

УДК 629.73.083(075.8)

ТЕМПЕРАТУРНАЯ ДИАГНОСТИКА РОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Р.В. БИРЮКОВ, Ю.В. КИСЕЛЕВ

Статья представлена доктором технических наук, профессором Кузьмичевым В.С.

В статье рассмотрены вопросы диагностирования подшипников газотурбинных двигателей (ГТД) с использованием штатно измеряемых тепловых параметров. Представлена математическая модель теплового состояния радиально-упорных подшипников газотурбинного двигателя наземного применения, и показаны примеры ее применения для диагностирования.

Ключевые слова: диагностирование, подшипники, критерии подобия, тепловыделение.

По опыту эксплуатации известно, что одним из компонентов, ограничивающих ресурс ГТД, являются подшипники роторов, отказы которых приводят к серьезным последствиям. Поэтому актуальной является задача обеспечения эффективного контроля и диагностирования подшипниковых опор ГТД в эксплуатации с учетом ограниченного перечня измеряемой на двигателе информации.

Развитие неисправностей подшипников сопровождается изменением вибросостояния, повышенным тепловыделением и изменением в масле концентрации металлов [1].

В данной статье рассматриваются вопросы создания методики контроля и диагностирования подшипников по штатно измеряемым функциональным параметрам, связанным с температурным состоянием подшипников, запись которых осуществляется в систему регистрации все время работы двигателя.

Перечень измеряемых параметров, отражающих тепловое состояние подшипника, различен для разных ГТД и, как правило, включает в себя температуры масла на входе и выходе из двигателя (иногда – на выходе из опор (отдельно по опорам)) и в некоторых случаях – непосредственно измерение температур подшипников (наружных обойм). Такой замер, в частности, реализован для наиболее нагруженных шариковых подшипников на двигателях НК-36СТ и ряде других типов двигателей [2]. По опыту эксплуатации непосредственно измеренная температура подшипника является весьма чувствительной к изменению технического состояния.

В системах контроля и диагностирования применяется допусковый контроль температур, однако он позволяет выявить изменение состояния лишь на поздней стадии развития неисправности. В ряде систем диагностирования [2] применяются алгоритмы трендового анализа температурных параметров. Однако применение алгоритмов трендового анализа затруднено ввиду довольно существенных колебаний температуры подшипника при сменах режима и условий работы (т.е. не вызванных изменением технического состояния).

Если учесть каким-либо образом влияние на измеряемую температуру режима и условий работы, то изменение температуры может быть объяснено изменением технического состояния. А по величине отклонения измеренной температуры от некоторого эталона исправного состояния, с учетом накопленной статистики и опыта эксплуатации конкретного двигателя можно судить о фактическом состоянии подшипника.

Рассмотрим влияние режима и условий работы на температуру подшипников.

Наиболее полно вопрос температурного состояния подшипников ГТД рассмотрен в работе [3]. Температура подшипников зависит от нескольких основных факторов:

- потребляемой мощности, иначе говоря, тепловыделения в подшипнике;
- внешнего подвода тепла (через элементы конструкции опоры или из-за обдува подшипника горячим воздухом);

- прокачки масла и температуры масла на входе.

Рассмотрим вопрос определения потребляемой шариковым подшипником мощности. В работе [3] принято разделение этой мощности Q_{Σ} на две составляющие: потери на трение $Q_{тр}$ и гидродинамические потери (на перемешивание смазки) $Q_{гидр}$. Тогда потребляемая (рассеиваемая) мощность

$$Q_{\Sigma} = Q_{тр} + Q_{гидр}.$$

Гидродинамические потери в работе [4] рассчитываются с использованием критериального уравнения

$$Q_{гидр} = 16,6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1} \cdot z_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \rho \cdot u^3,$$

где u – окружная скорость сепаратора $u = \frac{\pi \cdot (d_{ц.м.} - d_{ш} \cdot \cos \gamma)}{120} \cdot n$; $Re = \frac{u \cdot d_{ш}}{\nu}$ – критерий Рейнольдса;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля; $z_{ш}$ – число тел качения; $d_{ш}$ – диаметр тела качения; ρ – плотность смазки.

Выражение для гидродинамических потерь преобразуем следующим образом

$$Q_{гидр} = 16,6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1} \cdot z_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \rho \cdot u^3 = a1 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1} \cdot u^3,$$

где $a1$ – постоянный коэффициент, равный $a1 = 16,6 \cdot 10^5 \cdot z_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \rho$ (не учитывая зависимость $\rho = f(t_{мвх})$).

Выражение для окружной скорости сепаратора перепишем следующим образом

$$u = \frac{\pi \cdot (d_{ц.м.} - d_{ш} \cdot \cos \gamma)}{120} \cdot n = s1 \cdot n,$$

где $s1$ – постоянный коэффициент, описывающий геометрию подшипника.

С учетом этого перепишем выражение для критерия Рейнольдса, дополнительно «внеся» в значение $s1$ умножение на диаметр шарика

$$Re = \frac{u \cdot d_{ш}}{\nu} = \frac{s1 \cdot n}{\nu}.$$

Вязкость масла можно учесть через температуру масла на входе, тогда с учетом критерия Прандтля (который в нашем случае перепишем через температуру масла на входе) и видоизмененного выражения для окружной скорости сепаратора можно записать выражение для гидродинамических потерь

$$Q_{гидр} = a1 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1} \cdot u^3 = a1 \cdot ((s1 \cdot n) / t_{мвх}^{o1})^{b1} \cdot t_{мвх}^{o2} \cdot (s1 \cdot n)^3,$$

где $o1, o2, b1$ – некоторые постоянные коэффициенты.

Тогда, раскрыв скобки и внеся значения всех постоянных величин в коэффициент $a1$, показатель степени при оборотах $b1$ и при температуре масла $c1$, получим выражение для гидродинамических потерь

$$Q_{гидр} = a1 \cdot t_{мвх}^{c1} \cdot n^{b1}.$$

Потери на трение определяются следующим образом:

$$Q_{тр} = C1 \cdot z_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \rho \cdot u^3;$$

$$C1 = \varphi(Re, Eu, Pr) = 14,7 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0,214} \cdot Eu^{0,287} \cdot Pr^{0,44},$$

где $Eu = \frac{P_{ср-ш}}{\rho \cdot (u \cdot d_{ш})^2}$ – критерий Эйлера; $P_{ср-ш} = \frac{A}{Z_{ш}}$ – средняя нагрузка на одно тело качения;

A – осевая сила, действующая на подшипник (если подшипник нагружен прежде всего осевой силой).

Для радиально-упорных подшипников нагрузку на тело качения определяет главным образом осевая сила, зависящая от конкретной геометрии исполнения системы осевой разгрузки и режима работы двигателя. Нетрудно отметить, что это выражение может быть преобразовано подобно выражению для гидродинамических потерь, и с учетом того, что критерий Эйлера

также может быть выражен через обороты (так как от них зависит и окружная скорость, и осевая сила), можно записать аналогично

$$Q_{\text{тр}} = a_2 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_2} \cdot n^{b_2}.$$

В результате рассеиваемая подшипником мощность

$$Q_{\Sigma} = (16,6 \cdot 10^5 \cdot \text{Re}^{-1,25} \cdot \text{Pr}^{-1} + 14,7 \cdot 10^5 \cdot \text{Re}^{0,214} \cdot \text{Eu}^{0,287} \cdot \text{Pr}^{0,44}) \cdot z_{\text{ш}} \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot \rho \cdot u^3.$$

С учетом проведенных преобразований это выражение запишется в виде

$$Q_{\Sigma} = a_1 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_1} \cdot n^{b_1} + a_2 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_2} \cdot n^{b_2}.$$

С учетом прокачки и входной температуры масла (но без учета внешнего подвода тепла) температура подшипника может быть определена формулой

$$t_n = t_{\text{м вх}} + \frac{3600 \cdot Q_{\Sigma}}{C_p \cdot q_m}.$$

Здесь q_m [кг/ч] – прокачка масла.

Для учета внешнего подвода тепла к подшипнику по методике [4] определяется добавка $\Delta t_{\text{п}}$

$$\Delta t_{\text{п}} = \chi \cdot Q_{\text{вн}} \cdot l,$$

где χ – экспериментально определенный коэффициент; $Q_{\text{вн}}$ – тепловой поток внешнего подвода тепла; l – характерный размер.

Прделаем для итоговой формулы $t_{\text{п}}$ преобразования, аналогичные по своей идее проведенным ранее для потерь на трение и гидродинамических потерь. Тогда можно записать выражение для температуры подшипника в виде

$$t_{\text{п}} = t_{\text{м вх}} + (a_3/q_m) \cdot (a_1 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_1} \cdot n^{b_1} + a_2 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_2} \cdot n^{b_2}) + a_4 \cdot n^{b_4}.$$

Учтя значение a_3 в a_1 и a_2

$$t_{\text{п}} = t_{\text{м вх}} + (a_1 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_1} \cdot n^{b_1} + a_2 \cdot t_{\text{МВХ}}^{c_2} \cdot n^{b_2}) / q_m + a_4 \cdot n^{b_4}. \quad (1)$$

Здесь с помощью слагаемого $a_4 \cdot n^{b_4}$ учитывается внешний подвод тепла; a_3 , a_4 , b_4 – постоянные коэффициенты.

Таким образом, фактическая температура подшипника будет зависеть от входной температуры масла, прокачки масла через опору (или связанной с ней величины) и частоты вращения ротора двигателя, причем эта зависимость степенная. Однако напрямую использовать эту формулу для определения некоторой «эталонной» температуры, с которой следует сравнивать измеренную $t_{\text{п}}$ не представляется возможным. Это объясняется тем, что не известны точно прежде всего действующая осевая сила (как указано в начале статьи) и внешний подвод тепла.

В связи с этим предложена тепловая модель подшипника, учитывающая общие законы влияния различных факторов на $t_{\text{п}}$ и индивидуальные особенности конкретного типа и экземпляра двигателя.

Прорабатывались различные виды формул, связывающих температуру подшипника с влияющими факторами. Наилучший результат получен для формулы, соответствующей преобразованному виду формулы (1)

$$t_n = n_{\text{отн}_p}^a \cdot t_{\text{мвх отн}_p}^b \cdot G_{\text{м}_\text{отн}}^d \cdot c, \quad (2)$$

где $t_{\text{п}}$ – расчетная температура соответствующего подшипника; $n_{\text{отн}_p}$ – физические обороты соответствующего ротора, отнесенные к некоторому выбранному характерному режиму работы; $t_{\text{мвхотн}_p}$ – температура масла на входе, отнесенная к некоторому выбранному характерному режиму работы; $G_{\text{м}_\text{отн}}$ – относительная прокачка масла; a , b , c , d – эмпирически получаемые коэффициенты.

Эта модель позволяет вводить поправки к измеренной температуре для учета влияния режима и условий работы (т.е. приводить температуру к некоторому режиму или, иначе говоря, корректировать ее). Кроме того, разработана методика автоматизированного получения числовых значений коэффициентов в этой модели, и таким образом она может быть адаптирована к любому двигателю (авиационному или промышленному), где осуществляется измерение необходимого набора параметров.

В данной работе расчет коэффициентов проводился по данным, зафиксированным при эксплуатации трехроторного ГТД наземного применения. Ротор НД, СД газогенератора – трехопорные, ВД – двухопорный. На каждом из радиально-упорных подшипников (НД, СД, ВД) осуществляется измерение температуры наружной обоймы.

В расчетах использовались штатно измеряемые параметры: частоты вращения роторов, входная температура масла и два параметра, определяющие фактическую прокачку масла через опоры – давление масла на входе в двигатель $P_{\text{мвх}}$ и давление в объединенной системе суфлирования $P_{\text{суфл}}$. Величина $P_{\text{мвх}} - P_{\text{суфл}}$ напрямую связана с перепадом давления на форсунках подачи масла, т.е. при заданных гидравлических характеристиках системы форсунок определяет подачу масла в опору

$$G = \mu \cdot F \cdot \sqrt{2\rho \cdot \Delta P} \quad \text{или} \quad G_m = k1 \cdot \sqrt{P_{\text{мвх}} - P_{\text{суфл}}}$$

Относительные значения параметров $n_{\text{отн}_p}, t_{\text{мвхотн}_p}$ вычислялись следующим образом

$$\Pi_{\text{пр}_p} = \Pi_{\text{зад}} / \Pi_{\text{выб}}, \quad (3)$$

где $\Pi_{\text{зад}}$ – задаваемое значение параметра; $\Pi_{\text{выб}}$ – базовое значение параметров выбранного для приведения наиболее характерного режима работы.

Относительная прокачка масла определялась из следующего соотношения

$$G_{\text{мвх}} = \frac{G_{\text{мвх}}^{\text{факт}}}{G_{\text{мвх}}^{\text{зад}}} = 0,412 \cdot \sqrt{(P_{\text{мвх}} - P_{\text{суфл}})}$$

Значения показателей степеней a, b, c, d рассчитаны методом наименьших квадратов по данным параметров работы конкретного экземпляра двигателя.

При выполнении расчетов отмечено, что полученные формулы дают наилучший результат на стационарных режимах и примерно дают значения температуры на всех режимах работы, в том числе на запуске и на переходных режимах.

Коэффициент С в формулах отражает некоторую «базовую» температуру, которую подшипник будет иметь при указанных выше в формулах отнесения выбранных базовых значениях параметров.

При увеличении режима работы двигателя или температуры масла на входе от выбранного базового режима отнесенные значения параметров будут становиться больше 1, и температура подшипника по модели будет увеличиваться. По отношению к прокачке масла будет наблюдаться обратная зависимость.

С использованием выражения (2) проведено сравнение получаемых по модели значений параметров с измеренными.

На рис. 1 приведено сравнение температур подшипника НД для конкретного экземпляра двигателя за период в 14 дней.

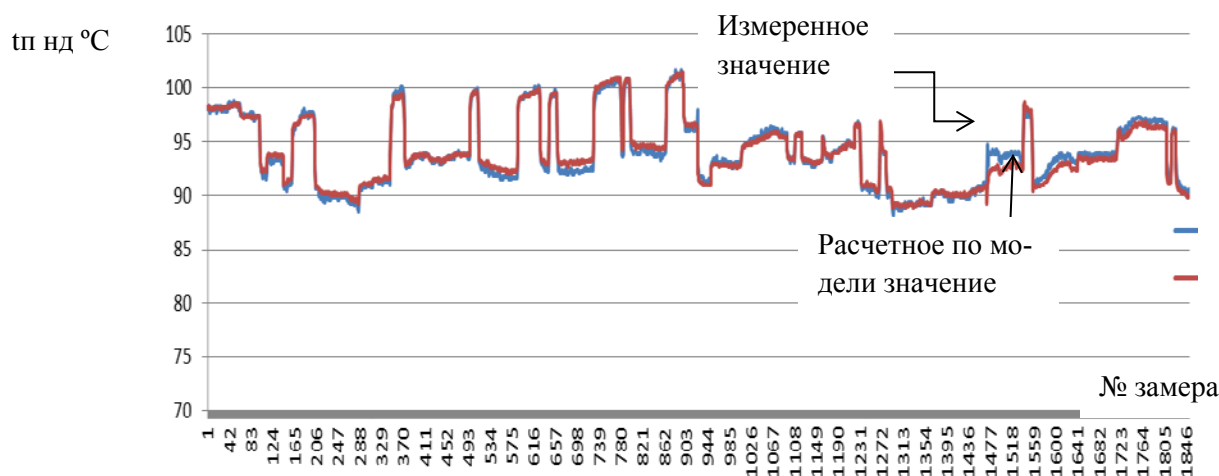


Рис. 1. Измеренное и модельное значения температуры упорного подшипника ротора НД

На рис. 1 видно хорошее совпадение модельного и измеренного значений.

Также проведено сравнение измеренных температур подшипников с расчетными температурами для подшипников НД, СД и ВД нескольких экземпляров двигателей. Проведенные расчеты и сравнения показали хорошее совпадение расчетных и измеренных температур, модель адекватно отражает влияние на температуру режима и условий работы. Следовательно, модель можно применить для целей диагностики.

Для решения задач диагностики можно проводить анализ тенденции изменения разницы между расчетным (по модели) и измеренным значением, однако более удобно использовать полученную модель для «корректировки» или, другими словами, приведения измеренных значений в соответствие с фактическими условиями работы. В этом случае скорректированное (приведенное) значение в идеале при неизменном техническом состоянии должно оставаться постоянным.

Корректировка значений температур подшипников $t_{пНД}$, $t_{пСД}$, $t_{пВД}$ осуществляется по формуле, полученной преобразованием формулы (2)

$$t_{n \text{ кор}} = t_{n \text{ измер}} \cdot n_{отн_р}^{-a} \cdot t_{мех \text{ отн_р}}^{-b} \cdot G_{м_отн}^{-d} \cdot c . \quad (4)$$

При использовании данной формулы устраняется недостаток модели в части не учета индивидуальности измеренного температурного состояния подшипников для разных двигателей, а используется часть формулы, отражающая влияние на температуру режима и условий работы. Очевидно, что при возникновении неисправностей и повышенном тепловыделении в подшипнике скорректированное значение температуры не будет маскировать неисправность.

На рис. 2, 3 приведен пример применения формулы для коррекции значений температур подшипников двигателя по данным, полученным за период 14 дней.

За указанный период времени температура воздуха колебалась в пределах $+3,5...+18,5^{\circ}\text{C}$, температура масла – в пределах $+55,6...+74,2^{\circ}\text{C}$, частота вращения ротора НД – в пределах $4670...4860$ об/мин.

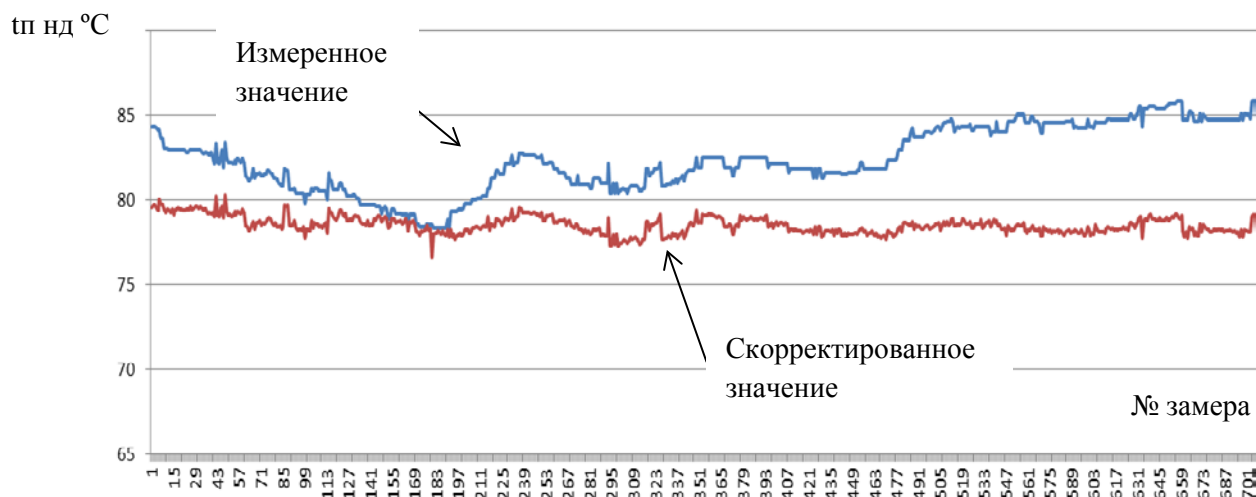


Рис. 2. Измеренное и скорректированное значения температуры упорного подшипника ротора НД

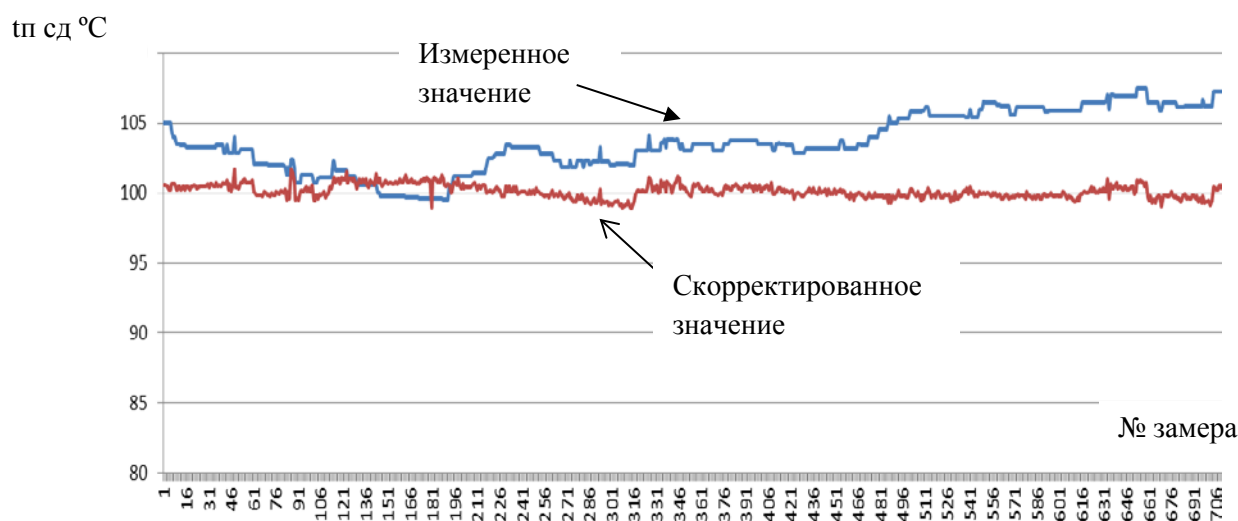


Рис. 3. Измеренное и скорректированное значения температуры упорного подшипника ротора СД

Как видно из рис. 2, 3 скорректированное по внешним условиям и режиму работы значение температур в исправном состоянии имеет существенно меньший разброс по сравнению с измеренной температурой. Это дает основание для использования скорректированной температуры для трендового анализа.

На рис. 4 приведем пример изменения температуры подшипника одного из двигателей в ходе развития неисправности (разрушение подшипника ротора ВД). Можно отметить два участка на графике – участок плавного роста температуры перед аварией (с 120°C до $\approx 160^{\circ}\text{C}$, начало плавного роста за 14 минут до разрушения) и участок скачкообразного увеличения температуры при разрушении подшипника (с $\approx 160^{\circ}\text{C}$ до 310°C). Из рис. 4 хорошо видно существенное изменение скорректированного значения температуры при развитии неисправности. Также изменялось и измеренное значение температуры, однако по этому изменению нельзя было однозначно судить о развитии аварии на участке плавного роста температур, так как температура оставалась в пределах допуска. Введение контроля скорректированной температуры позволяет надежно определить начальный момент разрушения подшипника путем использования тренд анализа или введением более жесткого допуска.

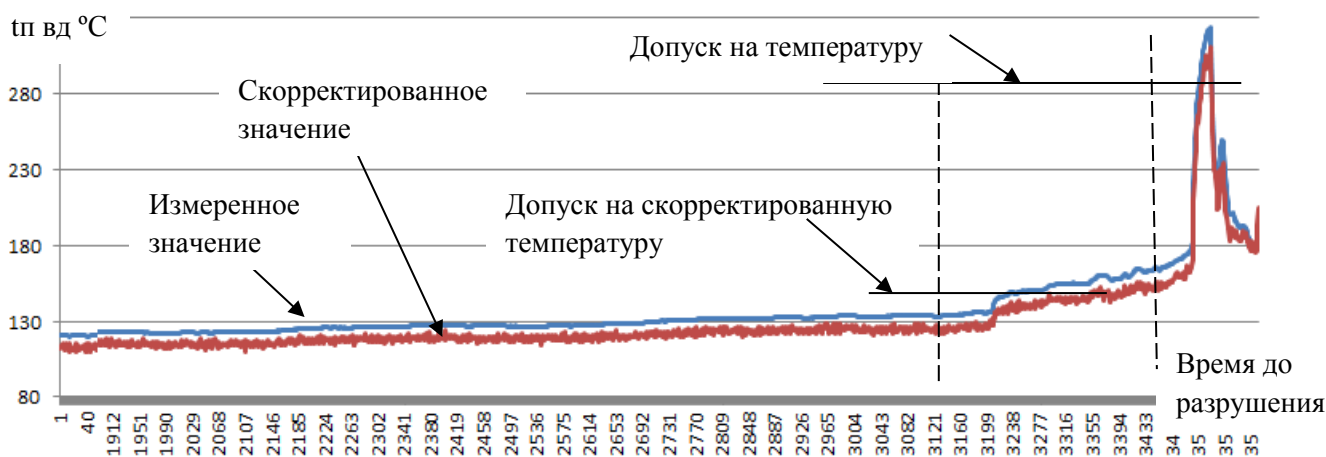


Рис. 4. Изменение температуры подшипника ротора ВД в ходе развития аварии

Подобное рассмотрение можно провести не только для температуры подшипника, но и для температуры масла на выходе из опоры, для теплоперепада (разности температур на входе и выходе) на опоре, для теплоотдачи двигателя в масло.

Таким образом, полученная эмпирическая модель может служить основой для построения алгоритмов диагностирования с использованием измеряемых температурных параметров опор роторов ГТД.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ № 218 от 09.04.2010 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Люлько В.И.** Эксплуатация авиационных двигателей по техническому состоянию (теория и практика). - М.: МГУ, 2002.
2. **Зарицкий С.П.** Автоматизированная система диагностирования двигателя НК-36СТ / С.П. Зарицкий, В.Н. Исланов, В.Б. Коротков, В.Н. Михнович, Ю.Н. Тарасенко // Энергодиагностика / Диагностика и надежность: сб. тр. междунар. конф. - М.: Изд-во «Энергия», 1995. - Т. 2.
3. **Демидович В.М.** Исследование теплового режима подшипников ГТД. - М.: Машиностроение, 1978.

TEMPERATURE DIAGNOSTICS OF GAS TURBINE ENGINE BEARINGS

Birukov R.V., Kiselev Y.V.

The objective of the current research was to develop methodology for diagnosing industrial gas turbine engine bearings using the standard performance parameters. This paper presents mathematical thermal model of combined thrust and radial bearing and provides the model application examples for diagnostics.

Key words: diagnostics, bearings, similarity criterion, thermal emission.

Сведения об авторах

Бирюков Роман Владимирович, 1990 г.р., окончил СГАУ (2013), аспирант СГАУ, область научных интересов – диагностика и регулирование авиационных двигателей.

Киселев Юрий Витальевич, 1948 г.р., окончил КуАИ (1972), доцент, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники СГАУ, автор более 60 научных работ, область научных интересов – диагностика авиационной техники.