

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОГО НИЗКОЧАСТОТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Русских Г.С., д.т.н. проф. Бурьян Ю.А.

Омский государственный технический университет, Омск, Россия.

Для реализации виброрейсмического воздействия внутрискважинными источниками требуется низкочастотный гидравлический привод, обладающий достаточной мощностью и поддерживающий частоту излучения с точностью 0,1 Гц.

Одним из возможных вариантов привода с такими характеристиками, является привод с катарактой в обратной связи.

Описание принципа работы автоколебательного гидравлического привода с катарактой в обратной связи и поршнем двухстороннего действия: при малом сдвиге золотника 3 вниз верхняя полость гидроцилиндра 4 соединяется с полостью слива, а его нижняя полость соединяется с полостью нагнетания. Под действием перепада давления в полостях гидроцилиндр начинает двигаться вверх. Через дифференциальную обратную связь, выполненную в виде катаракты 2, движение гидроцилиндра оказывает воздействие на золотник и меняет направление движения золотника. При этом происходит переключение золотника, т.е. нижняя полость гидроцилиндра соединяется с полостью слива, верхняя полость гидроцилиндра соединяется с полостью нагнетания – таким образом, гидроцилиндр меняет направление своего движения. Процесс повторяется в противоположную сторону. При определенных конструктивных параметрах процесс носит автоколебательный характер.

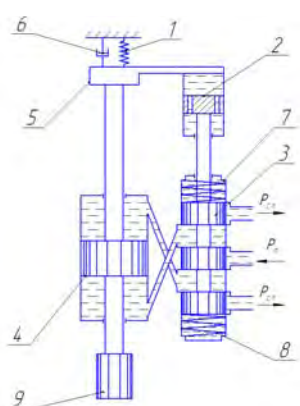


Рис. 1. Автоколебательный гидравлический привод с катарактой в обратной связи и цилиндром двухстороннего действия

P_n – давление питания; P_{cl} – давление слива;
 1 – пружина; 2 – катаракта; 3 – золотник;
 4 – поршень силового цилиндра;
 5 – дополнительная масса; 6 – депфер;
 7 – упор; 8 – пружина золотника; 9 – клапан

Если обозначить через « y » перемещение поршня 4, через « x » - перемещение золотника 3, тогда дифференциальное уравнение автоколебательного гидропривода без учета внешних утечек и перетечек между полостями поршня и золотника запишется в виде:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{y} + B \cdot \dot{y} + C \cdot y + R \cdot \text{sgn}(\dot{y}) + F_1(y, x) + F_2(y) = S \cdot \Delta p; \\ 2 \cdot S \cdot \dot{x} + K_{cat} \cdot \Delta p = 2 \cdot \lambda \cdot K_f \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_{min} - \Delta p \cdot \text{sgn}(x))} \\ m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + c \cdot x + F_3(y, x) = 0, \end{cases}$$

(1)

где B, b – коэффициент демпфирования поршня и золотника;

C, c – жесткость пружины 1 и 8;

F_1 – сила, действующая на поршень со стороны катаракты;

F_2 – нагрузка на поршень со стороны клапана;

$T = \frac{S_1}{K_{sp} \cdot S}$ – постоянная времени катаракты;

$K_{sp} = \frac{\pi \cdot d_{sp}^2}{4 \cdot l_{sp}}$ – проводимость отверстий в поршне катаракты;

l_{sp}, d_{sp} – длина и диаметр отверстия в поршне катаракты;

μ – динамическая вязкость жидкости;

S_1 – площадь поршня катаракты.

Будем считать, что нагрузка на поршень состоит из сил инерции, вязкого сопротивления и упругости. В качестве расчетной рабочей жидкости берется вода.

Зададимся следующими конструктивными параметрами автоколебательного привода:

Для расчета выберем следующие конструктивные параметры:

Диаметр поршня	30 мм;
Диаметр золотника	15 мм;
Диаметр катаракты	15 мм;
Диаметр отверстий катаракты	2 мм;

Высота катаракты	10 мм;яч
Жесткость пружины поршня	30 кН·м;
Жесткость пружины золотника	10 кН·м;
Масса поршня	10 кг;
Масса золотника	3 кг.

Для анализа динамики воспользуемся пакетом [КОМПАНИИ ТЕСИС FlowVision](#).

Расчетная модель строилась в среде SolidWorks и импортировалась в среду FlowVision через формат wrlm.

Расчетная модель разделена на 3 части:

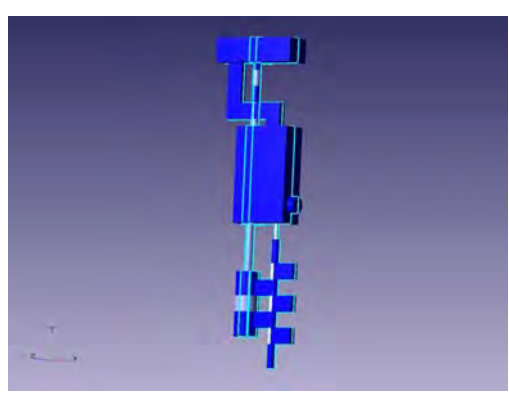


Рис. 2. Твердотельная модель для расчета.

- проточная часть, представляющая собой объединенный объем внутренней полости гидравлического излучателя;
- твердотельная модель поршня;
- твердая модель золотника.

При импорте в качестве основной модели была взята проточная часть. Модели поршня и золотника импортируются в качестве фильтров.

В качестве расчетной модели выбрана модель слабосжимаемого течения жидкости. Опорными величинами взяты давление 20 МПа и температура 343°С. Для граней поршня и золотника назначено граничное условие «Стенка». Для всех граней проточной части назначено граничное условие «Стенка».

Для граней, отвечающих за вход жидкости в модель, назначено граничное условие «Вход/Выход» давлением на входе 10 МПа.

Для граней, через которые выходит жидкость, назначено граничное условие «Свободный выход» с нулевым давлением.

Для данной модели построена конечно-элементная ортогональная сетка с шагом 1 мм по всем осям. Количество ячеек в модели: 1 783 742 (517 000 расчетных ячеек).

На рис. 3 приведены слайды промежуточных результатов расчета.

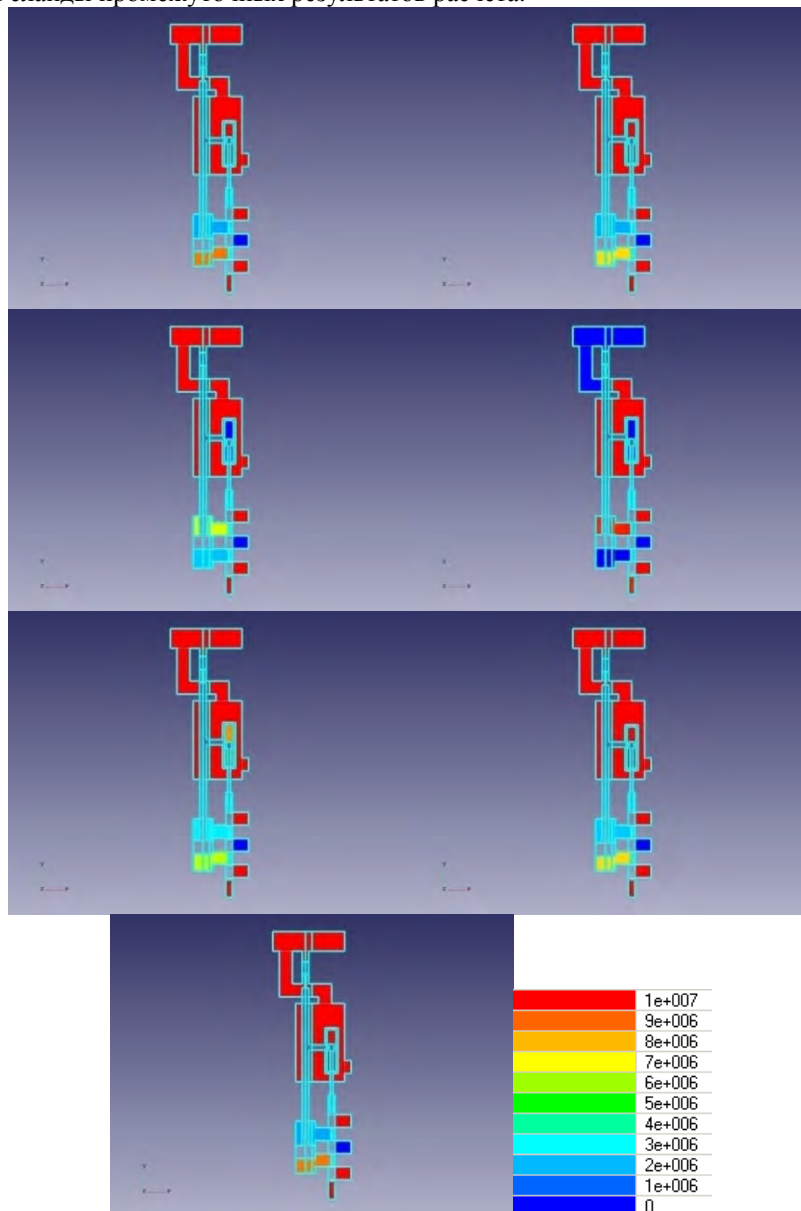


Рис. 3. Визуализация промежуточных результатов расчета.

На рис. 4 представлены график перемещения и фазовый портрет поршня, полученные в результате моделирования при установившемся режиме.

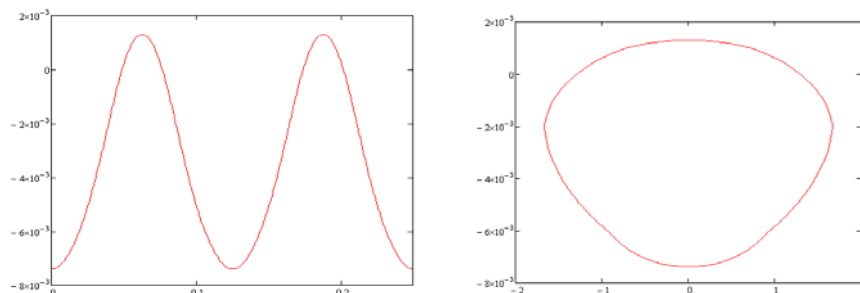


Рис. 4. График и фазовый портрет движения поршня.

В результате моделирования получен автоколебательный процесс со следующими параметрами:

Частота автоколебаний 7.54 Гц

Амплитуда автоколебаний 8,5 мм

В табл. 1 приведены результаты моделирования динамических процессов в низкочастотном гидравлическом излучателе упругих волн с автоколебательным приводом, проведенных с идентичными параметрами в пакетах MATLAB/Simulink и FlowVision.

Зависимость параметров движения поршня от конструктивных параметров автоколебательного привода

Таблица 1

№	Масса поршня, кг	Масса золотника, кг	Жесткость пружины поршня, кН/м	Жесткость пружины золотника, кН/м	Амплитуда движения поршня, мм	Частота движения поршня, Гц
1	10	3	30	10	8.5	7.54
2	10	2	44	10	4.9	10.82
3	5	2,5	50	20	6,48	14.02
4	1	0,4	20	8	8.24	20.3

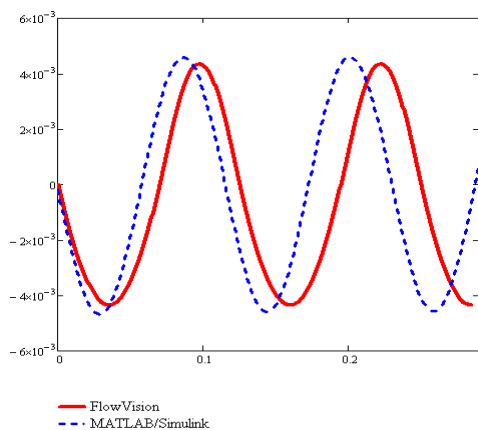


Рис. 5. Сравнение результатов моделирования в системах MATLAB\Simulink и FlowVision на примере нахождения графика движения поршня.

На рис. 5 представлены сравнительные результаты колебаний поршня полученные при моделировании в системах MATLAB\Simulink и FlowVision. Разность в результатах может быть обусловлена более точной реализацией гидравлической составляющей привода.

Анализируя полученные результаты можно сказать, варьируя конструктивными параметрами привода, можно построить привод с необходимой частотой излучения.

Литература.

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987.
2. Теория автоматического управления. В 2 кн. /Под ред. А.А.Воронова. М.: 1977. Кн. 1, Кн.2.
3. Справочное руководство по проектированию и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти /Под ред. Ш.К.Гиматудинова. М.: Недра, 1983.
4. Льюис Э., Х. Стерн Х. Гидравлические системы управления. М.: Мир, 1966.