УДК 621.431

**А.В. Неменко, канд. техн. наук, доцент**
**М.М. Никитин, инженер**
*Севастопольский национальный технический университет*
*ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053*
*E-mail: valesan@list.ru*

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПЕРЕГРЕВА ОПОРНОГО ПОДШИПНИКА СУДОВОГО ДВС ПО ВРЕМЕННОМУ РЯДУ ИЗМЕРЕНИЙ ЕГО ТЕМПЕРАТУРЫ

*Рассмотрено влияние переходного процесса изменения нагрузки судовой дизельной энергетической установки на температуру опорных подшипников ДВС. Оценена возможность прогнозирования превышения температуры подшипника допустимого диапазона значений. Получены оценки необходимого увеличения подачи смазочного масла в подшипник при переходном процессе изменения нагрузки ДВС.*

***Ключевые слова:*** *тепловой переходный процесс, двигатель внутреннего сгорания, опорный подшипник, контроль температуры, временной ряд, уравнение регрессии.*

***Введение.*** Повышение безопасности мореплавания остается актуальной практической задачей. Одним из путей её решения является увеличение надежности судовой энергетической установки (СЭУ), обеспечивающей определенную способность судна к безаварийной работе. Надежность СЭУ повышается вследствие внедрения конструктивных решений, позволяющих снизить вероятность внезапного отказа её элементов.

Одной из тяжелых аварий, приводящей к выходу из строя двигателя, является термическое разрушение его опорных (рамовых) подшипников, поддерживающих коленчатый вал между цилиндрами. В большинстве случаев этот узел является подшипником скольжения, работающим в режиме полужидкостного трения при постоянной подаче через него масла, создающего клин и отводящего тепло. Основные антифрикционные функции выполняют сменные вкладыши подшипника, на которые нанесены слои мягкого сплава, обладающего низкой температурой плавления. При перегреве подшипника антифрикционный слой плавится и дальнейший контакт цапфы происходит уже со стальной основой вкладыша, что приводит к резкому повышению коэффициента трения и интенсивному износу самой цапфы (явление задира). В неблагоприятных случаях такая авария может потребовать замены всего коленчатого вала. Для предотвращения описанных явлений требования к автоматизации СЭУ на класс А2 [1] предусматривают защиту по падению давления масла на входе в цилиндр. Кроме того требованиями предусмотрена аварийно-предупредительная сигнализация (АПС) по превышению температуры масла, выходящего из подшипников.

Однако практика показывает, что, несмотря на эти меры, аварии с термическим разрушением подшипников происходят [2]. Представляется, что такое положение вещей обусловлено малым временем, отводимым экипажу на устранение неисправности после срабатывания АПС в сочетании с отсутствием защиты именно по температуре подшипника. Практическую ценность представляет усовершенствование АПС в направлении дальнего прогнозирования перегрева подшипников на основании мониторинга их температур в реальном времени с одновременной выдачей количественных рекомендаций по увеличению подачи смазки или снижению нагрузки для предотвращения события. Учитывая, что переходные процессы снижения и увеличения нагрузки имеют развитие во времени, то дальность прогноза должна быть сопоставима с временем развития процессов. Изменения температуры подшипника носит апериодический характер, поэтому целесообразно искать его предельное значение как асимптотическое значение уравнения регрессии $T(t)$, полученное по массиву измеренных значений температуры $(T_0,...,T_n,...)$. Такой подход имеет значительную индетерминированость, поэтому будем искать функцию регрессии, при подборе свободных параметров совпадающую с одним из детерминированных описаний температуры при переходном процессе.

*Цель работы* – прогнозная оценка работоспособности контактной пары опорного узла коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания (*ДВС*) по фактору температуры выходящего из подшипника масла.

**Постановка и решение задачи.** Для двигателя, динамика которого вместе с регулятором угловой скорости кривошипа описывается системой дифференциальных уравнений, приведенной в [3], требуется получить зависимость температуры выходящего из опорного подшипника масла от времени $T_{вых}(t)$ в течение переходного процесса изменения угловой скорости коленчатого вала от $\omega_0$ до $\omega_p$ при условии постоянного расхода масла через подшипник. Результат представим в обобщенном виде, заменив все постоянные коэффициенты значениями, подлежащими определению на основании метода наименьших квадратов.

Зависимостью теплоемкости масла от температуры пренебрегаем. Колебания угловой скорости коленчатого вала двигателя считаем малыми относительно среднего значения. Разность двух установившихся средних за цикл значений угловой скорости коленчатого вала, между которыми протекает переходный процесс изменения угловой скорости, считаем малой относительно каждого из значений. Величину постоянной составляющей приведенного момента инерции считаем большой относительно величины амплитуды переменной составляющей.

Рассмотрим функцию $T_{вых}(t)$ в зависимости от параметров переходного процесса – угловой скорости цапфы и момента движущих сил. Уравнение баланса мощности при работе подшипника:

$$N_{тр} = N_{отв}, \tag{1}$$

где $N_{тр}$ – мощность, выделяемая в результате полужидкостного трения между цапфой и вкладышами, Вт.

$N_{тр}$ в первом приближении может быть представлена, как величина, прямо пропорциональная мгновенной мощности двигателя

$$N_{тр} = k_{тр} \cdot M \cdot \omega, \tag{2}$$

где $k_{тр}$ – коэффициент, зависящий от конструктивного исполнения двигателя и валопровода и обычно не превосходящий 0,1 %; $M$ – мгновенное значение приложенного к цапфе обобщенного момента сил, возникающих в двигателе (в многоцилиндровом исполнении мгновенное значение находится суммированием по цилиндрам с учетом углов установки кривошипов [4]); ω – мгновенное значение угловой скорости цапфы, рад; $N_{отв}$ – мощность, отводимая от подшипника смазочным маслом, Вт.

Значение $N_{отв}$ определяют по ниже приведенному выражению

$$N_{отв} = c \cdot G \cdot \left(T_{вх} - T_{вых}\right), \tag{3}$$

где $c$ – средняя теплоемкость масла, Дж·кГ$^{-1}$·К$^{-1}$; $G$ – массовый расход масла, кГ·с$^{-1}$; $T_{вх}$ – температура масла на входе в подшипник, К; $T_{вых}$ – температура масла на выходе из подшипника, К.

Учитывая (2) и (3) и обозначив переменные во времени параметры, получим

$$T_{вых}(t) = T_{вх} + \frac{k_{тр} \cdot M(t) \cdot \omega(t)}{c \cdot G}. \tag{4}$$

Полученная зависимость показывает рост температуры при уменьшении подачи масла в подшипник.

Рассмотрим, как зависят от времени входящие в знаменатель дроби в правой части (4) величины $M(t)$ и $\omega(t)$. Учитывая сделанные допущения, уравнения динамики системы двигатель – всережимный регулятор имеют вид

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\xi \cdot \rho}{m_n} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{c_p}{m_n} \cdot x + \frac{2 \cdot k_д \cdot \omega_p}{m_n} \cdot \omega = \frac{c \cdot x_p + 2 \cdot k_д \cdot \omega_p^2}{m_n} \\ &I \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M(t) = k_M \cdot x \end{aligned}\right\}, \tag{5}$$

где $x$ – координата управляющего звена регулятора, м; $I$ – приведенный к оси вращения кривошипа момент инерции кривошипно-ползунного механизма, кГ·м$^2$; φ – угол поворота кривошипа, рад; $t$ – время, с; ω – угловая скорость коленчатого вала ($\omega = d\varphi/dt$), рад/с; $m_n$ – приведенная к линии движения выходного звена регулятора масса регулятора, кГ; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления регулятора; ρ – плотность технологической жидкости регулятора, кГ/м$^3$; $k_д$ – коэффициент центробежного датчика, кГ·м; $x_p$ – расчетное положение исполнительного звена регулятора; $\omega_p$ – поддерживаемая регулятором угловая скорость коленчатого вала двигателя; $c_p$ – коэффициент жесткости пружины датчика; $k_M$ – коэффициент момента Н, при линейной характеристике равный отношению момента на коленчатом валу к координате управляющего звена регулятора и являющийся постоянной величиной.

Начальные условия при $(t = t_0)$ : $x = x_0$, $\dfrac{dx}{dt} = 0$, $\varphi = 0$, $\omega = \omega_0$.

Из второго уравнения (5) следует:

$$\frac{dx}{dt}=\frac{I}{k_M}\cdot\frac{d^3\varphi}{dt^3}, \tag{7}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{I}{k_M}\cdot\frac{d^4\varphi}{dt^4}. \tag{8}$$

Применив (7) и (8) к (1), преобразуем систему в уравнение четвертого порядка

$$\frac{d^4\varphi}{dt^4}+a\cdot\frac{d^3\varphi}{dt^3}+b\cdot\frac{d^2\varphi}{dt^2}+c\cdot\frac{d\varphi}{dt}=d, \tag{9}$$

где $a$, $b$, $c$, $d$ – постоянные величины. С учетом (5) получены следующие формулы:

$$a=\frac{\xi\cdot\rho}{m_n}, \tag{10}$$

$$b=\frac{c}{m_n}, \tag{11}$$

$$c=\frac{2\cdot k_\partial\cdot\omega_p\cdot k_M}{I\cdot m_n}, \tag{12}$$

$$d=\frac{2\cdot k_\partial\cdot{\omega_p}^2\cdot k_M}{I\cdot m_n}. \tag{13}$$

Уравнение (9) относится к типу линейного неоднородного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами. Как известно [5], его решение $\varphi(t)$ может быть представлено в виде суммы общего $\overline{\varphi}(t)$ и частного $\varphi^*(t)$ решений

$$\varphi(t)=\overline{\varphi}(t)+\varphi^*(t). \tag{14}$$

Для нахождения общего решения найдены корни $k_1$, $k_2$, $k_3$, $k_4$ характеристического уравнения (9):

$$k\cdot\left(k^3+a\cdot k^2+b\cdot k+c\right)=0. \tag{15}$$

Очевидно, что $k_1=0$. Для нахождения трех остальных корней рассмотрим кубическое уравнение, полученное путем приравнивания нулю выражения в скобке (15). С помощью подстановки $\left(k=y-\frac{a}{3}\right)$, преобразуем его к виду, допускающему применение формул Кардано [5]

$$y^3+p\cdot y+q, \tag{16}$$

где $p$ и $q$ – постоянные величины и определяются из соотношений:

$$p=b-\frac{a^2}{3}, \tag{17}$$

$$q=c-\frac{a\cdot b}{3}-\frac{a^3}{18}. \tag{18}$$

Для дальнейшего исследования существенным является знак дискриминанта уравнения (16):

$$D=\left(\frac{q}{2}\right)^2+\left(\frac{p}{3}\right)^3. \tag{19}$$

Проверка на основании параметров выполненных конструкций двигателей и регуляторов знак (19) оказывается положительным. Это соответствует случаю одного действительного и двух комплексных корней, определяемых по формулам Кардано:

$$y_1=A+B, \tag{20}$$

$$y_2=-\frac{1}{2}\cdot(A+B)+\frac{i\cdot\sqrt{3}}{2}\cdot(A-B), \tag{21}$$

$$y_3=-\frac{1}{2}\cdot(A+B)+\frac{i\cdot\sqrt{3}}{2}\cdot(A-B), \tag{22}$$

где $i=\sqrt{-1}$, $A$, $B$ – постоянные для уравнения (16) величины и вычисляются из соотношений

$$A=\sqrt[3]{-\frac{q}{2}+\sqrt{D}}\ , \tag{23}$$

$$B=\sqrt[3]{-\frac{q}{2}-\sqrt{D}}\ . \tag{24}$$

Возвращаясь к переменной $k$, из формул (20) – (22) получим выражения для $k_2$, $k_3$ и $k_4$, позволяющие представить общее решение (4) в виде

$$\overline{\varphi}(t)=C_1+C_2\cdot\exp\left(\left(A+B-\frac{\xi\cdot\rho}{3\cdot m_n}\right)\cdot t\right)+\ C_3\cdot\exp\left(\left(-\frac{1}{2}\cdot(A-B)-\frac{\xi\cdot\rho}{3\cdot m_{ï}}\right)\cdot t\right)\cdot\cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot(A-B)\cdot t\right)+$$

$$+C_4\cdot\exp\left(\left(-\frac{1}{2}\cdot(A-B)-\frac{\xi\cdot\rho}{3\cdot m_{ï}}\right)\cdot t\right)\cdot\sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot(A-B)\cdot t\right), \tag{25}$$

где $C_1$, $C_2$, $C_3$, $C_4$ – постоянные интегрирования, которые в дальнейшем сократятся.

Частное решение $\varphi^*(t)$ ищем [4] в виде $\varphi^*(t)=\alpha\cdot t$, в результате подстановки которого в левую и правую части (9) получаем

$$\varphi^*(t)=\omega_p\cdot t\,. \tag{26}$$

Тогда общее решение относительно зависимости угла поворота коленчатого вала от времени запишем в виде суммы (25) и (26)

$$\varphi=C_1+\omega_p\cdot t+C_2\cdot e^{\alpha\cdot t}+C_3\cdot e^{\beta\cdot t}\cdot\cos\gamma\cdot t+C_4\cdot e^{\beta\cdot t}\cdot\sin\gamma\cdot t\,, \tag{27}$$

где

$$\alpha=\left(A+B-\frac{\xi\cdot\rho}{3\cdot m_n}\right), \tag{28}$$

$$\beta=\left(-\frac{1}{2}\cdot(A-B)-\frac{\xi\cdot\rho}{3\cdot m_n}\right), \tag{29}$$

$$\gamma=\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot(A-B)\cdot t\right). \tag{30}$$

Учитывая формулы (5), (7) и (8), с помощью дифференцирования (27) получим искомые зависимости от времени мгновенной угловой скорости кривошипа и приведенного к оси вращения кривошипа момента

$$\omega(t)=\omega_p+\alpha\cdot C_2\cdot e^{\alpha\cdot t}+e^{\beta\cdot t}\cdot\left((\beta\cdot C_3+\gamma\cdot C_4)\cdot\cos\gamma\cdot t+(-\gamma\cdot C_3+\beta\cdot C_4)\cdot\sin\gamma\cdot t\right), \tag{31}$$

$$M(t)=C_2\cdot I\cdot\alpha^2\cdot e^{\alpha\cdot t}+C_3\cdot I\cdot e^{\beta\cdot t}\cdot\left(\left(\beta^2-\gamma^2\right)\cdot\cos(\gamma\cdot t)-2\cdot\gamma\cdot\beta\cdot\sin(\gamma\cdot t)\right)+$$

$$+C_4\cdot I\cdot e^{\beta\cdot t}\cdot\left(\left(\beta^2-\gamma^2\right)\cdot\sin(\gamma\cdot t)+2\cdot\gamma\cdot\beta\cdot\cos(\gamma\cdot t)\right). \tag{32}$$

Из (4) следует, что искомая функция, к которой можно осуществить регрессию массива измеренных значений температуры, является суммой некоторой постоянной и произведения (31) и (32). Осуществив эту операцию, приведя подобные члены и обозначив все полученные не зависящие от времени величины кроме рассмотренных ранее α, β и γ через $R_0-R_9$, получим общий вид функции $T_{вых}(t)$ (4), соответствующий описанию теплового переходного процесса уравнениями (4) и (5)

$$T_{вых}(t)=R_0+R_1\cdot e^{\alpha\cdot t}+R_2\cdot e^{2\cdot\alpha\cdot t}+e^{\beta\cdot t}\cdot(R_3\cdot\sin\gamma\cdot t+R_4\cdot\cos\gamma\cdot t)+$$

$$+e^{(\alpha+\beta)\cdot t}\cdot(R_5\cdot\sin\gamma\cdot t+R_6\cdot\cos\gamma\cdot t)+e^{2\cdot\beta\cdot t}\cdot(R_7+R_8\cdot\sin 2\cdot\gamma\cdot t+R_9\cdot\cos 2\cdot\gamma\cdot t). \tag{33}$$

В результате получим уравнение регрессии, коэффициенты $R_0-R_9$ которого могут быть получены из условия минимизации отклонения функции (33) от массива измеренных значений выходной температуры масла на выходе из подшипника.

**Выводы.** Получен общий вид уравнения регрессии для временного ряда измеренных значений температуры выходящего из опорного подшипника масла. В формуле (33) подлежат определению 10 постоянных, что вполне осуществимо при обработке нескольких сотен измеренных значений ряда с использованием метода наименьших квадратов. Необходимо отметить, что приближенные значения температуры, использующиеся при составлении матриц, могут привести к неустойчивой вычислительной схеме, поэтому при практической реализации регрессии необходима дополнительная проверка. После определения коэффициентов (33) и доверительных интервалов, задача о возможном перегреве решается непосредственным табулированием полученной зависимости. Критерием перегрева принимается положительная разность расчетной и предельно допустимой температур хотя бы при одном расчетном значении времени.

Уменьшение среднеквадратического отклонения получаемого прогноза возможно с помощью численного интегрирования модели ДВС с большей детализацией – например, учитывающей инерционные свойства турбокомпрессора, впускного ресивера двухтактного ДВС, содержащей конечно-элементную модель подшипника с расчетом коэффициентов теплопередачи и др. Такое уточнение требует дальнейших исследований. Следует отметить, что увеличение свободных параметров в уравнении регрессии налагает дополнительные требования на количество и точность исходных данных, поэтому скорее всего при фиксированном количестве свободных параметров возможно существование некоторых параметров, нахождение которых является целью дальнейших исследований.

***Библиографический список использованной литературы***

1. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок / С.В. Камкин [и др.]. — М.: Транспорт, 1996. — 405 с.

2. Корнилов Э.В. Аварии и аварийные повреждения судовых дизелей / Э.В. Корнилов, В.П. Бойко, Е.Н. Танасов. — Одесса: Экспресс, 2010. — 272 с.

3. Неменко А.В. Влияние настройки центробежного регулятора частоты вращения на износ подшипников кривошипно-ползунного механизма судового дизеля / А.В. Неменко, М.М. Никитин // Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем: материалы межд. науч. техн. конф., Севастополь, 5 – 8 сент. 2005 г. — Севастополь, 2005. — С. 113–122.

4. Гогин А.Ф. Судовые дизели / А.Ф. Гогин, Е.Ф. Кивалкин, А.А. Богданов. — М.: Транспорт, 1988. — 432 с.

5. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике / П.Ф. Фильчаков. — К.: Наукова думка, 1974. — 744 с.

***Поступила в редакцию 23.05.2013 г.***

**Неменко О.В., Нікітін М.М. Прогнозування перегріву опорного підшипника суднового ДВС по тимчасовому ряду вимірів його температури**

Розглянутий вплив перехідного процесу зміни навантаження суднової дизельної енергетичної установки на температуру опорних підшипників ДВС. Проведена оцінка можливості прогнозування перевищення температури підшипника припустимого діапазону значень. Отримані оцінки необхідного збільшення подачі мастила в підшипник при перехідному процесі зміни навантаження ДВС.

**Ключові слова:** тепловий перехідний процес, опорний підшипник, виплавлење вкладишів, судновий ДВС.

**Nemenko A., Nikitin M. Forecasting of support bearing overheating of ship's PP on temporal row of measurements of its temperature**

Influence of transient of change of ship diesel power plant loading on the temperature of the SPP supporting bearers considered. The estimation of possibility of forecasting of temperature increase in bearing to possible value range is conducted. The estimations of required lubricant increase in bearing at the transient of SPP loading change are obtained.

**Keywords:** thermal transient, support bearing, pyrogenating of inlay, ship power plant.