

14. Гринько Н.К., Устинов М.И., Осипова Т.В. Имитационная модель шахты как инструмент для разработки прогноза научно-технического прогресса при подземной добыче угля // Уголь. 1991. №1. С. 16-22.
15. Крюкова В.В. Принципы формализации и моделирования угольной шахты на сетях Петри // Вестн. КузГТУ. 1999. №1. С. 74-78.
16. Крюкова В.В. Интерактивная проблемно-ориентированная система имитационного моделирования угольной шахты // Горный инф.-анал. бюлл., 2004. №1. С. 160-165.
17. Крюкова В.В. Математическое моделирование и оценка эффективности технологических решений угольной шахты // Высокие технологии, фундаментальные и прикладные исследования, образование. Т.4: Сб. науч. тр. 2 Межд. н-пр. конф. «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности». (7-12 января 2006 г., Санкт-Петербург). –СПб: Изд-во политехн. ун-та. 2006. С. 32-33.
18. Крюкова В.В. Методология имитационного моделирования угольной шахты на сетях Петри // Сб науч. тр. по матер. н-пр. конф. «Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития». (1-15 октября 2005 г., Одесса). Одесса: Черноморье. 2005. Т 7. С. 47-49.

□ Автор статьи:

Крюкова  
Валентина Валентиновна  
- канд. техн. наук, доц. каф. вычислительной техники и информационных технологий

**УДК 517.946(075.8)**

**В.Т. Преслер, А.С. Моисеенко, Г.Г. Стекольщиков**

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ГАЗООТСАСЫВАЮЩЕГО ВЕНТИЛЯТОРА ПРИ РАЗРУШЕНИИ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛУ

### 1. Постановка задачи

При комбинированном проветривании сети горных выработок подземных угольных шахт через поверхностный газоотсасывающий вентилятор прокачивается метановоздушная смесь, концентрация которой находится в диапазоне воспламенения 7-10 %. На шахтах Кузбасса применяются газоотсасывающие вентиляторы, выпускаемые ООО «Артёмовский машиностроительный завод ВЕНТПРОМ», ВЦГ-7М и УВЦГ-15. И хотя, согласно информации завода-производителя, вентиляторы этих марок оснащены тепловой защитой, обеспечивающей их отключение при нагревании подшипников выше нормы, все же вопрос о возможности воспламенения метановоздушной смеси в аварийной ситуации остается открытым.

При разрушении одного из двух подшипников или сразу обоих вследствие повышения трения между шейкой вала и продуктами разрушения подшипника образуется источник тепла, разогревающий вал. Вносимое источником тепло в течение определённого периода, впоследствии распределяется по длине всего вала, в том числе и по участку вала, проходящего через корпус вентилятора, разогревая и вал, и корпус. Учитывая высокую температуру разогрева в месте установки подшипников на валу ( $1350^{\circ}\text{C}$ ), в два раза превышающей температуру воспламенения метана ( $650^{\circ}\text{C}$ ), необходимы исследования возникающего теплового режима для ответа на вопрос о возможности воспламенения метановоздушной смеси.

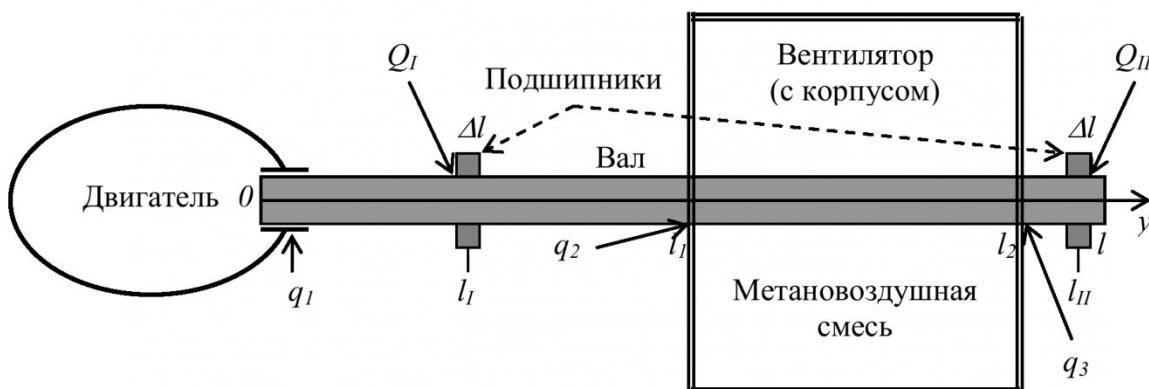


Рис. 1. Система «Двигатель – газоотсасывающий вентилятор»

Таким образом, имеется система газоотсоса метановоздушной смеси центробежным газоотсывающим вентилятором, установленным на поверхности земли. Система включает двигатель, вентилятор и вал, укреплённый на двух подшипниках по обе стороны корпуса вентилятора (рис 1). Требуется установить характер распределения тепла вдоль вала в зависимости от мощности и длительности действия тепловых источников с учётом теплообмена с окружающей средой и установить их достаточность для воспламенения метановоздушной смеси при заданных параметрах системы газоотсоса - масс подшипников, вала и корпуса и их геометрических размеров.

При решении задачи будем рассматривать процесс передачи тепла в вал и вентилятор только посредством теплопроводности. Конвективным и лучистым переносом из-за их малости пренебрегаем. Распределение температуры по сечению вала считаем постоянным, а действие поверхностных источников из-за малости диаметра вала - эквивалентным действию объёмных источников тепла. Скорость распространения тепла по валу полагаем бесконечной. Внос тепла в вал в месте расположения шейки подшипника моделируем некоторой функцией от времени и протяжённости участка вноса, характеризующей плотность теплового источника. Теплообмен с окружающей средой описываем линейным законом Ньютона. Вал и вентилятор считаем однородными, т.е. плотность стали, её удельная теплоёмкость и коэффициент теплопроводности постоянны.

Согласно сформулированным условиям для решения поставленной задачи (рис. 1) используем одномерное уравнение теплопроводности [1]

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} &= a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \alpha \cdot u + f(t, y); \\ u(t, y) &= T(t, y) - T_0, a^2 = \frac{k}{c \cdot \rho}, \\ \alpha &= \frac{h}{c \cdot \rho}, f(t, y) = \frac{F(t, y)}{c \cdot \rho}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $T(t, y)$  - температура вала с вентилятором,  $T_0$  - температура вала до вноса тепла, равная температуре окружающей среды,  $F(t, y)$  - плотность тепловых источников, образованных вносом тепла в вал через шейки подшипников и другие места контактов,  $h$  - коэффициент теплообмена вала с окружающей средой,  $k$  - коэффициент теплопроводности стали,  $c$  - ее удельная теплоёмкость,  $\rho$  - ее плотность.

Для выделения единственного решения уравнения теплопроводности (1) сформулируем начальные и граничные условия. Начальное условие задаем на момент времени  $t=0$  до начала действия тепловых источников. Граничные условия для вала ( $y=0$ ,  $y=l$ ) задаем согласно закону Ньютона.

Тогда имеем

$$T(0, y) = T_0, \quad u(0, y) = 0, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial y}(t, 0) &= \lambda \cdot u(t, 0), \\ \frac{\partial u}{\partial y}(t, l) &= -\lambda \cdot u(t, l), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\lambda = h/k$  - показатель теплообмена, характеризующий спад температуры на единицу длины,  $h$  - коэффициент теплообмена торца вала с окружающей средой.

В выражении (1) присутствует член  $\alpha \cdot u$ . Воспользовавшись подстановкой  $u = v \cdot e^{-\alpha \cdot t}$ , приведем это выражение к стандартному виду. Тогда получим полную формулировку задачи теплопроводности для функции  $v = u \cdot e^{\alpha \cdot t}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} &= a^2 \frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial x^2} + \bar{f}(t, x), \\ \bar{f}(t, x) &= \tilde{f}(t, x) \cdot e^{\alpha \cdot t}; \\ \tilde{v}(0, x) &= 0, \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x}(t, 0) = \lambda \cdot \tilde{v}(t, 0), \\ \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x}(t, L) &= -\lambda \cdot \tilde{v}(t, L). \end{aligned} \quad (4)$$

Наличие вентилятора на участке вала определяет неравномерное распределение массы вещества (стали) по его длине. Изменение массы на отдельном участке вала делает задачу теплопроводности (4) неоднородной по пространственной координате, поскольку на участке вала, проходящего через корпус вентилятора, масса вала возрастает, что можно интерпретировать либо как резкое увеличение плотности стали при том же диаметре вала, либо как резкое увеличение самого диаметра вала, соответствующего приросту массы.

Для сохранения однородности задачи (4) как бы растянем участок вала с вентилятором на величину, соответствующую массе вентилятора при том же диаметре вала. Подобное растяжение эквивалентно переходу от координаты  $y$ , проходящей через центр реального вала двигателя, к координате  $x$ , проходящей через центр виртуального удлиненного вала, вовравшего в себя массу вентилятора. Этот переход выразим соотношением

$$x = \begin{cases} y, & 0 \leq y < l_1 \\ \left(1 + \frac{m_v}{m_2 - m_1}\right)(y - l_1) + l_1, & l_1 \leq y \leq l_2 \\ y + \frac{m_v}{m_2 - m_1}(l_2 - l_1), & l_2 < y \leq l \end{cases} \quad (5)$$

где  $m_v$  - масса вентилятора (с корпусом),  $l_1$ ,  $m_1$  - протяженность участка вала до левой стенки корпуса вентилятора и его масса,  $l_2$ ,  $m_2$  - про-

тяженность участка вала до правой стенки корпуса вентилятора и его масса,  $l$  – длина вала. В результате перехода не изменится местоположение первого подшипника  $L_I = l_I$  и левой стенки корпуса вентилятора  $L_I = l_I$ , но изменится местоположение его правой стенки  $L_2 = l_2 + l_v$ , второго подшипника  $L_{II} = l_{II} + l_v$  и общая длина вала  $L = l + l_v$ , где

$$L_v = \frac{m_v}{m_2 - m_1} (l_2 - l_1)$$

- удлинение вала.

Вследствие перехода (5) задача (4) внешне не изменяется, а для отличия решений и источников введем дополнительно "волнушку". Тогда получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} &= a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \bar{f}(t, y), \\ \bar{f}(t, y) &= f(t, y) \cdot e^{\alpha \cdot t}; \\ v(0, y) &= 0, \frac{\partial v}{\partial y}(t, 0) = \lambda \cdot v(t, 0), \\ \frac{\partial v}{\partial y}(t, l) &= -\lambda \cdot v(t, l) \end{aligned} \quad . \quad (6)$$

Решение задачи (6) при отсутствии внешних источников ( $\bar{f}(t, x) = 0$ ) – тривиально ( $\tilde{v}(t, x) = 0$ ). Характер распределения тепла по длине виртуального вала, описываемого функцией  $\tilde{v}(t, x)$ , определяется исключительно характером вноса тепла в вал (функцией  $\bar{f}(t, x)$ ) и теплообменом с внешней средой на границах вала. Таким образом, задача (6) полностью определяет тепловой режим вентилятора и вала при вносе в него тепла.

## 2. Тепловые источники

Рассматриваем так называемый *градиентный источник*  $\Phi(t, y)$ , определяемый кратковременным линейным вносом тепла на малом интервале вала. Модель источника имеет вид

$$\Phi(t, y) = \frac{Q}{S \cdot \Delta l \cdot \Delta t} = \frac{T_{max}}{\Delta t}, \quad (7)$$

где  $Q$  – количество вносимого тепла,  $\Delta l$  – ширина подшипника, через шейку которого тепло вносится в вал,  $\Delta t$  – время его разрушения и вноса тепла,  $T_{max} = T_p - T_0$  – максимальное увеличение температуры на локальном участке вноса тепла ( $\Delta l$ ) за время  $\Delta t$ ,  $T_p$  – температура разогрева подшипника, передающего тепло шейке вала. По сути, модель (7) представляет температурный градиент в начальный момент вноса тепла, который представляет линейный закон роста температуры локально разогреваемого участка за короткое время контакта вала с физическим источником тепла – подшип-

ником, разогреваемым до температуры плавления в результате разрушения.

Время разогрева шейки вала до температуры плавления подшипника определяем согласно справочным формулам [2], из которых следует формула расчета времени разогрева шейки вала до температуры плавления подшипника

$$\Delta t = \frac{c \cdot m_p \cdot \Delta l}{k \cdot S},$$

где масса разогреваемой шейки вала вычисляется по формуле  $m_p = \Delta l \cdot S \cdot \rho$ ,  $S$  – площадь сечения вала.

Действие тепловых источников на валу вентилятора определяется суперпозицией двух источников тепла

$$f(t, y) = \Phi_I(t, y) + \Phi_{II}(t, y),$$

где  $\Phi_I(t, y)$  – определяет тепловой источник в месте расположения подшипника I, а  $\Phi_{II}(t, y)$  – в месте расположения подшипника II (количество вносимого ими тепла соответственно  $Q_I$  и  $Q_{II}$ ). Действие этих источников может быть как одновременным, так и разнесенным во времени. Следует отметить, что при переходе от задачи (4) к задаче (6) изменяется только местоположение источников, но не их вид и суть.

## 3. Решение задачи теплопроводности в среде MATLAB

Модель (6) представляет собой дифференциальное уравнение в частных производных с начальными и граничными условиями Неймана. Для его решения был использован ПП MATLAB, содержащий две встроенные функции – *pdepe* и *pdeval*.

Функция *pdepe* – решатель одномерных краевых задач, содержит операции дифференцирования 1-го порядка по пространственной переменной  $x$  и времени  $t$  вида

$$\begin{aligned} c(x, t, u, \frac{\partial \psi}{\partial x}) \frac{\partial \psi}{\partial t} &= \\ &= x^{-n} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (x^n \cdot \varphi(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x})) + s(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x}) \end{aligned} \quad (12)$$

где  $\psi = \psi(t, x) = \tilde{v}(t, x)$ ,  $\varphi(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x})$  – функция “потока”,  $s(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x})$  – функция источника. Частные производные по времени умножаются на диагональную матрицу  $c(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x})$ . Диагональные элементы этой матрицы являются или тождественно нулями или положительными значениями. Элемент, тождественный нулю, соответствует эллиптическому уравнению, в противном случае – параболическому уравнению. Систе-

ма уравнений решается для пространственно-временного интервала  $0 \leq t \leq t_1$  и  $0 \leq x \leq L$ .  $n=0$  соответствует плоско-симметричной задаче.

Модель (6) в среде MATLAB представляется в виде:

$$\begin{aligned} c(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x}) &= 1, \\ \varphi(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x}) &= a^2 \frac{\partial \psi}{\partial x}, \\ s(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x}) &= \tilde{f}(t, x) \cdot e^{\alpha \cdot t}, \quad n = 0, \end{aligned}$$

начальное условие ( $t=0$ ) как  $\psi(x, 0)=0$ , граничные условия ( $x=0, x=L$ ) как

$$p(x, t, \psi) + q(x, t) \cdot \varphi(x, t, \psi, \frac{\partial \psi}{\partial x}) = 0,$$

где  $p=\lambda \psi$ , а  $q=-1$  и  $q=1$  соответственно для правой и левой границы.

Синтаксис функции *pdepe*:

*sol = pdepe(n, pdefun, icfun,  
bcfun, xmesh, tspan)*,

где *xmesh* – массив, содержащий значения *x*, *tspan* – массив, содержащий значения *t*, *pdefun* - вычисляет значения коэффициентов *c*, *φ* и *s*, *icfun* – начальные условия; *bcfun* - значения *p* и *q*. Функция *pdepe* возвращает решение в многомерный массив *sol*.

Для интерполяции результатов *pdepe* используется функция *pdeval*. Для визуализации результатов используются функции *surf* (3D-графика) и *plot* (2D-графика), строящие трехмерные и двухмерные графики.

Система газоотсоса рассматривается на базе вентилятора ВЦГ-7М. Для нее температурный режим моделируется при следующих исходных данных. Массы вала, вентилятора и подшипника:  $m_I=89.75$  кг,  $m_v=70$  кг,  $m_p=7$  кг. Диаметр вала и его длина:  $d=0.1$  м,  $l=1.465$  м. Расстояния до центров подшипников I, II, левой и правой стенок корпуса вентилятора:  $l_I=0.55$  м,  $l_{II}=1.43$  м,  $l_J=0.81$  м,  $l_2=1.31$  м. Температуры плавления стали и окружающей среды:  $T_p=1350$  °C,  $T_0=20$  °C. Плотность стали, ее удельная теплоёмкость, коэффициент теплопроводности и объемного теплообмена:  $\rho=7800$  кг/м<sup>3</sup>,  $c=460$  Дж/ кг·град,  $k=45.4$  Дж/ м·град,  $h=3 \cdot 10^4$  Дж/ м<sup>3</sup> кг·час. Коэффициент поверхностного теплообмена  $h'=0$ , т.к.

поверхностный теплообмен торцов вала с окружающей средой существенно ниже его объемного теплообмена.

Для получения температурного распределения  $T(t, x)$  вдоль вала пересчитывается решение  $\tilde{v}(t, x)$  задачи (6) по формуле

$$T(t, x) = \tilde{v}(t, x) \cdot e^{-\alpha t} + T_0,$$

а координатный переход от виртуального вала (координата *x*) к реальному валу (координата *y*) производится следующим образом.

Значения температур, полученные с шагом дискретизации  $\Delta x$  вдоль виртуального вала, один к одному переносятся на пространственную координату реального вала по обе стороны корпуса с тем же шагом дискретизации. Значения температур, приходящиеся на участок виртуального вала с вентилятором, усредняются в пределах больших шагов  $\Delta X > \Delta x$ . Усредненные значения переносятся на пространственную координату реального

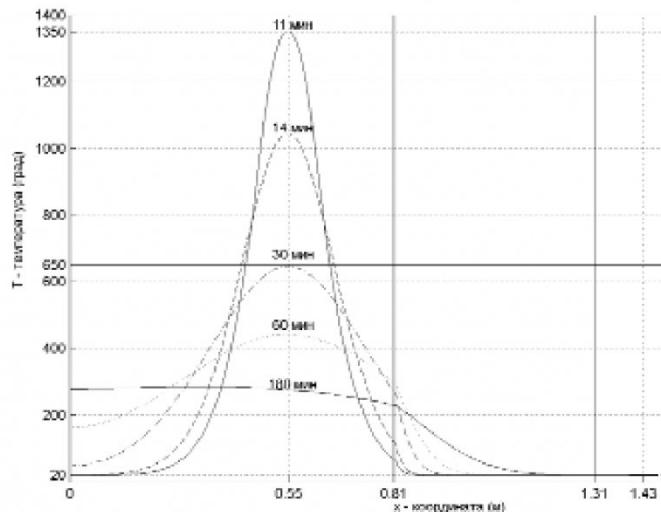


Рис. 2. Распределение тепла по валу при разрушении подшипника I

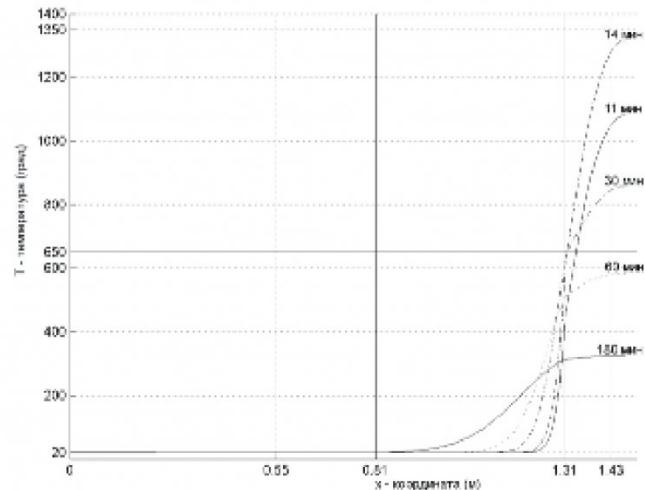


Рис. 3. Распределение тепла по валу при разрушении подшипника II

вала с прежним шагом  $\Delta x$ .

Шаг  $\Delta X$  рассчитывается так, чтобы количество усредненных точек виртуального вала совпало с количеством точек на участке реального вала с вентилятором:

$$\Delta X = \Delta x \frac{\lfloor L_2 / \Delta x \rfloor - \lfloor L_1 / \Delta x \rfloor - 1}{\lfloor l_2 / \Delta x \rfloor - \lfloor l_1 / \Delta x \rfloor - 1},$$

( [...] - взятие целой части числа).

Результаты моделирования представлены на рис. 2-5. На рис. 2-4 - плоскостные картины распределения температур вдоль вала, а на рис. 5 - объемная картина. По оси  $x$  откладывается расстояние в метрах от начала вала и отмечается положение подшипников I и II и стенок корпуса вентилятора, по оси  $t$  - время, а по оси  $T$  - температура,  $^{\circ}\text{C}$ . На рисунках координата  $x$  соответствует координате реального вала  $y$ .

Рассчитывались три ситуации выхода из строя подшипников: левого I, правого II и одновременно двух I и II.

В первом случае (рис. 2) период вноса тепла в вал составил 11 минут. На рисунке графический срез, соответствующий этому времени, изображён сплошной линией. За это время подшипник разогрелся, после чего внос тепла прекратился и начался процесс распределения тепла по длине вала. На следующих графических срезах рисунка представлены кривые температур через 14, 30, 60 и 180 минут после разрушения подшипника. Как видно, в рассмотренном случае участок вала с вентилятором может максимально разогреться до  $300 ^{\circ}\text{C}$ , что более чем в два раза меньше температуры воспламенения метана.

Во втором случае (рис. 3) период вноса тепла в вал составил 14 минут (на рисунке - сплошная линия). Другие кривые рисунка характеризуют распределение температуры через 30, 60 и 180 минут после разрушения подшипника. Как видно, участок вала с вентилятором может разогреться до  $600 ^{\circ}\text{C}$ , что лишь немного меньше температуры воспламенения метана.

В третьем случае (рис. 4, 5) подшипники I и II разогреваются одновременно (11 и 14 минут).

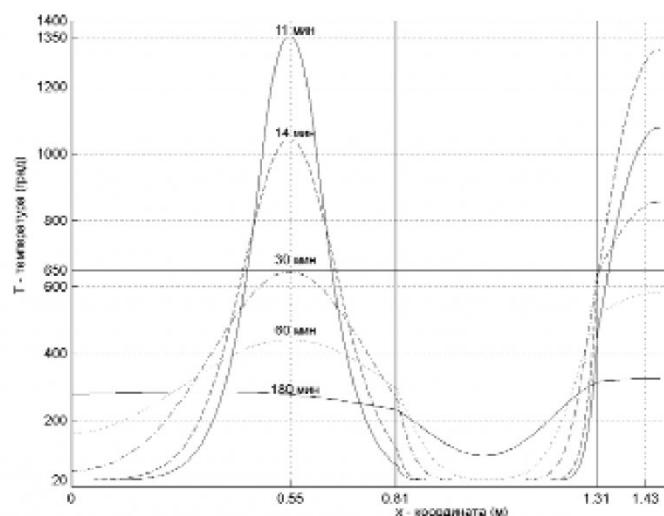


Рис. 4. Распределение тепла по валу при одновременном разрушении подшипников I и II

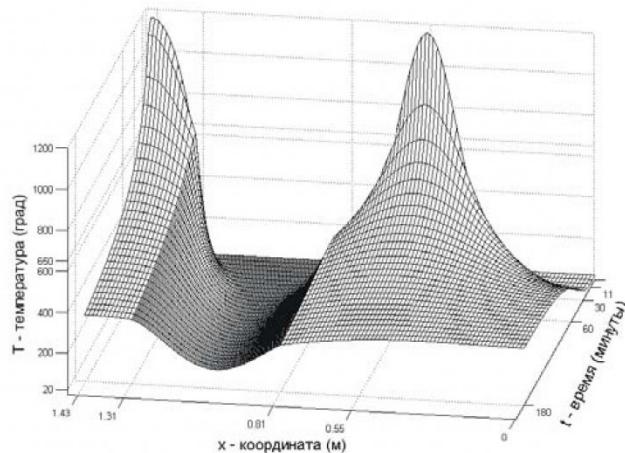


Рис. 5. Объемное распределение тепла по валу при одновременном разрушении подшипников I и II

Видно, что в результате близости подшипника II к корпусу вентилятора опасность возгорания метана возникает одновременно с разогревом подшипника до максимальной температуры.

Проведенные исследования позволили установить характер распределения тепла вдоль вала газоотсасывающего вентилятора при разрушении его подшипников. Установлена возможность воспламенения метановоздушной смеси в корпусе вентилятора в случае разрушения подшипника II.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. Уравнения математической физики. - М.: Наука, 1966. 724 с.
2. Н.И. Кошкин, М.Г. Ширкевич. Справочник по элементарной физике. -М.: Наука, 1975 . 256 с.

□ Авторы статьи:

Преслер  
Вильгельм Теобальдович  
- докт.техн.наук, проф. каф. ИиАПС,  
ведущий научный сотрудник Института угля и углехимии СО РАН

Стекольщиков  
Геннадий Гаврилович  
- докт.техн.наук, ведущий научный  
сотрудник Института угля и углехимии СО РАН

Моисеенко  
Андрей Сергеевич  
- ассистент каф. ИиАПС