

ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГТУ

Сергей Павлович РАТНИКОВ родился в 1964 г. в городе Токмак Киргизской ССР. Инженер 1-й категории НИИЭМ. Основные научные интересы — в области развития альтернативной энергетики, транспорта, исследований природных аномальных явлений и физических процессов. Автор более 35 научных работ.

Sergey P. RATNIKOV, was born in 1964, in Kirghizia. He is a First Class Engineer at the Research Institute for Electromechanics (NIIEEM). His research interests are in alternative energetics, transportation technologies as well as in investigation of anomalous phenomena and physical processes. He has published over 35 technical papers.

В данной работе дан термодинамический анализ эффективности газотурбинных установок (ГТУ), использующих солнечную энергию за счёт применения вихревой трубы с целью повышения эффективности работы ГТУ и снижения потерь энергии в системе охлаждения.

Обозначения

T — температура;
 G — расход;
 p — давление;
 Q — тепловая энергия;
 A — работа;
 U — внутренняя энергия;
 c_p — теплоёмкость газа;
 R — газовая постоянная;
 L — работа;
 k — показатель адиабаты;
 ζ_p — коэффициент гидравлических потерь;
 μ — коэффициент, обозначающий отношение расходов холодного газа к общему потоку газов на входе в вихревую трубу;

π_k — степень повышения давления в компрессоре;
 π_T — степень понижения давления в турбине;
 v — удельный объём.

Вихревая труба (ВТ) была изобретена Ж. Ранком в конце 20-х годов XX века. В вихревой трубе осуществляется разделение начального потока газа на два потока — холодный и горячий. Схема одного из вариантов вихревой трубы показана на рис. 1

Работает ВТ следующим образом. Сжатый газ подаётся во входной, сужающийся патрубок 2, в котором газ ускоряется. Этот патрубок выполняет роль сопла. Пройдя входной патрубок, газ поступает в завихритель-улитку 1 по касательной к стенке камеры улитки, где закручивается и образует враща-

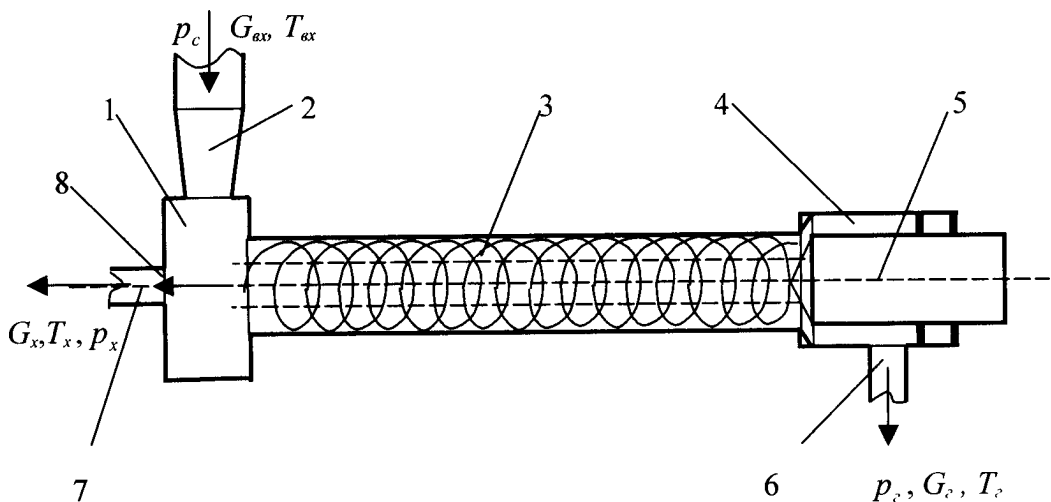


Рис. 1. Схема вихревой трубы (один из вариантов):

1 — завихритель-улитка; 2 — входной патрубок; 3 — вихревая камера; 4 — кольцевая камера; 5 — отражатель (совмещён с винтом регулировки кольцевой щели ВТ); 6 — выходной патрубок горячего газа; 7 — патрубок выхода холодного потока газа; 8 — диафрагма в стенке вихревой камеры

ющийся вихрь. Из улитки поток газа уже в виде вихря попадает в вихревую камеру и движется вдоль её стенки, образуя вихревую, вращающуюся трубу. Здесь и происходит основная работа вихревой трубы. В начале процесса вихревой поток газа однороден, но по мере движения вдоль стенок вихревой трубы этот поток разделяется на два потока — на холодный и горячий. Горячий поток движется вдоль стенок, а холодный — вдоль оси вихревой трубы. Парадокс вихря заключается в том, что поток тепла движется от оси вихря к периферии, т.е. против теплового градиента. Этот поток может достигать больших значений (500 Вт/(м² · град)) [1]. Таким образом, в вихревой трубе поток однородного газа разделяется на горячий и холодный потоки, и при этом происходит перекачивание энергии от оси вихря к его периферии. Идеальный термический КПД любой машины расширения определяется формулой [1]

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (1)$$

где T_2/T_1 — отношение температур холодного газа к горячему. Между температурами газов в ВТ существуют зависимости:

$$T_2 = f(T_{\text{вх}}, T_{\text{г}}, T_{\text{х}}, G_{\text{вх}}, G_{\text{г}}, G_{\text{х}}), \quad (2)$$

где $T_{\text{вх}}$ — температура газа на входе в вихревую трубу; $T_{\text{г}}$ — температура горячего газа; $T_{\text{х}}$ — температура холодного газа; $G_{\text{вх}}$ — расход газа на входе в ВТ; $G_{\text{г}}$ — расход горячего газа на выходе из ВТ; $G_{\text{х}}$ — расход холодного газа на выходе холодного газа из ВТ.

Процессы, происходящие в ВТ, характеризуются внутренним КПД вихревого процесса. Вихревая труба — это тепловая машина. Обычно в тепловых машинах тепло служит источником энергии для совершения работы над внешними силами. В вихре вихревой трубы, наоборот, тепло является объектом, над которым совершается работа. И поэтому в данном случае тепло не является источником энергии. Тепло не может само над собой совершать работу. При работе ВТ всегда есть градиент давления рабочей среды, и этот перепад давления является источником движущей силы, а значит, является источником энергии. По своей физической сути тепло и давление тела есть параметры, отражающие энергию этого тела. В вихревой трубе работа совершается на градиенте давления. Эта работа может быть выражена следующим образом:

$$A = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = -U, \quad (3)$$

где условия процесса: $Q = 0$, $pv^k = \text{const}$.

Т.е. работа идёт над перераспределением энергии внутри системы, но для вихревой трубы $v_1 = v_2$, $p_1 \neq p_2$, поэтому работа градиента давления в ВТ

$$A = \frac{1}{k-1} (p_1 - p_2) = \frac{1}{k-1} \Delta p. \quad (4)$$

С другой стороны, между холодным и горячим выходами ВТ есть градиент температуры, над которым совершалась работа, и этот градиент представляет собой энергию результата процесса работы:

$$Q_t = c_p (T_{\text{г}} - T_{\text{х}}) = \frac{k}{k-1} R \Delta T. \quad (5)$$

Подведя баланс энергий процесса, находим КПД вихревой трубы:

$$\eta_{\text{ВТ}} = \frac{Q_t}{A_p}, \quad (6)$$

где Q_t — тепловая энергия от $\Delta T = (T_{\text{г}} - T_{\text{х}})$;

A_p — работа в вихре ВТ от $\Delta p = (p_c - p_x)$.

По своей сути ВТ — это труба с некоторым гидравлическим сопротивлением, через которую протекает рабочее тело — газ или жидкость. Поэтому отношение давлений можно выразить в следующем виде:

$$p_x = \zeta_p p_c, \quad (7)$$

где ζ_p — коэффициент гидравлических потерь давления в ВТ.

На величину этих гидравлических потерь происходит падение давления в ВТ, и на величину этих потерь совершается полезная работа. Отсюда следует, что $A_p > Q_t$. Однако в некоторых случаях в процессе могут принимать участие другие внешние силы. Во всех этих случаях, если не скорректировать зависимость (6), КПД может оказаться больше 100%. Необходимо составить полный баланс энергий и после этого определить КПД, в этом случае формула (6) примет следующий вид:

$$\eta_{\text{ВТ}} = \frac{Q_{\text{ввых}}}{\sum E_i}, \quad (8)$$

где $\sum E_i$ — суммарная энергия, приходящая в процесс и принимающая в нем участие; $Q_{\text{ввых}}$ — полная энергия на выходе из ВТ.

Отношения температур газов в ВТ:

$$\varepsilon_T = \frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{х}}}; \quad \varepsilon_x = \frac{T_{\text{х}}}{T_c}; \quad \varepsilon_{\text{г}} = \frac{T_{\text{г}}}{T_c}. \quad (9)$$

На рис. 2 представлены зависимости ϵ_T от различных значений градиента давления. Параметр μ — это отношение расхода газа в холодном выходе к расходу газа на входе в ВТ. После анализа разных схем энергоустановок, их работы, места монтажа

вихревой трубы в энергоустановке и её влияния на работу установки была выбрана базовая схема, которая показана на рис. 3.

Рассмотрено два варианта системы. В первом варианте предусматривалась система без ВТ, чисто классическая схема энергоустановки. Во втором

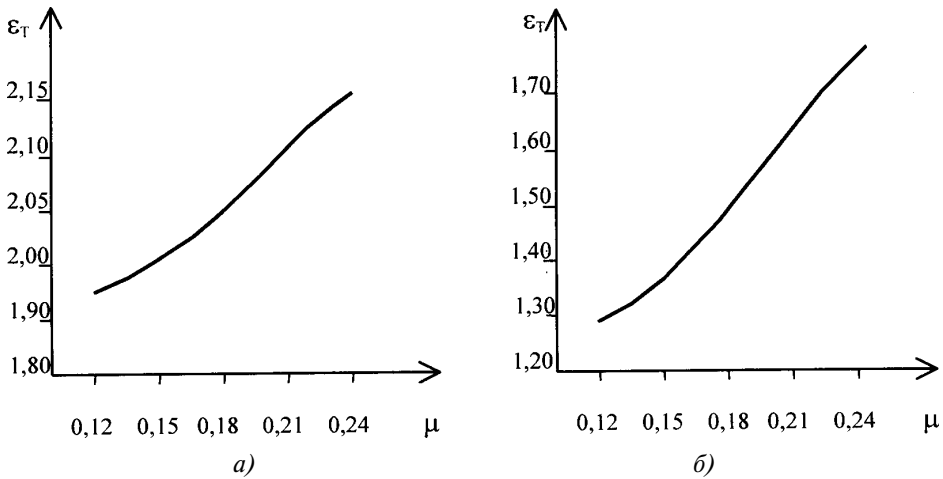


Рис. 2. Зависимости ϵ_T от μ при разных градиентах давления газа Δp в ВТ:
 а — $\Delta p = 8$ атм; б — $\Delta p = 6$ атм

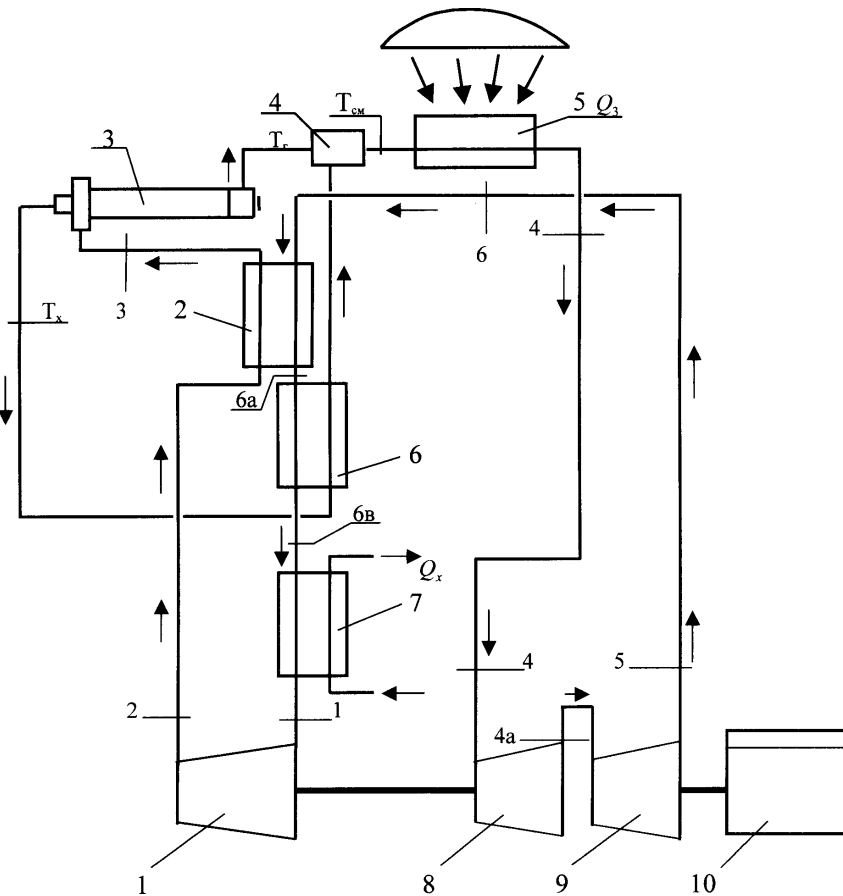


Рис. 3. Принципиальная схема энергоустановки замкнутого цикла с ВТ:

1 — компрессор; 2 — рекуператор; 3 — вихревая труба; 4 — смеситель; 5 — источник тепла (реактор, солнечный коллектор); 6 — теплообменник охлаждения; 7 — холодильник ГТУ; 8 — турбина компрессора; 9 — силовая турбина внешней нагрузки; 10 — электрический генератор

варианте рассматривалась система с ВТ, включённой между рекуператором и теплогенератором энергоустановки. Были приняты начальные условия, и по методике расчётов энергоустановок замкнутого цикла, изложенной в работе [2], был проведён расчёт энергоустановки. Расчёт проводился для сравнения двух систем по потерям тепла, по полезной мощности и по КПД установки.

Тепловой КПД определялся по формуле

$$\eta_t = \frac{L_T}{Q_x + L_T}. \quad (10)$$

Эффективный КПД установки:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_x + L_T}{Q_3}, \quad (11)$$

где Q_x — тепловые потери в холодильнике;

Q_3 — поток тепловой энергии от источника энергии энергоустановки;

L_T — полезная работа рабочей турбины.

В данной работе не приводятся полностью расчёты, а даны только конечные результаты. Проведённые расчёты позволяют сравнить два варианта конструкций энергоустановок и определить эффект от применения вихревой трубы в составе энергоустановки.

Рассматриваемый вариант энергетической установки без вихревой трубы имел следующие характеристики: рабочее тело газ — (азот); $x_{\text{TK}} = 1,4$; температуры газа в сечениях схемы энергоустановки (рис. 3)

$$T_3 = 607 \text{ К}; T_4 = 930 \text{ К}; T_5 = 696 \text{ К}; T_6 = 629 \text{ К};$$

$$(T_3 - T_4) = 322 \text{ К}; T_7 = 561 \text{ К}; (T_7 - T_1) = 251 \text{ К};$$

тепловая энергия от источника энергии $Q_4 = 372026 \text{ Дж/кг}$;

суммарная работа турбин $L_T = 342466 \text{ Дж/кг}$;

потери тепловой энергии охлаждением $Q_x = 261548 \text{ Дж/кг}$;

работа турбокомпрессора $L_{\text{TK}} = 238065 \text{ Дж/кг}$;

работа силовой турбины $L_c = 99544 \text{ Дж/кг}$;

$\eta_t = 0,703$ — термический КПД энергоустановки;

$\eta_e = 0,268$ — эффективный КПД энергоустановки.

Здесь работа и тепло отнесены к массе рабочего тела, используемого в энергоустановке.

Параметры энергоустановки с применением ВТ

и $T_4 \neq \text{const}$, $Q^* = \text{const}$, $\pi_k = 5,6$ получают следующие:

$$T_2 = 539 \text{ К}; T_3 = 607 \text{ К}; T_x = 471 \text{ К}; T_T = 642 \text{ К};$$

$$T_{\text{CM}} = 621 \text{ К}; \Delta T (T_4 - T_{\text{CM}}) \neq \text{const}.$$

Здесь Q^* — тепловой поток от внешнего источника тепла, имеет фиксированное значение и равен тепловому потоку в энергоустановке без ВТ; температуры газа T_5 нет. Отсюда следует:

$$Q_5 = (Q^* + Q_d), \quad (12)$$

где Q_d — тепло, принесённое через работу ВТ:

$$T_5 = 716 \text{ К}; T_6 = 629 \text{ К};$$

$$\Delta t = 648,27 - 629,67 = 18,6 \Rightarrow$$

$\Delta Q_g = 20179 \text{ Дж/кг}$ — мощность, которую можно сработать на силовой турбине (ресурс мощности). При его использовании на силовой турбине получаются следующие результаты:

$$T_6 = 629 \text{ К}; T_7 = 561 \text{ К}; T_8 = 494 \text{ К}; T_{\text{CM}} = 621 \text{ К};$$

$$Q_q = 15289 \text{ Дж/кг}; Q_4 = 387316 \text{ Дж/кг};$$

$$L_T = 363952 \text{ Дж/кг}; L_{\text{TK}} = 238065 \text{ Дж/кг};$$

$$L_c = 125887 \text{ Дж/кг}; \eta_t = 0,509;$$

$$Q_x = 197221,148 \text{ Дж/кг}; \eta_e = 0,325.$$

Полезная мощность повысилась в 1,265 раза, потери тепла уменьшились в 1,326 раза. Если ΔQ_q не использовать, тогда получается следующее: $\eta_t = 0,300$; $\eta_e = 0,523$.

На рис. 4 показаны рабочие циклы, отражающие графически работу энергоустановки в p — v и T — S -координатах.

Позиции: 1-2 — работа сжатия газа турбокомпрессором; 2-3 — работа ВТ; 3-4 — процесс разогрева газа в источнике тепловой энергии; 4-5 — работа турбины компрессора; 5-6 — потери в газовом тракте; 6-7 — работа рабочей силовой турбины; 7-8 — обмен энергией тепла в рекуператоре; 8-9 — потери в газовом тракте; 9-1 — охлаждение газа в холодильнике энергоустановки.

Сравнивая две энергоустановки (без ВТ и с ВТ), можно заметить, что энергоустановка с ВТ немного эффективнее и имеет существенно меньшие потери тепла. ВТ — это дополнительная нагрузка для компрессора, и КПД должно падать, но оно возросло. Это связано с тем, что ВТ совершает работу над

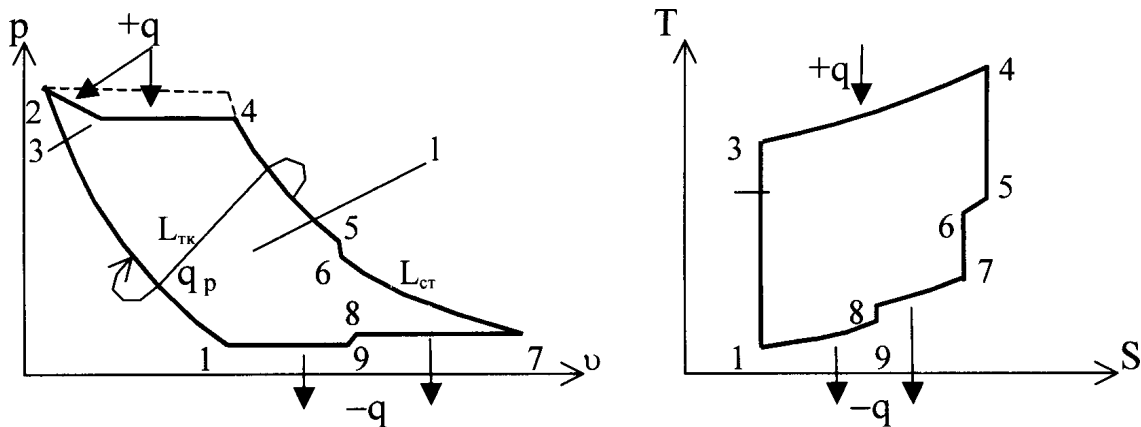


Рис. 4. Рабочие циклы ГТУ $p-v$ и $T-S$ координатах

теплом, работает как тепловой насос, и при этом тратит энергию градиента давления газа на ВТ. Энергия газа состоит из энергии давления и тепловой энергии. Холодный газ после ВТ отбирает тепло от газа, идущего от турбины, перед холодильником ГТУ, и при этом происходит некоторая компенсация энергии, потерянной на работу ВТ. Температура смеси после смесителя ВТ существенно выше, чем температура газа после рекуператора. Это и требовалось получить. Мощность турбины компрессора определяется мощностью компрессора, и она здесь фиксированная. Мощность силовой турбины не фиксированная, и поэтому произошло возрастание её мощности, что привело к увеличению отбора полезной мощности и повышению эффективного КПД.

Исследования показали, что выходную мощность и КПД можно поднять ещё выше, но для этого надо выполнить ряд требований. Во-первых, температура газа за источником тепловой энергии определяется температурой газа на его входе и значением подводимой тепловой мощности. Во-вторых, мощности турбокомпрессора и ВТ должны иметь фиксированные значения, они взаимосвязаны. В-третьих, температуры газа за компрессором и после рекуператора имеют фиксированные значения, зависят от работы турбокомпрессора и степени рекуперации тепла в рекуператоре.

В-четвёртых, свободная мощность силовой турбины определяется работой газа после турбокомпрессора и внешней нагрузкой на силовую турбину.

Применение ВТ в энергоустановках вселяет определённый оптимизм и позволяет надеяться, что этот метод даст вполне приемлемые результаты по повышению эффективности работы энергоустановок замкнутого цикла. По результатам представленных вычислений видно, что реальное повышение

эффективности работы энергоустановки составило около 6 %.

По результатам предварительных расчётов получено, что применение парового контура в составе энергоустановки может повысить КПД всей установки в целом на 10–15 % к полученным 32,5 %.

Выводы

Исследования возможных методов повышения эффективности работы энергетической установки проводились в плоскости неклассических методов повышения КПД. Используемые ранее методы повышения КПД исчерпали свои возможности, и поэтому внимание было уделено принципиально новым методам повышения КПД. Одним из таких методов стало применение в составе энергоустановки вихревой трубы. Рассмотрены некоторые особенности работы ВТ, которых нет у других устройств.

Анализ физических процессов и расчёты показали, что применение вихревой трубы позволит повысить эффективный КПД (в среднем на 5%) и существенно снизить тепловые потери в системе охлаждения. Положительный эффект особенно заметен на мощных энергетических установках и в случаях длительной эксплуатации энергетической установки. Важно и то, что благодаря применению ВТ в энергоустановках уменьшается сброс тепловой энергии охлаждением, что позволяет уменьшить массогабаритные характеристики системы охлаждения, и это означает более эффективное использование тепловой энергии внутри самой энергоустановки.

Summary

A thermodynamic analysis is carried out to evaluate efficiency of gas-turbine plants (GTP), which include a vortex tube to enhance GTP efficiency and to decrease energy losses in cooling system.

Библиографический список

1. *Волов В.Т.* Термодинамика и теплообмен сильно закрученных сверхзвуковых потоков газа в энергетических установках: Монография. — Самара, 2006.

2. *Михайлов А.И., Борисов В.В., Калинин Э.К.* Газотурбинные установки замкнутого цикла (теория и расчёт). — М.: Изд-во АН СССР, 1962.

3. *Финько В.Е.* Особенности охлаждения и сжижения газа в вихревом потоке // Журнал технической физики. 1983. Т. 53. С. 1770 -1775.

4. *Квасников Л.А. Латышев Л.А., Севрук Д.Д., Тихонов В.В.* Теория и расчёт энергетических установок космических летательных аппаратов: Учебник для авиационных специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1984.

5. *Яворский Б.М., Детлаф А.А.* Справочник по физике (для инженеров и студентов вузов). — М.: Наука, 1968.

6. *Рывкин С.Л.* Термодинамические свойства газов. — М.: Энергоатомиздат, 1987.

7. *Бурдаков В.П., Ратников С.П.* Парадоксы в определении эффективности КПД // Наука и технологии в промышленности. 2006. №3. С. 52-53.

НИИЭМ

Статья поступила в редакцию 3.11.2007