

Ф.Т.Хуанг, А.Яо

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

(Университет авиации и космонавтики, г.Пекин)

Сделан краткий обзор теорий, объясняющих механизм разделения энергии вихревой трубы, опубликованных с момента ее открытия в 1933 г. Представлена также авторская точка зрения на разделение энергии у стенки и сделан краткий вывод о точке зрения, которая является наиболее приемлемой, и о существующих расхождениях во взглядах. Представлены также результаты экспериментов с вихревой трубой, которые показали, что имеется оптимальная длина трубы для лучшей холодопроизводительности.

Разделение энергии в вихревой трубе открыто Ж.Ранком в 1933 г. В 1946 г. Хилш [5] первым опубликовал систематизированные результаты своих экспериментов. В последующие годы вихревые трубы были вполне разработаны, появилось множество публикаций, связанных с их теорией, экспериментом и использованием. Конструкция вихревой трубы проста, однако механизм ее работы довольно сложен. Проведена большая исследовательская работа с целью объяснения механизма ее работы, но до настоящего времени не разработана удачная теория, которая могла бы полностью объяснить его и могла бы быть принята за универсальную*. Некоторые ученые работали над ней, используя аналитический метод, другие - экспериментальный.

Теория перекачки энергии в центробежном поле представлена Шульц-Грюновым [6], он объяснял это, главным образом, турбулентной теплопередачей в слоистом поле потока, сравнив вихревое движение в центробежном

* Автор не знаком с гипотезой взаимодействия вихрей.

 ISBN 5-230-16926-5

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара, 1992

поле с полем силы тяжести в атмосфере. Он считал, что параметры состояния малой массы воздуха (ρ, ρ, t) будут изменяться с изменением положения "существует три типа условий изменения, нейтральное условие $n = k$ (показатель политропного процесса равен показателю изэнтропии), нестабильное условие $n > k$ и стабильное условие $n < k$ ".

Теория переноса кинетической энергии разработана С.Д. Фультоном [7]. Он предположил, что воздушный поток в вихревой трубе с большой скоростью образует сначала свободный вихрь, но вязкость вызывает энергообмен между воздухом вблизи оси, угловая скорость которого больше, и на периферии, угловая скорость которого меньше. Суммарный эффект выражается в превращении свободного вихря в вынужденный, в ходе этого процесса энергия переносится из центра к периферии, т.е. температура внешнего слоя становится выше, чем температура внутреннего слоя. Температурный градиент будет вызывать перенос тепла внутрь, однако согласно исследованиям Фультона поток кинетической энергии, направленный наружу, будет больше, чем тепловой поток, направленный внутрь.

Теория теплопередачи разработана Дж.У. Шепером. На основании эксперимента было обнаружено, что температура вблизи оси несколько выше, чем температура на периферии [8], поэтому он предположил, что теплопередача в направлении наружу является основной причиной разделения энергии. Он представил схему теплопередачи в виде трубчатого теплообменника при отсутствии каких-либо других механизмов, как показано на рис. 1.

Теория кинетической энергии разработана Бродянским и Лейтесом [1, 2] на основе гипотезы Вулиса.

С учетом основ динамики жидкостей температурный градиент в поле вихревого потока определен распределением его скорости, а последняя выбрана в направлении вращающего момента, который, в свою оче-

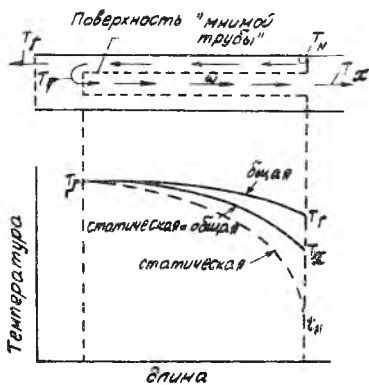


Рис. 1. Механизм теплопередачи в вихревой трубе

редь, зависит от типа вихревого потока (свободный вихрь или вынужденный). Выражение для понижения температуры холодного потока, выведенное Бродяньским, содержит сумму вихревого эффекта (преобразования кинетической энергии) и дроссельного эффекта (эффект Джоуля-Томпсона).

В ходе теоретического анализа и экспериментального исследования было открыто, что характеристики вихревых труб подобны, если последние имеют одинаковую геометрию. Эта теория выдвинута Стефаном и др. [9, 10] на основе размерного анализа. Вывод заключается в том, что относительное понижение температуры холодного потока $(T_0 - T_x) / (T_0 - T_x)_{max}$ было единственной функцией относительного массового расхода холодного потока μ , т.е.

$$(T_0 - T_x) / (T_0 - T_x)_{max} = f(\mu).$$

Эксперимент, проведенный на такой же трубе с другим газом, показал, что на вышеуказанное соотношение не влияет рабочая среда. М.И.М.Негм и др. развили эту теорию и сделали вывод для геометрически подобной вихревой трубы $(T_0 - T_x) / T_0 = f(D)$, где D — внутренний диаметр трубы. Результаты экспериментов показали, что общая производительность вихревой трубы может быть выражена обобщенной формулой, которая верна для всех условий работы. Такая формула может предсказать холодопроизводительность вихревой трубы, если известны ее внутренний диаметр, тип рабочей среды и состояние на входе, требуемое давление холодного потока и относительный расход холодного потока [9].

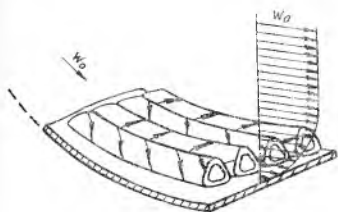
Существует также несколько других теорий, включая теорию Эккерта [12-25].

В настоящее время теория перераспределения энергии является наиболее концептабельной. Автор хотел бы сделать некоторые дополнения к ней.

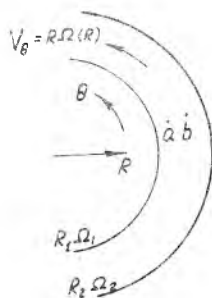
О передаче импульса в пограничном слое жидкости. Градиент скорости в толщине пограничного слоя очень велик, особенно в ламинарном слое внутренней стенки, высокоскоростной поток будет передавать импульс малоскоростному потоку, в то же время вязкое трение и демпфирование жидкости будут вызывать повышение температуры вблизи стенки. За счет температурного градиента образуется центростремительный тепловой поток, компенсирующий центробежный перенос энергии, однако общий эффект будет в направлении наружу, т.е. центробежный перенос энергии является доминирующим.

Измерения, выполненные автором, подтвердили данную концепцию [9]. Точно установлено, что температура поверхности стенки горячей трубы максимальна, если на внешней стенке нет теплоизоляции — ра. Положение самой горячей точки будет соответствовать положению точки застоя внутреннего потока трубы, эта максимальная температура также выше, чем температура истечения горячего потока. Фултон эмпирически получил такое же подтверждение, он показал, что "несколько вниз по течению от действующей камеры газ имеет ступенчатую температуру торможения, колеблющуюся от довольно-таки нейтральной на оси до очень высокой у стенки, поэтому стенка трубы в этой области горячее, чем конечный смешанный горячий газ, и горячее, чем стенка или на дальнем конце трубки или на входе в трубу".

Перенос энергии в пограничном слое у стенки трубы можно также объяснить вихрем Гетлера [26], образуемым тангенциальной скоростью на внутренней стенке вихревой трубы. Согласно исследованиям Гетлера, если воздух проходит вдоль вогнутой поверхности при определенных условиях, периодически будет образовываться спаренный с небольшим промежутком вихревой поток, как показано на рис. 2. Этот вывод сделан на основе известных вихрей Тейлора, их природу могла бы разъяснить теория Кармана, как показано на рис. 3.



Р и с. 2. Схема образования спаренного вихревого потока



Р и с. 3. Схема вихря Тейлора

Малая частица газа при $(R=R_a)$ имеет круговую скорость V_a . Когда она переходит в положение $\theta(R=R_b > R_a)$ за счет сохранения углового момента, круговая скорость V_b' частицы будет $V_b' = R_a V_a / R_b$.

Чтобы сохранить ее в равновесии в положении θ , необходимо иметь центробежную силу $F_a = (R_a \cdot V_a)^2 \rho / R_a^3$ с целью компенсации центробежной силы. Центробежная сила будет $F_b = V_b^2 \rho / R_b$, где V_b - круговая скорость.

Ясно, что если $F_b > F_a$, частица воздуха будет возвращаться в положение α , а если $F_b < F_a$, она будет переходить дальше. Это условие было определено и охарактеризовано как критерий Рэйлея: $(R_b \cdot V_b)^2 > (R_a \cdot V_a)^2$ означает стабильное условие; $(R_b \cdot V_b)^2 < (R_a \cdot V_a)^2$ - нестабильное условие.

В потоке пограничного слоя, когда его циркуляция уменьшается с увеличением радиуса, состояние становится нестабильным, образуются вихри Гетлера.

Подводя итог, следует сказать, что до настоящего времени не получен повсеместно одобренный механизм разделения энергии в вихревой трубе. С точки зрения автора существует несколько общих точек зрения, обобщенно их можно представить следующим образом.

Поток воздуха в вихревой трубе имеет строение свободного вихря, высокую общую температуру в области стенки и вынужденного вихря, более низкую общую температуру в области ядра. Температура в области ядра повышается с увеличением радиуса.

Снижение температуры холодного потока T_x и холодопроизводительность Q_c изменяются с изменением относительного массового расхода холодного потока μ , максимальный перепад температуры будет при малых μ , а максимальная холодопроизводительность - при более высоком μ .

Значения T_x и Q_c будут увеличиваться с повышением давления на входе, но их увеличение не будет явным, когда давление повышается до некоторой неизменной величины относительно давления на выходе.

Температура на входе T_0 влияет на перепад температуры холодного потока, T_x повышается с повышением T_0 .

Вихревая труба имеет относительно низкую холодопроизводительность (КПД), но не столь низкую температурную эффективность.

Различные газы влияют на перепад температуры холодного потока, газ с малым молекулярным весом и высокой удельной теплоемкостью даст лучший перепад температуры.

Существующие основные различия в точках зрения:

на механизм разделения энергии в трубе;,
на модель спектра обтекания в трубе;
на распределение температуры в поперечном сечении трубы;
на влияние давления на входе.

С целью изучения влияния длины горячей части трубы на рабочую характеристику вихревой трубы автор провел ряд экспериментов с геометрией, определяющей вихревую трубу с различной длиной горячей части трубы. Основные геометрические параметры следующие:

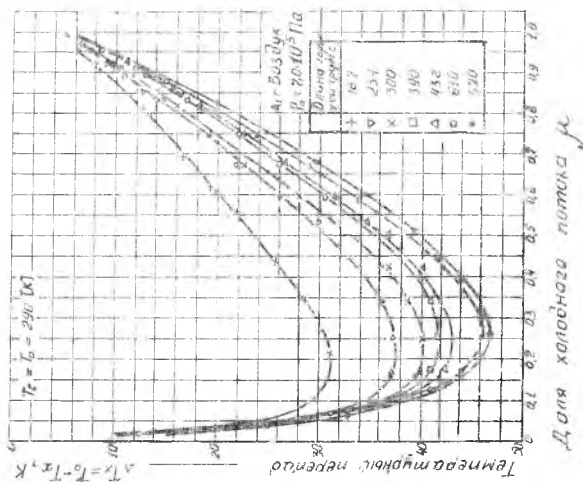
внутренний диаметр трубы	$D_i = 17,6$ мм;
диаметр диафрагмы	$D_c = 6,5$ мм;
длина горячей трубы	$\ell = 167, 254, 300, 390, 432, 520, 610$ мм;
диаметр сопла	$D_n = 4,1$ мм.

Исследования проводились с использованием обычных контрольно-измерительных приборов. Из рис. 4 ясно, что длина горячей части трубы влияет на перепад температуры холодного потока, если другие параметры остаются неизменными; существует оптимальная длина, которая способствует увеличению до наибольшего перепада температуры холодного потока в исследуемом случае: длина $\ell = 520$ мм, соответствующая относительной длине $\ell/D_i = 29,5$. На рис. 5 показано, что если определена $\ell = 520$ мм, то перепад температуры T_c изменяется с изменением относительной массы холодного потока, когда давление на входе изменяется от $5 \dots 7 \cdot 10^5$ Па.

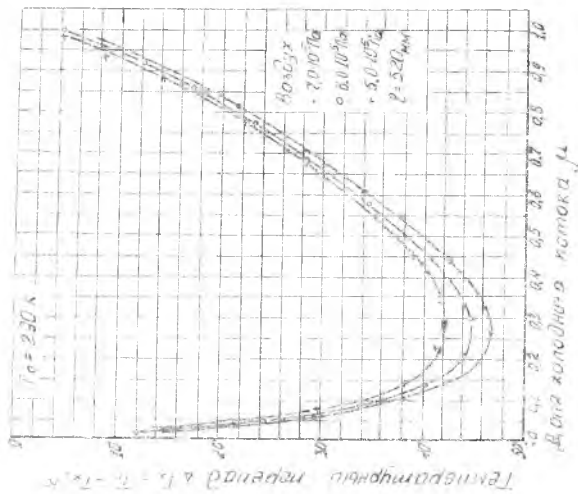
Рис. 6 иллюстрирует изменение холодопроизводительности Q_c и КПД трубы при том же условии. Ясно, что КПД вихревой трубы довольно мал и будет больше, если P_0 меньше.

Библиографический список

1. В.М.Бродянский, И.Л.Лейтес. Зависимость величины эффекта Ранка от свойств реальных газов //Инженерно-физический журнал. 1962. № 5. С.38-41.
2. В.М.Бродянский, И.Л.Лейтес. О градиенте температур в трубе Ранка-Хильша //Инженерно-физический журнал. 1960. № 1272. С. 72-77.
3. А.И.Меркулов. Характеристика и расчет вихревого холодильника /Холодильная техника. 1958. № 3.



Р и с. 4. Влияние длины вихревой трубы на температурный перепад



Р и с. 5. Влияние давления входящего газа на температурный перепад

4. Л.А.Вулис, А.А.Кос-
стрица. Элементарная теория
эффекта Ранка // Теплоэнергетика.
1962. № 10. С. 72-77.

5. Hilsch R. Die Expansion
von Gasen in Zentrifugalfeld
als Kälteprozess // Z. Naturforsch.
1, 208-214 (1946).

6. Schultz - Czunow F.
Turbulenter Wärmedurch-
gang im Zentrifugalfeld,
Forschung auf dem Gebiete
des Ingenieurwesens, Band
17 (1951).

7. Fulton C.D. Ranque's
tube // Journal of the ASRE
May, 1950.

8. Scheper G.W. The vor-
tex tube // Internal flow data
and a heat transfer theory //
Refrigerating Enging., 59 October,
1951.

9. Stephan K., et al.
Investigation of energy sepa-
ration in a vortex tube //
Int. J. Heat Mass Transfer.
1983.

10. Stephan K., et al.
A similarity relation for energy separation in a vortex tube //
Int. J. Heat Mass Transfer. 1984.

11. M.I. M. NEGM, et al. Modelling, Simulation & Control, B. ASME
Press, Vol. 14. 1988.

12. Hartnett J.P., E.R.G. Experiment study of the velocity
and temperature distribution in a high-velocity vortex-
-type flow // Trans. Am. Soc. Mech. Engs., C. 1976. June, 1956.

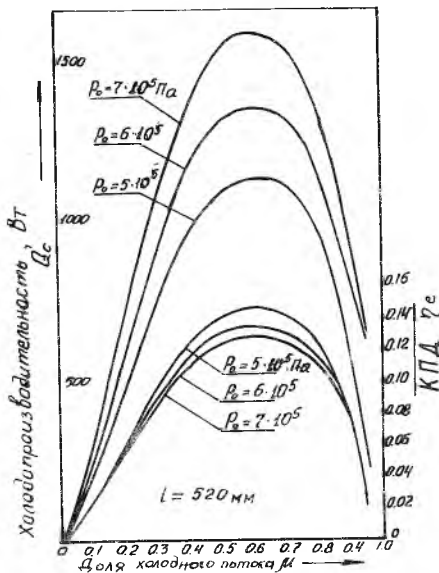
13. E.R.G. Eckert, Energy separation in fluid streams //
Int Comm. Heat Mass Transfer. 1986.

14. Pazulekas B.B., A new hypothesis to explain the vortex
special phenomenon // The J. of Refrigeration. 1968.

15. Williams A. The cooling of methane with vortex
tubes // J. Mech. Enging. Science. 1971. V. 13. N. 6.

16. Maetynovskii V.S., Alekseev V.P. Investigation of the
vortex thermal separation effect for gas and vapors //
Soviet Phys. 1957.

17. Eldelyi Istvan. Wirkung des Zentrifugalkraftfelds



Р и с. 6. Влияние давления
входящего газа и μ на
холодопроизводительность и
КПД вихревой трубы

auf den Warmezustand der Gase, Erklärung der Ränge
Erscheinung, Forsch. Ing. Wes. 1962.

18. Diesel R.G., Pezmutte M. Analysis of the flow and
energy separation in a turbulent vortex // Int. J. Heat Mass
Transfer. 1960. V.1.

19. Eiser K., Koch M. Das Verhalten Verschiedener Gase
und die Trennung von Gasgemischen in einem Wirbelrohr //
Zeitschrift für Naturforschung, January, 1951.

20. J.T. van Deemter. On the theory of the Ränge-Hilsch
cooling effect // Appl. Sci. Res. section A. 1951, v. 3.

21. Webster D.S. An analysis of the Hilsch vortex tube //
Refrigerating Engng. Febr. 1950.

22. Lay J.E. An Experimental and Analytical study
of vortex flow temperature separation of spiral and axial
flow // J. of Heat Transfer. 1959.

23. Sheller William Alfred. The Ränge-Hilsch vortex
tube // Ind. Eng. Chem. 1957

24. Sidulkin M. Unsteady viscous circular flow. part 3 //
J. Fluid Mech. 1963.

25. Sturzf. J.T. Taylor-vortex flow: A dynamical system
SIAM Review. 1986. V. 28.

26. Goettler H. Dreidimensionales zur Stabilitätstheorie
Laminarer Grenzschichten // Z. Angew. 1955. Math. 35.

УДК 621.565.83

Л. М. Дыкин

ВЫБОР ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ АППАРАТОВ

(Торьковский инженерно-строительный институт)

Изложена методика определения максимально
допустимой по приведенным затратам произво-
дительности вихревых аппаратов при заданной
годовой продолжительность их работы по срав-
нению с сопоставляемыми устройствами.

С точки зрения технических требований область использования
вихревых аппаратов практически не ограничена. В некоторых случаях
они незаменимы ввиду неработоспособности других устройств из-за ус-
ловий эксплуатации. Однако применение этих аппаратов в промышлен-

ISBN 5-230-16926-5

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара. 1992