

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ИДРОПОТЕРЬ ПРИ РАБОТЕ СКЛАДЫВАЮЩЕГОСЯ МЕМБРАННОГО СИЛЬФОНА В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ КАМЕРЕ

Довгялло А.И., Докторов О.Ю.

Самарский государственный аэрокосмический университет

При использовании складывающегося мембранного сильфона в качестве рабочей полости двигателя, холодильной машины, насоса или компрессора снаружи сильфона может находиться капельная жидкость, которая является либо теплоносителем, либо рабочим телом гидропривода, или одновременно выполнять те и другие функции.

В таком случае важно знать гидравлические потери в камере и, в конечном итоге, энергозатраты, которые в общем балансе потерь будут определять эффективную мощность машины. Первые попытки решения такой задачи в теоретическом плане представлены в публикациях / 1 / и / 2 /. Вместе с этим в силу сложности гидродинамических процессов, происходящих в межмембранных щелях сильфона и зазоре между ним и стенками камеры, экспериментальные исследования объективно необходимы. С этой целью были проведены испытания сильфона, который функционально являлся рабочей камерой микрокомпрессора с гидроприводом.

На рис.1 представлена схема экспериментальной установки. Исследование гидравлического контура проводилось как совместно с изучением рабочего процесса компрессора, так и самостоятельной серией экспериментов. Сильфон 70 x 47 x (2 x 0,08) устанавливался в камеру без клапанов, т.е. его работа осуществлялась без компрессорного цикла.

Система регистрации текущего давления в гидравлической полости содержит три датчика ДМИ на номинал 0,1 МПа, которые обеспечивают измерение давления  $P_v$  - над подвижной крышкой сильфона,  $P_n$  - в донной зоне гидравлической полости у неподвижного конца сильфона, и  $\Delta P$  - перепад между этими зонами. Датчики ДМИ через усилитель 4АНЧ-22 выведены на шлейфовый осциллограф НО 71-4.

При планировании эксперимента были поставлены задачи:

- получить запись процесса изменения давления в гидравлической полости при различных частотах складывания сильфона;
- исследовать влияние радиального зазора между сильфоном и стенкой камеры, хода сильфона и его полноты складывания.

Способ индикации гидравлической полости, реализованный в эксперименте позволяет получить одновременно как в целом энергетические характеристики в затратах мощности, так и гидравлические сопротивления на сильфоне и в камере .

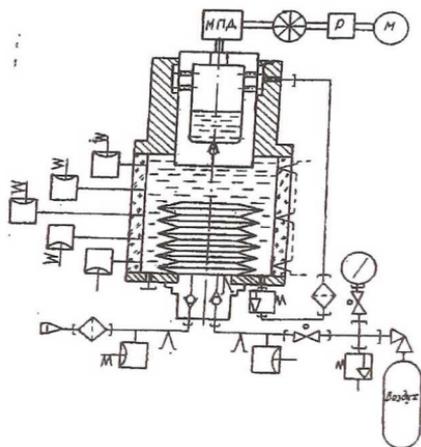


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Энергозатраты на гидрпотери в камере гидропривода определяются по индикаторным диаграммам путем свертки осциллограмм процесса в координаты  $P - V$ . В этом случае параметром изменяемого объема  $V$  является объем, освобождаемый сильфоном при его деформации

$$V = F_{\text{эф}} \cdot H \quad \text{где } H - \text{текущий ход сильфона.}$$

Следует отметить, что параметр  $P_{\text{в}}$  (измеряемое давление над сильфоном) содержит в себе не только искомые гидравлические сопротивления, но также давление обусловленное упругими силами сильфона и динамическое давление, обусловленное инерционными силами подвижных частей сильфона и жидкости. В связи с этим ставится вопрос о правомочности планиметрирования циклограмм  $P - V$  для получения энергозатрат.

Нетрудно доказать, что работа сильфона как пружины в периодически повторяющемся процессе сжатия-растяжения в интеграле будет равна нулю. И суммарная работа инерционных сил в положительных и отрицательных областях также будет равна нулю. На осциллограмме  $P_{\text{в}}$  - это давление, которое воздействует на эффективную площадь  $F_{\text{эф}}$  сильфона и осуществляет его осевую деформацию.  $P_{\text{н}}$  - донное давление косвенно оценивает перепад давления в кольцевой щели между сильфоном и стенкой камеры.  $\Delta P$  - перепад давления между дном и жидкостью над сильфоном дублирует показания  $P_{\text{в}}$  и  $P_{\text{н}}$  по перепаду и служит для оценки этого перепада и уточнения  $P_{\text{в}}$  в процессе обработки осциллограммы.

Следует отметить важное обстоятельство, заключающееся в том, что  $\Delta P$  не может характеризовать собственные гидрпотери в секциях сиффона и радиальной щели, так как этот параметр не относится к течению с постоянным по длине канала расходом  $G$ . Перепад  $\Delta P$  и давление  $P_H$  характеризуют уровень давления, которое может преодолеть элементарная струйка с расходом  $G_c$  (расход из одной секции сиффона), вытекающая из нижней секции сиффона на всем пути до верхней секции. При этом давление  $P_H$  может быть весьма значительным, так как генерируется условным поршнем (щелью секции сиффона) с усилием сжатия, превышающим усилие деформации сиффона в число раз, равное числу секций  $N_c$ .

Таким образом, основным достоверным параметром здесь будет являться  $P_v$ .

На рис.2 показано, как изменяются силы инерции  $P_d$ , упругости сиффона  $P_c$  и индицируемое давление  $P_v$  по ходу сиффона. Для удобства все они приведены к размерности давления, т.е. к эффективной площади  $F_{эф}$ .

Так сила упругости сиффона  $P_c$  была экспериментально определена путем осциллографирования процесса на низкой частоте ( $f < 0,2$  Гц). Для большей достоверности сиффон вне гидравлической камеры испытывался нагружением гириями со снятием его упругой характеристики  $F_c = f(x)$  по перемещению. Усилие на сиффон  $F_c$  делилось на его эффективную площадь  $F_{эф}$ , после чего эта характеристика в виде давления накладывалась на индикаторную характеристику жесткости. Расхождение между линиями жесткости, полученными гидравлическим и механическим способами не превышало 2%, что свидетельствует с одной стороны о высокой точности индицирования и с другой стороны о соответствии диаметра плунжера эффективному диаметру сиффона.

Индикаторная диаграмма для простоты строилась также в координатах  $P_v - H$  (рис.3). Размерность работы - Дж получалась после введения в масштаб площади диаграммы константы эффективной площади  $F_{эф}$ .

Другим способом обработки осциллограмм является метод сил. Он заключается в следующем. Так как давление в камере  $P_v$  определяется упругостью сиффона  $P_c$ , гидравлическим сопротивлением жидкости  $P_t$  и динамическими инерционными силами подвижных масс сиффона и жидкости  $P_d$  (все силы приведены к эффективной площади сиффона и представлены в размерностях давления), то очевидно, что разность (алгебраическая сумма) между измеряемым давлением в камере  $P_v$  и давлением, обусловленным упругостью сиффона  $P_c$ , будет ха -

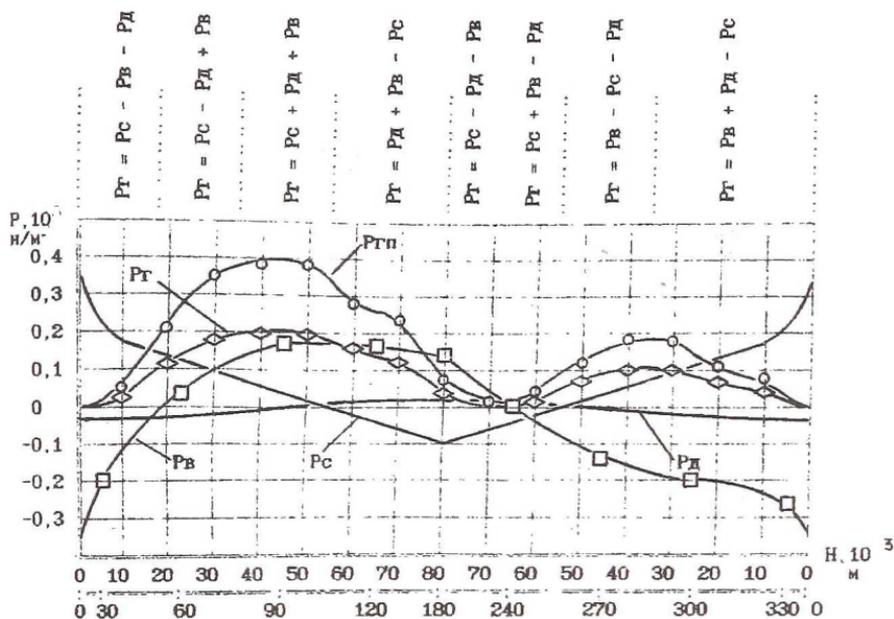


Рис. 2 Силы, действующие на шильфон по углу поворота привода (ходу, вверх) — соотношение сил по фазам деформации шильфона).

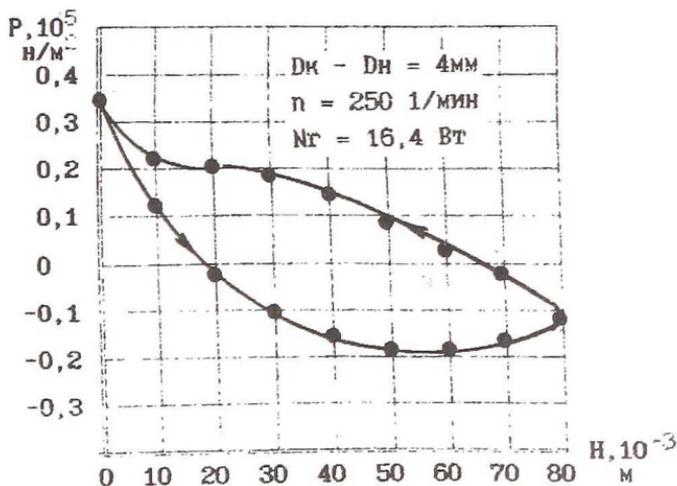


Рис. 3. Индикаторная диаграмма гидравлической полости  $P_B = f(H)$

характеризовать собой суммарное действие сил инерции и гидросопротивления

$$P_B + P_C = P_D + P_T.$$

Произведенный анализ графиков и последующая обработка показала, что тянущее усилие плунжера (фаза растяжения) при сопротивле-

нии на сильфоне создает отрицательный перепад давления в камере. В фазе сжатия сжимающее жидкость усилие плунжера при гидравлическом сопротивлении на сильфоне создает избыточное давление  $P_B$  в камере. Таким образом, если из суммарной силы  $P_B + P_C$  с учетом знака вычесть динамическую силу  $P_D$ , то можно в "чистом" виде получить силу гидравлического сопротивления  $P_G$ :

$$P_B + P_C = P_D + P_G$$

Очевидно, что в фазе растяжения при ходе 0...34 мм ( $75^\circ$  по углу поворота) искомое гидравлическое сопротивление будет на величину  $P_D$  больше чем  $P_B + P_C$ , а при ходе 34...80 мм динамическое давление будет уменьшать суммарное давление  $P_B + P_C$ , что и учитывается при выявлении  $P_G$ . Аналогично проводят обработку процесса и на фазе сжатия сильфона, рис.2.

Полученный экспериментальный график зависимости  $P_G = P_G(\varphi) = P(H)$  являет собой условную, приведенную к эффективной площади сильфона суммарную силу сопротивления жидкости при ее перемещении в камере гидропривода сильфона. Интересно, что свертка этого графика в циклограмму  $P_G - H$  дает то же значение площади, что и  $P_B - H$ . Это подтверждает практически полную обратимость работ сил упругости и динамических сил и, следовательно, правомочность определения мощности гидропотерь непосредственной сверткой шлейфа  $P_B$  в циклограмму  $P_B - H$ .

Вторым важным результатом получения экспериментальных зависимостей  $P_G = P_G(H)$  является возможность их сравнения с расчетными зависимостями, полученными по разным методикам. Вполне очевидно, что факт наложения расчетной и экспериментальной зависимостей будет являться критерием правильности расчетной методики, а соответствие расчетных и экспериментальных значений затраченной мощности как интегральных характеристик - подтверждением этой правильности.

### Список литературы

1. Оценка гидропотерь в сильфонном микрокомпрессоре с гидроприводом./Довгялло А.И., Меркулов А.П., Иванов А.В. /Куйбыш. авиац. ин-т. -Куйбышев, 1984. -5с. - Деп. ЦИТИХИМнефтемаш Деп. N1151, 1984. N 7 с.130.
2. Иванов А.В., Наталевич А.С. Неустановившееся движение в гидроприводе сильфонного микрокомпрессора./ В сб. Газодинамика двигателей. Казань. 1987. с 40-46.