

УДК 536.24

Н.М. ЦИРЕЛЬМАН, Ю.В. ЕГОШИН*Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ГТД**

Статья содержит описание и математическую модель расчета изменения во времени теплового состояния масляной системы на стационарном и переходном режимах работы газотурбинного двигателя (ГТД).

ГТД, масляная система, тепловой поток, температура, прокачка масла, опора двигателя, насос**Введение**

На современных ГТД применяются циркуляционные системы смазки, когда масло движется по замкнутому контуру, многократно используя для смазки и охлаждения узлов трения двигателя [1]. При этом количество масла, находящееся в системе, непрерывно уменьшается. Главным образом это обусловлено выбросом масла в атмосферу через систему суфлирования. Такая проблема возникает по следующей причине. Необходимо предотвратить выброс масла через уплотнения масляных полостей в газовоздушный тракт двигателя. Попадая в зону высоких температур масло, сгорит, и продукты его окисления через систему поддува попадут в кабину летчика, что может привести к катастрофе. В целях предотвращения такой возможности на уплотнениях масляных полостей создается обратный перепад давления воздуха, препятствующий перетеканию масла из полости опоры. Для этого масляная полость через систему суфлирования сообщается с атмосферой. Однако под действием перепада давления в полость опоры попадает воздух. Захватывая пары масла, он из опоры направляется в суфлер. Крупные частички масла осаждаются в суфлере и возвращаются в маслобак, а мелкие уносятся с воздухом в атмосферу.

В связи с выше изложенным полезно оценить влияние изменения количества масла, циркулирующего в масляной системе во время полета летатель-

ного аппарата на ее тепловое состояние. Кроме того, эта задача интересна и с точки зрения определения влияния уровня заливки масла в бак перед полетом на тепловое состояние масляной системы, с целью улучшения весовых характеристик двигателя.

1. Определение теплового состояния масляной системы ГТД

Влияние количества масла, циркулирующего в двигателе, качественно отличается для случаев работы ГТД на стационарном или переходном режиме. Рассмотрим каждый из них отдельно.

1.1. Стационарный режим работы двигателя.

В этом случае тепловое состояние масляной системы определяется равенством количеств тепла воспринятым маслом при движении по системе и отданным в топливомасляном агрегате (ТМА).

Количество тепла воспринимаемое маслом складывается из подогрева:

- на линии нагнетания;
- в опорах двигателя;
- в коробках передач и агрегатов;
- на линии откачки;
- в нагнетающих и откачивающих насосах.

Тепловой поток в масло в каждом из этих случаев определяется существующим процессом стационарной теплопередачи, который является функцией конструктивных особенностей, параметров источников тепловыделений и режима течения мас-

ла. Отсюда можно сделать вывод, что количество тепла, воспринимаемого маслом, не зависит от его количества, находящегося в системе.

Такой же самый результат имеет место и для процесса охлаждения масла топливом. Это следует из рассмотрения баланса энергии в ТМА, который для установившегося случая может быть записан [2]:

$$\begin{aligned} Q &= m_m c_{p,m} (t_{ex,m} - t_{вых,m}); \\ Q &= m_m c_{p,m} (t_{вых,m} - t_{ex,m}); \\ Q &= kF\theta, \end{aligned} \quad (1)$$

где Q – тепловой поток; m – массовый расход; c_p – удельная изобарная теплоемкость; t_{ex} – температура теплоносителя до начала процесса теплопередачи; $t_{вых}$ – температура теплоносителя после окончания процесса теплопередачи; k – коэффициент теплопередачи; F – площадь теплообменной поверхности; θ – среднелогарифмический перепад температур.

Отсюда можно сделать вывод, что без учета влияния подогрева масла в баке тепловое состояние масляной системы на стационарных режимах работы двигателя не зависит от уровня заливки масла в бак.

1.2. Переходный режим работы двигателя. В этом случае процессы подогрева-охлаждения масла при его движении по системе определяются законами нестационарной теплопередачи. Для оценки влияния количества масла циркулирующего по системе на ее тепловое состояние воспользуемся приемом, изложенным в [3].

Разобьем непрерывный во времени процесс нагрева-охлаждения масла в системе на отдельные циклы, длительность которых определяется временем τ_u , в течении которого все масло, находящееся в системе, совершит 1 кругооборот по масляной магистрали

$$\tau_u = \frac{V}{q}, \quad (2)$$

где V – объем масла; q – объемная прокачка.

Примем, что в течение времени цикла режим работы двигателя квазистационарен. При этом гладкие кривые изменения во времени параметров источников подогрева масла заменяются ступенчатыми. В этом допущении можно подсчитать изменения температуры масла при его движении по системе за время τ_u . Для конкретности рассмотрим масляную систему короткоресурсных двигателей.

Пусть с температурой t_1^i масло поступает в двигатель. Подогрев масла на линии нагнетания довольно незначителен ($\Delta t_1^i \leq 10^\circ \text{C}$), поэтому им можно пренебречь. Тогда с температурой $t_2^i \approx t_1^i$ масло подается для смазки подшипников. Величину подогрева масла в подшипнике (Δt_2^i) можно подсчитать по методикам В.М. Демидовича [4]. Из подшипника масло с температурой t_3^i разбрызгивается на стенки корпуса опоры. Предварительно оно соприкасается с воздухом, суфлирующимся через уплотнения вала. Учитывая, что размеры капель масла, вылетающих из подшипника, находятся в пределах $10 \div 20$ мкм, допустим, что при этом происходит идеальное «тепловое смешение» и температура масла, попадающего на корпус, может быть определена из уравнения теплового баланса:

$$t_x^i = \frac{\sum t_j m_j c_{p,j}}{\sum m_j c_{p,j}}. \quad (3)$$

Величину подогрева масла при течении по стенкам корпуса опоры определим с учетом следующих предположений:

1. Течение масляной пленки безинерционно и развивается под действием взаимно уравновешивающихся сил тяжести и вязкостного трения.
2. Масло разбрызгивается во все стороны равномерно и в полном объеме его расхода.

Отсюда толщина масляной пленки δ и коэффициент теплоотдачи α в любом сечении могут быть записаны:

$$\delta_m = \sqrt[3]{\frac{3mv}{2\rho g\Pi}}, \quad (4)$$

где v – коэффициент кинематической вязкости; ρ – плотность, кг/м³; g – ускорения свободного падения, м/с²; Π – периметр;

$$\alpha_m = \frac{\lambda}{\delta_m}; \quad (5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Алгоритм проведения расчета таков. Корпус опоры разбивается на k частей плоскостями, расположение которых определяется центральным углом φ_j

$$\varphi_j = \frac{2\pi}{k} j. \quad (6)$$

На каждой j -й площадке принимается постоянной толщина пленки масла δ и коэффициент теплоотдачи для масла. Распространение тепла через стенку корпуса опоры принимается как в неограниченной пластине при граничных условиях 3-го рода для случая стационарной теплопередачи. Таким образом, температура масла стекающего с j -й площадки определится из решения следующей системы уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_o)F_j; \\ Q &= \lambda(t_o - t_m)F_j/\delta_c; \\ Q &= \alpha_m \left(t_m - \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \right) F_j; \\ Q &= m_m c_{p\text{м}}(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \end{aligned} \quad (7)$$

где $t_{\text{в}}$, t_o и t_m – температуры воздуха, поверхности корпуса опоры со стороны окружающего воздуха и масла соответственно.

Последовательно производя расчет изменения температуры масла при его течении по стенкам корпуса опоры от 1-й площадки и до k -й, получим температуру масла на выходе из опоры.

Выходящее из опор масло по линии откачки направляется в ТМА. Из-за отсутствия данных по структуре масловоздушных потоков, движущихся по трубам откачки, и их теплофизическим свой-

вам подогрев масла на линии откачки не определяется ($\Delta t_5^i = 0$).

Полагаем, что перед ТМА происходит смешение масляных потоков, выходящих из опор и трансмиссии. Установившаяся температура смеси определяется с учетом допущения об идеальном «тепловом смешении», т.е. может быть подсчитана по формуле (3).

Необходимые для этого расчета величины температур масла на выходе из коробок передач и агрегатов определяются с учетом следующего упрощения.

Источниками тепловыделений в масло являются только тепловая энергия, выделяющаяся при трении в зубчатых передачах и подшипниках опор и избыточное теплосодержание воздуха, суфлирующегося через полости коробок.

Поэтому температура масла может быть подсчитана аналогично (3) с учетом величины механических потерь N :

$$N = \sum_{j=1}^k \left(\frac{N_j}{\eta_u^m \eta_k^n} - N_j \right), \quad (8)$$

где η_k – коэффициент полезного действия конической зубчатой передачи; η_u – коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи; m и n – количество соответственно цилиндрических и конических зубчатых пар, передающих крутящий момент от входного вала коробки до вала j -го агрегата.

Произведя расчет процесса охлаждения масла в ТМА, согласно (1) получим температуру масла в баке t_7^i . На этом расчет i -го цикла нагрева-охлаждения масла заканчивается.

Последовательно проводя подобные расчеты, получим картину изменения во времени теплового состояния масляной системы во время переходного режима работы двигателя. Причем исходной для расчета $i + 1$ -го цикла нагрева-охлаждения масла

является температура $t_1^{i+1} = t_7^i$, полученная в i -ом цикле расчета.

По данной методике, представленной в виде программы на языке Delphi 7, было рассчитано изменение во времени теплового состояния масляной системы одновального ГТД во время запуска двигателя при различных уровнях заливки масла в бак. Полученные результаты иллюстрируются графиками рис. 1 – 3.

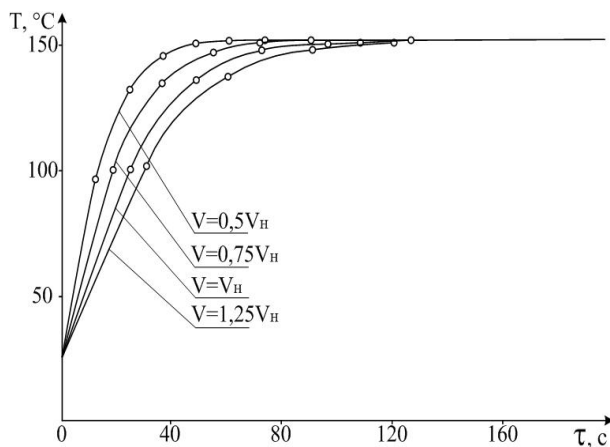


Рис. 1. Изменение во времени температуры масла на выходе из передней опоры

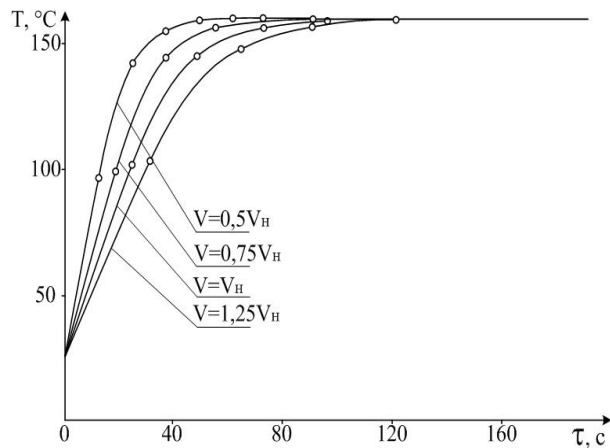


Рис. 2. Изменение во времени температуры масла на выходе из средней опоры

Как следует из рассмотрения графиков, с выходом на стационарный режим работы двигателя тепловое состояние масляной системы не зависит от уровня заливаемого в систему масла, что подтверждает справедливость вышеприведенных рассужде-

ний. Однако во время выхода на стационарный режим работы наблюдаются расхождения в величинах температур масла достигаемых в системе в одинаковые моменты времени. Это объясняется тем, что с изменением объема циркулирующего в системе масла изменяется его хладоресурс. Поэтому при постоянном притоке тепла к маслу меньший объем прогревается быстрее, а, соответственно, быстрее наступает установившийся режим работы масляной системы по температуре.

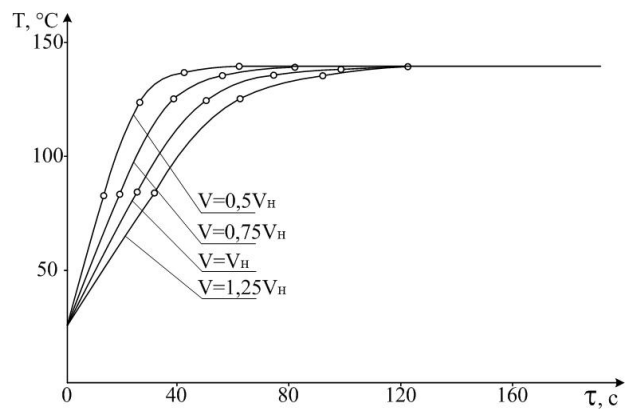


Рис. 3. Изменение во времени температуры масла на выходе из задней опоры

Чтобы оценить качественное влияние заливки масла в бак на тепловое состояние масляной системы был произведен расчет процесса подогрева масла на этапе «горячих» испытаний одновального ГТД. Полученные результаты иллюстрируются графиками, представленными на рис. 4 – 6.

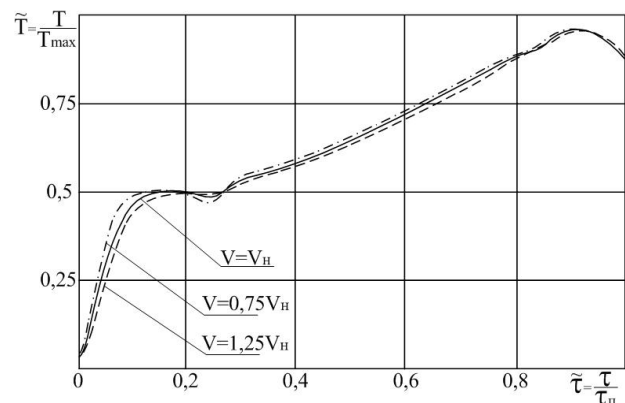


Рис. 4. Изменение во времени температуры масла на выходе из передней опоры

Как следует из рассмотрения графиков, влияние уровня заливки масла в бак на тепловое состояние масляной системы довольно незначительно и его можно не учитывать в расчетах.

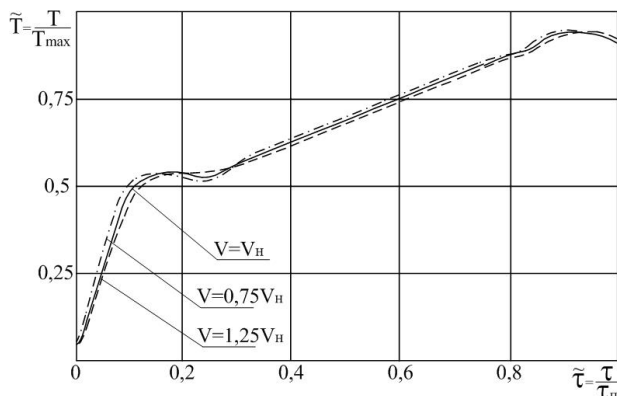


Рис. 5. Изменение во времени температуры масла на выходе из средней опоры

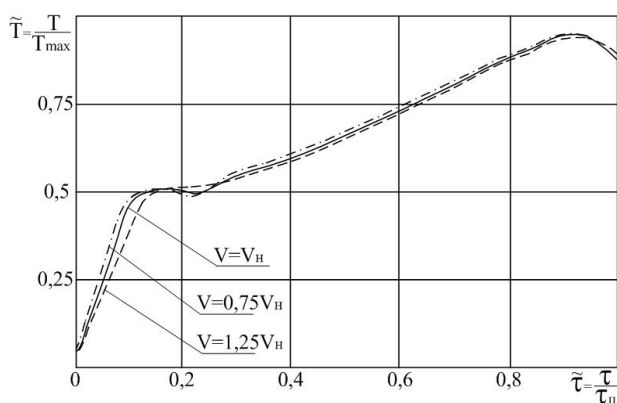


Рис. 6. Изменение во времени температуры масла на выходе из задней опоры

Заключение

1. Разработана программа определения теплового состояния масляной системы ГТД.
2. Из рассмотрения полученных расчетов можно сделать следующие выводы:

– на стационарных режимах работы двигателя тепловое состояние масляной системы не зависит от уровня масла, залитого в бак;

– на переходных режимах работы двигателя в соответствии с количеством масла, находящегося в системе, изменяется и постоянная времени переходного процесса его нагрева, причем эта зависимость – прямая. Однако, наблюдаемые расхождения в уровнях температур, достигаемых при этом, довольно незначительны;

– минимально необходимое количество масла на полет должно выбираться только из условия непрерывности подачи масла к трущимся деталям.

Литература

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 439 с.
3. Петров П.Г., Цирельман Н.М. Методика расчета изменения во времени теплового состояния масляной системы ГТД // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвуз. научн. сб. – 1979. – Вып. 3. – С. 95-99 (УАИ).
4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.

Поступила в редакцию 27.04.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф.Г. Бакиров, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа.