

СОСТАВЛЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

© 2009 К.В. Чаплыгин, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

Поступила в редакцию 20.11.2009

В статье рассматривается построение математической модели гидромотора, позволяющей проводить исследование процесса работы гидростатической трансмиссии, как в штатных, так и в нештатных режимах работы, а также воспроизводить возможные дефекты и разрушения деталей мотора.

Ключевые слова: гидромотор, диагностика, математическая модель, дефект, разрушение

Увеличение объема использования сложных и дорогостоящих технических систем, к которым относятся гидравлические приводы, применяемые в различных отраслях в качестве исполнительных органов систем управления и автоматизации производственных процессов, приводов рабочих органов машин, а также требования безопасности, безотказности и долговечности делают весьма важной оценку их технического состояния. Эффективность эксплуатации таких машин во многом зависит от наличия современных методов и средств диагностики гидроприводов. Для проверки работоспособности гидроприводов разработано довольно много видов диагностического и испытательного оборудования, но существующие методики в основном предназначены для оценки технического состояния в лабораториях. Данная диагностика имеет некоторые недостатки, например:

- необходимо производить снятие и установку гидропривода с машины;
- нельзя точно указать на неисправный узел без разборки гидропривода;
- сложный процесс диагностики, много операций, производимых персоналом;
- нет автоматизации процесса;
- неполное использование ресурса узлов, агрегатов и привода в целом.

В связи с этим назрела необходимость в доработке и устранении недостатков такого вида диагностического оборудования, и

во внедрении новых способов на основе инновационных технологий диагностики и анализа работоспособности гидроприводов. Для создания подобных устройств необходимо найти оптимальную запись математической модели гидропривода с возможными допустимыми упрощениями с одной стороны и с достаточным количеством параметров для ее более полного отображения с другой.

Цель работы: построение математической модели гидронасоса, позволяющей проводить исследование процесса работы гидростатической трансмиссии, как в штатных, так и в нештатных режимах работы, а также воспроизводить возможные дефекты и разрушения деталей гидропривода, что крайне важно при построении диагностической аппаратуры, основанной на методах неразборной диагностики и неразрушающего контроля.

Принцип работы гидростатической трансмиссии заключается в следующем: двигатель вращает вал насоса вместе с жестко соединенным с ним блоком цилиндров (рис. 1). Расположенный под углом к плоскости вращения обоймы опорный диск вызывает осевое перемещение опирающихся на него поршней. При этом рабочая жидкость из магистрали низкого давления попадает в полости, которые образуются в результате удаления поршней от распределительного диска. В процессе вращения блока цилиндров поршни начинают нагнетать жидкость в магистраль высокого давления. По ней жидкость попадает в рабочие камеры

Чаплыгин Константин Викторович, аспирант.
Яцун Сергей Федорович, доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой теоретической
механики и мехатроники. E-mail: teormeh@inbox.ru

гидромотора, где ее давление передается на торцовые поверхности поршней, вызывая их перемещение в осевом направлении. Скользя по опорному диску, поршни устремляют за собой блок цилиндров, который жестко связан с выходным валом. Таким образом, на валу формируется крутящий момент. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость вновь возвращается в магистраль низкого давления. Расчетная схема гидромотора представлена на рис. 2.

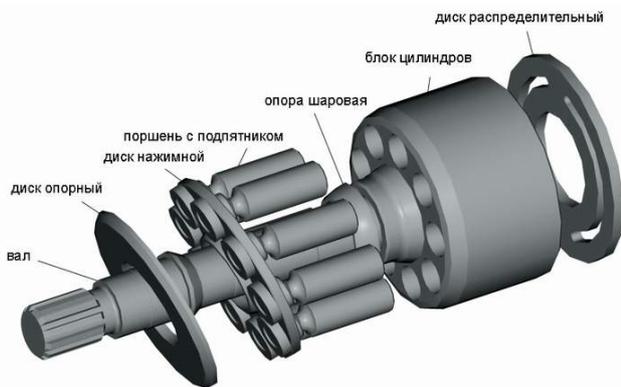


Рис. 1. Основные детали аксиально-поршневого гидромотора и гидронасоса

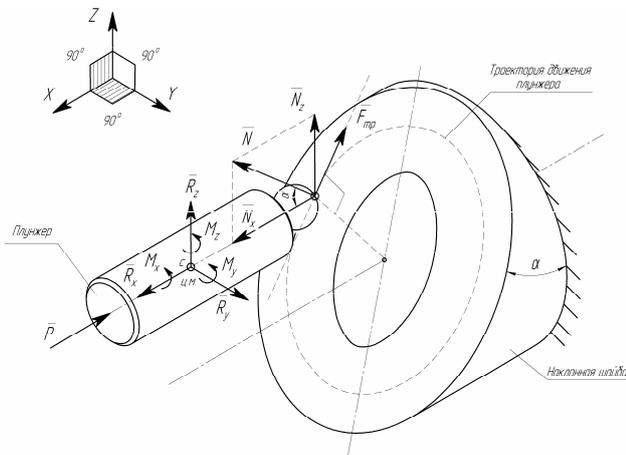


Рис. 2. Расчетная схема аксиально-поршневого гидромотора

С одной стороны плунжер опирается на неподвижную наклонную шайбу, с другой на него действует сила P , создаваемая

Запишем уравнения движения поршня в абсолютной системе координат:

давлением рабочей жидкости, которая поступает из магистрали высокого давления. В точке контакта плунжера и наклонной шайбы возникают 2 силы: нормальная сила реакции N , направленная перпендикулярно наклонной шайбе, и сила трения $F_{тр}$, которая является силой граничного трения, то есть представляет собой совокупность сил сухого и вязкого трения. Соотношение и величина составляющих сил трения зависит от степени износа наклонной шайбы, подпятника, плунжерной пары, качества рабочей жидкости, режима работы и т.д.

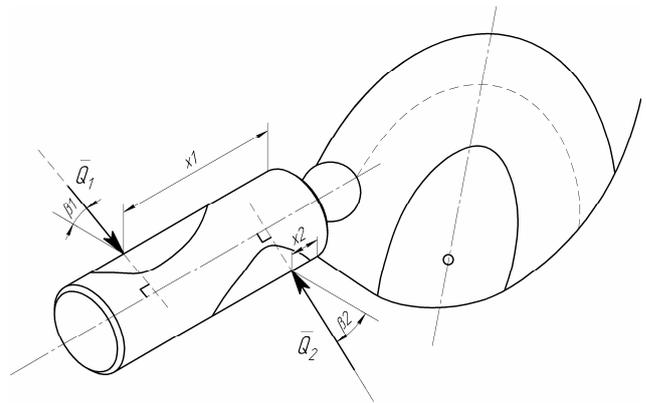


Рис. 3. Представление пространственной распределенной нагрузки

Контакт плунжера и обоймы создает две пространственно распределенные нагрузки q_1 и q_2 , которые можно заменить двумя равнодействующими силами Q_1 и Q_2 (рис. 3), проходящими через ось поршня перпендикулярно ей под углами β_1 и β_2 к плоскости xu и приложенными на расстоянии x_1 и x_2 от точки контакта плунжера с наклонной шайбой. В этих точках также возникают силы трения $F_{тр1}$ и $F_{тр2}$, направленные по касательной к поверхности плунжера. Приведем систему сил, действующих на плунжер со стороны обоймы, к главному вектору R и главному моменту M , приложенным в центре масс плунжера.

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= -P - R_x + N \cos \alpha - F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}x}; \\
 m\ddot{y} &= R_y - F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}y}; \\
 m\ddot{z} &= R_z + N \sin \alpha - F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}z}; \\
 J_x \ddot{\varphi}_x &= M_x; \\
 J_y \ddot{\varphi}_y &= -Pr \cos(\varphi) + R_x r \cos(\varphi) - R_z x_c - N \cos \alpha \cdot r \cos(\varphi) + \\
 &+ N \sin \alpha \cdot x_N - F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} r \cos(\varphi) - F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}z} \cdot x_N + M_y; \\
 J_z \ddot{\varphi}_z &= -Pr \sin(\varphi) + R_x r \sin(\varphi) + R_y x_c + N \cos \alpha \cdot r \sin(\varphi) - \\
 &- F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} r \sin(\varphi) + F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}y} \cdot x_N + M_z.
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $R_x, R_y, R_z, M_x, M_y, M_z$ – соответствующие проекции главного вектора и главного момента на координатные оси, φ – угол поворота обоймы, x_c, x_N – координаты центра масс плунжера и точки контакта с наклонной шайбой, P – сила, создаваемая давлением жидкости, $F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}x}, F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}y}, F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}z}$ – соответствующие проекции силы трения на оси координат, которые выражаются следующим образом:

$$\begin{aligned}
 F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}x} &= \mu \dot{x} + \begin{cases} fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; x) \text{sign}(\dot{x}), |\dot{x}| > 0; \\ fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; x) \text{sign}(\sum F_x), \dot{x} = 0, |\sum F_x| > fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; x); \\ \sum F_x, \dot{x} = 0, |\sum F_x| < fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; x), \end{cases} \\
 F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}y} &= \mu \dot{y} + \begin{cases} fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; y) \text{sign}(\dot{y}), |\dot{y}| > 0; \\ fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; y) \text{sign}(\sum F_y), \dot{y} = 0, |\sum F_y| > fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; y); \\ \sum F_y, \dot{y} = 0, |\sum F_y| < fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; y), \end{cases} \\
 F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}z} &= \mu \dot{z} + \begin{cases} fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; z) \text{sign}(\dot{z}), |\dot{z}| > 0; \\ fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; z) \text{sign}(\sum F_z), \dot{z} = 0, |\sum F_z| > fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; z); \\ \sum F_z, \dot{z} = 0, |\sum F_z| < fN \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}; z), \end{cases}
 \end{aligned} \tag{2}$$

где f – коэффициент сухого трения.

В представленных выражениях составляющие $\mu \dot{x}, \mu \dot{y}, \mu \dot{z}$ описывают вязкое трение, пропорциональное скорости движения плунжера относительно неподвижной шайбы, в проекциях на координатные оси. Второе слагаемое описывает силу сухого кулоновского трения. Для определения углов между вектором силы трения и осями координат учтем, что линия действия этой силы совпадает со скоростью плунжера в точке контакта, а, следовательно, соответствующие углы могут быть определены следующим образом:

$$\begin{aligned}
 \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}, x) &= \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}; \\
 \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}, y) &= \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}; \\
 \cos(F_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}, z) &= \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Так как в уравнениях движения присутствует угол поворота обоймы, запишем уравнение вращения обоймы при условии, что на нее действует сила только со стороны одного плунжера:

$$J\ddot{\varphi} = M_{dv} - M_{sopr} - R_y \cdot r \cos(\varphi) - R_z \cdot r \sin(\varphi), \tag{4}$$

где M_{dv} – момент, создаваемый двигателем, M_{sopr} – момент сопротивления в подшипниках. Кроме того, учитывая, что переносное вращение плунжера вокруг оси x определяется только углом поворота обоймы, выразим через него координаты y и z и определим их производные:

$$\begin{aligned} y &= r \sin(\varphi); \\ \dot{y} &= r \cos(\varphi) \cdot \dot{\varphi}; \\ \ddot{y} &= r(-\sin(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + \cos(\varphi) \cdot \ddot{\varphi}); \\ z &= r \cos(\varphi); \\ \dot{z} &= -r \sin(\varphi) \cdot \dot{\varphi}; \\ \ddot{z} &= -r(\cos(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi) \cdot \ddot{\varphi}). \end{aligned} \quad (5)$$

При условии безотрывного движения плунжера по поверхности шайбы координата x также может быть выражена через угол φ следующим образом:

$$\begin{aligned} z &= ax + b = x \cdot \operatorname{tg}(90 + \alpha) + x_0; \\ x &= x_0 \operatorname{tg}(\alpha) - z \cdot \operatorname{tg}(\alpha); \\ \dot{x} &= r \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sin(\varphi) \cdot \dot{\varphi}; \\ \ddot{x} &= r \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot (\cos(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi) \cdot \ddot{\varphi}). \end{aligned} \quad (6)$$

Выводы: уравнения (1) и (4) с учетом выражений (2), (5) и (6) описывают работу аксиально-поршневой группы гидронасоса. Исследуя поведение системы при различных параметрах, в частности, при различных соотношениях составляющих вязкого и сухого трения между подпятником плунжера и наклонной шайбой и между плунжером и обоймой, можно выявить диагностические признаки, позволяющие определять дефекты методами неразрушающего контроля, такими как измерение вибрации корпуса, давления рабочей жидкости в магистралях и т. д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Комисарик, С.Ф. Гидравлические объемные трансмиссии. М.: МАШГИЗ, 1963. – 155 с
2. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: 1996. – 276 с.
3. Баица, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 2003. – 720 с.

MATHEMATICAL MODELING OF AXIAL-PISTON HYDROMOTOR

© 2009 K.V. Chaplygin, S.F. Yatsun

Kursk State Technical University

In article construction of mathematical model of the hydromotor, allowing to carry out research of working process of hydrostatical transmission, both in regular and supernumerary operating modes, and also to reproduce possible defects and destructions of motor details is observed.

Key words: *hydromotor, diagnostic, mathematical model, defect, destruction*