

А.В.Артюхов, О.Ю.Кныш, Е.В.Шахматов, В.М.Шербаков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОТРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ
ПО СНИЖЕНИЮ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ
В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ

Приведены результаты экспериментальных исследований по проверке эффективности мероприятий, направленных на снижение колебаний давления, генерируемых шестеренным насосом.

Колебания, генерируемые насосными агрегатами в присоединенные магистрали нагнетания и всасывания, являются одной из серьезных причин снижения надежности, точности и стабильности функционирования систем топливпитания и управления авиационных двигателей [1, 2]. Как показал анализ [3], существенное влияние на амплитуду и характер изменения пульсационной составляющей производительности шестеренного насоса оказывают следующие основные факторы:

- 1) сам характер рабочего процесса, предопределяющий генерирование колебаний жидкости;
- 2) явление заклинивания жидкости в межзубовом пространстве;
- 3) процесс выравнивания давления между двумя полостями при перемещении межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания;
- 4) радиальные и торцевые утечки, а также утечки по линии контакта зубьев.

В зависимости от конструкции шестеренного насоса влияние перечисленных факторов может быть различным. Однако известно [3], что определенного снижения пульсационной производительности можно достичь за счет изменения конфигурации разгрузочных канавок, выполненных на подпятниках, а также за счет изменения числа зубьев шестерен.

Кроме того, повышенные пульсации жидкости могут возникать из-за несогласованности динамических характеристик насоса и присоединенных к нему со стороны входа и нагнетания гидравлических линий. Согласовать и стабилизировать динамические характеристики насоса и гидросистемы можно с помощью гасителей колебаний [4].

Для шестеренных насосов, имеющих два качающих узла, важным явля-

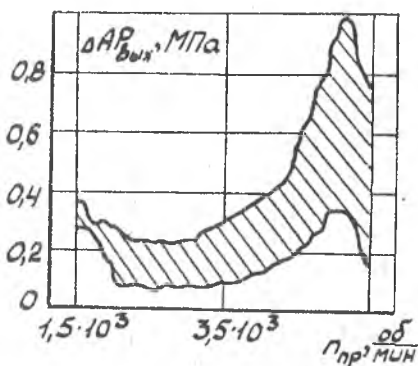
ется также значение угла разворота шестерен параллельно работающих блоков.

Рассмотрим результаты экспериментальной проверки эффективности названных мероприятий на примере исследования шестеренного насоса 4016Т, имеющего два качающих узла.

Испытания проводились при изменении частоты вращения привода насоса в диапазоне 1500–5500 об/мин. Колебания давления контролировались датчиками ДД-10 и ЛХ-4Г2 на входе P_1 и выходе P_2 шестеренной ступени и в полостях фильтроэлементов на выходе из каждого шестеренного блока P_3 и P_4 . На входе и выходе шестеренного насоса в качестве нагрузок использовались гидросхемы "трубопровод-емкость", одинаковые для всех вариантов испытаний. Кроме колебаний давления в процессе испытаний контролировались: частота вращения привода насоса, температура и расход жидкости. Изменяемые параметры фиксировались на магнитограф НО-68 с последующей обработкой результатов на ЭВМ СМ-1420. В процессе испытаний проверялись различные варианты подпятников, отличающиеся конструкцией перемычки в зоне запертого объема жидкости. При этом для каждого варианта подпятников испытания проводились при 5 различных угловых положениях шестерен одного блока относительно шестерен второго блока. За исходное (I положение) в каждом случае принималось штатное угловое положение, определяемое заводской технологией сборки. Каждое последующее взаимное угловое положение определялось сдвигом на I шлиц соединительного (промежуточного) валика между ведущими шестернями качающих блоков насоса, что соответствует взаимному повороту шестерен на угол 18° .

Экспериментальные исследования показали, что основной гармонической составляющей колебаний давления на входе и выходе насоса (а также за каждым качающим узлом) является первая "зубовая" составляющая. Установлено, что для любого варианта конструкции подпятников изменение относительного углового положения шестерен параллельно работающих качающих блоков существенно влияет на величину амплитуды колебаний давления как на входе в насос, так и на его выходе. На рис. I показан разброс величин амплитуд колебаний давления на выходе из насоса при изменении угла разворота шестерен. Аналогично выглядит и картина изменения амплитуд колебаний давления на входе в насос, а величина максимальной амплитуды может достигать среднего (установившегося) значения давления на входе в насос, что особенно опасно с

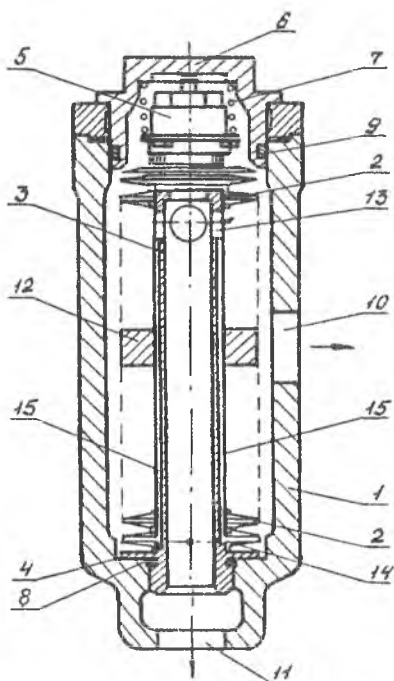
точки зрения надежности его работы. Причем оптимальный угол относительной установки ведущих шестерен качающих блоков с точки зрения минимальных амплитуд колебаний давления на входе не является наилучшим с точки зрения уменьшения пульсаций рабочей среды на выходе насоса. Поэтому для динамической развязки и снижения пульсационной производительности насоса целесообразно на его выходе установить гаситель колебаний. Учитывая, что в насосе 4016Т за каждым качающим блоком имеется штатный гидравлический фильтр, было предложено изменить его конструкцию для совмещения функций очистки жидкости и гашения пульсаций [5] (рис. 2).



Р и с. 1. Зависимость разброса амплитуд колебаний давления на выходе из насоса от частоты вращения привода при различных относительных угловых положениях шестерен качающих блоков

для совмещения функций очистки жидкости и гашения пульсаций [5] (рис. 2).

Гидравлический фильтр состоит из корпуса 1, пакета фильтрующих дисков 2, установленных на каркасе 3 и поджатых к упорному бурту 4 навинчивающимся на каркас корпусом перепускного клапана 5. Каркас в собранном виде устанавливается в корпус до упора буртом 4 в днище корпуса и поджимается крышкой 6 через пружину 7. Герметичность полости фильтра обеспечивается резиновыми кольцами 8 и 9. В корпусе выполнены входное I0 и выходное II отверстия. На каркасе 3 напротив входного отверстия I0 установлено магнитное кольцо I2. В каркасе 3 выполнены входные отверстия I3 и дросселирующие отверстия I4, между которыми на наружной поверхности каркаса выфрезерованы продольные пазы I5. Рабочая жидкость через отверстие I0 поступает в полость фильтра и, протекая через пакет фильтрующих дисков 2, очищается и проходит через отверстия I4, I3 и внутренний канал каркаса на выход из фильтра. Металлические частицы задерживаются магнитным кольцом I2, что предохраняет от разрушения диски 2. В случае сильного загрязнения фильтрующих дисков увеличивается перепад давления на фильтре, открывается клапан 5 и перепускает жидкость по каналу каркаса в систему.



Р и с. 2. Гидравлический
фильтр-гаситель

торой частоты f_1 , сопротивление канала для перемещенной (пульсирующей) составляющей потока жидкости становится большим и пульсирующий поток через канал не проходит, а продавливается через дросселирующие отверстия 14, на которых рассеивается энергия пульсирующей составляющей потока. Зная частоту $f_{зад}$, начиная с которой необходимо обеспечить заданное сопротивление канала $R_{зад}$ для подавления пульсаций рабочей жидкости, можно определить геометрические параметры канала из соотношения

$$\rho_k \geq \frac{R_{зад} d^2}{8 \rho f_{зад}}$$

Дополнительная функция фильтра (подавление пульсаций рабочей жидкости и акустическая развязка частей системы, в которую фильтр установлен, с целью исключения резонансных режимов работы) обеспечивается благодаря реализации в канале каркаса требуемого индуктивного сопротивления. Как известно [4], индуктивное сопротивление канала

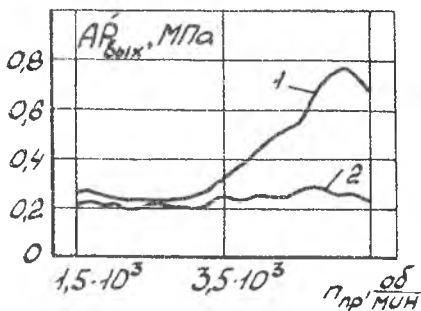
$$J_m Z_k = \frac{4 \rho L_k}{\pi d^2} \omega, \quad (1)$$

где $J_m Z_k$ — мнимая часть импеданса канала; ρ — плотность рабочей жидкости; L_k — длина канала; d — диаметр канала; круговая частота $\omega = 2\pi f$; f — частота колебаний (Гц).

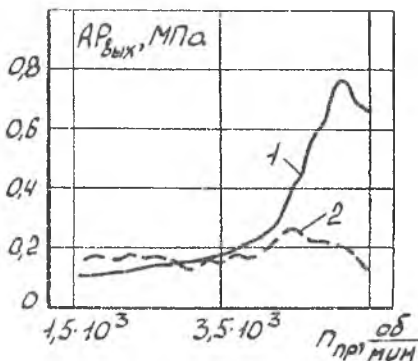
Из выражения (1) следует, что для стационарной составляющей потока ($\omega = 0$) $J_m Z_k = 0$, а с ростом частоты колебаний увеличивается сопротивление канала и, начиная с неко-

Экспериментальная проверка работы фильтра-гасителя показала его высокую эффективность по снижению пульсаций давления на выходе из насоса на расчетных режимах (рис. 3), при этом пульсации давления на входе в насос не изменились.

Все указанные мероприятия проверялись для насосов с десятизубовыми шестернями. Проверка такого же насоса с шестернями, имеющими 11 зубьев, показала, что амплитуда первой (основной) гармонической составляющей давления на выходе такого насоса ниже, чем у десятизубового насоса, причем соотношение между названными амплитудами приблизительно такое же, как и на рис. 3. При этом в случае насосов с одиннадцатизубовыми шестернями стабилизируется и амплитуда колебаний давления на



Р и с. 3. Зависимость амплитуды колебаний давления на выходе из насоса от частоты вращения привода: 1 – со штатными фильтрами; 2 – с фильтрами-гасителями



Р и с. 4. Зависимость амплитуды колебаний давления на входе в насос от частоты вращения привода: 1 – насос с 10-зубовыми шестернями; 2 – насос с 11-зубовыми шестернями

входе (рис. 4), что свидетельствует о лучших динамических свойствах такого насоса по сравнению с насосом, имеющим десятизубовые шестерни.

Таким образом, экспериментально подтверждена эффективность мероприятий по снижению колебаний давления, генерируемых шестеренным насосом, и показано, что добиться улучшения динамических характеристик можно как за счет оптимизации конструкции его узлов, так и за счет применения корректирующих устройств, в том числе встроенных в элементы самого насоса.

Библиографический список

1. Башта Т.М. Снижение шума в гидросистемах //Вестник машиностроения. 1971. № 6. С. 33-38.
2. Вишневский И.И. Исследование работы шестеренных насосов //Пневматика и гидравлика. М.: 1973. С. 264-273.
3. Гимадиев А.Г., Шабуров И.В., Шахматов Е.В. Анализ динамических характеристик шестеренных насосов и определение путей снижения их пульсационной производительности. Деп. в ВНИИТЭМР, № 287-МШ89.
4. Шорин В.И. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
5. Шахматов Е.В. Малогабаритные устройства коррекции динамических характеристик агрегатов ПГС //Всесоюзная конференция "Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов": Тез. докл. Куйбышев, 1990. С. 64.

УДК 532.5.013.2:532.595.7

Ф.И.Еланчик

ЭВРИСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ АНАЛИЗА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В РАЗВЕТВЛЕННЫХ МАГИСТРАЛЯХ, ЗАПОЛНЕННЫХ БАРОТРОПНОЙ ЖИДКОСТЬЮ

Показывается, что замена "статических" переменных (давление, скорость потока) "волновыми переменными" (инвариантами Римана) в уравнениях одномерного нестационарного движения сжимаемой жидкости и применение волновой постановки краевой задачи приводит описание процесса в общем виде к сочетанию явных описаний автомоделных и почти динамически независимых друг от друга в малом процессов распространения волн, причем каждый такой процесс может быть связан со сложным изменением параметров.

Пространственно-временные ограничения для элементарных динамических процессов определяются, в основном, конструкцией системы и слабо зависят от быстроты изменений во времени. Приближенная проце-

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994.
