

УДК 621:643.29:536.24

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОДОГРЕВА ПОЛИЭТИЛЕНОВЫХ ТРУБ ДЛЯ ГАЗОПРОВОДОВ В БУХТАХ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Старостин Н.П.¹, Васильева М.А.

Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск, Россия

e-mail: ¹nickstar56@mail.ru

Аннотация. *Проведено теоретическое исследование подогрева полиэтиленовой трубы в бухте подаваемым вовнутрь трубы нагретым воздухом при температурах окружающей среды ниже нормативных. Приводятся расчетные продолжительности подогрева, необходимые для размотки труб из бухт при различных температурах окружающей среды.*

Ключевые слова: *полиэтиленовая труба, температура, нагретый воздух, расчет, продолжительность прогрева*

Введение

Согласно нормативным документам разматывание длинномерных труб (из бухт или катушек) осуществляется при температуре наружного воздуха не ниже плюс 10 °С. При более низкой температуре трубы в бухтах или катушках подогревают до требуемой температуры, например, размещая трубы на время не менее 4 часов в отапливаемое помещение с температурой воздуха не ниже (20±3) °С, или, если это невозможно, разогревая при помощи тепловой воздуходувной машины до достижения температуры наружной и внутренней поверхности бухты не ниже (15±5) °С [1].

Подогрев ПЭ труб в бухтах при помощи горячего воздуха позволяет обеспечить в стенках труб температуру, достаточную для безопасной размотки труб при температурах воздуха ниже нормативных. В то же время, нерешенным остается вопрос о продолжительности подогрева труб в катушках в зависимости от температуры окружающего воздуха, сортамента труб. Экспериментальное исследование теплового состояния труб в широком диапазоне низких температур для различного сортамента труб потребует значительных материальных затрат. В связи с этим, использование методов математического моделирования, позволяющих имитировать в вычислительных экспериментах изменением параметров модели практические любые внешние условия, геометрические размеры, является наиболее эффективным.

Тепловому процессу, протекающему в стенке полиэтиленовой трубы, можно сопоставить ту или иную математическую модель. Обычно одному и тому же процессу может быть сопоставлено некоторое множество моделей, отличающихся, в частности, числом учитываемых факторов и соответственно полнотой и

точностью описания процесса, с одной стороны, и сложностью модели – с другой. Одно из главных требований к математической модели состоит в необходимости учета в ней основных факторов и взаимосвязей рассматриваемого процесса и исключения второстепенных факторов и связей. Выбор модели диктуется, прежде всего, целью проводимого исследования, при этом всегда стремятся предельно упростить модель для удобства работы с ней и снижения затрат вычислительного времени при ее практическом применении. Чрезмерно сложная математическая модель, несмотря на его достаточную полноту, может настолько затруднить процесс получения решения, что возникает необходимость разработки специальных методов, предназначенных для решения поставленной математической задачи. Кроме того, учет влияния некоторых несущественных факторов, сопровождается введением в модели новых параметров, значения которых известны приближенно. Это может привести не к повышению точности решения, а, наоборот, к ее снижению. Поэтому полная модель, учитывающая больше факторов, не дает гарантии, что ее решение будет более точным, чем решение, полученное с использованием упрощенной модели. Выбор наиболее рациональной модели основывается как на ее экспериментальной проверке и уточнении, так и на опыте решения подобных задач.

В данной работе тепловые расчеты проводятся с целью оценки продолжительности воздействия нагретым воздухом при температурах окружающей среды ниже нормативных для достижения температурного поля в стенке полиэтиленовой трубы, необходимого для размотки трубы из катушки.

Постановка задачи и алгоритм решения

Будем полагать, что мощность теплогенератора, включенного на одном конце труб (входе), обеспечивает постоянную температуру подаваемого нагретого воздуха внутри трубы на другом конце трубы (выходе), достаточную для достижения требуемой температуры на внешней поверхности трубы за приемлемое для практики время. Кроме того, предположим, что на внешней поверхности трубы по всей ее протяженности, независимо от расположения в катушке витка, происходит конвективный теплообмен с окружающим воздухом. При расчетах продолжительности прогрева бухты температуру нагретого воздуха можно задать на выходе из трубы. Тогда продолжительность подогрева бухты будет получена с гарантированным запасом. Без существенного ущерба в точности расчета можно принять допущение об однородном распределении температуры по окружной переменной. При принятых допущениях температурное поле будет зависеть только от радиальной переменной, т.е. можно рассматривать одномерную задачу теплопроводности.

При принятых допущениях нестационарное температурное поле в стенке трубе описывается квазилинейным уравнением теплопроводности в цилиндрических координатах:

$$C(T)\rho(T)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial r}\right), \quad r_1 < r < r_2, \quad 0 < t < t_m, \quad (1)$$

с начальным условием:

$$T(r, 0) = T_{окр}, \quad (2)$$

граничными условиями конвективного теплообмена:

$$\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=r_1} = \alpha_1(T(r_1, t) - T_{нв}), \quad 0 < t \leq t_m; \quad (3)$$

$$\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=r_2} = -\alpha_2(T(r_2, t) - T_{окр}), \quad 0 < t \leq t_m; \quad (4)$$

на внутренней и внешней поверхностях трубы. Здесь $T(r, t)$ – температура; C – теплоемкость; λ – коэффициент теплопроводности; α_1, α_2 – коэффициенты теплообмена; $T_{окр}$ – температура окружающего воздуха; $T_{нв}$ – температура нагретого воздуха на выходе из трубы. Задача состоит в определении функции температуры $T(r, t)$, решая уравнение (1) с начальным условием (2) и краевыми условиями (3) - (4).

Подобные задачи эффективно решаются численными методами. Построим алгоритм решения поставленной задачи методом конечных разностей [2]. Введем произвольную неравномерную сетку с шагом h_i на интервале $r_1 < r < r_2$:

$$\omega_h = \{r_i, i = 1, 2, \dots, N_1, r_0 = r_1, r_{N_1} = r_2\},$$

и с шагом τ на $0 < t \leq t_m$:

$$\bar{\omega}_\tau = \{t_j = n\tau, n = 0, 1, \dots, N_0, \tau = t_m / N_0\};$$

$$\omega_{h\tau} = \omega_h \times \bar{\omega}_\tau = \{(r, t), r \in \omega_h, t \in \bar{\omega}_\tau\}.$$

Правую часть уравнения (1) аппроксимируем разностной схемой:

$$A_1 T_i^{n+1} = \frac{1}{r_i \bar{h}_i} \left[r_{i+1/2} a_1(T_{i+1/2}^{n+1}) \frac{T_{i+1}^{n+1} - T_i^{n+1}}{h_{i+1}} - r_{i-1/2} a_1(T_{i-1/2}^{n+1}) \frac{T_i^{n+1} - T_{i-1}^{n+1}}{h_i} \right], \quad (5)$$

где $a_1(T_{i+1/2}) = \lambda(0,5(T_i + T_{i+1}))$; $r_{i-1/2} = r_i - 0,5h_i$; $r_{i+1/2} = r_i + 0,5h_i$; h_i – шаг сетки по r ; $\bar{h}_i = 0,5(h_i + h_{i+1})$, $h_i = r_i - r_{i-1}$.

Алгоритм сквозного счета строится с использованием чисто неявных схем. Для определения температуры T_i^{n+1} на верхнем временном слое с номером $n + 1$ по известным значениям температуры T_i^n на слое с номером n получаем нелинейные трехточечные уравнения, которые решаются методом итераций с использованием прогонки для каждой итерации.

Опуская индекс n по временной переменной, итерационный процесс для решения уравнения (1) запишем в виде:

$$b_1^{(s)}(T) \frac{T_i - T_i}{\tau} = \frac{1}{r_i \bar{h}_i} \left[r_{i+1/2} a_1^{(s)}(T) \frac{T_{i+1} - T_i}{h_{i+1}} - r_{i-1/2} a_1^{(s)}(T) \frac{T_i - T_{i-1}}{h_i} \right], \quad (6)$$

где $b_1(T_{i+1/2}) = C(0,5(T_i + T_{i+1})) \cdot \rho(0,5(T_i + T_{i+1}))$

Относительно $T^{(s+1)}$ разностная схема (6) оказывается линейной. В качестве начальной итерации берется функция T предыдущего шага по времени: $T = T^{(0)}$. Для окончаний итераций можно воспользоваться условием $\max_{1 \leq i \leq N_i - 1} |T^{(s+1)} - T^{(s)}| < \varepsilon$ или же задать определенное число итераций.

Найдем коэффициенты для прогонки. Рассмотрим разностную схему (6) и запишем ее в следующем виде (номера итераций s и $s + 1$ опущены):

$$\begin{aligned} b_1(T_{i+1/2}^{n+1}) \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\tau} &= \\ &= \frac{1}{r_i \bar{h}_i} \left[r_{i+1/2} a_1(T_{i+1/2}^{n+1}) \frac{T_{i+1}^{n+1} - T_i^n}{h_{i+1}} - r_{i-1/2} a_1(T_{i-1/2}^{n+1}) \frac{T_i^{n+1} - T_{i-1}^{n+1}}{h_i} \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Выражение (9) приводим к следующему виду:

$$AT_{i-1} - CT_i + BT_{i+1} = -F \quad (8)$$

Тогда коэффициенты A , B , C , и F будут следующие:

$$\begin{aligned} A &= \frac{r_{i-1/2} a_1(T_{i-1/2})}{r_i \bar{h}_i h_i}; \quad B = \frac{r_{i+1/2} a_1(T_{i+1/2})}{r_i \bar{h}_i h_{i+1}}; \\ C &= A + B + \frac{b_1(T_{i+1/2})}{\tau}; \quad F = \frac{b_1(T_{i+1/2}) T_i^n}{\tau}. \end{aligned} \quad (9)$$

Граничные условия третьего рода аппроксимируем со вторым порядком точности

$$\begin{aligned} \lambda(T_0) \frac{T_1 - T_0}{h_1} &= \frac{h_1}{2} C(T_0) \rho(T_0) \frac{T_0 - T_0^n}{\tau} + \\ &+ \left(\frac{3}{2} - \frac{h_1}{2r_2} - \frac{\lambda(T_1)}{2\lambda(T_0)} \right) \alpha_1(T_0 - T_{нв}); \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \lambda(T_{N_i}) \frac{T_{N_i} - T_{N_i-1}}{h_{N_i}} &= \frac{h_{N_i}}{2} C(T_{N_i}) \rho(T_{N_i}) \frac{T_{N_i} - T_{N_i}^n}{\tau} + \\ &+ \left(\frac{3}{2} + \frac{h_{N_i}}{2r_2} + \frac{\lambda(T_{N_i-1})}{2\lambda(T_{N_i})} \right) \alpha_2(\tilde{T}_{N_i} - T_{окр}) \end{aligned} \quad (11)$$

Получение формул (10)-(11) позволяет реализовать один из вариантов метода прогонки [1].

Результаты расчетов

Разработанный алгоритм реализован в виде программы в среде «DELPHI». Расчеты проводились для трубы ПЭ100 ПЭ 100 ГАЗ SDR 11 90×12,3 при следующих теплофизических характеристиках и плотности:

$$\begin{aligned}\lambda(T) &= 0,46552 - 0,00182 \cdot T, \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}; \\ C(T) &= -\frac{17}{308} \cdot T^2 + \frac{1065}{154} \cdot T + \frac{137350}{77}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}; \\ \rho(T) &= \left(-\frac{1}{192000} \cdot T^2 - \frac{1}{4800} \cdot T + \frac{19}{20} \right) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/м}^3.\end{aligned}$$

Коэффициент теплообмена с внешней поверхности трубы определялся по формуле [3]:

$$\alpha_2 = \text{Nu} \frac{\lambda_{\text{окр}}}{2r_1}, \quad (12)$$

где $\lambda_{\text{окр}}$ – коэффициент теплопроводности окружающей среды;

$$\text{Nu} = 0,19 \text{Re}^{0,7}, \quad (13)$$

Re – критерий Рейнольдса, $\text{Re} = vd / \sigma$, где σ – коэффициент кинематической вязкости; v – скорость воздуха; d – диаметр трубы.

Коэффициент теплообмена внутри трубы определялся по формуле (12), в которой критерий Нуссельта определялся следующим образом [4]:

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(1 + 1,8 \frac{d}{R} \right), \quad (14)$$

где Pr – критерий Прандля, $\text{Pr} = \sigma / \alpha$; α – коэффициент температуропроводности; R – радиус закругленности трубы в бухте.

На рис. 1 приведены зависимости продолжительности подогрева от температуры нагретого воздуха, необходимые для достижения температуры на внешней поверхности трубы равной 15 °С при различных температурах окружающей среды и скоростях потока нагретого воздуха. Расчеты показывают, что при скорости потока нагретого воздуха менее 2 м/с температура внешней поверхности трубы не достигает требуемого значения при рассматриваемых температурах окружающего воздуха. Это обусловлено тем, что через определенное время распределение температуры достигает установившегося режима, при котором температура на поверхности трубы ниже требуемого (рис. 2). Если температура нагретого воздуха $T_{\text{нв}}$ на выходе из трубы составляет 25 °С, для достижения требуемого значения температуры при $T_{\text{окр}} = -20$ °С скорость потока должна быть более 10 м/с. С понижением температуры окружающей среды $T_{\text{окр}}$ скорость потока нагретого воздуха необходимо увеличивать. Например, при $T_{\text{окр}} = -40$ °С необходимо обеспечить скорость потока более 30 м/с.

На рис. 3 представлена динамика распределения температуры по толщине стенки трубы при температуре окружающей среды -30 °С в зависимости от скорости потока нагретого воздуха с температурой 30 °С. Отметим, что при увеличении

скорости потока нагретого воздуха температура внутренней поверхности трубы повышается значительно быстрее, вследствие увеличения коэффициента теплообмена. При этом распределение температуры по толщине трубы в момент достижения необходимой температуры для размотки становится более неоднородным и достигает установившегося режима быстрее (рис. 2).

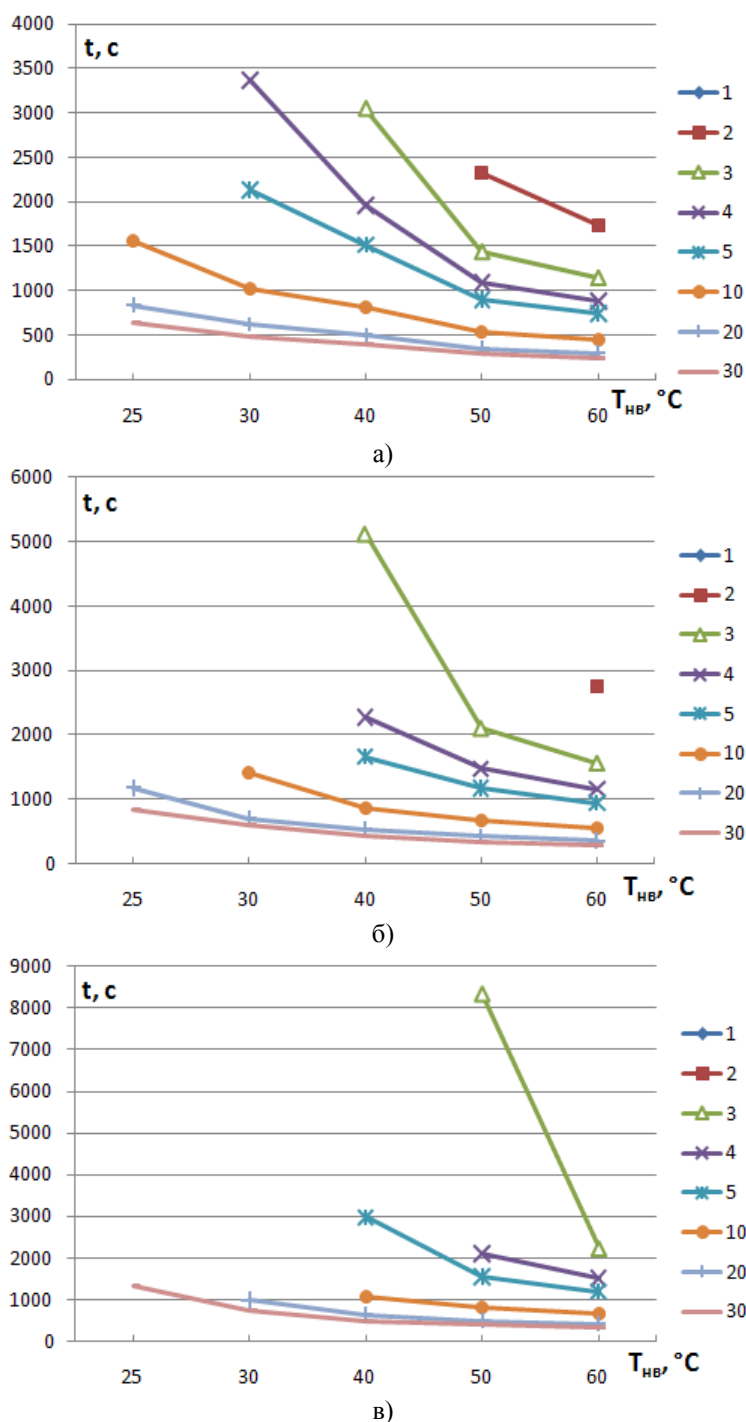


Рис. 1. Зависимости продолжительности необходимого прогрева от температуры нагретого воздуха при различных скоростях потока воздуха (1, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 30 м/с) и температурах окружающей среды: а) минус 20 °С; б) минус 30 °С; в) минус 40 °С

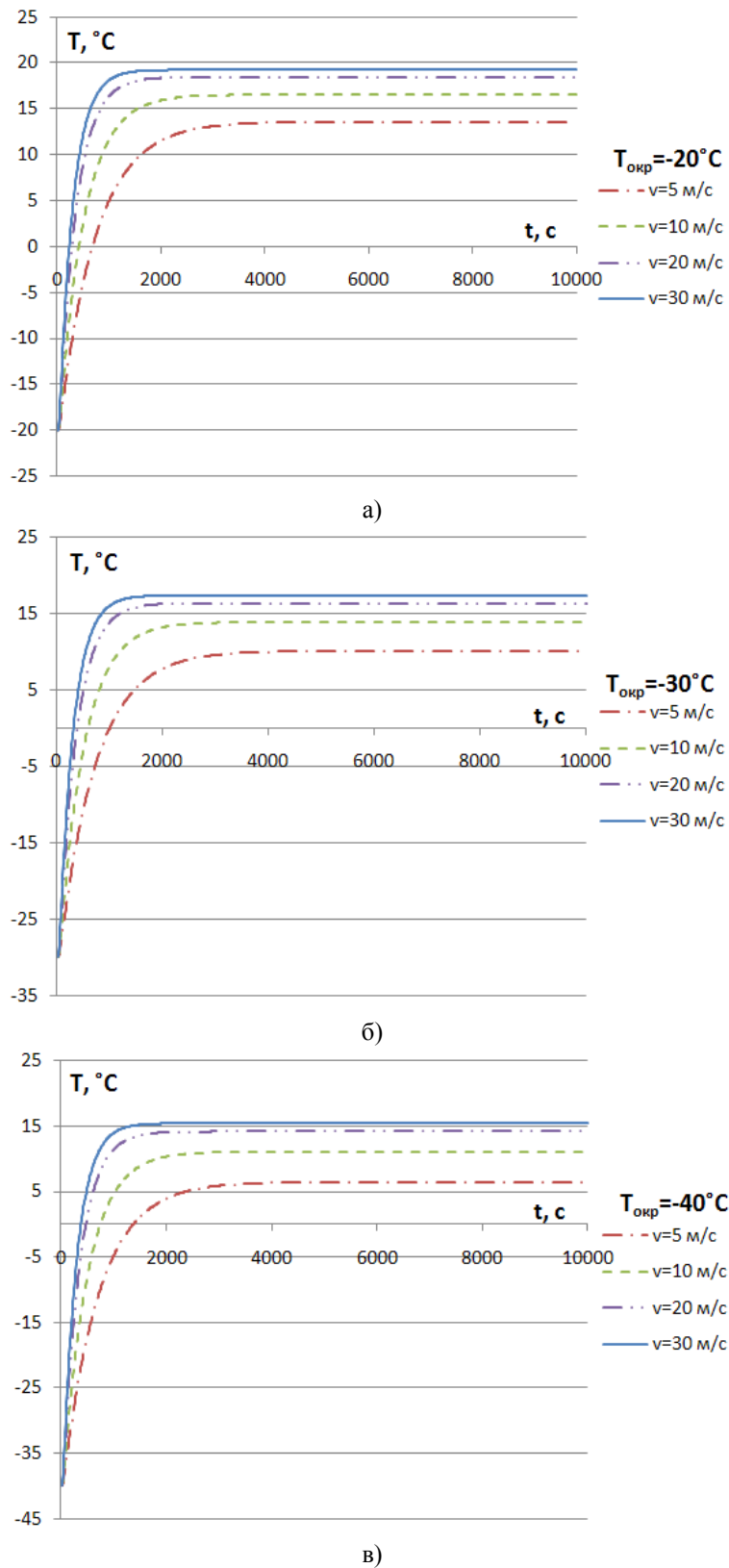
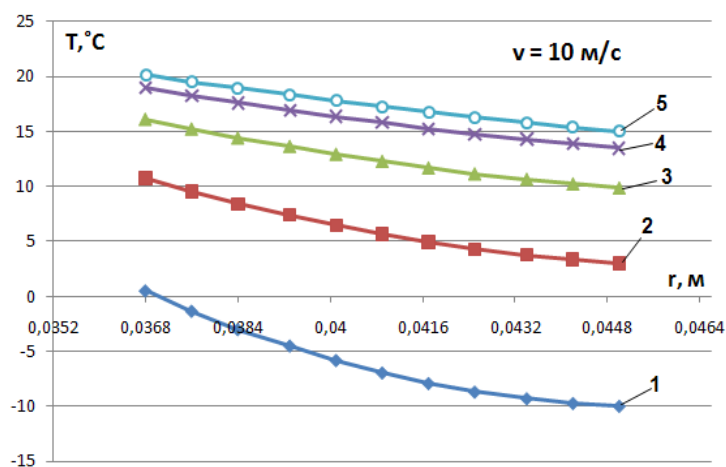
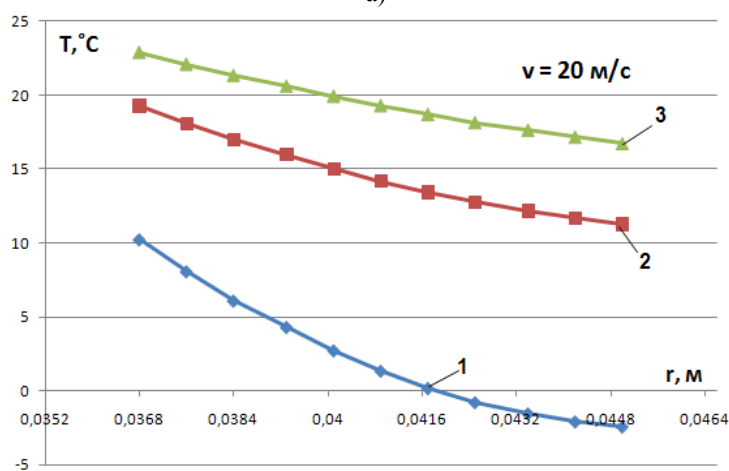


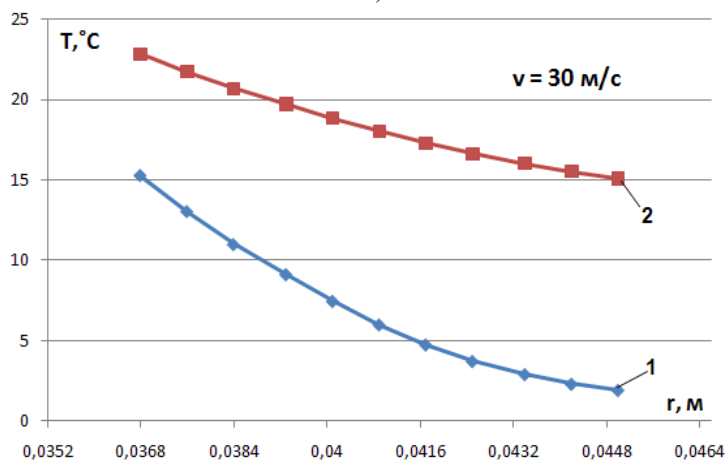
Рис. 2. Зависимости температур на внешней поверхности трубы от времени при температуре нагретого воздуха на выходе 25°C и различных скоростях потока



а)



б)



в)

Рис. 3. Распределение температуры в стенке трубы по толщине при $T_{\text{окр}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{нв}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ в моменты времени:

1 – $t = 300\text{ с}$; 2 – $t = 600\text{ с}$; 3 – $t = 900\text{ с}$; 4 – $t = 1200\text{ с}$; 5 – $t = 1420\text{ с}$

Естественно, температура нагретого воздуха на выходе будет существенно зависеть от длины трубы. Вполне вероятно, что мощность теплогенератора окажется таковой, что температура нагретого воздуха на выходе из трубы будет повышаться достаточно медленно и достигнет значения, используемого в расчетах за время, превышающее расчетную продолжительность прогрева. Тем не менее, подобные расчеты дают представление о том, какие значения температуры нагретого воздуха на выходе из трубы необходимо получать, чтобы за приемлемое время осуществить прогрев трубы в бухте для ее размотки.

Выводы

Для расчета продолжительности подогрева, необходимой для размотки полиэтиленовых труб в бухтах при различных температурах окружающего воздуха, предложена расчетно-экспериментальная методика, основанная на задании температуры нагретого воздуха на выходе из трубы;

Установлено, что при подогреве в условиях низких температур полиэтиленовой трубы в бухте для каждой температуры подаваемого нагретого воздуха (до 60 °С) существует предельная скорость потока, ниже которого требуемое значение температуры на внешней поверхности трубы (15 °С) не достигается.

Литература

1. СТО 45167708-01-2007. Проектирование и строительство полиэтиленовых газопроводов давлением до 1,2 МПа и реконструкция изношенных газопроводов. Стандарт организации, ЗАО «Полимергаз», М., 2007. 78 с.
2. Самарский А.А. Теория разностных схем. М., 1977. 656 с.
3. Dropkin D., Carmi A. Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air // Trans. ASME, 1957, Vol. 59, № 4, pp. 19 - 27.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1969. 440 с.

MODELING OF HEATING OF A POLYETHYLENE PIPES FOR GAS PIPELINES IN COILS AT LOW TEMPERATURES

N.P. Starostin¹, M.A. Vasilyeva

*Institute of Oil and Gas Problems,
Siberian Branch of the Russian Academy of Science, Yakutsk, Russia
e-mail: ¹nickstar56@mail.ru*

Abstract. *Theoretical research of heating of a polyethylene pipe is conducted in coil by hot air submitted in pipe at ambient temperatures below the standard. The calculated durations of heating required for decoiling of pipes from coils at various ambient temperatures are resulted.*

Keywords: *polyethylene pipe, temperature, hot air, calculation, heating duration*

References

1. STO 45167708-01-2007. Proektirovanie i stroitel'stvo polietilenovykh gazoprovodov davleniem do 1,2 MPa i rekonstrukcii iznoshennykh gazoprovodov (Design and construction of polyethylene gas pipelines under pressure up to 1.2 MPa and reconstruction of worn gas pipelines). Standard of ZAO "Polimergaz". Moscow, 2007. 78 p.
2. Samarskii A.A. Teoriya raznostnykh skhem (Theory of difference schemes). Moscow, Nauka, 1977. 656 p.
3. Dropkin D., Carmi A. Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air. Trans: ASME, 1957, Vol. 59, № 4, pp. 19-27.
4. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukhomel A.S. Teploperedacha (Heat transfer). Moscow: Energiya, 1969. 440 p.