УДК 536.71::621.592.3

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РЕДУЦИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТУРБОДЕТАНДЕРЕ

О. М. Соковнин, Н. В. Загоскина, С. Н. Загоскин

Общество с ограниченной ответственностью "ОЛНИ", 610050 Киров, Россия E-mails: osokovnin@mail.ru, deadlyc@mail.ru, diss01@mail.ru

С использованием термодинамического подхода разработана математическая модель процесса редуцирования давления природного газа в многоступенчатом турбодетандере, учитывающая свойства реального газа. Показано, что максимальное использование энергии избыточного давления природного газа обеспечивается при значении отношения давлений на выходе и входе, на каждой ступени превышающем критическое. Численно определены изменение температуры природного газа и совершаемая им техническая работа при прохождении ступеней турбодетандера. Установлено, что скорости падения температуры и приращения технической работы природного газа увеличиваются от ступени к ступени турбодетандера. Проведено сравнение полученных расчетных результатов с экспериментальными значениями параметров работы газовых турбодетандеров и показано, что они хорошо согласуются.

Ключевые слова: природный газ, многоступенчатый турбодетандер, редуцирование давления, математическая модель.

DOI: 10.15372/PMTF20220114

Введение. Редуцирование давления природного газа на газораспределительных станциях (ГРС) и газорегуляторных пунктах (ГРП) является необходимым процессом в газоснабжении конечных потребителей: предприятий промышленности, жилищнокоммунального хозяйства и др. Основным методом редуцирования давления является дросселирование газа в регуляторах давления при прохождении через сужающее устройство с регулируемым проходным сечением. Данный метод прост в реализации и надежен, однако имеет недостаток, состоящий в значительных потерях энергии избыточного давления редуцируемого газа.

Альтернативой дросселированию природного газа в регуляторе давления является его изоэнтропическое расширение в турбодетандере при последовательном протекании через направляющую сопловую решетку (распределенные по окружности сужающие сопла) и вращающуюся рабочую решетку (лопатки колеса турбодетандера) (рис. 1), где совершается техническая работа. Для получения максимальной величины этой работы вся энергия избыточного давления газа, проходящего через сопловую решетку, должна перейти в кинетическую энергию потока. Поскольку значение отношения давлений на выходе — входе при истечении из сужающегося сопла ограничено снизу критическим значением отношения давлений β_c [1, 2], а значение отношения конечного p_2 и начального p_1 давлений ре-



Рис. 1. Схема ступени турбодетандера (*a*) и развертка по окружности (*б*): 1 — корпус, 2 — диафрагма, 3 — сопловая решетка, 4 — уплотнение диафрагмы, 5 вал, 6 — диск, 7 — рабочая решетка, 8 — бандаж, 9 — надбандажное уплотнение

дуцируемого природного газа при эксплуатации ГРС и ГРП, как правило, меньше β_c , для эффективного срабатывания всего начального перепада давления редуцируемого в турбодетандере газа требуется ряд последовательных ступеней, на каждой из которых значение отношения давлений p_{i+1}/p_i должно быть больше критического:

$$p_{i+1} \ge p_i \beta_c = p_i \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{1}$$

(i = 1, 2, ... -номер ступени турбодетандера). При выполнении условия (1) и строго изоэнтропическом расширении редуцируемого газа на каждой ступени турбодетандера вся энергия его избыточного давления, равная разности энтальпий $h_i - h_{i+1}$, может преобразовываться в техническую работу [2].

Целью настоящей работы является создание математической модели процесса редуцирования давления реального газа в многоступенчатом турбодетандере при значении отношения давлений на выходе и входе, на каждой ступени превышающем критическое, а также определение особенностей изменения параметров газа в данных условиях.

Постановка задачи. Будем полагать, что турбодетандер (рис. 2) работает в стационарном режиме при давлении и температуре газа на входе p_1 , T_1 и давлении на выходе p_2 . Поскольку конструкции проточных частей газовых турбодетандеров и паровых турбин подобны, считаем, что величина падения давления газа в сужающих соплах сопловой решетки на каждой ступени турбодетандера, как и у паровых турбин, значительно больше, чем на рабочей решетке (см. эпюры изменения давления и скорости газа на рис. 1) [3].

При имеющихся значениях давлений p_1 и p_2 природного газа порядка нескольких мегапаскалей используем уравнение состояния реального газа

$$pv = zRT, (2)$$

где v — удельный объем, м³/кг; z — коэффициент сверхсжимаемости реального газа; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); T — абсолютная температура, К. Поскольку процесс редуцирования давления газа происходит достаточно быстро, будем считать его близким к адиабатическому (dq = 0 (q — удельная теплота, Дж/кг)). Кроме того, для процесса редуцирования давления газа в турбодетандере характерно значительно меньшее по сравнению



Рис. 2. Схема процесса редуцирования давления газа в турбодетандере: 1 — подогреватель, 2 — многоступенчатый турбодетандер

с изменением энтальпии dh общее изменение удельной кинетической энергии газа $d(w^2/2)$. При таких условиях уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме для стационарного режима редуцирования давления газа в турбодетандере принимает вид [1]

$$dh + dl_T = 0. (3)$$

Входящая в (3) величина элементарной технической работы dl_T определяется через изменение параметров состояния газа [1, 2]:

$$dl_T = -v \, dp. \tag{4}$$

Для расчета с помощью уравнения (4) величины удельной технической работы газа l_{Ti} на *i*-й ступени турбодетандера установим связь давления и удельного объема реального газа в адиабатическом изоэнтропическом процессе.

Из определения энтропии ds = dq/T с учетом того, что согласно первому закону термодинамики $dq = du + p \, dv = c_v \, dT + p \, dv$ и в изоэнтропическом процессе ds = 0, получаем

$$(c_v \, dT + p \, dv)/T = 0$$

 $(c_v$ — изохорная теплоемкость газа, Дж/(кг · К)).

В соответствии с (2) давление p можно представить в виде zRT/v. Тогда имеем

$$c_v \frac{dT}{T} + zR \frac{dv}{v} = 0.$$
(5)

Поскольку $zR/c_v = z(k-1)$, после интегрирования и потенцирования (5) получаем

$$Tv^{z(k-1)} = \text{const}_1.$$
(6)

При интегрировании (5) коэффициенты k и z полагались постоянными. Данное допущение может быть обосновано тем, что их относительное максимальное изменение в рассматриваемом ниже интервале изменения давлений и температур редуцируемого газа достаточно мало: $\Delta k/k \leq 2.9 \%$, $\Delta z/z \leq 1.4 \%$.

Учитывая, что выражение для температуры T в уравнении (6) в соответствии с (2) можно записать в виде pv/(zR), после преобразований получаем уравнение изоэнтропического процесса для реального газа

$$z^{-1}pv^{1+z(k-1)} = \text{const}.$$
 (7)

Используя уравнение (7), определим зависимость между текущими и начальными значениями удельного объема реального газа в адиабатическом процессе:

$$v = \left(\frac{z}{z_1} \frac{p_1}{p} v_1^{1+z_1(k_1-1)}\right)^{1/(1+z(k-1))}.$$
(8)

При значении коэффициента z = 1 соотношения (7), (8) переходят в известные формулы, описывающие адиабатический процесс для идеального газа.

Подставляя (8) в уравнение (4) и интегрируя его, определяем удельную техническую работу реального газа на i-й ступени турбодетандера l_{Ti} :

$$l_{Ti} = -\int_{i}^{i+1} v \, dp = -\int_{i}^{i+1} \left(\frac{z}{z_i} \frac{p_i}{p} v_i^{1+z_i(k_i-1)}\right)^{1/(1+z(k-1))} dp.$$
(9)

Интеграл (9), в котором коэффициенты k, z являются функциями давления, можно вычислить с использованием метода трапеций. Подставляя (9) в уравнение (3) и выражая удельный объем газа через плотность, после преобразований получаем

$$(h_{i+1} - h_i) + \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{\rho_i} + \left[\frac{z_{i+1}}{z_i} \frac{p_i}{p_{i+1}} \left(\frac{1}{\rho_i} \right)^{1 + z_i(k_i - 1)} \right]^{1/(1 + z_{i+1}(k_{i+1} - 1))} \right\} (p_i - p_{i+1}) = 0.$$
(10)

Уравнения (1), (10) образуют систему, описывающую процесс редуцирования давления реального газа в многоступенчатом турбодетандере. Исходными данными для решения этой системы являются начальная температура T_1 и давления природного газа p_1 и p_2 на входе и выходе турбодетандера. Расчет выполнялся для двух значений перепада давления редуцирования: с $p_1 = 7,6$ МПа до $p_2 = 1,3$ МПа, с $p_1 = 4,6$ МПа до $p_2 = 1,3$ МПа при температуре газа $T_1 = 77$ °C (350 K). Значение температуры T_1 выбиралось с учетом нормативных значений температуры природного газа в магистральном газопроводе и соответственно на входе ГРС (не менее $3 \div 5$ °C [4, 5]) и максимальной температуры его предварительного нагрева в стандартных подогревателях (до 70 °C [6]), необходимость которого обусловлена значительным охлаждением газа при расширении в турбодетандере. Рассматриваемые значения перепадов давления редуцирования также являются стандартными для крупных ГРС [7].

Искомыми неизвестными являются давления и температуры газа на выходе из ступеней (p_{i+1}, T_{i+1}) , по которым находится работа газа l_{Ti} на каждой ступени турбодетандера. Поскольку основным компонентом природного газа является метан (объемная доля в природном газе составляет до 98 % [8]), в качестве физических свойств газа принимаются характеристики, приведенные в [9].

Алгоритм решения системы уравнений (1), (10) имеет следующий вид.

1. При давлении p_1 и температуре T_1 газа на входе в турбодетандер (i = 1) определяем плотность ρ_i , энтальпию h_i , энтропию s_i , коэффициенты адиабаты k_i и сверхсжимаемости z_1 газа [9].

2. По формуле $n = (p_1/p_2)\beta_c$, следующей из условия (1), определяем минимально необходимое число ступеней *n* турбодетандера.

3. Из уравнения (1) находим давление газа p_{i+1} перед (i+1)-й ступенью турбодетандера, затем из уравнения (10) с помощью метода последовательных приближений рассчитываем температуру газа T_{i+1} :

— при известном значении давления p_{i+1} , задавая температуру $T_{i+1} < T_i$, определяем табличные данные для газа (ρ_{i+1} , h_{i+1} , s_i , k_{i+1} , z_{i+1}) и вычисляем левую часть уравнения (10);

— изменяя значение T_{i+1} , вычисления повторяем до тех пор, пока левая часть уравнения (10) не станет равной нулю. 4. Из уравнения (9) находим значение технической работы газа l_{Ti} при прохождении *i*-й ступени турбодетандера.

5. Цикл расчетов повторяем для *n* ступеней турбодетандера.

Обсуждение результатов. Результаты расчета режимов работы многоступенчатого турбодетандера при редуцировании давления природного газа приведены на рис. 3, 4. На рис. 3 видно, что в обоих режимах редуцирования давления (с 7,6 до 1,3 МПа и с 4,6 до 1,3 МПа) абсолютные значения уменьшения температуры газа на соответствующих ступенях турбодетандера очень близки, вследствие того что критические значения отношения давлений $\beta_c = p_{i+1}/p_i$, определяемые величиной коэффициента адиабаты k (см. (1)), практически одинаковы. При этом скорости падения температуры dT/dp и приращения технической работы dl_T/dp редуцируемого газа увеличиваются от ступени к ступени, о чем свидетельствует увеличение угла наклона кривых зависимостей T(p) и $l_T(p)$ к оси давлений в обоих режимах (см. рис. 4).



Рис. 3. (*h*-*s*)-диаграмма процессов редуцирования давления природного газа в турбодетандере с 7,6 до 1,3 МПа и с 4,6 до 1,3 МПа: I-III — ступени турбодетандера



Рис. 4. Зависимости температуры T(1) и технической работы $l_T(2)$ природного газа от давления при его редуцировании в турбодетандере с 7,6 до 1,3 МПа (a) и с 4,6 до 1,3 МПа (b):

І-ІІІ — ступени турбодетандера

С точки зрения термодинамики это можно объяснить следующим образом. Деля выражение (3) первого закона термодинамики для адиабатического потока газа в турбодетандере на дифференциал dp и учитывая, что $dh = c_p dT$, $dl_T = -v dp$, получаем

$$\frac{dT}{dp} = \frac{v}{c_p}.\tag{11}$$

Поскольку удельный объем v газа при редуцировании давления увеличивается, а теплоемкость c_p газа меняется незначительно, согласно (11) скорость падения температуры (производная dT/dp) увеличивается. Соответственно скорость приращения технической работы dl_T/dp , совершаемой газом при адиабатическом редуцировании давления в турбодетандере, также увеличивается от ступени к ступени.

Данная особенность изменения технической работы газа подтверждает энергетическую целесообразность использования на каждой ступени турбодетандера всей начальной энергии избыточного давления редуцируемого газа. При конструировании и эксплуатации газовых турбодетандеров это обеспечивается тем, что степень уменьшения давления π на каждой ступени принимается приблизительно равной двум [10–12]. Так, при термодинамическом расчете и выборе оптимальных параметров работы многоступенчатого турбодетандера для редуцирования давления природного газа на ГРС с целью использования всего потенциала начального избыточного давления редуцируемого газа значение π для каждой ступени принималось равным двум [10]. Разрабатываемые ООО "ТурбоДЭн" (Москва) для ГРС и ГРП энергосберегающие турбодетандерные агрегаты при номинальном входном давлении природного газа 4,0 МПа на ГРС и 0,6 ÷ 1,2 МПа на ГРП и выходном давлении 0,07 ÷ 0,20 МПа имеют 5–6 ступеней [11], т. е. величина π для каждой ступени энергосберегающих турбодетандерных агрегатов также приблизительно равна двум.

Расчетные значения уменьшения температуры природного газа при общем перепаде давления в турбодетандере с 7,6 до 1,3 МПа и с 4,6 до 1,3 МПа составили 124,8 и 94,1 К (19,8 и 28,5 К/МПа) соответственно. Полученный результат удовлетворительно коррелирует с эмпирическими значениями падения температуры природного газа в турбодетандере 15 ÷ 20 К/МПа [12]. Большее значение расчетного падения температуры по сравнению с экспериментальным обусловлено неидеальной адиабатичностью реального процесса редуцирования давления в турбодетандере, при котором часть выделяющейся энергии передается элементам его конструкции.

Представляет интерес сравнение полученных расчетных значений уменьшения температуры природного газа при перепаде давления с 4,6 до 1,3 МПа с экспериментальными данными, полученными на детандер-генераторной установке с близким перепадом давления компании Cobe Steel Group (Япония), внедренной на предприятии газоснабжающей компании Keiyo Gas Company Ltd [13]. Данная установка имеет следующие технические характеристики [13]: число ступеней турбодетандера 2, расход природного газа $G_v = 10\,000 \div 30\,000$ н.м³/ч, давление газа на входе $p_1 = 3,9$ МПа и выходе $p_2 = 0,9$ МПа, температура газа на входе $T_1 = 83$ °С и выходе $T_2 = 6$ °С, генерируемая электрическая мощность N = 830 кВт. Как следует из этих характеристик, при сопоставимом перепаде давления и практически равной начальной температуре газа (356 и 350 K) удельное падение его температуры (83 - 6)/(3,9 - 0,9) = 25,7 K/MПа оказалось близким к расчетному значению (28,5 K/MПа). Меньшие экспериментальные значения объясняются неадиабатичностью реального процесса расширения газа при движении в проточной части турбодетандера.

С помощью приведенного значения генерируемой мощности N при среднем объемном расходе природного газа 20000 н.м³/ч можно оценить среднее значение удельной работы газа в установке Cobe Steel Group при перепаде давления с 3,9 до 0,9 МПа. Переходя от

объемного расхода G_v к массовому расходу G_m природного газа (метана) с учетом его плотности $\rho = 0,717 \text{ кг/(н.м}^3)$ [9], имеем $G_m = \rho G_v/3600 = 0,717 \cdot 20\,000/3600 = 3,983 \text{ кг/с.}$ При этом среднее значение удельной работы природного газа составляет $l_T = N/G_m = 830/3,983 = 208,4 \text{ кДж/кг}$, что близко к полученному расчетному значению удельной работы природного газа, совершаемой в турбодетандере при перепаде давления с 4,6 до 1,3 МПа $(l_m = 194,8 \text{ кДж/кг})$ (см. рис. 4,6).

Заметим, что на каждой ступени рассмотренной детандер-генераторной установки Cobe Steel Group, как и в других подобных установках и предложенной математической модели процесса редуцирования давления природного газа в многоступенчатом турбодетандере, степень понижения давления π редуцируемого природного газа приблизительно равна двум: 3,9 МПа/1,95 МПа = 2, 1,95 МПа/0,97 МПа ≈ 2 .

Заключение. Предложена математическая модель процесса редуцирования давления газа в многоступенчатом турбодетандере, учитывающая изменение параметров реального газа (коэффициентов сверхсжимаемости, адиабаты) при переходе от ступени к ступени. С использованием этой модели численно рассчитан процесс редуцирования давления природного газа (метана) в турбодетандере для двух значений перепада давления редуцирования. Определены минимальное число ступеней, обеспечивающих полное использование энергии избыточного давления редуцируемого газа, температура и давление газа на выходе из каждой ступени. Установлено и термодинамически обосновано, что в многоступенчатом турбодетандере скорости падения температуры газа и приращения совершаемой им работы при равномерном уменьшении давления увеличиваются от ступени к ступени. Выполнены анализ и сравнение полученных результатов с известными экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

- 1. **Крутов В. И.** Техническая термодинамика / В. И. Крутов, С. И. Исаев, И. А. Кожинов, Н. П. Козлов и др. М.: Высш. шк., 1991.
- Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. М.: Энергоатомиздат, 1983.
- Трухний А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. М.: Изд-во Моск. энерг. ин-та, 2002.
- 4. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Введ. 03.07.2006. М.: ООО ИРЦ Газпром, 2006.
- СТО Газпром 089-2010. Газ горючий природный, поставляемый и транспортируемый по магистральным газопроводам. Технические условия. Введ. 25.10.2010. М.: ООО ИРЦ Газпром, 2010.
- 6. Подогреватели топливного и пускового газа ГПМ-ПТПГ-5 ГПМ-ПТПГ-30М. Технические характеристики. Саратов: ООО Газпроммаш, 2018.
- СП 62.13330.2011. Газораспределительные системы. Актуализированная редакция СНиП 42-01-2002. Введ. 01.01.2013. М.: Госстрой, 2014.
- Вяхирев Р. И. Теория и опыт добычи газа / Р. И. Вяхирев, Ю. П. Коротаев, Н. И. Кабанов. М.: Недра, 1998.
- Сычев В. В. Термодинамические свойства метана / В. В. Сычев, В. А. Вассерман, А. Д. Загорученко, А. А. Козлов, Г. А. Спиридонов, В. А. Цымарный. М.: Изд-во стандартов, 1979.
- 10. Цих А. Д. Термодинамический расчет турбодетандера // Наукові праці ДонНТУ. Сер. Гірничо-геологічна. 2013. № 2. С. 95–106.

- 11. Мальханов О. В. Энергосберегающие турбодетандерные агрегаты ЭТДА, предназначенные для выработки электроэнергии на ГРП тепловых электростанций // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. № 1. С. 66–68.
- 12. **Poživil J.** Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations // Acta Montan. Slovaca. 2004. V. 9, N 3. P. 258–260.
- 13. Matsutani O. Gas energy recovery radial turbine generator system // KOBELCO Technol. Rev. 2008. N 29. P. 32–36.

Поступила в редакцию 11/II 2020 г., после доработки — 14/IX 2020 г. Принята к публикации 28/IX 2020 г.