

# О ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ КАБЕЛЕЙ, ПРОЛОЖЕННЫХ В ТРУБАХ

АВТОР:

ПОЛЕЩУК С.И.,  
ФИЛИАЛ  
ПАО «ФСК ЕЭС» —  
МЭС ВОСТОКА

**П**роблема тепловых расчетов кабельных линий — одна из старейших и важнейших в кабельной технике. Расчет теплового сопротивления кабелей, проложенных в трубах, является

сложной инженерно-технической задачей. Использование формул, предлагаемых современными методиками, имеет целый ряд ограничений. На практике обычно применяются удобные инженерные аппроксимации.

**Ключевые слова:** прокладка кабелей в трубах; тепловое сопротивление; конвекция; теплопроводность.



Кабель 220 кВ через пролив Босфор Восточный

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время при прокладке кабелей в каналах и трубах тепловое сопротивление среды между кабелем и трубой ( $T_4'$ , К•м/Вт) определяется по эмпирической формуле [1]<sup>1</sup>:

$$T_4' = \frac{U}{1 + 0,1(V + Y\theta_m)D_e} \quad (1)$$

где  $\theta_m$  — средняя температура среды, заполняющей пространство между кабелем и внутренними стенками трубы, °С;

$D_e$  — наружный диаметр кабеля, мм (для упрощения расчетов здесь и далее диаметр кабеля принимается равным 100 мм);

$U$ ,  $V$  и  $Y$  — постоянные коэффициенты, значения которых для различных условий прокладки труб или каналов приведены в табл. 1.

Как видно из структуры формулы (1) и табл. 1, тепловое сопротивление среды, заполняющей пространство между кабелем и трубой, внутри которой проложен кабель с наружным диаметром  $D_e$ , зависит только от величины коэффициентов  $U$ ,  $V$ ,  $Y$  и температуры этой среды. При этом совершенно не учитывается диаметр трубы, а следовательно, и толщина

$\theta_m$ , °С	-60	-50	-40	-38	-30	-20	-10	0	20	40
$1 + 0,026\theta_m$	-0,56	-0,3	-0,04	0,012	0,22	0,48	0,74	1,0	1,52	2,04
$T_4'$ , К•м/Вт	-0,46	-0,86	-6,5	21,67	1,18	0,54	0,35	0,26	0,54	0,127

Таблица 2

изоляционного материала, заполняющего пространство между внутренними стенками трубы и кабелем. Кроме того, не принимается во внимание величина удельного теплового сопротивления материала, заполняющего трубу, и возможное его изменение в зависимости от давления.

Известно, например, что при давлении 140 Н/см<sup>2</sup> удельное тепловое сопротивление азота составляет 5,0 К•м/Вт. При снижении давления до 70 Н/см<sup>2</sup> удельное тепловое сопротивление азота возрастает на 27%, а при снижении этого давления до атмосферного увеличивается на 100%.

Кроме того, формула (1) совершенно неприемлема для маслонаполненных кабелей [2], проложенных в трубах в районах с холодным и экстремально холодным климатом.

Для иллюстрации этого в данную формулу из табл. 1 подставим значения коэффициентов  $U$ ,  $V$  и  $Y$

Условия прокладки	U	V	Y
В металлическом трубопроводе	5,2	1,4	0,011
В волокнистом канале в воздухе	5,2	0,83	0,006
В волокнистом канале в бетоне	5,2	0,91	0,01
В асбоцементе:			
канал в воздухе	5,2	1,2	0,006
канал в бетоне	5,2	1,1	0,011
Газонаполненный кабель в трубе	0,95	0,46	0,0021
Маслонаполненный кабель в трубе	0,26	0	0,0026
Пластмассовые каналы	1,87	0,312	0,0037
Керамические каналы	1,87	0,28	0,0036

Таблица 1

для маслонаполненного кабеля  $U = 0,26$ ,  $V = 0$  и  $Y = 0,026$ , после чего формула (1) приобретает следующий вид:

$$T_4' = \frac{U}{1 + 0,1(V + Y\theta_m)D_e} = \frac{0,26}{1 + 0,026\theta_m}$$

Дальнейшие вычисления  $T_4'$  при изменении температуры в диапазоне от -60 °С до +40 °С выполняем в табличной форме (табл. 2).

На основе этих вычислений на рис. 1 построен график изменения теплового сопротивления масла, заполняющего пространство между трубой и наружной поверхностью маслонаполненного кабеля диаметром 100 мм, в зависимости от температуры окружающей среды.

Из этого рисунка видно, что при температурах ниже -38 °С функция зависимости теплового сопротивления масла от температуры, определенная по формуле (1), претерпевает разрыв, а значения теплового сопротивления  $T_4'$  становятся отрицательными, что не соответствует действительности.

Приведенный в качестве примера рис. 1 показывает, что выражение (1) не универсально и его нельзя использовать в расчетах тепловых сопротивлений кабелей, проложенных в трубах, без учета особенностей их конструктивного выполнения. В частности, для маслонаполненных кабелей оно справедливо только в диапазоне положительных температур. Кроме того, следует иметь в виду, что в настоящее время применение маслонаполненных

<sup>1</sup> В работе [1] формула (1) и табл. 1 приведены соответственно под номерами 40 и 4.

кабелей при строительстве и реконструкции объектов ПАО «Россети» запрещено [3].

В связи с этим представляется актуальным выполнить анализ существующей методики определения теплового сопротивления воздуха для наиболее часто встречающихся в практике случаев прокладки кабелей в трубах небольшого диаметра.

## ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА ВОКРУГ ОТКРЫТО ПРОЛОЖЕННОГО ОДИНОЧНОГО КАБЕЛЯ

Прежде чем приступить к анализу теплового сопротивления воздуха внутри труб с проложенными в них кабелями, определим тепловое сопротивление воздуха вокруг открыто проложенного одиночного кабеля, защищенного от прямого солнечного излучения. При этом предполагаем, что такой кабель проложен в трубе бесконечно большого диаметра.

Тепловое сопротивление среды, окружающей кабель, проложенный в воздухе и защищенный от прямого солнечного излучения, определяется в соответствии с работой [1] по формулам (2) и (3):

$$T_4 = \frac{1}{\pi D_e^* h (\Delta\theta_s)^{1/4}}, \text{ К} \cdot \text{м/Вт} \quad (2)$$

$$h = \frac{Z}{(D_e^*)^g} + E; \quad (3)$$

где  $D_e^*$  — наружный диаметр кабеля, м;

## ГРАФИК ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ $T_4$ ДЛЯ МАСЛОНАПОЛНЕННЫХ КАБЕЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПО ФОРМУЛЕ (1)

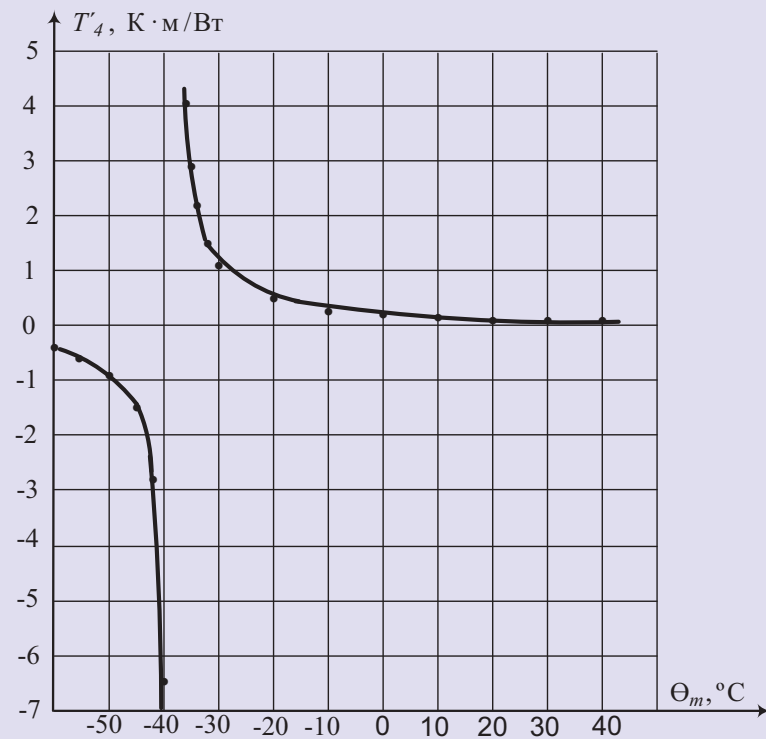


Рис. 1

$\Delta\theta_s$  — превышение температуры поверхности кабеля над температурой окружающей среды, К;

$h$  — коэффициент теплового рассеяния,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}^{5/4}$ .

Значения коэффициентов  $Z$ ,  $E$  и  $g$  принимаем как для одиночного кабеля, проложенного в воздухе и закрепленного на отдельных поперечных скобах [1, табл. 2а]:

$$Z = 0,21; E = 3,94; g = 0,6.$$

Подставляя эти значения в формулу (3), получаем:

$$h = \frac{0,21}{0,1^{0,6}} + 3,94 = 0,21 \sqrt[5]{1000} + 3,94 = 4,78.$$

Это же значение  $h$  можно найти и по кривой 1 рис. 7а из работы [1].

Диапазон возможного изменения величин превышения температуры поверхности кабеля над температурой окружающей среды  $\Delta\theta_s$  принимаем по всей оси абсцисс рис. 8 из работы [1]:

$$\Delta\theta_s^{1/4} = 1,7 \div 3,3.$$

После подстановки этих значений в формулу (2) получаем:

$$T_4 = \frac{1}{\pi D_e^* h (\Delta\theta_s)^{1/4}} = \frac{1}{\pi \cdot 0,1 \cdot 4,78 (1,7 \div 3,3)} = 0,2 \div 0,39.$$

Таким образом, тепловое сопротивление внешней среды, окружающей одиночный кабель, проложенный в воздухе и защищенный от прямого солнечного излучения, изменяется в пределах от 0,2 до 0,39  $\text{К} \cdot \text{м/Вт}$ .

Можно считать, что в этих же пределах находится тепловое сопротивление воздуха в трубе бесконечного диаметра с проложенным в ней одиночным кабелем.

## ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ТЕПЛА ОТ КАБЕЛЕЙ ВО ВНЕШНЮЮ СРЕДУ

В общем виде передача тепла от кабеля во внешнюю среду осуществляется путем излучения, конвекции и теплопроводности. Кабельные линии промышленной частоты относятся к источникам относительно низкого уровня электромагнитного излучения. Поэтому в инженерных расчетах при расчете тепла, выделяемого кабелями во внешнюю среду, электромагнитное излучение кабелей не учитывается.

При конвекции воздух, соприкасаясь с нагретой поверхностью кабеля, нагревается, становится легче и поднимается вверх. Вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц воздуха возникает подъемная сила, под действием которой нагретые частицы поднимаются, а на их место поступают новые частицы — холодные, которые также нагреваются и поднимаются вверх. Достигнув внутренних стенок трубы, поток воздуха отдает им тепло и, постепенно охлаждаясь, опускается

вдоль стенок вниз. Таким образом, внутри трубы образуется конвекционный поток воздуха, передающий выделяемое кабелем тепло внутренним стенкам трубы.

Схемы перемещения конвекционного потока воздуха, подогреваемого кабелем, в трубе большого диаметра показаны на рис. 2.

Из этого рисунка видно, что направление движения потока воздуха одинаково как для кабеля, расположенного в центре трубы, так и для кабеля, расположенного на дне трубы. В обоих случаях поток воздуха поднимается через центр трубы вверх, а затем стекает вниз вдоль ее внутренних стенок.

Стенки трубы воспринимают полученное через конвекционные потоки воздуха тепло и, в свою очередь, нагреваются. С повышением температуры стенок в нижней части трубы процесс конвекции воздуха замедляется, а при установлении единой

температуры по всему периметру стенок трубы (и выравнивании ее с температурой окружающего воздуха) конвекция прекращается.

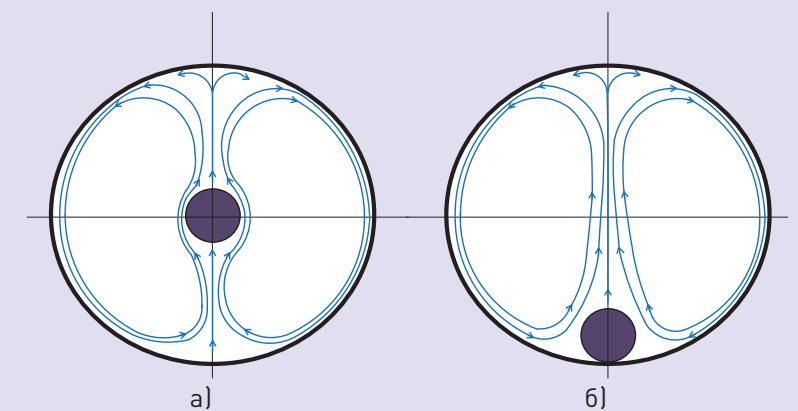
Дальнейший отвод тепла от кабеля к стенкам трубы, а от стенок трубы во внешнюю среду происходит непосредственно через воздух и через материал, из которого изготовлена труба, за счет теплопроводности воздуха и теплопроводности материала трубы.

Время начала исследований по теплопередаче в газах и газовых прослойках относится еще к работам Рихмана Г.В. (1711–1753). Так, в практических расчетах количество тепла, передаваемое в процессе теплоотдачи для установившегося режима в замкнутом объеме трубы, определяется уравнением Ньютона–Рихмана [4]:

$$Q = \alpha F (T_1 - T_2),$$

где  $Q$  — количество теплоты, передаваемое при конвективном теплообме-

## ПЕРЕМЕЩЕНИЕ КОНВЕКЦИОННЫХ ПОТОКОВ ВОЗДУХА, ПОДОГРЕВАЕМЫХ КАБЕЛЯМИ, В ТРУБАХ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА



а) кабель расположен в центре трубы;  
б) кабель расположен внизу трубы

Рис. 2



не от движущегося воздуха к твердой внутренней поверхности трубы;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт / (м<sup>2</sup>•К);

$T_1 - T_2 = \Delta T$  — разность средних температур между воздухом ( $T_1$ ) и температурой внутренних стенок трубы ( $T_2$ ), К;

$F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  характеризует интенсивность теплообмена между воздухом и внутренними стенками трубы и представляет собой количество теплоты, передаваемой через единицу площади изотермической поверхности теплообмена в единицу времени при разности температур стенки трубы и воздуха, равной одному кельвину.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  не является постоянной величиной и зависит от скорости перемещения воздуха, его физических свойств, в том числе плотности и вязкости, а также от диаметра трубы и шероховатости ее внутренней поверхности. Кроме того, на теплоотдачу оказывает влияние теплопроводность воздуха ( $\lambda$ ), его удельная теплоемкость ( $C_p$ ) и коэффициент объемного расширения ( $\beta$ ). И все эти коэффициенты зависят от температуры.

Экспериментальное исследование коэффициента теплоотдачи в зависимости от всех указанных переменных величин до настоящего времени в полном объеме не выполнено и считается невозможным.

Для выхода из создавшегося положения немецкий инженер Вильгельм Нуссельт (1882–1957) впервые применил теорию подобия и показал, что коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит не только от каждой из перечисленных

величин, но и от определенной их совокупности, так называемых критериальных коэффициентов. Эти совокупности являются безразмерными критериями и получили специальные названия.

В общем виде, согласно теории подобия, конвективный теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества в стационарных условиях описывается критериальным уравнением вида:

$N_u = f(R_e, P_r, G_r, \Gamma, \dots)$ , где

$N_u = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda}$  — критерий Нуссельта.

Коэффициент  $N_u$  характеризует подобие процессов теплопереноса на границе между стенкой трубы и потоком движущейся среды (жидкость, газ, воздух):

$D$  — геометрический фактор; для труб — это их внутренний диаметр, м;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт / (м•К).

Следует иметь в виду, что размерности всех величин, входящих в критерий Нуссельта, как и во все последующие критериальные коэффициенты, подобраны таким образом, чтобы конечный результат получился безразмерным.

Критерий Рейнольдса определяет гидродинамический режим потока при вынужденном движении жидкости или газа и является мерой со-

отношения сил инерции и вязкости трения:

$$R_e = \frac{c \cdot D}{\nu} = \frac{c \cdot D \cdot \rho}{\mu},$$

где  $c$  — скорость движущегося потока, м/с;

$\rho$  — плотность движущейся среды, кг•с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$\mu$  — динамический коэффициент вязкости, Па•с (кг•с/м<sup>2</sup>);

$\nu = \mu/\rho$  — кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, м<sup>2</sup>/с.

Критерий Рейнольдса характеризует вид течения и учитывает перемешивание частиц жидкости или газа, вызываемого движением молекул. Это течение может быть ламинарным или турбулентным.

При естественном течении критерий Рейнольдса заменяется критерием Грасгофа:

$$G_r = \beta g \Delta T \frac{D^3}{\nu^2},$$

где  $\beta$  — коэффициент температурного расширения, 1/К.

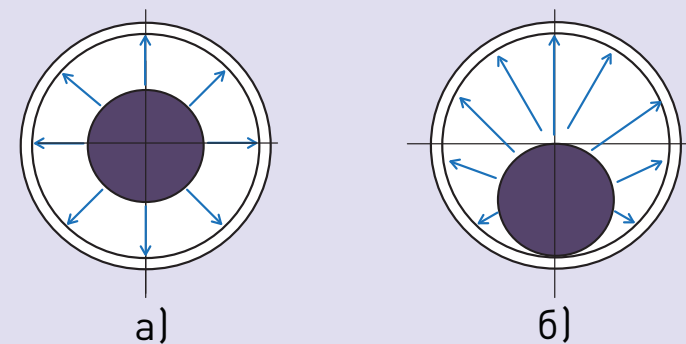
Естественная конвекция всегда имеет ламинарный характер.

Критерий Грасгофа описывает режим свободного движения теплоносителя и характеризует соотношение между подъемной силой и вязким трением.

Режим теплоотдачи	$R_a = G_r \cdot P_r$	C	n
Турбулентный	$2 \cdot 10^7 \div 10^{12}$	0,185	0,33
Ламинарный пограничный слой	$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Ламинарный	$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
Коэффициент теплоотдачи приближается к постоянной величине, обусловленной наличием чистой теплопроводности	$< 10^{-3}$	1	0

Таблица 3

## СХЕМА ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА ОТ КАБЕЛЕЙ К СТЕНКАМ ТРУБ НЕБОЛЬШОГО ДИАМЕТРА



а) кабель расположен в центре трубы;  
б) кабель расположен внизу трубы

Рис. 3

Критерий Прандтля отражает физические свойства жидкостей и газов. Для воздуха в диапазоне температур от 0 до 150 °С критерий Прандтля является практически постоянной величиной, равной 0,72:

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda},$$

где  $C_p$  — теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг•К).

$$\Gamma = \frac{\Gamma_i}{D} \quad \text{— это}$$

геометрический показатель, характеризующий геометрическое подобие системы. Например, внутренние размеры кабельного канала с проложенной в нем кабельной линией приводятся к эквивалентному диаметру трубы  $D$ .

Теплоотдачу при всех видах естественной конвекции обычно выражают экспоненциальной функцией:

$$N_u = C(G_r \cdot P_r)^n.$$

Так как по определению  $N_u = \alpha \cdot D / \lambda$ , а  $\alpha \cdot D = \lambda_{\text{экв}}$  — эквивалентный коэффициент теплопроводности, то

$$\lambda_{\text{экв}} = C(G_r \cdot P_r)^n \lambda.$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности зависит от разности температур поверхностей, разделенных газовым промежутком, и от средней температуры самого газа.

Характер режима переноса теплоты, значения коэффициента  $C$  и показателя степени  $n$  в последнем выражении зависят от произведенных критериальных чисел  $G_r \cdot P_r = R_a$ , которое имеет свое название — число Релея.

В табл. 3 приведены характерные режимы переноса теплоты и значения этих коэффициентов при различных значениях  $R_a$ .

Из анализа режима, приведенного в последней строке, следует, что при  $G_r \cdot P_r < 10^{-3}$  конвекция отсутствует, и теплота передается только за счет теплопроводности среды.

Чем меньше диаметр трубы, в которой проложен кабель, а следовательно, чем меньше объем воздуха внутри трубы, тем быстрее прекращается процесс конвекции воздуха и начинается передача тепла от кабеля к стенкам трубы за счет теплопроводности воздуха, определяемой диффузией атомов и молекул, входящих в его состав.

## АНАЛИЗ ФОРМУЛЫ ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СТЕНОК ТРУБ С ПРОЛОЖЕННЫМИ В НИХ КАБЕЛЯМИ

Тепловое сопротивление стенок трубы  $T''_4$  в работе [1] определяется по формуле

$$T''_4 = \frac{\rho_m}{2\pi} \ln \frac{D_o}{D_d}, \quad (4)$$

где  $\rho_m$  — удельное тепловое сопротивление материала, из которого изготовлена труба, К•м / Вт;

$D_o$  — наружный диаметр трубы, мм;

$D_d$  — внутренний диаметр трубы, мм.

Как видно из структуры этой формулы, в ней не учитывается необходимая для процессов конвекции воздуха разность температур между верхней и нижней частями поверхности трубы. Из этого следует, что расчеты по этой формуле подразумевают равномерную передачу тепла через стенки трубы по всему ее периметру, что справедливо для установившихся процессов передачи тепла за счет теплопроводности воздуха.

Схема передачи тепла от кабелей к стенкам труб небольшого диаметра за счет теплопроводности воздуха после прекращения процесса его конвекции приведена на рис. 3.

## АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА ВНУТРИ ТРУБ С ПРОЛОЖЕННЫМИ В НИХ КАБЕЛЯМИ

Анализ величины теплового сопротивления воздуха, заполняющего трубу с проложенными внутри нее кабелями, выполним в соответствии с формулой (1) для труб, изготавливаемых из наиболее часто применяемых в строительной практике материалов: металлические трубы при прокладке трехфазных кабелей, асбестоцементные трубы, проложенные в бетоне и воздухе, пластмассовые и керамические трубы, а также трубы с волокнистыми стенками.

Полученные графики изменения теплового сопротивления воздуха, заполняющего пространство между трубой и кабелем, в зависимости от температуры окружающей среды приведены на рис. 4. Ранее полученная область изменения теплового сопротивления воздуха вокруг открыто проложенного одиночного кабеля на рисунке показана заштрихованными линиями.

Из сравнения построенных графиков тепловых сопротивлений воздуха в трубах с проложенными внутри них кабелями и ранее полученной области изменения теплового сопротивления воздуха по формуле (2) для открыто проложенных кабелей,

заштрихованной на рис. 4, следует, что при температуре окружающей среды выше 20 °С тепловое сопротивление воздуха в трубах сопоставимы с тепловыми сопротивлениями воздуха для открыто проложенных кабелей независимо от диаметра труб и материалов, из которых эти трубы изготовлены. Но если это было бы действительно так, то тогда не следовало бы вводить понижающие коэффициенты при определении длительно допустимых токов для кабелей, проложенных

в трубах. Кроме того, эти выводы не подтверждаются практическими наблюдениями и противоречат рекомендациям заводов-изготовителей кабелей о необходимом снижении токовых нагрузок кабелей, проложенных в трубах.

Указанное противоречие объясняется тем, что характер кривых на рис. 4 соответствует процессам, происходящим при конвекции воздуха. Так, в трубах с волокнистыми внутренними стенками потоки

## ГРАФИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ПРОМЕЖУТКА МЕЖДУ КАБЕЛЕМ И ТРУБАМИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ МАТЕРИАЛА ТРУБЫ И ТЕМПЕРАТУРЫ ПО ФОРМУЛЕ (1)

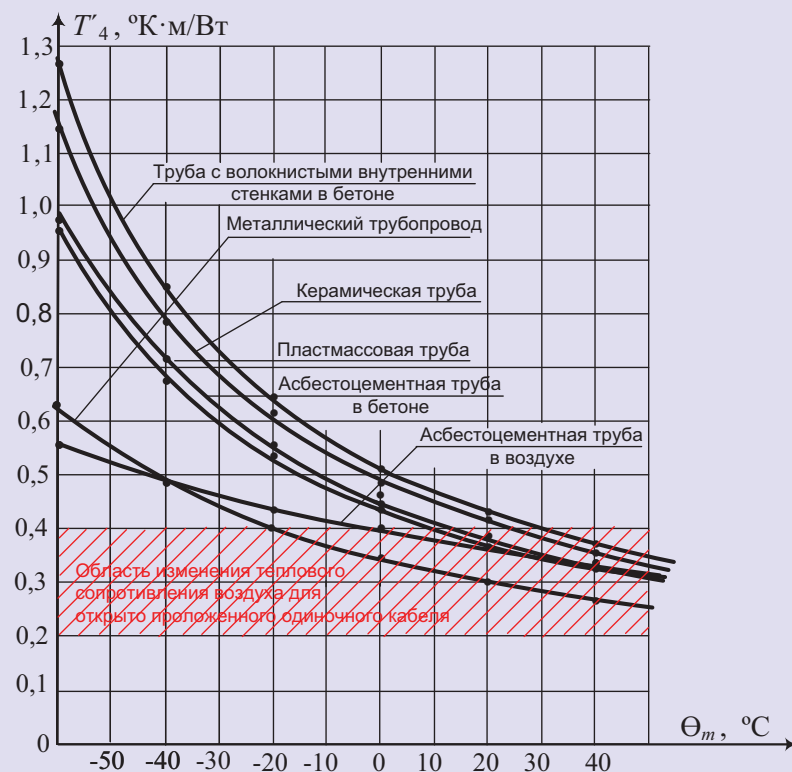


Рис. 4

воздуха, соприкасаясь с волокнами стенок, тормозятся и замедляют скорость перемещающегося потока воздуха, тем самым повышая тепловое сопротивление среды между кабелем и трубой. Напротив, гладкая поверхность металлических трубопроводов с собственной высокой теплопроводностью способствует ускоренному перемещению воздуха вдоль стенок трубы и лучшему отбору тепла от воздуха. Поэтому тепловое сопротивление воздуха в металлических трубах практически во всем диапазоне рассматриваемых температур наименьшее.

Следует также отметить, что только тепловое сопротивление воздушного промежутка между кабелем и трубой зависит от материала трубы и шероховатости ее поверхности. Тепловые сопротивления всех остальных частей кабельной линии определяются их толщиной и собственной теплопроводностью. Это также указывает на то, что формула (1) справедлива для конвек-

ционных процессов, являющихся переходными, но становится неприемлемой при стационарной передаче тепла через воздушный промежуток за счет теплопроводности воздуха.

## ПРЕДЛАГАЕМЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СРЕДЫ МЕЖДУ КАБЕЛЕМ И ВНУТРЕННИМИ СТЕНКАМИ ТРУБЫ НЕБОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Для устранения отмеченных недостатков существующей методики определения теплового сопротивления среды, заполняющей пространство между кабелем и внутренними стенками трубы,

предлагается теплотехнические расчеты теплового сопротивления  $T_4'$  для труб небольших диаметров выполнять по формуле, аналогичной формуле (4) после приведения ее к следующему виду:

$$T_4' = \frac{\rho_{из}}{2\pi} \ln \frac{D_{тр}}{D_e}, \quad (5)$$

где  $T_4'$  — тепловое сопротивление материала, заполняющего трубу, в которой прокладывается кабель,  $К \cdot м / Вт$ ;

$\rho_{из}$  — удельное тепловое сопротивление материала, заполняющего трубу с кабелем,  $К \cdot м / Вт$ ;

$D_{тр}$  — внутренний диаметр трубы, в которой прокладывается кабель, мм;

$D_e$  — наружный диаметр кабеля, мм.

Полученную на основании этой формулы зависимость величины теплового сопротивления материала, заполняющего трубу, в которой прокладывается кабель, от температуры и внутреннего диаметра трубы покажем на примере прокладки кабеля в трубе, заполненной воздухом.

Значения удельной теплопроводности и удельного теплового сопротивления воздуха при различных температурах приведены в табл. 4.

Для упрощения дальнейших расчетов принимаем, что трубы с обоих концов заглушены и не вентилируются, а кабели расположены в центре труб.

На рис. 5 приведены сравнительные графики изменения теплового сопротивления воздушного промежутка между трубой и наружной поверхностью кабеля диаметром 100 мм в зависимости от температуры окружающей среды, построенные на основании предложенной фор-

## УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ $\lambda$ И УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ $1/\lambda$ ВОЗДУХА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Температура воздуха		Теплопроводность воздуха ( $\lambda \cdot 10^5$ )		Удельное тепловое сопротивление воздуха, $К \cdot м / Вт$
К	°С	Кал / см·сек·К	Вт/м·К*	
200	-73	4,36	1825,44	54,78
250	-23	5,27	2206,44	45,32
273	0	5,66	2369,73	42,2
300	27	6,1	2553,95	39,15
310	37	6,26	2620,94	38,16
320	47	6,42	2687,93	37,2
330	57	6,58	2754,91	36,3
350	77	6,9	2888,9	34,61
380	107	7,39	3094,0	32,32

\*  $1 \text{ кал} / (\text{см} \cdot \text{сек} \cdot \text{К}) = 418,68 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ .

Таблица 4

мулы (5). При этом в соответствии с пунктом 6.11.2 СТО [5] внутренний диаметр трубы для прокладки одного кабеля должен быть не менее 1,5 диаметра кабеля, т.е. в данном случае — 150 мм.

Из кривых на рис. 5 следует, что тепловое сопротивление воздуха ( $T'_4$ ), заполняющего трубу с внутренним диаметром 200 мм, может быть в 5–10 раз больше тепловых сопротивлений воздуха в трубах, определенных для аналогичных условий, как по эмпирической формуле (1), так и для открыто проложенного одиночного кабеля.

Очевидно, что с увеличением диаметра трубы внутри нее должны возникнуть конвективные

процессы перемещения воздуха, и определить их влияние на тепловое сопротивление среды между внутренними стенками трубы и проложенным внутри нее кабелем, по-видимому, можно только экспериментально. Но это влияние будет учитываться коэффициентами, понижающими тепловое сопротивление воздуха внутри трубы, что в дальнейшем позволит повысить пропускную способность кабеля.

До момента получения соответствующих экспериментальных данных расчетный допустимый ток кабельных линий, определенный по выражению (5), при увеличении диаметра труб окажется несколько меньше возможного тока, но это

не приведет к перегреву кабеля, а пойдет в запас.

Поэтому практическая ценность настоящей работы состоит в том, чтобы уже на стадии теплотехнических расчетов не допустить возможный перегрев кабелей, что вполне возможно при использовании существующих сегодня расчетных формул.

## ВЫВОДЫ

Для определения величины теплового сопротивления среды ( $T'_4$ ), находящейся внутри труб небольшого диаметра, предложена упрощенная инженерная формула (5), учитывающая удельное тепловое сопротивление материала этой среды и диаметр трубы, в которой прокладывается кабель. Формула может быть использована при расчетах длительно допустимого тока кабельных линий, проложенных в трубах небольшого диаметра, что позволит исключить возможный перегрев кабелей на этих участках кабельных линий.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ Р МЭК 60287-2-1-2009 — Кабели электрические. Расчет номинальной токовой нагрузки. Ч. 2-1. Тепловое сопротивление. Расчет теплового сопротивления.
2. Овчаренко А.С., Цейтлин М.С. Проектирование и строительство кабельных линий. Киев: Будівельник, 1984.
3. Положение ОАО «Россети» о единой технической политике в электросетевом комплексе. М., 2013.
4. Балайка Б., Сикора К. Процессы теплообмена в аппаратах химической промышленности. М., 1962.
5. СТО 56947007 — 29.060.20. 071 — 2011 «Силовые кабельные линии напряжением 110–500 кВ. Условия создания. Нормы и требования. Стандарт организации. Дата введения 25.03.2011 г.».

## ГРАФИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ПРОМЕЖУТКА МЕЖДУ КАБЕЛЕМ И ТРУБОЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА

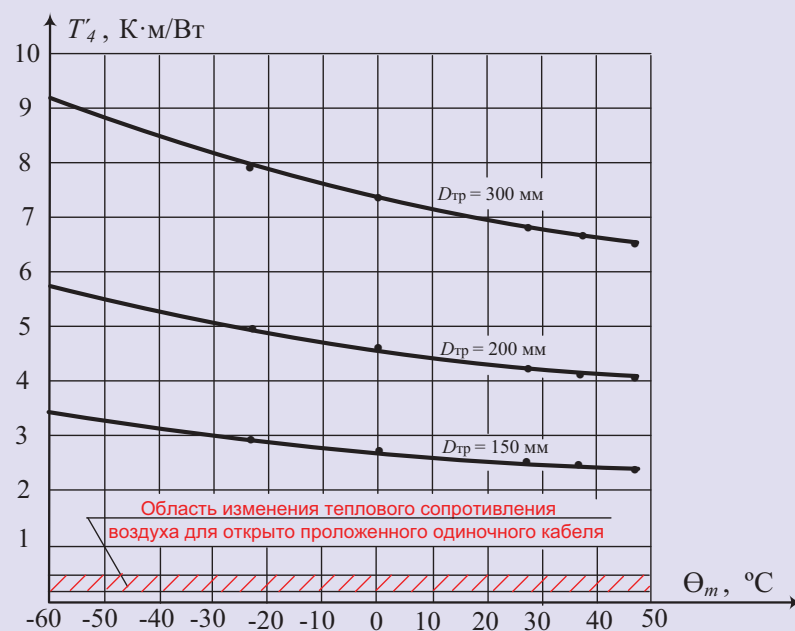
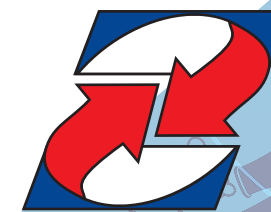


Рис. 5



**РМЭФ**  
Российский Международный  
Энергетический Форум

**17–20**  
**МАЯ** | **2016**  
**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ**



**ЭНЕРГЕТИКА И  
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА**



[WWW.ENERGETIKA.EXPOFORUM.RU](http://WWW.ENERGETIKA.EXPOFORUM.RU)  
[WWW.RIEF.EXPOFORUM.RU](http://WWW.RIEF.EXPOFORUM.RU)

**В НОВОМ  
КОНГРЕССНО-ВЫСТАВОЧНОМ  
ЦЕНТРЕ  
ЭКСПОФОРУМ**

ПЕТЕРБУРГСКОЕ ШОССЕ 64/1

[energetika@expoforum.ru](mailto:energetika@expoforum.ru)  
[rief@expoforum.ru](mailto:rief@expoforum.ru)  
**+7 812 240 40 40**  
доб. 154, 160

[www.energetika-restec.ru](http://www.energetika-restec.ru)  
[energo@restec.ru](mailto:energo@restec.ru)  
**+7 812 303 88 68**

ОРГАНИЗАТОРЫ

**EXPOFORUM**

Выставочное объединение  
**РЕСТЭК®**

**12+**