Здесь: L_0 – глубина внутреннего отверстия толкателя, L_1 – максимальное растяжение пружины, $L_2 = L_1 - h$ – минимальное сжатие пружины; ход золотника $h = L - b$ (головка золотника).

Подбор пружины можно также осуществить по специальной номограмме (рис. 5) с использованием конструктивной схемы (рис. 4), а также по данным таблиц 1 и 2.

Таблица 1.

Размеры и усилия пружин

Длины и усилия	Пружина 1	Пружина 2	Пружина 3	Пружина 4	Пружина 5
L_1 , мм	28,5				
L_2 , мм	21,3				
F_1 , Н	18,1	14	14,4	5,71	18,2
F_2 , Н	52,6	72	52,5	50,3	45,28

Таблица 2.

Размеры толкателей

Толкатели	L_0 , мм	h , мм
№ 1	10,5	7,5
№ 2	8,5	5,5
№ 3	6,5	3,5

Рис. 5

1. Чмиль В.П. Гидропневмопривод строительной техники. Конструкция, принцип действия, расчет: Учебное пособие.- СПб.: Издательство «Лань», 2011 – 320 с.
2. Каталог гидравлики ОАО «Пневмостроймашина». Екатеринбург: 2005.

Кузнецов А.А., Мурзин А.Н.

Анализ течения жидкости в тягоизмерительном устройстве поршневого типа для авиационного двигателя с большой тягой

ПАО «Кузнецов»
(Россия, Самара)

doi: 10.18411/sr-10-12-2017-11

idsp: 000001:sr-10-12-2017-11

Аннотация

В статье рассмотрено конструктивное исполнение гидростатической мессдозы (ГМ). Выделен основной элемент мессдозы, влияющий на гидравлическое сопротивление – щели между поршнем и цилиндром. В работе рассмотрено вихревое течение в мессдозе в ламинарном и турбулентном режимах (получены в ANSYS FLUENT). В статье приведена схема гидростатической мессдозы и отражены результаты эксперимента.

В настоящее время существует возможность моделировать процессы, происходящие в работе гидростатических динамометров, с использованием современного программного комплекса, что позволит получить данные, наиболее приближённые к реальным характеристикам проектируемого динамометра.

Важность данного исследования заключается в том, что гидростатический динамометр имеет возможность использования в различных отраслях техники. Гидростатические опоры обладают повышенной несущей способностью и жесткостью. Вместе с тем гидростатические подшипники являются опорами с изменяемой жесткостной характеристикой. Это позволяет использовать их в качестве амортизаторов и противоударных устройств.

Своевременность разработки заключается в том, что отечественными конструкторскими бюро ведутся разработки двигателей с тягой в 35 тонн. Для этого целесообразно создание тягоизмерительного устройства с повышенной точностью измерения. Следовательно, цель работы состоит в повышении чувствительности тягоизмерительного устройства и точности замера. Необходимо уменьшить трение между рабочими поверхностями поршня и цилиндра. Для этого необходимо моделирование течение рабочей жидкости в цилиндре.

Принцип действия гидравлических мессдоз основан на преобразовании реактивной силы в давление жидкости, которое регистрируется приборами. Сила тяги, действуя на поршень, создает давление в цилиндре, пропорциональное прилагаемому усилию.

Для повышения чувствительности динамометра и точности замера необходимо уменьшить трение между рабочими поверхностями поршня и цилиндра.

На рис. 1 представлена конструктивная схема гидравлической мессдозы, в основу которого положен гидростатический принцип центрирования.

Рисунок 1 – Схема гидростатической мессдозы

1 — поршень, 2 — выходные каналы, 3 — цилиндр, 4 — основная камера динамометра (осевая гидростатическая опора), 5 — дроссель, 6 — центрирующие камеры (два радиальных центрирующих гидростатических подшипников), 7 — дроссели гидростатического подшипника, 8 — фильтр, 9 — насос, 10 — бак, 11 — гибкая мембрана.

В настоящей работе приведены результаты исследования статических характеристик гидростатического динамометра.

Рабочая жидкость от внешнего источника давления через дросселирующий элемент 5 подводится в рабочую камеру 4, а через дросселирующий элемент 7 в центрирующие камеры 6. В качестве дросселирующего элемента целесообразно использовать подводящую трубку небольшого диаметра для обеспечения определенного режима течения. По кольцевой щели с диаметральным зазором 280 и длиной l жидкость поступает в дренажную полость 2, выполненную в цилиндре 3. Давление жидкости в камерах 6 воспринимают радиальную нагрузку, действующую на поршень, препятствуя

перекоосу, заклиниванию и заеданию поршня в цилиндре. Замер величины и колебания тяги осуществляется прибором.

Рассматриваемый гидростатический динамометр обладает следующими преимуществами:

- 1) трение при трогании с места и в процессе работы ничтожно мало и соответствует чисто жидкостному трению, чем достигается повышенная чувствительность динамометра;
- 2) при обеспечении одинаковых режимов течения жидкости на входе через дросселирующие элементы и на выходе через кольцевую щель характеристики динамометра не зависят от внешних условий и рода жидкости;
- 3) в качестве рабочего тела можно использовать практически любую жидкость (воду, керосин, масло, воздух и т.д.);
- 4) пониженные требования к материалам и механической обработке поршня и цилиндра (класс точности и чистота практически будут определяться только радиальным зазором, который значительно влияет на расход жидкости).

Основным недостатком данного устройства является сравнительно большой расход жидкости, что приводит к некоторому усложнению гидравлической системы. Но в стендовых условиях это вполне допустимо.

Давление жидкости в рабочей камере 4 будет изменяться в зависимости от длины щели 1, которая в свою очередь определяется действующей нагрузкой.

По формуле (1), рассчитаем давление в рабочей камере:

$$W = p_k * F, \quad (1)$$

где W – действующая нагрузка, в данном случае тяга двигателя равна 35тс,

p_k – давление в рабочей камере,

F – площадь поршня.

Примем диаметр поршня равный 10 см.

$$p_k = \frac{W}{F}, \quad (2)$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3)$$

$$p_k = \frac{W * 4}{\pi D^2}, \quad (4)$$

$$p_k = 437 \text{ бар.}$$

Для дальнейшего анализа рабочего давления будем учитывать следующее, что металлические рукава, которые применяются в качестве обвязки, имеют ограничения по давлению рабочей среды. Для данной конструкции гидростатических динамометров примем сильфон стандартного исполнения ВМЗ 07315-11 МР015.1 (одноплоточный) с внутренним диаметром $dy = 6$. Данный рукав выдерживает максимальное давление $P_{max} = 160$ бар при температуре 20 0С.

Примем диаметр поршня равный 20 см.

$$p_k = 109 \text{ бар.}$$

Поршень диаметром 20 см подходит нам по условия пропускной способности и прочности (по рабочему давлению) металлического рукава. После нахождения диаметра поршня построим расчетную модель, которая будет выглядеть следующей образом (рис. 2).

Рисунок 2 – Исследуемое тягоизмерительное устройство

Исходными данными для создания геометрической модели расчетной области являются входные дросселирующие каналы, заданные пользователем и выходные каналы, позволяющие получать устойчивые решения при расчетных исследованиях. На рис. 3 показана трехмерная модель исследуемой мессдозы.

Рисунок 3 – Трехмерная модель исследуемой мессдозы
а – модель цилиндра; б – модель цилиндра с поршнем

Дальнейшее исследование рабочего процесса в мессдозе происходит в программном комплексе Ansys под управление платформы Workbench. В рассматриваемом примере выбираем тип анализа: Fluid Flow (CFX).

В качестве граничных условий используются: течение жидкости ламинарное в первом расчете, во втором турбулентное, полное давление на входе в расчетную область; статическое давление, равное атмосферному давлению на выходе из расчетной области. В качестве рабочего тела используется масло АМГ-10.

Масло АМГ-10 предназначено для гидросистем авиационной и наземной техники, работающей в интервале температур окружающей среды от -60 до +55 °С. Масло АМГ-10 производится на основе глубокодеароматизированной низкозастывающей фракции, получаемой из продуктов гидрокрекинга смеси парафинистых нефтей и состоящей из нафтеновых и изопарафиновых углеводородов. Содержит загущающие и антиокислительные присадки, а также специальный отличительный органический краситель.

Технические характеристики масла:

Кинематическая вязкость

$10 \text{ мм}^2/\text{с}$

Плотность

850 кг/м^3

В результате расчета получены следующие результаты. На рис. 4 представлены сечения мессдозы, на которых изображены вектора направлений потока жидкости в моделях. Особо хотелось отметить течение рабочей жидкости во входных центрирующих камерах (рис. 5, а - ламинарное течение, б – турбулентное течение).

На рис. 5 видим, что в местах около дросселя возникают вихревые течения жидкости. Завихрения занимают почти всю центрирующую камеру. Но при турбулентном течении (см. рис. 5,б), в отличие от ламинарного течения (см. рис. 5,а) наружный радиус меньше.

а

б

Рисунок 4 – Вектора направлений потока жидкости в модели
а – ламинарном течение; б – турбулентное течение

а

б

Рисунок 5 – Вектора направлений потока жидкости в модели
а – ламинарном течение; б – турбулентное течение

Завихрения влияют на точность измерения тяги, и нужно избавляться от них. В дальнейшем будет проанализировано влияние завихрений на точность измерения тяги, и соотношений глубины центрирующей камеры к ее длине и величине радиального зазора ГСМ, формы центрирующих камер и других факторов.