

Особенности математического моделирования системы смазки газотурбинных двигателей

Щуровский Ю.М.

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,

Авиамоторная ул. 2, Москва, 111116, Россия

e-mail: shchurovsky@ciam.ru

Аннотация

Объектом исследований является система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающими шестерёнными насосами. Изложен модульный принцип построения динамической математической модели систем смазки. Выполнена верификация разработанной математической модели.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, система смазки, регулируемый электропривод, динамическая математическая модель, двухфазная смесь.

Введение

Использование электрических технологий в различных системах самолётов и двигателей рассматривается как одно и наиболее перспективных направлений улучшения их основных характеристик. «Электрический» газотурбинный двигатель (ГТД) может быть выполнен без отбора воздуха из компрессора и механической коробки приводов агрегатов (КП) двигателя и самолёта: насосов, генераторов, приводов постоянных оборотов и др. Подвес роторов двигателя может

осуществляться как подшипниками качения и системой смазки с применением электроприводных насосов, так и магнитными подшипниками. При современных технологиях магнитные подшипники проигрывают по массе, поэтому их применение рассматривается в более отдаленной перспективе.

В ЦИАМ для проверки эффективности и отработки законов управления разработана демонстрационная электроприводная система смазки (ДЭСС) [1]. В состав системы входят 4 насоса промышленного исполнения, которые приводятся во вращение индивидуальными асинхронными электродвигателями (ЭД). Управление электродвигателями осуществляется с помощью преобразователей частоты (ПЧ). Для визуальной оценки характера течения в тракте прокачки двухфазной среды установлены прозрачные вставки.

Одной из задач, возникающих при разработке такой системы, является определение способов управления частотой вращения насосов. Управление режимом работы агрегатов системы смазки становится дополнительной задачей системы автоматического управления двигателя.

При выборе характеристик и законов управления системы необходимо учитывать особенности рабочих процессов в системе на различных режимах работы двигателя. Для исследования процессов течения и смешения двухфазных потоков, заполнения двухфазной средой межзубовых объемов в зоне всасывания шестеренных насосов, которые возникают при работе системы смазки, было проведено экспериментальное исследование ДЭСС и разработана комплексная динамическая математическая модель.

В литературе для исследования систем смазки, как правило, представлены статические математические модели, не учитывающие динамические характеристики трубопроводов, изменение газосодержания двухфазной смеси по тракту системы и др. Принципы создания такой модели и результаты её верификация изложены ниже.

1 Особенности рабочего процесса в агрегатах систем смазки ГТД

В системах смазки протекают различные физические процессы (гидравлические, тепловые и др.). При этом свойства рабочей среды по тракту могут существенно меняться. Кроме изменений температуры, связанных с охлаждением подшипников и теплообменом с топливной системой, по тракту сильно меняется плотность, являясь результатом изменения газосодержания или неполного заполнения межзубовых объёмов шестерён насоса в зоне всасывания.

Нагнетающий насос (НН) перекачивает из маслобака (МБ) масло с низким газосодержанием в масляные полости (МП) к форсункам подшипников опор роторов. Для уменьшения безвозвратных потерь масла, связанных с перетеканием масла по уплотнениям в газовоздушный тракт ГТД, организуется наддув МП воздухом (как правило, взятого за одной из ступеней компрессора). В работе [2] показано, что в масляной полости формируется неустойчивая воздушно-масляная смесь в верхней части масляной полости, которая поступает в систему суфлирования, и устойчивая мелкодисперсная масловоздушная смесь в нижней части полости, которая отсасывается насосом (НО) в тракт откачки.

Устойчивость масловоздушной смеси объясняется тем, что из-за поверхностного натяжения масла время выхода воздуха из масла составляет несколько минут, в то время как, порция рабочей смеси полностью проходит всю гидравлическую цепь системы смазки и возвращается обратно в бак приблизительно за 5-12 секунд, в зависимости от режима работы насосов.

Экспериментальные исследования характеристик ДЭСС на стенде с имитатором масляной полости ГТД показали, что переходные процессы в системе затянутые, их длительность исчисляется секундами. Так при работе насоса на чистом масле (без воздушной фракции) обеспечивается устойчивая работа системы с аperiodическими процессами при задании скачкообразного возмущения по частоте вращения его электродвигателя. При задании возмущения по частоте вращения электродвигателя откачивающего насоса, работающего на масловоздушной смеси, переходные процессы носят колебательный характер с забросом параметров (давления, расхода и др.). На установившихся режимах работы системы в ней могут возбуждаться колебания параметров с частотами 0.3, 5.5 Гц и др. С увеличением объёмного газосодержания в тракте откачки отмечался рост потребляемой мощности насоса.

Особенностью заполнения межзубовых впадин насоса двухфазной смесью является то, что в случае неполного заполнения плотность смеси уменьшится, вследствие расширения газовой фазы до полного заполнения объема впадин, и в результате массовая производительность насоса уменьшится [3].

При перекачке шестерённым насосом двухфазной среды возможно возникновение эффектов опорожнения входного патрубка и динамического запираания насоса.

2 Идеализация течения рабочей среды в тракте её прокачки

Согласно экспериментальным данным рабочая среда в гидравлическом контуре системы смазки представляет собой мелкодисперсную масловоздушную смесь с характеристиками гомогенной сплошной среды. Модель течения гомогенных двухфазных потоков НЕМ (Homogeneous Model) [5] часто используется на практике, особенно в сфере транспортировки нефтегазовых смесей, например, в программном комплексе «Гидросистема» [4].

В модели НЕМ двухфазная среда рассматривается как однородная однофазная среда. Термодинамические характеристики смеси (плотность $\rho_{см}$, кинематическая вязкость $\nu_{см}$, удельная теплоёмкость $Cp_{см}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{см}$, показатель изэнтропы k_3 и скорость звука $a_{зв.см}$) представляют собой средневзвешенные характеристики каждой отдельной фазы с учётом массового χ или объемного α газосодержания:

$$\rho_{см} = (1 - \alpha)\rho_{жс} + \alpha\rho_2 \quad (1)$$

$$\nu_{см} = (1 - \alpha)\nu_{жс} + \alpha\nu_2 \quad (2)$$

$$Cp_{см} = (1 - \chi)Cp_{жс} + \chi Cp_2 \quad (3)$$

$$\lambda_{см} = (1 - \chi)\lambda_{жс} + \chi\lambda_2 \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_3} = \frac{(1-\alpha)}{k_{жс}} + \frac{\alpha}{k_2} \quad (5)$$

$$\frac{1}{a_{3в.см}^2} = \rho_{см} \cdot \left[\frac{1-\alpha}{\rho_{жс} a_{3в.жс}^2} + \frac{\alpha}{\rho_2 a_{3в.г}^2} \right] \quad (6)$$

В свою очередь термодинамические характеристики каждой фазы представляют собой набор зависимостей от давления и температуры: $\rho_{ж} = f(T)$, $v_{ж} = f(T)$, $Cp_{ж} = f(T)$, $\rho_{г} = f(P, T)$, $v_{г} = f(P, T)$, $Cp_{г} = f(T)$.

Массовое (объёмное) газосодержание - это массовая (объёмная) доля газа в двухфазной смеси короткого (бесконечно малого) участка трубопровода или в конечном объёме смеси. Модель НЕМ предполагает одинаковую скорость течения жидкой и газовой фазы, следовательно, массовая доля газа тождественно равна расходной доле газа в смеси. Т.е. для расчёта массового газосодержания χ справедливо соотношение:

$$\chi = \frac{M_г}{M_г + M_{жс}} = \frac{G_г}{G_г + G_{жс}} \quad (7)$$

где $M_г$, $M_{жс}$ - масса газовой и жидкой соответствующей фазы на участке (в объёме), а $G_г$, $G_{жс}$ - массовые расходы газа и жидкости.

Объёмное газосодержание α связано с массовым χ соотношением:

$$\alpha = \left[1 + \frac{(1-\chi)}{\chi} \cdot \frac{\rho_г}{\rho_{жс}} \right]^{-1} \quad (8)$$

При разработке математической модели системы смазки были приняты следующие идеализации течения рабочей среды:

- двухфазная смесь рассматривается как однородная гомогенная дисперсная сжимаемая ньютоновская смесь жидкости и идеального газа, в которой нет

процессов испарения и конденсации, скорости частиц жидкости и газа и их температура одинаковы, относительное движение компонент внутри фаз отсутствует;

- рассматривается безвихревое осесимметричное одномерное течение вязкой смеси в трубопроводе с абсолютно жёсткими стенками без теплообмена с окружающей средой (теплоизолированное течение);

- процесс расширения/сжатия смеси считается изоэнтропическим;

- не учитывается тепловое расширение смеси и её теплопроводность;

- волны давления распространяются по трубопроводу со скоростью звука, а волны плотности смеси (кинематические волны) - со скоростью потока;

- влияние на течение смеси линейных ускорений и вибраций не учитывается;

- для потерь давления справедливо условие аддитивности, при этом распределённые потери давления сосредоточены на конце трубопровода;

- допустимо применение принципа сосредоточения параметров для математического моделирования гидравлического тракта системы смазки.

3 Построение динамической математической модели системы смазки

Математическая модель построена по модульному принципу, что позволяет использовать единый подход к описанию физических процессов на основе уравнений гидро- и газодинамики; оперативно изменять как глубину идеализации физических процессов в конечных элементах, так и изменять конфигурацию расчетной схемы; имитировать различного вида возмущения и отрабатывать законы

управления системой и др., учитывая при этом взаимосвязь в системе гидравлических, газовых и тепловых процессов [6].

Расчетный модуль – это конечный элемент системы с сосредоточенными параметрами, который представляет собой наименьшую часть схемы и выполняет определённые функции. Таким образом, для моделирования вся система разбивается на набор конечных элементов (рис. 1), которые описывают отдельные агрегаты, участки трубопроводов, ёмкости, с помощью которых осуществляется связь между участками, и т.д.

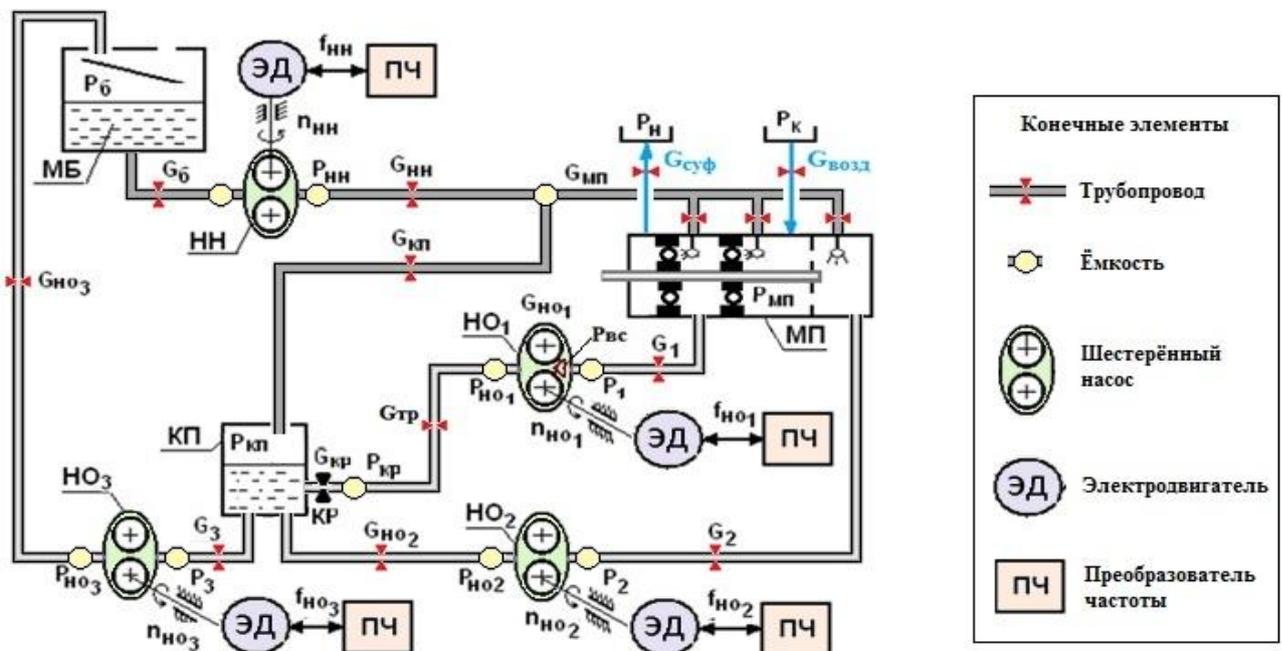


Рис.1 Расчётная схема ДЭСС

Как показано на рис. 1, в математической модели ДЭСС в качестве конечных элементов используется: трубопровод, ёмкость, шестерённый насос, электродвигатель и преобразователь частоты (как задатчик управляющего сигнала).

Участок трубопровода с сосредоточенными параметрами – конечный элемент гидравлической массы, который отражает свойство инерционности. На участке

трубопровода производится расчёт расхода двухфазной смеси, при этом принимается, что в пределах участка:

- движение двухфазной среды происходит под действием перепада давлений на концах участка;

- распределенные потери давления на трение сосредотачиваются на границе участка (на рис. 1 показаны красными треугольниками) и суммируются с местными потерями давления;

- давление, температура и термодинамические характеристики рабочей среды меняются во времени и не меняются по длине участка;

- массовое газосодержание χ постоянное по всей длине участка, а объёмное газосодержание α меняется в зависимости от плотности, которая может меняться по длине, например, из-за потерь давления.

Элемент ёмкости характеризует свойство сжимаемости среды. В ёмкостях происходит изменение теплофизических и термодинамических характеристик потока при этом параметры состояния (давление, температура, газосодержание и др.) постоянны по объёму и меняются только во времени. В связи с этим в ёмкостях рассчитываются параметры состояния рабочей среды.

Насос в конечном элементе описывается расходной характеристикой, т.е. зависимостью объёмной производительности насоса от частоты вращения вала. В насосе осуществляется расчёт расхода и температуры рабочей жидкости на выходе из насоса, а также потребляемой мощности насосом с учётом утечек (по торцевым и

радиальным зазором, по запертому объёму) и возможных явлений, связанных с неполным заполнением межзубового пространства в зоне всасывания.

Для решения системы уравнений используется прямой численный метод Эйлера без итераций.

4 Основные уравнения конечных элементов математической модели

Уравнение, описывающие процессы массо- и теплопереноса рабочей среды, широко представлены в работах, посвященных вопросам теории газотурбинных и жидкостных ракетных двигателей, например [7-10]. Ниже приведены уравнения, которые определяют динамические характеристики систем смазки с учётом инерционности и сжимаемости рабочей среды, но в литературе не освещены.

Уравнение массового расхода двухфазной смеси $G_{см.i}$ на i -том участке трубопровода выведено из условия сжатия только газовой фазы в двухфазной смеси и представляет собой уравнение изоэнтропического течения инерционной сжимаемой гомогенной среды под действием гидравлического ΔH_i и гидростатического напоров h_i :

$$\frac{l_i}{F_i} \cdot \frac{dG_{см.i}}{dt} = \Delta H_i \pm h_i - \left[\left(\frac{F_i \rho_{см.i}}{F_{вых.i} \rho_{вых.i}} \right)^2 - 1 \right] \frac{|G_{см.i}| G_{см.i}}{2 \rho_{см.i} F_i^2} - \Delta p_i \quad (9)$$

$$\Delta H_i = (1 - \alpha_{ex.i})(P_j - P_{j+1}) + \alpha_{ex.i} P_j \frac{k_э}{k_э - 1} \left(1 - \beta^{\frac{k_э - 1}{k_э}} \right) \quad (10)$$

$$h_i = \rho_{см.i} g \Delta h \cdot \cos(\theta) \quad (11)$$

где l_i и F_i – длина и площадь поперечного сечения участка соответственно, Δp_i – потери давления на участке, $\beta_i = P_{j+1} / P_j$ при $\beta_i \leq \beta_{кр}$ - отношение давления на

выходе участка к давлению на входе, Δh – разность высот от входа до выхода, θ – угол наклона трубы к вертикали.

Расчёт суммарных потерь давления на участке Δp_i проводится при допущении об их аддитивности:

$$\Delta p_i = \left[\left(\frac{\lambda_i l_i}{d_i} + \sum \zeta_{m,i} \right) \cdot |G_{cm,i}| + 32\pi v_{cm,i} l_i \right] \cdot \frac{G_{cm,i}}{2\rho_{cm,i} F_i^2} \quad (12)$$

где λ_i – коэффициент потерь на трение, d_i – диаметр трубопровода на i -том участке, $\sum \zeta_{m,i}$ – суммарный коэффициент потерь на местных сопротивлениях.

Потери давления в зоне всасывания насоса состоят из местных потерь давления (потери на входных кромках шестерён, расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания), потерь, связанных с выравниванием скоростей от входного патрубка до головок зубьев шестерён $\Delta p_{ск}$, а также потерь, связанных с преодолением центробежных сил $\Delta p_{цс}$. Согласно работе [11] эти потери можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$\Delta p_{ск} = \rho_{вс} \left[\left(\frac{\pi D_{ш} n_n}{60} \right)^2 - \left(\frac{G_{шн}}{\rho_{вс} F_{вс}} \right)^2 \right] / 2 \quad (13)$$

$$\Delta p_{цс} = \frac{V_{зап} \rho_{вс}}{2} \left(\frac{\pi n_n}{30} \right)^2 \quad (14)$$

где $D_{ш}$ – диаметр шестерён, $\rho_{вс}$ – плотность смеси в зоне всасывания, n_n – частота вращения насоса, $F_{вс}$ – площадь входного патрубка, $V_{зап}$ – заполняемый объём впадин.

Температура на участке описывается уравнением запаздывающего звена:

$$T_i = T_{ex,i}(t - \Delta t_{з,i}) + \Delta T_i \quad (15)$$

$$\Delta T_i = \frac{\Delta p_i}{\rho_{см.i} C_{p,см.i}} \quad (16)$$

где $\Delta t_{3,i} = l_i / v_{ср,i}$ – время прохождения длины l_i тракта (трубопровода) в одну сторону порцией рабочей среды со скоростью потока $v_{ср,i}$, ΔT_i – изменение температуры на пассивных элементах участка.

Аналогично изменяется и массовое газосодержание на участке во времени со скоростью потока и считается постоянным по длине участка $\chi_i = \chi_{вх,i} (t - \Delta t_{3,i})$.

Процесс заполнения межзубовых впадин шестерён протекает во время пребывания шестерён в зоне всасывания. Для математического описания этого процесса осуществляется идеализация:

- в зоне всасывания находятся несколько впадин, которые заполняются одновременно;
- плотность смеси одинакова по всей зоне всасывания;
- отсутствуют процессы вскипания и конденсации жидкой фазы, а также сепарации газовой фазы в застойных зонах;
- давление на периферии зубьев шестерён равно разности давления на входе в насос и потерь давления по тракту течения смеси;
- давление в незаполненном объёме впадин определяется по уравнению изотермического расширения смеси, и оно одинаково во всех заполняемых впадинах.

Время пребывания порции смеси $\Delta t_{зап}$ в зоне всасывания межзубового объёма величиной $V_{вп}$ равно $\Delta t_{зап} = L_{вс}/(\pi D_{ш} n_n / 60)$, объём накопившейся при этом порции за это время $V_{зап}$ равен:

$$V_{зан} = \sum_{j=t-\Delta t_{зан}}^{j=t} \frac{G_{вс.j} + G_{ут.j}}{\rho_{вс.j} \cdot \Delta t_{инт}}, \quad 0 \leq V_{зан} \leq V_{ен} \quad (17)$$

где $G_{вс}$ и $G_{ут}$ – расход всасывания и расход утечек соответственно, $\Delta t_{инт}$ – шаг интегрирования, $L_{вс}$ – длина дуги зоны всасывания.

В случае неполного заполнения давление во впадинах $P_{вп}$ будет уменьшаться от давления в зоне всасывания $P_{вс}$ в результате изотермического расширения газовой фазы и может быть определено как $P_{вп} = P_{вс} V_{зан} / V_{вп}$. Объёмное газосодержание во впадинах $\alpha_{вп}$ равно:

$$\alpha_{вп} = \frac{1}{1 + \frac{1 - \chi_{вс}}{\chi_{вс}} \frac{P_{вп}}{\rho_{ж.вс} R_2 T_{вс}}}, \quad 0 \leq \alpha_{вп} \leq 1 \quad (18)$$

На выходе насоса образуется смесь с плотностью

$$\rho_{ин} = (1 - \alpha_{вп}) \rho_{ж.вс} + \alpha_{вп} \cdot \frac{P_{наг}}{R_2 T_{вс}} \quad (19)$$

Плотность рабочей среды во впадинах равна плотности в зоне всасывания при полном заполнении впадин, в случае неполного заполнения произойдет расширение газовой фазы до полного заполнения, что приведет к увеличению объёма газовой фазы и падению плотности. При перекачке чистой жидкости результатом неполного заполнения может стать кавитация в насосе, при которой происходит возникновение и схлопывание пузырьков пара, что сопровождается местными гидравлическими ударами.

5 Верификация математической модели системы смазки ГТД

Верификация разработанной математической модели ДЭСС осуществлялась сравнением экспериментальных и расчётных процессов. Переходные процессы

организовывались выдачей ступенчатых сигналов управления на изменение производительности одного из насосов при неизменной работе других.

На рис. 2 приведены экспериментальные и расчётные переходные процессы по давлениям при изменении скачком частоты питания двигателя нагнетающего насоса с 18.7 Гц на 34.7 Гц, частота ротора подшипников 8000 об/мин. При изменении подачи нагнетающего насоса переходные процессы по давлению в гидравлическом тракте ДЭСС близки к апериодическим. В эксперименте/расчёте время выхода давления за нагнетающим насосом $P_{нн}$ на установившийся режим равно 1.9/1.9 сек.

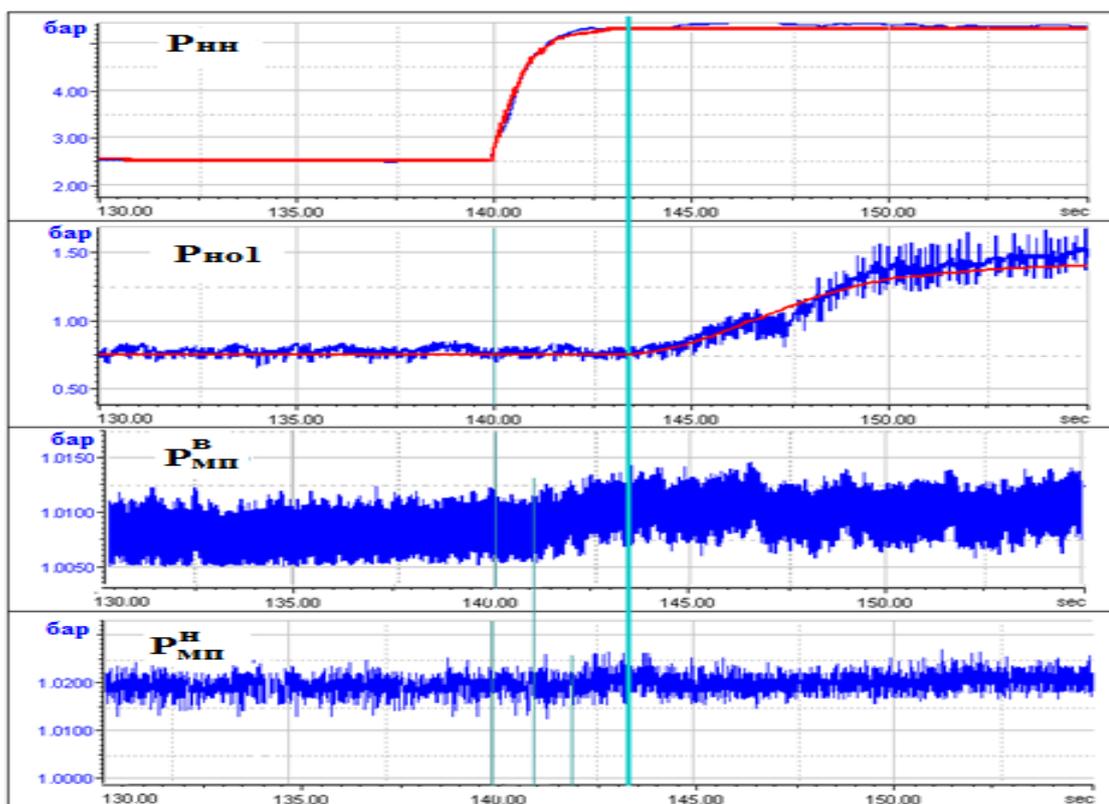


Рис.2 Процессы по давлению в тракте прокачки масловоздушной смеси при изменении подачи нагнетающего насоса (расчёт красным цветом)

Задержка нарастания параметров в тракте откачки, которая равна $\sim 3.2/3.1$ сек, связана с транспортным запаздыванием и сложными процессами образования смеси в масляной полости.

Экспериментальные и расчётные переходные процессы при изменении подачи нагнетающего насоса качественно отличаются от переходных процессов при изменении подачи откачивающего насоса (рис. 3). Исходное значение частоты питания двигателя 25.6 Гц, переход скачком на 40.6 Гц.

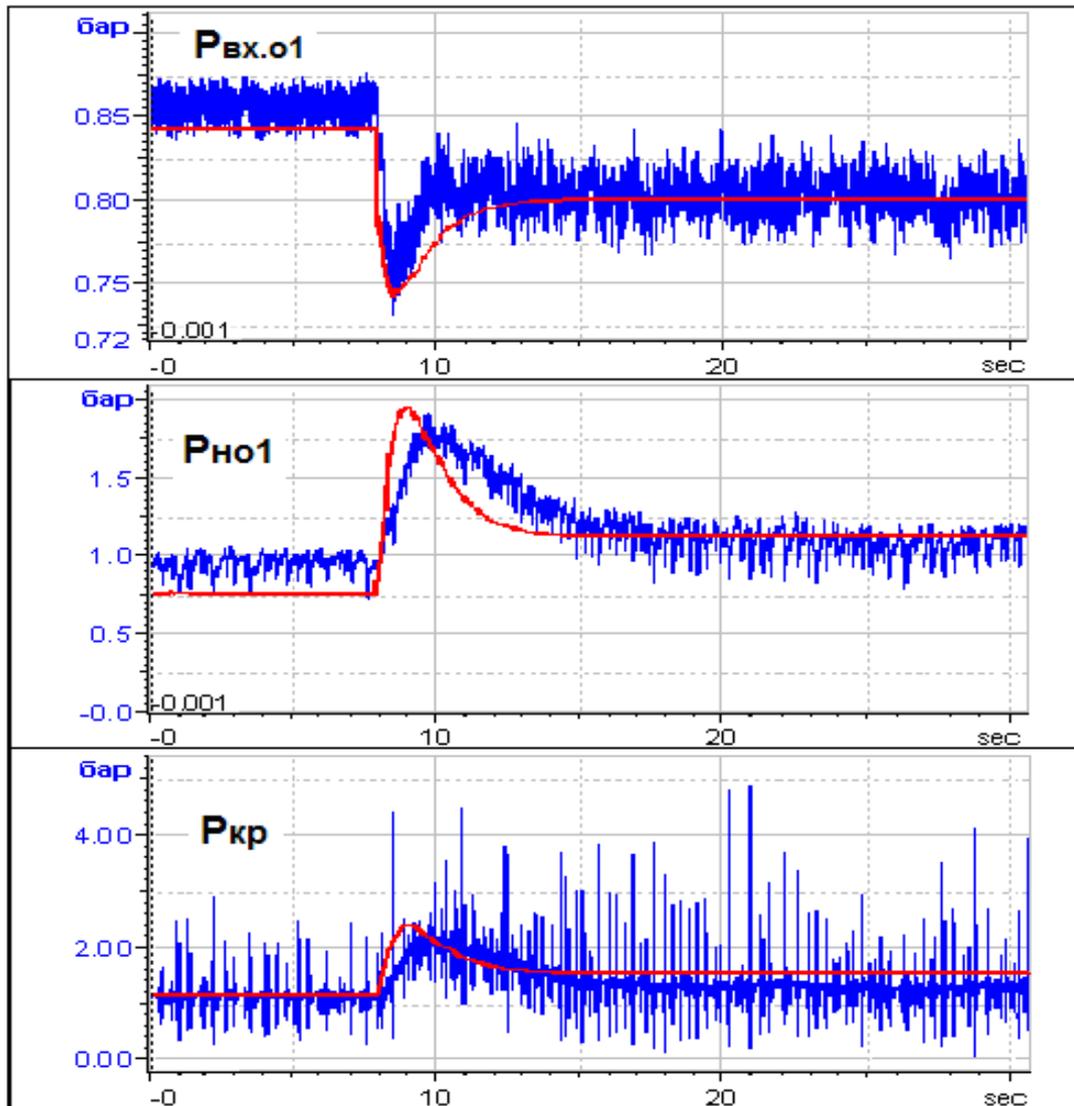


Рис.3 Процессы по давлению в тракте прокачки масловоздушной смеси при изменении подачи откачивающего насоса (расчёт красным цветом)

Видно, что при увеличении откачки наблюдается заброс давления за насосом и перед краном и медленный выход на установившийся режим. Наиболее быстрые процессы имеют место по давлению на входе в насос $P_{вх.01}$. Время выхода

давлений за откачивающим насосом Рно1 и перед краном Ркр на максимальное значение почти в три раза выше и составляет 1.9 /1.1 сек, а время выхода на режим 7.2/6.1 сек. Такие процессы обусловлены сжимаемостью смеси. Появление заброса (провала) параметров обусловлено запаздыванием величины газосодержания. Время переходного процесса объемного газосодержания составляет 4.5 сек.

Выводы

При выборе характеристик и законов управления системы смазки ГТД необходимо учитывать особенности рабочих процессов в системе на различных режимах работы двигателя. Для этого, как показало расчетно-экспериментальное исследование, математическая модель должна отражать свойства инерционности и сжимаемости рабочей среды, которые зависят от переменного по тракту прокачки объемного газосодержания.

Верификация математической модели, проведенная путём сравнения расчётных и экспериментальных процессов по давлениям при изменении скачком производительности нагнетающего и откачивающего насосов, показала удовлетворительную сходимость процессов при использовании гомогенной модели течения двухфазной смеси и описании механизма заполнения межзубовых впадин шестерённой пары.

Библиографический список

1. Gurevich O.S., Gulienko A.I. Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the

"Electric" Airplane. State Centre of Science «Central Institute of Aviation Motors», Moscow, Russia. ICAS Biennial Workshop. 2013 “The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future”, Cape town, South Africa, 2 September 2013.

2. Гулиенко А.И., Яновский Л.С., Щуровский Ю.М., Молоканов А.А. Исследование течения масловоздушной смеси в электроприводной системе смазки перспективных ГТД // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 10. С. 35-42.
3. Гулиенко А.И., Щуровский Ю.М. Математическая модель гидродинамических процессов в системе смазки газотурбинного двигателя // Динамика и виброакустика машин. 2014. Т.1. №2. С. 183-194.
4. Юдовина Е.Ф., Пашенкова Е.С., Корельштейн Л.Б. Программный комплекс «Гидросистема» и его использование для гидравлических расчетов трубопроводных систем // Труды XII Всероссийского научного семинара Математические модели и методы анализа и оптимального синтеза развивающихся трубопроводных и гидравлических систем. Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2010. С. 475-485.
5. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. - М.: Мир, 1972. – 440 с.
6. Щуровский Ю.М. Методический подход к математическому моделированию систем смазки ГТД // Тезисы докладов молодёжной научной конференции «XII Королёвские чтения», Самара, СГАУ им.С.П.Королёва, 2013. С. 85.

7. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
8. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя // Труды МАИ, 2015, №83: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=62080>
9. Шевяков А.А., Калнин В.М., Науменкова Н.В., Дятлов В.Г. Теория автоматического управления ракетными двигателями. - М.: Машиностроение, 1978. - 288 с.
10. Маркина Н.Л. Алгоритмы численного решения уравнений Навье-Стокса при наличии кавитации // Труды МАИ, 2011, №44: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=25052>
11. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и их расчёт. – М.: Машиностроение, 1964. – 238 с.