в камере блока цилиндров;

ω – угловая скорость вращения блока цилиндров.

Подача q_n и утечки q_{bc} жидкости через канал определенного проходного сечения F_k определяются выражениями:

$$q_n = \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P - P_n)}; \quad (2)$$

$$q_{bc} = \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P)},$$

где μ – коэффициент расхода;

ρ – плотность рабочей жидкости;

F_k – площадь проходного сечения канавки;

P – давление в камере блока цилиндров;

P_n – давление в канале нагнетания;

P_{bc} – давление в канале всасывания.

Идентификация. Эмпирические регрессионные ММ построены на основании статистической обработки результатов эксплуатации гидравлических насосов [5]:

$$Q = (1.056 - 0.221 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.196 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.579 \cdot 10^{-7} \cdot T^3) \cdot 100, \\ p_n = -493.8 + 10.19 \cdot T - 3.826 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 0.75 \cdot 10^{-4} \cdot T^3, \quad (3) \\ \eta_o = 1.044 - 0.139 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.105 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.277 \cdot 10^{-7} \cdot T^3.$$

Идентификация параметров (v , E , V , F , Q , ω , μ , ρ , P_n , P_{bc}) моделей (1) и (2) произведена в соответствии с рабочими параметрами конкретного гидравлического насоса.

Проверка адекватности. Проверка (таблица 1) соответствия ММ (1) и оригинала по критерию оценки для малых выборок [5] свидетельствует о наличии соот-

ветствия (значения выходной переменной ММ находятся между предельными значениями критерия).

Таблица 1

Варианты опытов	Выходная переменная модели	ξ_{\max}	ξ_{\min}
1	200.77	206.579	192.088
2	176.23	192.844	175.822
3	138.81	152.440	138.226
4	93.14	106.700	93.966
5	47.84	69.118	47.549

Проверка (таблица 2) соответствия ММ (3) и оригинала с помощью критерия для малых выборок [5] подтверждает наличие СММО (выходная переменная – давление).

Таблица 2

Варианты опытов	Выходная переменная модели	ξ_{\max}	ξ_{\min}
1	201.211	211.579	197.088
2	177.106	195.584	175.749
3	139.973	159.634	137.699
4	93.803	112.278	93.055
5	49.521	70.588	47.442
6	5.534	11.887	3.780

Разработка конструктивно-технологических предложений. Для уменьшения эрозионного разрушения кромок окон блоков цилиндров могут быть использованы более стойкие к эрозионному разрушению материалы [4] и конструктивные решения [3, 6], обеспечивающие плавное изменение давления на ограниченной по размерам перемычке золотника торцевого распределителя.

Для обеспечения плавного изменения давления можно использовать конструктивное решение [3], состоящее в выполнении канавки малого проходного сечения на поверхности перемычки золотника торцевого распределителя между каналами высокого и низкого давлений. В этом случае чрезмерное падение давления в полости камеры блока цилиндров вследствие движения поршня будет компенсироваться подпиткой из канала высокого давления, а избыточное давление будет сбрасываться в канал низкого давления.

Оптимизация параметров конструктивно-технологических предложений.

Для реализации конструктивного предложения, обеспечивающего выравнивание давления при работе торцевого распределителя аксиально-поршневой гидравлической машины необходимо правильно выбрать геометрические параметры специальной канавки (с треугольным сечением) на поверхности перемычки золотника между каналами высокого и низкого давлений. Критерием правильности выбора (критерием оптимизации) является давление в камере блока цилиндров, которое должно изменяться плавно, что аналитически описывается выражением:

$$\frac{dP}{d\varphi} \rightarrow \min$$

Для граничных участков перемычки золотника

это условие приобретает более конкретный вид (а именно, выражает отсутствие перепадов давления во время выхода окна блока цилиндров из области соединения с каналом высокого давления и входа в область соединения с каналом низкого давления [3]):

$$\left. \begin{array}{l} \frac{dP}{d\phi} = 0 \\ P = P_g \end{array} \right\} \text{ при } \phi = \phi_g \quad \left. \begin{array}{l} \frac{dP}{d\phi} = 0 \\ P = P_n \end{array} \right\} \text{ при } \phi = \phi_n$$

где P_g и P_n – давление в канале высокого и низкого давлений распределителя;

ϕ_g и ϕ_n – углы, определяющие положения окна блока цилиндров при выходе из области соединения с каналом высокого давления и входе в область соединения с каналом низкого давления.

Подставив выражения (2) в формулу (1) с учетом условий оптимизации получим:

$$0 = F \cdot v_g - \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)};$$

$$0 = F \cdot v_n + \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)},$$

где v_g – скорость поршня при выходе окна блока цилиндров из области соединения с каналом высокого давления;

v_n – скорость поршня при входе окна блока цилиндров в область соединения с каналом низкого давления.

Преобразуем последние выражения для расчета площади проходного сечения канавки:

$$F_k = \frac{F \cdot (v_g - v_n)}{2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)}}. \quad (4)$$

Используя выражение (4) можно определить оптимальную величину площади проходного сечения специальной канавки для конкретного типа гидромашин и условий ее функционирования. Если принять определенную форму проходного сечения канавки (например, треугольную, как наиболее технологичную), то можно определить искомые геометрические параметры сечения, обеспечивающие выравнивание давления при работе торцевого распределителя аксиально-поршневой гидромашин.

Использование модели

Математическое моделирование (решение дифференциального уравнения (1), например, с помощью программы Odesolve пакета программ Mathcad) позволяет сравнить несколько вариантов конструктивных решений торцевого распределителя и выбрать наиболее рациональный (вариант «б» рис. 3).

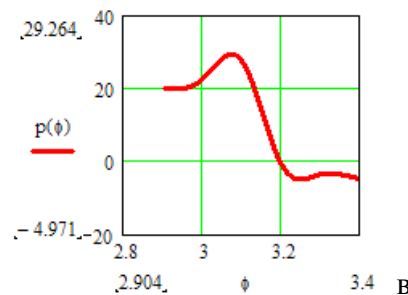
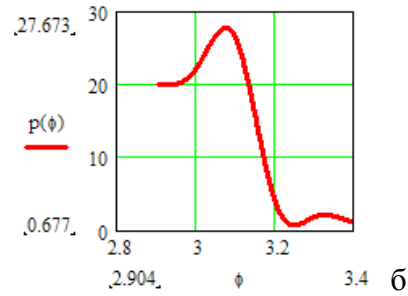
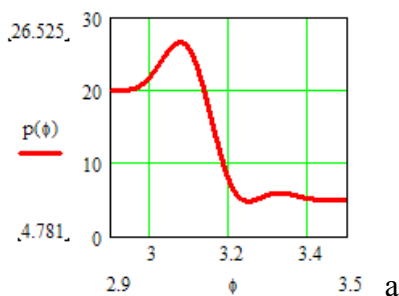


Рис. 3. Изменение давления в камере блока цилиндров при переходе от канала нагнетания к каналу всасывания

Для проверки уменьшения эрозионного разрушения кромок окон блока цилиндров распределителя вследствие выравнивания давления с помощью специальной канавки на перемычке золотника распределителя были изготовлены экспериментальные образцы гидромашин, которые испытаны по программе серийных испытаний в течение 50 часов. Объемный КПД при этом составил 0,956. Кромки распределительных окон блока цилиндров видимых следов эрозии не имели (рис. 4).



Рис. 4. Состояние кромок распределительных окон ($\times 2$) блока цилиндров торцевого распределителя с разгружающей канавкой после 50 часов работы.

Использование системы математического моделирования, которая включает

- математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности);
 - разработку конструктивно-технологических предложений;
 - оптимизацию параметров распределителя,
- позволяет эффективно решать практические задачи повышения надежности элементов гидравлического привода.

Система математического моделирования торцевого распределителя
аксиально-поршневой гидравлической машины