

2. Холмбоу Е.Д., Руло В.Т. Влияние вязкого трения на распространение сигнала в гидравлических линиях //Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1967. - № 1. - С. 202-209.

3. Зилке В. Трение, зависящее от частоты, при нестационарном течении в трубопроводе //Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1968. - № 1. - С. 120-127.

4. Дямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах /Под ред. Б.Ф.Дямаева.- Л.: Машиностроенис, 1978. - 192 с.

УДК 621.005

Ю.И.Кондрашов, В.М.Квасов, М.Е.Савина

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНА

На современном этапе развития авиационной и ракетной техники становится все более важным и практически необходимым изучение вопросов, связанных с оценкой технического состояния агрегатов, определением параметров диагностирования работоспособности агрегатов, прежде всего, в условиях динамического нагружения.

Особенности работы агрегатов и возникающие при этом динамические явления позволяют выделить при исследовании их динамики два этапа: динамика срабатывания клапана и динамика нагружения пары тарель клапана - седло. Первый этап начинается с момента подачи управляющего сигнала в привод и оканчивается моментом касания седла с тарелью клапана, после чего начинается второй этап.

На первом этапе на клапан действуют: усилие привода; газодинамические силы; сила веса; сила трения; внешние воздействия. При исследовании первого этапа решаются две основные задачи: определение скорости клапана в момент соударения с седлом и определение времени срабатывания. Скорость клапана в момент соударения с седлом является начальным условием для рассмотрения второго этапа и определяет кинетическую энергию клапана, которая обуславливает динамическую нагрузку при его соударении с седлом.

В исследованиях, проведенных во многих работах /1, 2, 3/, показано, что в общем случае, основываясь на методах приведения, динамическую модель агрегата можно представить в виде одномассовой колебательной системы с приведенными массой клапана, жесткостью привода, жесткостью седла, усилием привода, сопротивлениями и внешними воздействиями, возникающими при срабатывании клапана.

Целью второго этапа рассмотрения динамики нагружения пары тарель клапана – седло обычно является определение динамического усилия, возникающего при соударении пары /4/.

В общем случае движение механических систем может быть описано с помощью уравнений Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i,$$

где q_i, \dot{q}_i – обобщенные координата и скорость; T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Q_i – обобщенная сила, соответствующая i -й координате.

Количество уравнений Лагранжа соответствует числу степеней свободы описываемой системы. Динамическое усилие, возникающее при соударении пары тарель клапана – седло может быть определено из соотношения

$$Q_{max} = Q_{ст} + \sqrt{Q_{ст}^2 + m^2 v^2 \omega_1^2}, \quad (I)$$

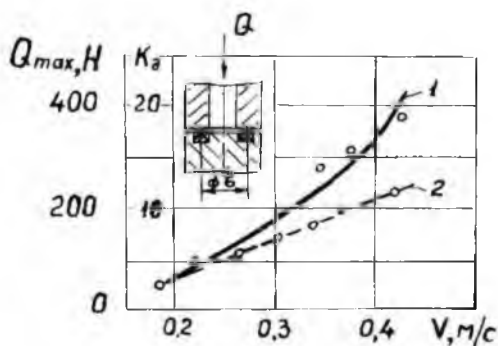
где Q_{max} – максимальное динамическое усилие, возникающее при соударении; $Q_{ст}$ – статическое усилие, действующее со стороны тарели клапана на седло в момент их соударения и требуемое для обеспечения герметичности; m – приведенная масса клапана в момент соударения.

Здесь $\omega_1^2 = \frac{c_1 + c_2 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{m}$,

где c_1 – приведенная жесткость привода; c_2 – приведенная жесткость седла; α – геометрический параметр, характеризующий форму золотника; φ – угол трения между клапаном и седлом; v – скорость клапана в момент соударения с седлом.

Анализ существующих конструкций клапанов с использованием выражения (I) показывает, что Q_{max} в 10...20 раз превышает суммарные усилия, необходимые для перекрытия потока герметизируемой среды и создания усилия герметизации с помощью привода в стыке тарель клапана - седло. Причем величина, стоящая в подкоренном выражении формулы (I), обычно для существующих и вновь создаваемых клапанов дает после извлечения корня численные значения на порядок больше, чем численные значения величины $Q_{ст}$.

Проведенные экспериментальные проверки (рис. I) подтвердили наличие в агрегатах при их срабатывании значительного коэффициента динамичности $K_d = Q_{max} / Q_{ст}$.

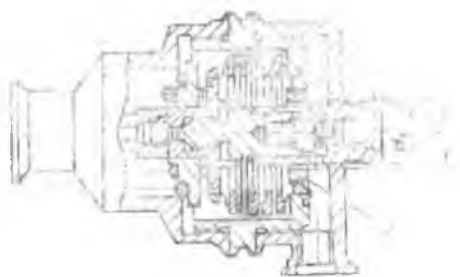


Р и с. I. Зависимость максимальной динамической силы (1) и коэффициента динамичности (2) от скорости соударения: $Q_{ст} = 20$ Н

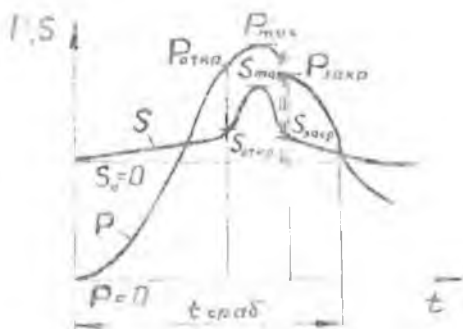
Возникновение больших динамических усилий в стыке тарель клапана - седло существенно снижает ресурс работы агрегата и может привести к увеличению его габаритов и массы. Экспериментальное изучение подобных явлений, разработка методов снижения динамических усилий позволяет существенно увеличить ресурс агрегатов.

На рис. 2 представлен предохранительный клапан, уплотнение которого выполнено из материала уплотнителя - поликарбонат ПК-М-3 (ТУ6-05-211-1070-81). Варьированием диаметра кольцевого жиклера, образованного поверхностями d_1 и d_2 и времени срабатывания t

дана (рис. 3) в пределах от 0,05 до 0,12 с при различных конструктивных диаметрах агрегата (рис. 4). Это был увеличен почти в 1,5 раза (рис. 4). За критерий оценки была выбрана допустимая норма утечки не более 0,2 см³/мин при $P_0 = 0,85$ МПа. Проведенные после ресурсных испытаний исследования структуры материала с помощью электронного микроскопа не выявили существенных в ней изменений.



Р и с. 2. Предохранительный клапан: 1 - клапан; 2 - уплотнитель; 3 - дросселирующее кольцо

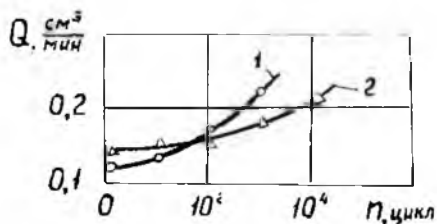


Р и с. 3. Тепловая осциллограмма срабатывания предохранительного клапана

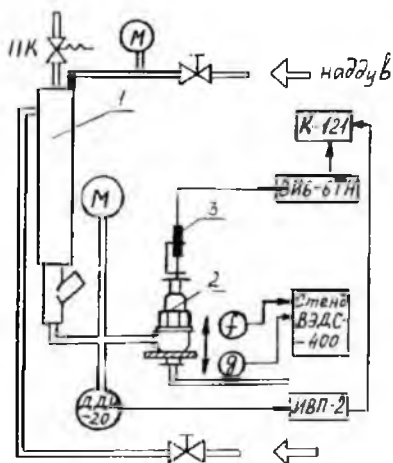
что в принципе дает возможность уже на стадии конструкторской отработки определить критерии технического состояния агрегата и в дальнейшем с его помощью прогнозировать ресурс.

Таким образом, проведенными исследованиями подтверждено существенное влияние коэффициента динамичности на ресурс полимерного уплотнителя. возможность снижения коэффициента динамичности за счет

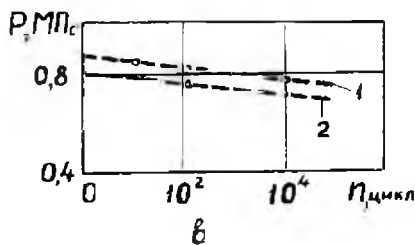
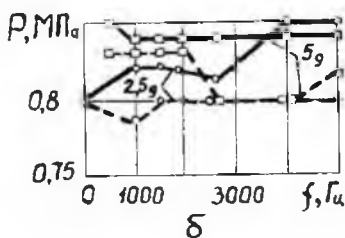
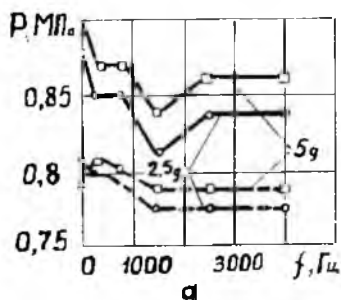
В реальных конструкциях на динамическую нагруженность клапанного уплотнения при срабатывании существенно влияют условия эксплуатации и, прежде всего, виброн нагружения; были проведены соответствующие исследования того же предохранительного клапана (см. рис. 2) с помощью специально созданной установки, схема которой представлена на рис. 5. На рис. 6 представлены результаты исследований. Из рис. 6, в видно изменение $P_{откр}$ и $P_{закр}$ предохранительного клапана в зависимости от ресурса,



Р и с. 4. Изменение утечки по клапану при срабатывании: 1 - без дросселирующего кольца; 2 - с дросселирующим кольцом: $p = 0,85$ МПа; $p_{зад} = 80$ МПа



Р и с. 5. Экспериментальная установка: 1 - накопитель жидкого азота; 2 - предохранительный клапан; 3 - датчик перемещения ДД-2СМ



Р и с. 6. Влияние виброн нагружения на характеристики предохранительного клапана: а - температура испытаний 298 К; б - температура испытаний 77 К; в - влияние ресурса на давление открытия и закрытия клапана: — $P_{откр}$; - - - $P_{закр}$

демпфирования при одновременном увеличении ресурса, а также влияние виброн нагружения на изменение характеристик предохранительного клапана в процессе ресурсной наработки.

Библиографический список

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 296 с.
2. Бугаенко В.Ф. Пневматика ракетно-космических систем. - М.: Машиностроение, 1979. - 168 с.
3. Долотов А.М., Комаров М.С. Исследование отскоков в конических клапанных парах с упругим седлом // Вестник Львовского политехнического института: Доклады и науч. сообщения. - Львов: Вища школа, 1979. - № 136. - С. 22-24.
4. Жилкас П.Ю., Гедримас Э.А., Кондрашов Ю.И. Определение динамических нагрузок в клапанных уплотнениях // Динамические процессы в силовых и энергетических устройствах летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1985. - С. 73-82.

УДК 621.45.00.11.062.3

Ю.К.Кривошугин

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТД НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Обозначения

- G_T - расход топлива в двигатель;
- $G_{T, макс}$ - значение расхода топлива, заданное для отладки ограничителя максимального расхода топлива;
- $n_{ВД}$ - частота вращения ротора ВД;
- $n_{ВД, макс}$ - значение $n_{ВД}$, заданное для отладки регулятора частоты вращения ротора ВД агрегата дозирования топлива;
- $n_{НД}$ - частота вращения ротора НД;
- $n_{НД пр}$ - частота вращения ротора НД, приведенная к САУ;