

Тепловые процессы в трубопроводном транспорте природного газа

В. А. Сулейманов

ООО «Газпром ВНИИГАЗ», Российская Федерация,
142717, Московская обл., Ленинский р-н, с. п. Развилковское,
пос. Развилка, Проектируемый проезд, № 5587, вл. 15, стр. 1;
РГУ нефти и газа (НИУ) им. И. М. Губкина, Российская Федерация,
119991, Москва, Ленинский пр., 65

Для цитирования: Сулейманов В. А. Тепловые процессы в трубопроводном транспорте природного газа // Вестник Санкт-Петербургского университета. Прикладная математика. Информатика. Процессы управления. 2020. Т. 16. Вып. 3. С. 260–266.

<https://doi.org/10.21638/11701/spbu10.2020.304>

Проведена проверка часто используемого положения в трубопроводной гидравлике о том, что работа сил трения, производимая при движении реального газа по газопроводу, полностью переходит в тепловую энергию. С помощью интегрального определения энтропии Клаузиуса показано, что это положение превращения работы сил трения в тепловую энергию потока газа находит свое подтверждение с приемлемой для инженерных приложений точностью применительно к одномерной постановке задачи определения продольного температурного поля газа.

Ключевые слова: транспортировка газа, газопровод, модель одномерного течения, неравновесная термодинамика, энтропия, тепловой баланс.

1. Введение. При моделировании тепловых процессов в газопроводах в настоящее время исходят из положения о том, что работа сил трения, производимая при движении газа по газопроводу, полностью переходит в тепловую энергию и это тепло не принимает участия в формировании температуры газового потока. Обычно оно принимается, как не требующее доказательства. Отметим, что даже проведение прецизионных измерений температуры транспортируемого газа не позволило бы подтвердить указанное положение из-за неточности в измерениях параметров, влияющих на тепловые процессы в реальном газопроводе.

В настоящей работе предложен способ проверки справедливости такого положения, использующий уравнение интегрального определения энтропии.

2. Постановка задачи. Термобарические параметры установившегося движения природного газа по магистральному газопроводу с постоянным внутренним диаметром рассчитываются с помощью следующей системы одномерных дифференциальных уравнений [1, 2]:

$$\frac{d}{dx}(\rho w) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dx}(p + \rho w^2) = -\lambda \frac{\rho |w| w}{2D} - g\rho\beta, \quad (2)$$

$$\frac{d}{dx} \left[h + \frac{w^2}{2} \right] = \frac{4U}{\rho w D} (T_{ext} - T) - g\beta, \quad (3)$$

где $p(x)$, $\rho(x)$, $w(x)$ и $T(x)$ — усредненные по поперечному сечению газопровода с эйлеровой координатой x соответственно давление, плотность, расходная скорость и температура транспортируемого газа; h — удельная энтальпия; d и D — внутренний и внешний диаметры труб соответственно; λ — коэффициент гидравлического сопротивления; U — коэффициент теплообмена с окружающей средой; T_{ext} — локальная температура окружающей среды; β — локальный угловой коэффициент. В системе уравнений (1)–(3) исключен вклад внешней работы, производимой над газом.

В уравнении сохранения импульса (2) первый член в правой части $-\lambda \frac{\rho |w| w}{2D}$ является обобщением на турбулентный режим течения газа формулы для удельных потерь давления на трение, полученной в рамках точного решения уравнения Навье—Стокса для одномерного ламинарного течения вязкой жидкости по трубе [3].

В общем случае λ в соответствии с π -теоремой Букингема зависит не только от критериального числа Рейнольдса, как имеет место для ламинарного движения газа по трубе, но и от относительной шероховатости внутренней поверхности труб.

Рассматривая процесс транспортировки природного газа как термодинамический, в качестве замыкающих соотношений при решении системы уравнений (1)–(3) — при выборе давления p и температуры T как независимых термодинамических параметров используются:

— термическое уравнение состояния

$$\rho = \rho(p, T), \quad (4)$$

— калорическое уравнение состояния в виде полного дифференциала удельной энтальпии h

$$dh = c_p(dT - \mu dp), \quad (5)$$

где μ — коэффициент адиабатного дросселирования; c_p — коэффициент теплоемкости газа при постоянном давлении.

Из (3) и (5) следует, что тепловой баланс газовых потоков включает вклады:

- 1) теплоты, вырабатываемой за счет дросселирования потока;
- 2) внешнего теплопритока;
- 3) тепловых эквивалентов работы по изменению кинетической энергии потока и работы по подъему перемещаемого по трубопроводу газа в гравитационном поле.

Важно отметить, что при выводе уравнения превращения энергии (3) использовалось упомянутое допущение о тождественном равенстве работы сил трения и выделяемой внутри объема газа тепловой энергии при его транспортировке.

Система одномерных уравнений установившегося движения газа по трубопроводу (1)–(3) получена на основе законов сохранения массы и импульса, превращения энергии газового потока и первого начала термодинамики применительно к движущемуся по газопроводу элементарному объему газа, имеющему форму цилиндра с высотой dx и диаметром D , который соприкасается со стенкой трубы по всей боковой поверхности.

Элементарный объем газа, несмотря на свои малые физические размеры, содержит достаточно большое количество молекул, так что к нему можно применять законы статистической физики и термодинамики, т. е. рассматривать его как термодинамическую систему. Так, в современном газопроводе высокого давления с внутренним диаметром 1 м описываемый цилиндр высотой 10 мм может содержать до 10^{11} молекул. Определенная таким образом термодинамическая система — открытая система, в которой осуществляются теплообмен через боковую поверхность с окру-

жающей средой и обмен механической энергией в торцевых сечениях. Массообмен в торцевых сечениях отсутствует в соответствии с уравнением (1).

Процесс трубопроводного транспорта газа с учетом теплообмена с окружающей средой и работой сил трения, очевидно, неравновесный и необратимый. Однако, используя общепринятый подход, основанный на предположении о том, что рассматриваемый элементарный объем газа находится в локальном термодинамическом равновесии, можно решать систему уравнений (1)–(5), считая, что:

- термодинамическое состояние элементарного объема газа можно полностью определить двумя интенсивными термодинамическими параметрами — давлением p и температурой T , а также компонентным составом газа;

- к элементарному объему газа можно применять все количественные соотношения классической равновесной термодинамики.

Решение этой системы уравнений можно описывать последовательной совокупностью значений термобарических и расходных параметров (давления, температуры, скорости) элементарного объема газа по мере его движения по газопроводу. Это означает, что с позиций термодинамики процесс транспортировки газа представляет собой цепочку последовательных переходов с временным шагом $\frac{dx}{w}$ элементарного контрольного объема газа из начального равновесного состояния (в начальном сечении газопровода) во все последующие равновесные состояния по направлению движения вплоть до конечного сечения газопровода. Подобным образом определенный процесс транспортировки газа основан на лагранжевом подходе к исследованию процесса трубопроводного транспорта природного газа.

Процесс, состоящий из непрерывной последовательности равновесных термодинамических состояний, относится к равновесным или квазистатическим, что справедливо только по отношению к достаточно медленным процессам. Близкими к равновесным являются такие процессы, при которых скорости изменения локальных параметров системы гораздо меньше скоростей их релаксации. Характерные времена протекания релаксационных процессов в газе при значениях давления и температуры, типичных для современных магистральных газопроводов, не превышают 10^{-4} с [4].

Из вышеприведенного следует, что система дифференциальных уравнений (1)–(5) позволяет вместо реального процесса трубопроводного транспорта газа рассматривать воображаемый равновесный процесс транспортировки газа и рассчитывать одномерные (по длине газопровода) поля термобарических и расходных параметров.

Принципиальная возможность проверки указанного утверждения основана на использовании интегрального определения энтропии Клаузиуса: изменение энтропии ΔS при необратимом преобразовании из состояния *in* в состояние *out* всегда можно вычислить с помощью интегрирования по параметрам соответствующим образом подобранного равновесного процесса, в котором изменение энтропии обусловлено исключительно обменом теплоты в системе [5]:

$$\Delta S = S_{out} - S_{in} = \int_{in}^{out} dS. \quad (6)$$

Энтропия — функция состояния термодинамической системы, и ее изменение в результате термодинамического процесса обуславливается в описываемом случае давлением и температурой транспортируемого газа в конечном и начальном состояниях системы.

Применительно к процессу трубопроводного транспорта газа из уравнения (6) равенство двух рассчитанных величин ΔS : по значениям пары термобарических па-

раметров (p_{out}, T_{out}) и (p_{in}, T_{in}) газопровода в его конечном и начальном сечениях соответственно и определенной в результате вычисления интеграла в (6), используя решение системы уравнений (1)–(5) для выбранного равновесного процесса транспорта газа с теми же значениями термобарических параметров в этих сечениях.

Полный дифференциал приращения энтропии открытой термодинамической системы определяется суммой двух независимых дифференциалов:

$$dS = dS_e + dS_i, \quad (7)$$

где dS_e и dS_i — изменение энтропии элементарного объема газа, вызванное соответственно обменом энергии с окружающей средой и необратимым процессом в самой системе.

Для процесса трубопроводной транспортировки газа для этих дифференциалов справедливы явные выражения, содержащие локальные значения измеряемых или расчетных термогидравлических параметров транспортировки природного газа.

В уравнении (7) дифференциал dS_e записывается в виде

$$dS_e = \frac{\pi dU (T_{ext} - T)}{GT} dx, \quad (8)$$

где G — весовой расход газа; дифференциал dS_i — как

$$dS_i = \gamma \lambda \frac{w^2}{2gDT} dx. \quad (9)$$

Здесь коэффициент γ ($0 < \gamma \leq 1$) введен нами для оценки той части работы сил трения при движении газового потока, которая переходит в тепловую энергию. Положительная определенность локальных значений приращения энтропии dS_i , вызванного необратимыми процессами в термодинамической системе, является одной из формулировок второго начала термодинамики, введенной И. Пригожиным.

Приращения энтропии газового потока вдоль газопровода, задаваемые уравнениями (8) и (9), согласуются при $\gamma = 1$ с уравнениями (3), (5) и уравнением механической энергии (обобщенным уравнением Бернулли) для сжимаемого флюида. При $0 < \gamma < 1$ уравнение превращения энергии (3) можно записать следующим образом:

$$\frac{d}{dx} \left[h + \frac{w^2}{2} \right] = \frac{4U}{\rho w D} (T_{ext} - T) - \lambda (1 - \gamma) \frac{w^2}{2D} - g\beta. \quad (3')$$

Уравнение (9) для дифференциала dS_{fr} при $\gamma = 1$ отвечает утверждению, что в одномерной постановке задачи о движении сжимаемой вязкой среды (газа) по трубопроводу работа сил трения полностью переходит в выделяемое внутри контрольного объема тепло [6, 7] и это тепло не принимает участия в формировании температуры газового потока. Это утверждение широко используется при исследовании термогидравлики газовых потоков в каналах (трубах) и существенно упрощает уравнение баланса тепловой энергии, с помощью которого рассчитывается продольная температура газа.

Некоторые авторы (см., например, [8]) относятся к вышеприведенному утверждению как к предположению, а не как к постулату. Что касается общей постановки задачи о трехмерном движении сжимаемого вязкого флюида, то здесь справедливо утверждение (см. классический учебник [9]), что при движении флюида под действием массовых и поверхностных сил некоторая часть механической энергии необратимым образом переходит в энергию тепловую. О величине такой энергии можно судить только по результатам экспериментальных наблюдений тепловых процессов в системе.

С учетом уравнений (8) и (9) интегральное определение изменения энтропии ΔS в соответствующим образом подобранном равновесном процессе движения газа по трубопроводу имеет вид

$$\Delta S = \int_{in}^{out} \frac{1}{T} \left[\gamma \lambda \frac{w^2}{2d} + \frac{\pi DU (T_{ext} - T)}{G} \right] dx. \quad (10)$$

3. Методика эксперимента. Сравним величины изменения энтропии ΔS , полученные с помощью термического уравнения состояния и численного вычисления интеграла в (10), используя воображаемый эксперимент.

Предположим, что имеется информация по параметрам и режимам действующего магистрального газопровода: длина практически горизонтального газопровода — 120 км; внутренний диаметр труб — 1.38 м; тип прокладки — подземный; средняя температура грунта на глубине заложения труб — 2 °С; суточная производительность — 150 млн м³; компонентный состав газа: метан — 96 %, этан — 2.2 %, пропан — 0.6 %, азот — 1,2 %; давление и температура на входе в газопровод — 9.8 МПа и 30 °С, давление и температура на выходе из газопровода — 6.23 МПа и 10,5 °С.

При расчете энтропии природного газа заданного состава применялась соответствующая корреляционная зависимость, использующая термическое уравнение состояния Пенга—Робинсона, входящее в программный вычислительный комплекс «PIPESIM 9.0». Полученная разность значений удельной энтропии ΔS в конечном и начальном сечениях газопровода составила 0.136 кДж/кг/К. Из этой оценки следует, что энтропия природного газа в процессе его транспортировки по виртуальному газопроводу увеличивается.

Воображаемый обратимый процесс транспорта газа по этому газопроводу, определяемый решением системы уравнений (1), (2), (3'), (4), (5), был промоделирован с помощью расчетных термогидравлических алгоритмов комплекса «PIPESIM 9.0». При проведении расчетов использовались такие предположения:

- в качестве термического уравнения состояния газа заданного компонентного состава применяется уравнение Пенга—Робинсона;
- эквивалентная шероховатость труб принята равной 7 мкм;
- коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по формуле Коулбрука—Уайта;
- коэффициент гидравлической эффективности газопровода Панхендла [10] принят равным 0.968;
- коэффициент теплообмена с вмещающим газопровод грунтом принят равным 1.6 Вт/м²/К.

В этих условиях при давлении и температуре на входе в газопровод 9.8 МПа и 30 °С соответственно и суточной производительности 150 млн м³ ($G=4404$ т газа в час) были получены следующие величины давления и температуры в конечном сечении газопровода: 6.246 МПа и 10,4 °С, что весьма близко к заданным значениям.

Для расчета интегральной величины изменения энтропии ΔS по формуле (10) использовалось численное интегрирование методом трапеций, где в качестве скорости w и температуры T в расчетных узлах брались их значения, полученные при решении системы уравнений (1), (2), (3'), (4), (5), а число расчетных интервалов принималось равным 100. Интегральное значение изменения удельной энтропии для воображаемого обратимого процесса транспортировки природного газа при $\gamma = 1$ составило 0.1328 кДж/кг/К.

Разность двух величин изменения энтропии, полученных двумя вышеописанными способами, незначительна: 2,6 %. Это можно отнести за счет погрешности как используемого метода численного интегрирования, так и расчетов энтропии на основе термических уравнений состояния.

Отметим, что при применении для коэффициента γ значений, меньших единицы, разность изменения величин удельной энтропии существенно возрастает. Так, при $\gamma = 0,9$ она составляет 30 %, а при $\gamma = 0,8$ — 57 %, что значительно превышает точность расчетов абсолютных значений энтропии для рассматриваемых величин p и T . Ясно, что полученные разности изменения энтропии не могут быть отнесены к расчетным погрешностям.

4. Заключение. Выявлено, что описанная процедура проверки справедливости вышеприведенного утверждения имеет ограничения, связанные с: 1) большими погрешностями значений энтропии, определяемых с помощью сложных корреляционных зависимостей, лежащих в основе термических уравнений состояния; 2) тем обстоятельством, что термодинамический процесс трубопроводного транспорта природного газа может быть достаточно близким к изоэнтропийному, а это приводит к неточностям при определении изменения энтропии процесса, получаемого при вычитании большой по абсолютным значениям энтропии.

Анализ поведения энтропии в рассмотренном случае показывает: в рамках модели одномерного течения газа допущение предположения о том, что работа сил трения при течении газа по газопроводу целиком переходит в тепловую энергию, находит обоснование с приемлемой для инженерных приложений точностью.

Более того, поскольку в основе указанного обоснования лежит использование интегрального определения энтропии (6) и формулировки второго начала термодинамики в виде уравнения (7), то приходим к выводу, что полный переход работы сил трения во внутреннюю тепловую энергию является прямым следствием второго начала термодинамики применительно к процессу трубопроводного транспорта природных газов.

Литература

1. Каниболотский М. А., Бондарев Э. А., Васильев О. Ф., Воеводин А. Ф. Неизотермическое течение газа в трубах. Новосибирск: Наука, 1978. 126 с.
2. Сулейманов В. А. Расчет нестационарных режимов работы газопроводов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1987. № 1. С. 142–152.
3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / пер. с англ.; под ред. Л. Г. Лойцянского. М.: Наука, 1974. 712 с. (*Schlichting H. Boundary layer theory.*)
4. Черный Г. Г. Газовая динамика: учебник для университетов и вузов. М.: Наука, 1988. 424 с.
5. Пригожин И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур / пер. с англ. Ю. А. Данилова, В. В. Белого. М.: Мир, 2002. 461 с. (*Kondepudi D., Prigogine I. Modern thermodynamics: From heat engines to dissipative structures.*)
6. Вулвис Л. А. Термодинамика газовых потоков. М.: Госэнергоиздат, 1950. 304 с.
7. Чарный И. А. Основы газовой динамики. М.: Гостоптехиздат, 1961. 210 с.
8. Страхович К. И. Гидро- и газодинамика. М.: Наука, 1980. 313 с.
9. Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидродинамика: в 2 ч. М.: Физматгиз, 1963. Ч. 2. 728 с.
10. Ходанович И. Е. Аналитические основы проектирования и эксплуатации магистральных газопроводов. М.: Гостоптехиздат, 1961. 128 с.

Статья поступила в редакцию 29 июля 2020 г.

Статья принята к печати 13 августа 2020 г.

Контактная информация:

Сулейманов Владимир Алекперович — канд. физ.-мат. наук, доц.; sul1943@mail.ru

Thermal processes in natural gas pipeline transport

V. A. Suleymanov

Russian Research Institute for natural gases and gas technologies “Gazprom”,
15-1, Proektiruemyj proezd N 5538, pos. Razvilka, s. p. Razvilkovskoe, Leninsky dist.,
Moscow region, 142717, Russian Federation;
Gubkins’ National University of oil and gas, 65, Leninsky pr., Moscow,
119991, Russian Federation

For citation: Suleymanov V. A. Thermal processes in natural gas pipeline transport. *Vestnik of Saint Petersburg University. Applied Mathematics. Computer Science. Control Processes*, 2020, vol. 16, iss. 3, pp. 260–266. <https://doi.org/10.21638/11701/spbu10.2020.304> (In Russian)

A commonly used premise in pipeline hydraulics where the work of friction forces performed at the movement of real gas in the gas pipeline completely turns into thermal energy is verified in the article. By means of the integral definition of Clausius entropy, it is shown that the premise of the conversion of friction forces into thermal energy of gas flow is justified with an acceptable accuracy for engineering applications in relation to the one-dimensional formulation of the task regarding the determination of the longitudinal temperature field of gas.

Keywords: gas transportation, gas pipeline, one-dimensional model of flow, nonequilibrium thermodynamics, entropy, thermal balance.

References

1. Kanibolotskiy A. M., Bondarev E. A., Vasilev O. F., Voevodin A. F. *Neizotermicheskoye techenie gaza w trubah [Non-isothermal gas flow in pipes]*. Novosibirsk, Nauka Publ., 1978, 126 p. (In Russian)
2. Suleymanov V. A. Raschyot nestatsionarnykh rezhimov raboty gazoprovodov [Calculation of non-stationary modes of gas pipelines operation]. *Izvestiya AN USSR. Energetika i transport [Energy and Transport]*, 1987, no. 1, pp. 142–152. (In Russian)
3. Schlichting H. *Boundary layer theory*. New York, McGraw-Hill Publ., 1968. 702 p. (Russ. ed.: Schlichting H. *Teoriya pogranichnogo sloya*. Moscow, Nauka Publ., 1974, 712 p.)
4. Chernyy G. G. *Gazovaya dinamika [Gas dynamics]*. Moscow, Nauka Publ., 1988, 424 p. (In Russian)
5. Kondepudi D., Prigogine I. *Modern thermodynamics: From heat engines to dissipative structures*. New York, John Wiley and Sons Publ., 1998, 552 p. (Russ. ed.: Prigogin I., Kondepudi D. *Sovremennaya termodinamika: Ot teplovykh mashin do dissipativnykh struktur*. Moscow, Mir Publ., 2002, 461 p.)
6. Vulis L. A. *Termodinamika gazovykh potokov [Thermodynamics of gas flows]*. Moscow, Gosenergoizdat Publ., 1950, 304 p. (In Russian)
7. Charnyy I. A. *Osnovy gazovoi dinamiki [Fundamentals of gas dynamics]*. Moscow, Gostoptehizdat Publ., 1961, 210 p. (In Russian)
8. Strahovich K. I. *Gidro- i gazodinamika [Hydro and gas dynamics]*. Moscow, Nauka Publ., 1980, 313 p. (In Russian)
9. Kochin N. E., Kibel I. A., Roze N. V. *Teoreticheskaya gidrodinamika*. V 2 ch. [*Theoretical hydrodynamics*. In 2 ch.]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1963, ch. 2, 728 p. (In Russian)
10. Hodanovich I. E. *Analiticheskie osnovy proektirovaniya i ekspluatatsii magistralnykh gazoprovodov [Analytical bases of design and operation of main gas pipelines]*. Moscow, Gostoptehizdat Publ., 1961, 128 p. (In Russian)

Received: July 29, 2020.

Accepted: August 13, 2020.

Author's information:

Vladimir A. Suleymanov — PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor; sul1943@mail.ru