

УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ И ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ

УДК 621.452:681.521.34

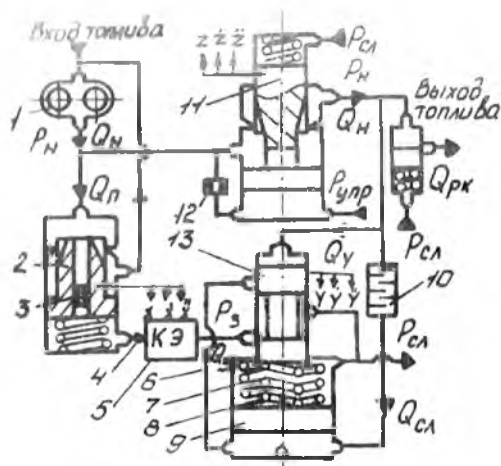
А.Н.Крючков, И.В.Шабуров

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ КОНТУРА ПРИЕМИСТОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ САУ АВИАЦИОННОГО ГТД

Изложена нелинейная динамическая модель цепи приемистости гидромеханической САУ авиационного ГТД с учетом нелинейности элементов и наличия воздушных пузырьков в полостях агрегата. Исследована устойчивость системы на аналоговом вычислительном комплексе АВК-31 и даны рекомендации по повышению устойчивости САУ.

Важной проблемой, возникающей при доводке и эксплуатации авиационных двигателей, является обеспечение устойчивости и стабильности характеристик систем автоматического управления САУ. Для многих гидромеханических САУ характерным является наличие автоколебаний, возникновение которых может быть обусловлено повышенным содержанием нерастворенного воздуха в рабочей жидкости. Эффект потери устойчивости отдельных контуров гидромеханических САУ за счет двухфазности рабочей жидкости связан с тем, что повышение податливости рабочей среды в полостях агрегатов приводит к повышению порядка собственного оператора в математической модели системы, снижению резонансных частот и коэффициентов демпфирования отдельных контуров системы. В общем случае для возникновения и поддержания автоколебаний необходимы определенные условия, к которым относятся наличие колебательного контура, нелинейного элемента и источника энергии.

Динамические процессы в установках ЛА. Куйбышев, 1990.



Р и с. 1. Принципиальная схема дозированной подачи топлива на приемности изделия "38": 1 - топливный насос; 2 - перепускной клапан; 3 - жиклер перепускного клапана; 4 - магистраль слива из полости перепускного клапана; 5 - корректирующий элемент; 6 - магистраль слива из управляемой полости сервопоршня ОНД; 7 - пружина сервопоршня ОНД; 8 - пружина настройки золотника ОНД; 9 - сервопоршень ОНД; 10 - дроссельный пакет ОНД; 11 - дозирующая игла; 12 - жиклер сервопоршня дозирующей иглы; 13 - золотник ОНД

Экспериментально установлено, что колебательный контур в исследуемой САУ формируется в цепи ограничителя нарастания давления (ОНД) топлива (рис. 1), состоящего из золотника 13, сервопоршня 9, монтажной пружины 8, пружины обратной связи 7 и дроссельного пакета 10. Нелинейным элементом является золотник 13, воспринимающий давление топлива на выходе из дозирующей иглы и управляющий положением переливного клапана топливного насоса 2. Источником энергии является поток жидкости с напором, определяемым производительностью топливного насоса.

Дозирование топлива, поступающего в двигатель, на режиме приемности осуществляется следующим образом. При достижении давления за дозирующей иглой значения $24,2 \cdot 10^5$ Па золотник 13 ОНД сме-

щается вниз и перекрывает сливную магистраль 6. При этом слив топлива из полости под сервопоршнем 9 прекращается, давление в полости повышается и сервопоршень 9 начинает перемещаться вверх, сжимая пружины 7 и 8. Скорость движения поршня определяется дроссельным пакетом 10. Начиная с этого момента величина расхода топлива в двигатель однозначно определяется положением дозирующей иглы и золотника 13, который ограничивает темп нарастания давления на входе в распределитель топлива в соответствии с гидравлическим сопротивлением дроссельного пакета ОНД. С течением времени давление в полости под сервопоршнем ОНД увеличивается, что приводит к перезатяжке пружины обратной связи 7. При этом золотник 13 и сливной клапан 2 принимают положения, соответствующие новому режиму работы двигателя.

При составлении математической модели контура приемистости исследуемой САУ приняты следующие допущения:

течение рабочей жидкости в дросселирующих элементах квазистационарное, турбулентное;

силы сухого трения отсутствуют;

длины каналов гидравлических цепей намного меньше длины волны колебаний жидкости в них, поэтому они рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами;

влияние воздушных пузырьков учтено приведенным объемом полостей агрегата.

Исходя из принятых допущений система уравнений, выведенная с использованием метода малых отклонений, имеет следующий вид:

$$1. \Delta \tilde{Q}_u = -\Delta \tilde{Q}_{пер}.$$

$$2. \Delta \tilde{Q}_{пер} = K_1 \Delta \tilde{p}_H + K_2 \Delta \tilde{x}.$$

$$3. \Delta \tilde{Q}_ж = K_3 \Delta \tilde{p}_H - K_4 \Delta \tilde{p}_K.$$

$$4. \Delta \tilde{Q}_K = \Delta \tilde{Q}_ж + T_3^* S \Delta \tilde{x} - \tilde{Q}_r.$$

$$5. \Delta \tilde{Q}_r = T_4^* S \Delta \tilde{p}_K.$$

$$6. (T_1^2 S^2 + 2 \xi_K T_1^* S + 1) \Delta \tilde{x} = K_6 \Delta \tilde{p}_H - K_7 \Delta \tilde{p}_K.$$

$$7. \Delta \tilde{Q}_u = K_8 \Delta \tilde{p}_H - K_{13} \Delta \tilde{p}_u + K_9 \Delta \tilde{z}.$$

$$8. \Delta \tilde{p}_z = \Delta \tilde{p}_K - K_{10} \Delta \tilde{Q}_K - T_5^* S \Delta \tilde{Q}_K.$$

9. $\Delta \tilde{Q}_3 = \Delta \tilde{Q}_k$.
10. $\Delta \tilde{Q}_u = \Delta \tilde{Q}_y + \Delta \tilde{Q}_{pk}$.
11. $\Delta \tilde{Q}_{pk} = K_{11} \Delta \tilde{p}_u$.
12. $\Delta \tilde{Q}_3 = f(\Delta \tilde{y}, \Delta \tilde{p}_3)$.
13. $(T_2^2 S^2 + 2 \xi_3 T_2 S + 1) \Delta \tilde{y} = K_{12} \Delta \tilde{p}_u$.
14. $\Delta \tilde{Q}_y = T_6 S \Delta \tilde{y}$.

Здесь $\Delta \tilde{Q}_u, \Delta \tilde{Q}_{пер}, \Delta \tilde{Q}_{pk}, \Delta \tilde{Q}_{жк}, \Delta \tilde{Q}_k, \Delta \tilde{Q}_r, \Delta \tilde{Q}_3, \Delta \tilde{Q}_y$ отклонения расхода топлива соответственно через дозирующую иглу, перепускной клапан, распределительный клапан, через жиклер перепускного клапана, на сливе из перепускного клапана, за счет сжимаемости воздуха в полости перепускного клапана, через золотник ОНД, за счет движения золотника ОНД; $\Delta \tilde{p}_u, \Delta \tilde{p}_k, \Delta \tilde{p}_u, \Delta \tilde{p}_3$ — отклонения давления топлива соответственно на насосом, в полости перепускного клапана, за дозирующей иглой, перед золотником ОНД; $\Delta \tilde{x}, \Delta \tilde{y}, \Delta \tilde{z}$ — отклонения координат соответственно перепускного клапана, золотника ОНД, дозирующей иглы; S — оператор Лапласа; волнистая черта над переменными параметрами указывает на их принадлежность к изображениям по Лапласу; T_1, T_2, T_3, T_4 — постоянные времени звеньев. Коэффициенты в системе уравнений определялись по известной методике с использованием метода малых отклонений.

В расчетной модели существенно нелинейным элементом является золотник ОНД, так как рабочий ход золотника — величина достаточно малая (составляет десятые доли миллиметра) и при автоколебаниях золотник может полностью перекрывать расход рабочей жидкости. Положительное перекрытие золотника составляет 1,2 мм. На основании расчетной модели составлена структурная схема контура приемистости исследуемой САУ.

В качестве входного воздействия возмущения принято перемещение дозирующей иглы $\Delta \tilde{z}$. Выходным параметром является изменение давления за дозирующей иглой $\Delta \tilde{p}_u$. На основании приведенной структурной схемы разработана аналоговая модель, реализованная на трех аналоговых вычислительных машинах типа АВК-31. Расчет коэффициентов усиления проведен по методике, изложенной в [1].

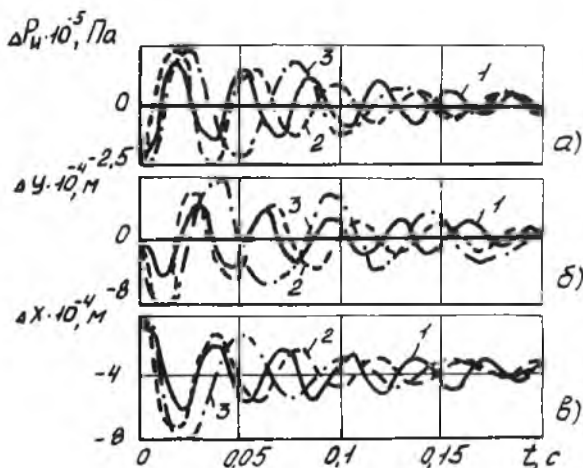
В качестве базовой модели системы, относительно которой анализируются влияние различных факторов на ее динамические свойства, принята модель со следующими значениями переменных коэффициентов:

$V_{np} = 0$, $R_{TP} = 5,6 \cdot 10^8$ Па·с/м³, $T_3 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м³, $T_5 = 1,13 \cdot 10^8$ Па·с²/м³, $\xi_3 = 2,5$, $T_f = 3,2 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_{кл} = 1$, где V_{np} — приведенный объем полости над сливным клапаном; R_{TP} — сопротивление трубопровода между перепускным клапаном и золотником ОНД; $\xi_{кл}$, ξ_3 — коэффициенты демпфирования перепускного клапана и золотника ОНД.

Проведенные исследования показали, что такая модель является устойчивой: при ступенчатом изменении входного сигнала (перемещение дозирующей иглы на 5 мм в сторону закрытия) переходная характеристика представляет собой затухающий с частотой 31 Гц колебательный процесс (рис. 2, а).

Особое значение при оценке динамических свойств системы имеет учет газовых включений в полостях агрегатов, в частности над сливным клапаном в пружинной полости и в полости слива ОНД. В указанных полостях происходит дросселирование топлива с большим перепадом давления, что обычно приводит к выделению растворенного в топливе воздуха в виде мельчайших пузырьков. Расчеты, проведенные по методике, изложенной в [2], показывают, что максимальный приведенный объем полости над сливным клапаном с учетом воздушных включений равен $V_{np} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³.

При коэффициенте демпфирования золотника $\xi_3 = 2,5$ с увеличением воздушных включений в пружинной полости клапана слива снижается частота собственных колебаний системы и число периодов колебаний во время переходного процесса. Наибольшее отклонение давления в магистрали за топливным насосом и дозирующей иглой несколько увеличивается (рис. 2, б, в). Так, при увеличении V_{np} от нуля до $4 \cdot 10^{-3}$ м³, частота собственных колебаний снизилась с 33,4 Гц до 19 Гц, а наибольшее отклонение давления за дозирующей иглой увеличилось с $1,5 \cdot 10^5$ Па до $2,4 \cdot 10^5$ Па. Наибольшее количество воздушных пузырьков возможно в полости слива золотника ОНД, так как на его кромке срабатывает перепад давления $25,5 \cdot 10^5$ Па. Двухфазное заполнение сливной полости золотника приводит к снижению коэффициента демпфирования золотника до значений порядка $\xi_3 = 0,8 \dots 1,0$. Но той же причине снижается коэффициент демпфирования сливного клапана. Однако, как показали исследования, коэффициент демпфирования клапана в пределах его изменения от 0,05 до

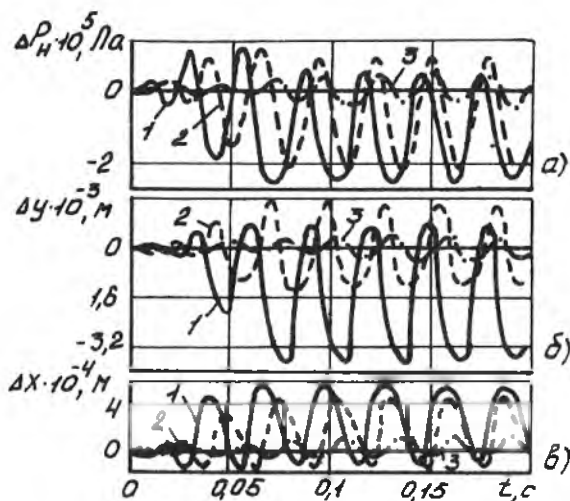


Р и с. 2. Переходные характеристики контура приемистости САУ изделия "38" при $T_2 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_3 = 2,5$; $T_1 = 3,2 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_{к1} = 1$ при ступенчатом изменении положения дозирующей иглы $\Delta z = -0,5$ мм и различных значениях приведенного объема пружинной полости перепускного клапана: 1 - $V_{np} = 0$; 2 - $V_{np} = 1 \cdot 10^{-3}$ м³; 3 - $V_{np} = 4 \cdot 10^{-3}$ м³

2 практически не влияет на характер и амплитуду колебаний во время переходного процесса. Это объясняется тем, что перемещение сливного клапана жестко определяется положением чувствительного элемента, причем эта связь имеет большой коэффициент усиления.

Коэффициент демпфирования золотника имеет решающее значение при определении устойчивости системы. При снижении его значения с $\xi_3 = 2,5$ до $\xi_3 = 0,8$ при $V_{np} = 0$ система становится неустойчивой по типу мягкого возбуждения автоколебаний с частотой 33,4 Гц (рис. 3, а). Наличие воздуха в пружинной полости клапана снижает амплитуду автоколебаний (рис. 3, б, в) и повышает запас устойчивости системы. При $V_{np} = (8...9) \cdot 10^{-3}$ м³ контур приемистости гидромеханической САУ становится устойчивым.

Таким образом, из конструктивных мероприятий, способствующих повышению устойчивости контура приемистости САУ, наиболее кардинальными являются: повышение демпфирования золотника ОНД; уда-



Р и с. 3. Автоколебательный процесс в контуре приемистости САУ изделия "38" при $T_2 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_2 = 0,8$; $T_3 = 3,2 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_{M1} = 1$ при различных значениях приведенного объема пружинной полости перепускного клапана: 1 - $V_{np} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 2 - $V_{np} = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 3 - $V_{np} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$

ление воздушных пузырьков из полости слива золотника путем соответствующей организации протока жидкости; повышение податливости стенок и среды в пружинной полости клапана слива. Для подавления автоколебаний в контуре приемистости без существенной доработки агрегата целесообразно применение емкостных или резонансных корректирующих элементов [3], устанавливаемых в гидравлической цепи (трубопроводе $d_y = 4$) между клапаном слива и золотником ОНД со стороны входа в золотник (рис. 1).

Библиографический список

1. Горбачевич Е.Д., Левинзон Ф.Ф. Аналоговое моделирование систем управления. М.: Наука, 1984. 301 с.
2. Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. М.: Высшая школа, 1985. 368 с.
3. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.