УДК 621.565.93.95

© С. И. Асташев, аспирант

© О. Н. Медведева, д-р техн. наук, профессор
(Саратовский государственный технический
университет им. Ю. А. Гагарина)

E-mail: tester91@mail.ru, medvedeva-on@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2017-14-6-172-176

© S. I. Astashev, post-graduate student

© O. N. Medvedeva, Dr. Sci. Tech., Professor
(Yuri Gagarin State Technical University of Saratov)

E-mail: tester91@mail.ru, medvedeva-on@mail.ru

РАЗРАБОТКА АЛЬТЕРНАТИВНОГО СПОСОБА ПОДОГРЕВА ТОПЛИВНОГО ГАЗА НА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТАХ

THE DEVELOPMENT OF AN ALTERNATIVE METHOD FOR HEATING OF FUEL GAS IN GAS TRANSMITTAL UNITS

Изложены результаты исследования нового типа теплообменного аппарата на основе вихревой трубы Ранка–Хилша, позволяющего снизить энергетические затраты на подогрев топливного газа. При разработке математической модели было учтено максимальное количество влияющих факторов, таких как температура подогреваемого газа, температура компримированного газа, температура атмосферного воздуха, площадь оребрения и т. д. Результаты расчетов показали, что предлагаемая конструкция полностью себя оправдывает и может найти широкое применение в единой системе газоснабжения.

Ключевые слова: газоперекачивающие агрегаты, надежность, вихревая труба Ранка–Хилша.

The article presents the research results of a new type of heat exchanger based on the Ranque-Hilsch vortex tube, which allows reducing the energy costs for the fuel gas heating. At developing the mathematical model, the authors took into account the maximum number of influencing factors, such as the heated gas temperature, the compressed natural gas temperature, the atmospheric air temperature, the finned area, etc. The results of calculations show that the proposed design fully justifies itself and can find a wide application in a unified gas supply system.

Keywords: gas-compressor units, reliability, Ranque-Hilsch vortex tube.

Одной из системообразующих отраслей российской экономики является газовая отрасль. В 2011 году Минэнерго России утвердило Генеральную схему развития газовой отрасли на период до 2030 года, основной целью в которой является определение экономически обоснованных стратегических направлений развития газовой отрасли для обеспечения надежного газоснабжения российских потребителей.

Для накопления и использования резерва природного газа для покрытия пикового потребления создаются подземные хранилища газа (ПХГ). Одним из наиболее энергоемких технологических процессов является компримирование природного газа. Газоперекачивающие агрегаты (например, 10ПХГ-01 «УРАЛ»^{1,2}), с помощью

которых происходит закачка газа в хранилище, потребляют около 80–85 % общих затрат газа на собственные технологические нужды, поскольку для нормального процесса их работы требуется подогрев газа, идущего на топливную систему агрегата. Согласно нормативным документам, допустимой является температура газа в пределах от +5 до +50 °С, а оптимальное значение принимается равным +30 °С. Чаще всего для целей поддержания требуемой температуры газа применяют специальные конструкции подогревателей, использующие в качестве промежуточного теплоносителя диэтиленгликоль. Например, широко используемые подогреватели газа ПГ-30 вполне успешно справляются с этой задачей, но трудоемки в обслуживании, а также потребляют газ, необходимый для подогрева теплоносителя, выбрасывая продукты сгорания в атмосферу.

¹ 10ПХГ-01 «Урал»: техническое описание. М.: НПО «Искра», 2006. 265 с.

² 10ПХГ-01 «Урал»: инструкция по эксплуатации и обслуживанию. М.: НПО «Искра». 186 с.

Кроме этого, они имеют сравнительно небольшой срок эксплуатации.

В качестве альтернативного способа подогрева топливного газа, по нашему мнению, может быть применена конструкция теплообменного аппарата, который будет использовать тепло компримированного газа на выходе из нагнетателя.

Большинство течений в технике являются вихревыми, в них частицы газа или жидкости могут перемещаться как поступательно, так и вращаться вокруг мгновенной оси [1–5]. В нашей стране наибольший вклад в развитие исследований вихревого эффекта внесли В. С. Мартыновский, А. П. Меркулов [6–9] и другие отечественные ученые [10–14]. Отличительным результатом вихревого эффекта Ранка–Хилша является расслоение вращающегося потока газа или воздуха со средней температурой на холодный поток (+5...–20 °С и ниже) и на горячий поток (+40...+80 °С и выше). Газ подается в трубу тангенциально под давлением (порядка 0,2...0,8 МПа) через завихрители (сопла) и закручивается с высокой скоростью.

С помощью вихревых аппаратов можно широко интенсифицировать ряд существующих процессов, повышая их эффективность за счет уменьшения затрат рабочего времени на получение единицы продукции, снижения материальных и энергетических затрат при одновременном улучшении качества.

В настоящее время конструкцией газоперекачивающих агрегатов не предусмотрены утилизаторы теплового потока компримированного газа, и тепло бесполезно удаляется в атмосферу аппаратами воздушного охлаждения газа (АВО). Предлагаемый к рассмотрению теплообменный аппарат сконструирован таким образом, чтобы не влиять на поток компримированного газа, то есть не менять направление его движения и не создавать дополнительных сопротивлений. Конструктивно аппарат представляет собой пучок дюймовых оребренных труб, расположенных над АВО компримированного газа и использующий в качестве промежуточного теплоносителя горячий воздух, нагнетаемый вентиляторами.

Так как конструкция теплообменного аппарата является нерегулируемой и изначально просчитанной, а температура топливного газа до

подогрева и температура компримированного газа после нагнетателя не постоянны, то для компенсации температурных перепадов предложено регулировать расход газа на теплообменный аппарат при помощи вихревой трубы.

Используя обратную зависимость отношения расхода газа, приходящегося на охлажденный выход с вихревой трубы, к расходу, приходящемуся на нагретый выход с вихревой трубы, равного отношению охлаждающего эффекта к нагревающему эффекту, мы можем компенсировать нестабильность температур, подаваемых на теплообменный аппарат:

$$\frac{G_x}{G_T} = \frac{\Delta T_T}{\Delta T_x}, \quad (1)$$

где G_x — расход охлажденного потока; G_T — расход нагретого потока; ΔT_x — эффект охлаждения; ΔT_T — эффект нагревания.

Таким образом, уменьшая расход газа с нагретого (горячего) выхода при помощи игольчатого клапана, мы увеличиваем нагревающий эффект, в то время как охлаждающий (холодный) выход из вихревой трубы соединен напрямую с теплообменным аппаратом. После прохождения вихревой трубы и теплообменного аппарата оба потока (горячий и холодный), пройдя через обратные клапаны, попадают в ресивер топливного газа. Регулирование расхода при этом производится таким образом, чтобы температура газа в ресивере поддерживалась на уровне +25...30 °С. Затем топливный газ подается на узел редуцирования для предотвращения обмерзания регулятора давления газа в зимний период времени (рис. 1).

Данная схема, по нашему мнению, обеспечивает оптимальный подогрев топливного газа, обеспечивая значительный экономический эффект. Помимо этого, ее использование исключает вредные выбросы в окружающую среду, что говорит об экологичности данной конструкции, а отсутствие каких-либо движущихся элементов повышает надежность и долговечность, соответственно увеличивая срок службы установки.

В качестве проверки работоспособности предложенной конструкции теплообменного аппарата была разработана математическая модель, учитывающая максимальное количество влияющих факторов, таких как температура подогреваемого газа, температура компримирован-

Рис. 1. Схема альтернативного способа подогрева топливного газа

ного газа, температура атмосферного воздуха, площадь оребрения и т. д. В результате анализа было получено уравнение, описывающее работу вихревой трубы и теплообменного аппарата:

$$T = \frac{P_c \cdot G_c}{P_d \cdot G_d} \cdot \left(\frac{T_c - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cd}^2 \left(\varphi^2 - 0,445 \frac{f_d}{f_t} - \frac{\lambda^2}{q_{cd}^2} \frac{f_A^2}{f_d^2} \right) T_c}{T_c - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cd}^2 \left(\varphi^2 - 0,445 \frac{f_d}{f_t} - \frac{\lambda^2}{q_{cd}^2} \frac{f_c^2}{f_d^2} \right) T_c} + \frac{P_c \cdot G_c}{t_c} + \frac{G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1'') (t_2'' - t_2''')}{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} - \frac{P_d \cdot G_d}{T_c - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cd}^2 \left(\varphi^2 - 0,445 \frac{f_d}{f_t} - \frac{\lambda^2}{q_{cd}^2} \frac{f_c^2}{f_d^2} \right) T_c} \right), \quad (2)$$

где t_1', t_1'', t_1''' — температура компримированного газа до АВО и после АВО соответственно; t_2', t_2'', t_2''' — температура воздуха до АВО, между АВО и ТО и после ТО соответственно; P_c, G_c, T_c — давление, весовой расход и температура газа на входе в вихревую трубу соответственно; P_d, G_d, T_d — давление, весовой расход и температура газа на выходе с вихревой трубы соответственно; k — показатель адиабаты; λ_{cd} — теплопроводность газа; φ — коэффициент скорости; f_d, f_t, f_c — площадь поперечного сечения диафрагмы, трубы и сопла соответственно; μ — доля холодного потока; q_{cd} — относительная осе-

вая массовая скорость потока газа в диафрагме; c_1 — теплоемкость газа при t_1^{cp} ; c_2 — теплоемкость газа при t_2^{cp} .

Дополнительно работоспособность конструкции была проверена в программе математического моделирования SOLIDWORKS и получены графические зависимости температуры подогретого газа от различных параметров (температуры топливного газа до подогрева, температуры компримированного газа, температуры воздуха окружающей среды и др.). Также был произведен расчет вихревой трубы по характеристикам $\Delta T_x = f(\mu)$ и $\Delta T_r = f(\mu)$.

В качестве иллюстрации на рис. 2 представлен график зависимости выходных параметров от входного давления.

Для выявления экономической эффективности и срока окупаемости разработанной конструкции были проведены соответствующие расчеты со следующими исходными данными и предпосылками:

- затраты газа на подогреватель топливного и пускового газа типа ПТПГ-30 за сезон составляют порядка 95 000 м³ (350 тыс. руб.);
- ревизия ПТПГ-30 проводится в среднем один раз в год (300 тыс. руб.);
- необходимая длина стальной трубы для изготовления теплообменного аппарата длиной 300 м (300 тыс. руб.);

Рис. 2. График зависимости охлаждающего и нагревающего эффектов ΔT_x и ΔT_g от входного давления

- стоимость изготовления вихревой трубы — 2000 тыс. руб.;

- затраты на установку — 1300 тыс. руб.

В качестве критерия эффективности создания и внедрения новых средств автоматизации был принят коэффициент общей экономической эффективности капитальных вложений, определяемый по формуле:

$$\Theta = \frac{\Pi}{K}, \quad (3)$$

где Π — годовая прибыль; K — капитальные вложения.

В результате получим для предложенных исходных данных следующее значение коэффициента эффективности: $\Theta = 0,18$.

Срок окупаемости капитальных вложений в предлагаемую конструкцию теплообменного аппарата составит 5,54 года, что свидетельствует о ее экономической эффективности.

Таким образом, решение представленной научно-технической задачи, направленное на повышение эффективности тепловых и гидродинамических процессов в струйно-вихревых рекуператорах для теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами, приводит к существенному полезному повышению эффективности конвективного теплообмена на воздушной стороне металлических трубчатых рекуператоров и к уменьшению их габаритов. Проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что установка полностью себя оправдывает и может иметь широкое применение в единой системе газоснабжения.

Библиографический список

1. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Гидродинамика. М.: Наука, 1986. 736 с.
2. Ranque G. J. Expériences sur la détente giratoire avec productions simultanées d'un echappement d'air chaud et d'un echappement d'air froid // J. de Physique et de Radium. 1933. Vol. 7, No. 4. S. 112–115.
3. Hilsch R. Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozeß // Z. f. Naturforschung. 1946. Bd. 1. S. 208–213.
4. The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process // The Review of Scientific Instruments. 1947. Vol. 18. No. 2. Pp. 108–113.
5. Westley R. A bibliography and survey of the vortex tube. Cranfield: College of Aeronautics (England), 1954. 38 p.
6. Суслов А. Д., Иванов С. В., Мурашкин А. В., Чижиков Ю. В. Вихревые аппараты. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
7. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 240 с.
8. Бетлинский В. Ю., Жидков М. А., Овчинников В. П. Двухпоточные регулируемые вихревые трубы в промышленных установках очистки и осушки газов // Газовая промышленность. 2008. № 1. С. 72–75.
9. Банных О. П. Основные конструкции и тепловой расчет теплообменников. СПб.: СПбНИУ ИТМО, 2012. 42 с.
10. Мартыновский В. С. Тепловые насосы. М.: Госэнергоиздат, 1955. 192 с.
11. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. М.: Энергия, 1979. 288 с.
12. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. 182 с.
13. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. Изд. 2-е, перераб. и доп. Самара: Оптима, 1997. 344 с.
14. Рябов А. П., Гусев А. П., Жидков М. А., Жидков Д. А. Трехпоточные вихревые трубы в нефтедобывающей и газовой промышленности (аналитический обзор) // Нефтегазовые технологии. 2007. № 1. С. 2–7.

References

1. Landau L. D., Lifshits E. M. *Hydrodynamics* [Fluid mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1986, 736 p.
2. Ranque G. J. Expériences sur la détente giratoire avec productions simultanées d'un echappement d'air chaud et d'un echappement d'air froid. *J. de Physique et de Radium*, 1933, vol. 7, no. 4, pp. 112–115.
3. Hilsch R. Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozeß. *Z. f. Naturforschung*, 1946, Bd. 1, pp. 208–213.

4. The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process. *Review of Scientific Instruments*, 1947, vol. 18, no. 2, pp. 108–113.
5. Westley R. *Bibliography and survey of the vortex tube*. Cranfield, College of Aeronautics (England) Publ., 1954, 38 p.
6. Suslov A. D., Ivanov S. V., Murashkin A. V., Chizhikov Yu. V. *Vikhrevye apparaty* [Vortex units]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 256 p.
7. Berman S. S. *Raschet teploobmennyykh apparatov* [Calculation of heat exchange units]. Moscow; Leningrad, Gosehnergoizdat Publ., 1962, 240 p.
8. Betlinskiy V. Yu., Zhidkov M. A., Ovchinnikov V. P. *Dvukhpotochnye reguliruyemye vikhrevye truby v promyshlennykh ustanovkakh ochestki i osushki gazov* [Two-line adjustable vortex pipes in plants of gas dehydration and processing]. *Gazovaya promyshlennost' – Gas Industry*, 2008, no. 1, pp. 72–75.
9. Bannykh O. P. *Osnovnye konstruksii i teplovoy raschet teploobmennikov* [Main designs and thermal calculation of heat exchangers]. St. Petersburg, SPbNIU ITMO Publ., 2012, 42 p.
10. Martynovskiy V. S. *Teplovye nasosy* [Thermal pumps]. Moscow, Gosehnergoizdat Publ., 1955, 192 p.
11. Martynovskiy V. S. *Tsikly, skhemy i kharakteristiki termotransformatorov* [The work cycles, schemes and characteristics of thermal convertors]. Moscow, Ehnergiya Publ., 1979, 288 p.
12. Merkulov A. P. *Vikhrevoy ehffekt i ego primeneniye v tekhnike* [Vortex effect and its application in the engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969, 182 p.
13. Merkulov A. P. *Vikhrevoy ehffekt i ego primeneniye v tekhnike* [Vortex effect and its application in the engineering]. 2-nd. ed., revised and added. Samara, Optima Publ., 1997, 344 p.
14. Ryabov A. P., Gusev A. P., Zhidkov M. A., Zhidkov D. A. *Trekhpotochnye vikhrevye truby v nefte dobyvayushchey i gazovoy promyshlennosti (analiticheskiy obzor)* [Three-line vortex pipes in the oil-extracting and gas industry (Analytical review)]. *Neftegazovye tekhnologii – Oil and Gas Technologies*, 2007, no. 1, pp. 2–7.