

создаваемых для серийного производства в Санкт-Петербургской зоне свободного предпринимательства [2].

Библиографический список

1. А з а р о в А.И. Метод сопоставления транспортных холодильников по совокупности технологических и эксплуатационных характеристик // Холодильная техника и технология: Респ. межведом. научн.-техн. сб. Киев: Техника, 1976. Вып. 23. С. 102-109.

2. А з а р о в А.И. Вихревые охладители для промышленной электроники //Повышение эффективности паровых и газовых холодильных машин и процессов теплообмена: Межвуз. сб. научн. тр. Л.: ЛТИХП. 1989. С. 135-141.

УДК 536.27

А.Н.Балалаев, А.Е.Князев

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВИХРЕВЫХ ТРУБАХ РАЗЛИЧНОЙ КОНСТРУКЦИИ С ПОМОЩЬЮ ИДЕАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

(Самарский политехнический институт)

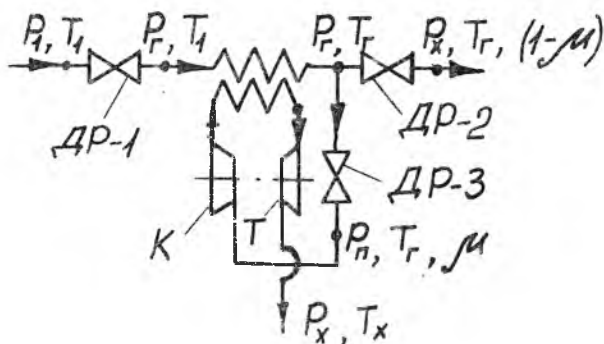
Предложен метод моделирования рабочих процессов в различных вихревых трубах (прямо - точной, противоточной, трубе с дополнительным потоком) с помощью идеальных элементов типа: адиабатная турбина, изотермический дроссель, идеальный теплообменник. Метод позволяет получать результаты, качественно совпадающие с опытными значениями, и анализировать работу различных конструкций вихревых труб.

В работе [1] предложен метод расчета противоточной вихревой трубы с помощью идеальных термодинамических элементов типа: идеаль-

ISBN 5-230-16926-5

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара, 1992

ный теплообменник, адиабатные турбина и компрессор, изотермический дроссель. В данной работе сделана попытка распространить предложенный метод на другие типы вихревых труб, в частности на трубу с дополнительным потоком (ВТДП) и на прямоточную вихревую трубу (ПВТ). Но сначала приводятся аналитические выражения для противоточной вихревой трубы (ВТ) по схеме рис. 1.



Р и с. 1. Схема процесса в идеальной вихревой трубе

В работе [1] сделано предположение, что лишь часть потенциальной энергии давления расходуется на поддержание турбулентных радиальных пульсаций, ответственных за создание микрохолодильных циклов. Тогда величина давления перед компрессором (см. рис. 1) выражается через давление подогретого газового потока следующим образом:

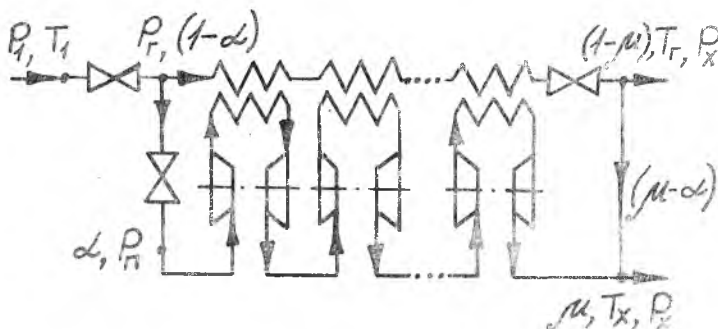
$$P_n = P_x + \eta(P_r - P_x), \quad (1)$$

где $\eta = 0,35$ для одной холодильной машины.

Используя экспериментальные данные по величине давления подогретого газа P_r , а также уравнение теплового баланса идеальной вихревой трубы, уравнение баланса теплоты в теплообменнике и выражения связи температуры и давления в адиабатных турбине и компрессоре, можно получить выражение для температур охлажденного и подогретого газа:

$$T_x = \frac{T_1 \left[1 - \sqrt{1 - \left(\rho_x / \rho_1 \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]}{1 - \mu \sqrt{1 - \left(\rho_x / \rho_1 \right)^{\frac{k-1}{k}}}}; T_r = \frac{T_1}{1 - \mu \sqrt{1 - \left(\rho_x / \rho_1 \right)^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (2)$$

Для ПВТ схема идеального процесса может быть представлена в виде последовательного ряда идеальных газовых холодильных машин (рис. 2).

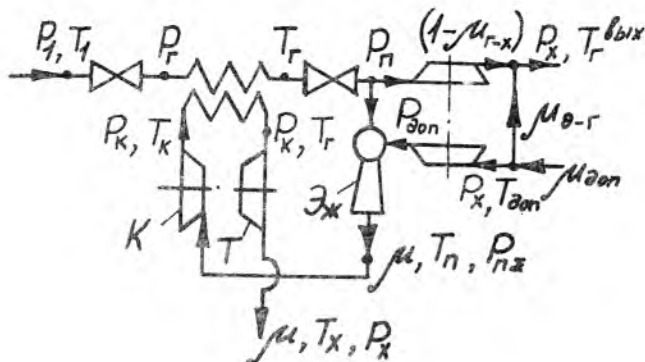


Р и с. 2. Схема процесса в прямоточной идеальной вихревой трубе

Если принять допущение о том, что величины давлений P_r и P_n идеальной ПВТ равны одноименным величинам ВТ, то расчет идеальной ПВТ дает следующее. При равенстве относительных расходов α и μ (см. рис. 2) адиабатный КПД ПВТ по величине несколько выше адиабатного КПД ВТ, а расчетный оптимум первого наблюдается на $\mu = 0,7$. Если же допустить возможность подмешивания части подогретого газа к охлажденному газовому потоку (случай $\alpha < \mu$), то адиабатный КПД ПВТ заметно снижается, а оптимум перемещается на $\mu = 0,5-0,6$.

Для ВТДП схема идеального процесса выглядит следующим образом (рис. 3). Отличие от схемы рис. 1 заключается в том, что подводящий дополнительный поток с относительной долей $\mu_{доп} = G_{доп}/G_1$ проходит через изотермический компрессор, работающий на одном валу с изотермической турбиной, и смешивается в идеальном эжекторе с частью подогретого газа. Данные отличия моделируют перенос турбулентной энергии от подогретого газового потока к исполнительному потоку. В аналитическом виде это выражается:

равенством работы компрессора работе турбины



Р и с. 3. Схема процесса в идеальной ВТДП

$$(\mu_{дон} - \mu_{э-г}) T_{дон} \ln \left(\frac{P_{дон}}{P_x} \right) = (1 - \mu_{г-х}) T_r \ln \left(\frac{P_r}{P_x} \right), \quad (3)$$

уравнением баланса энтропии в идеальном эжекторе

$$\mu_{г-х} \ln \left[\frac{P_n}{P_{н\Sigma}} \left(\frac{T_n}{T_r} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right] + (\mu_{дон} - \mu_{э-г}) \ln \left[\frac{P_{дон}}{P_{н\Sigma}} \left(\frac{T_n}{T_{дон}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right] = 0, \quad (4)$$

уравнением теплового баланса в идеальном эжекторе

$$\mu_{г-х} T_r + (\mu_{дон} - \mu_{э-г}) T_{дон} = \mu T_n. \quad (5)$$

Следует отметить, что величина давления $P_{н\Sigma}$ не должна превышать P_n .

К уравнения (1), (3)–(5) необходимо добавить:

уравнение теплового баланса идеального ВТДП

$$T_r + (\mu_{дон} - \mu_{э-г}) T_{дон} = \mu T_x + (1 - \mu_{г-х}) T_r, \quad (6)$$

уравнение баланса теплоты в теплообменнике

$$\mu (T_x - T_r) = T_r - T_1, \quad (7)$$

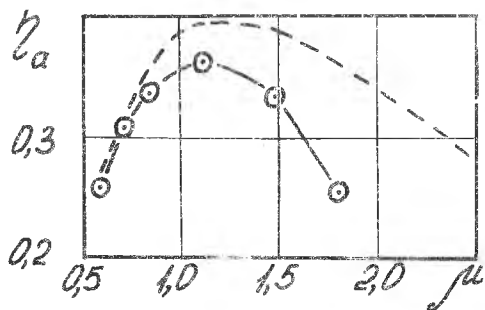
выражение для адиабатных турбины и компрессора

$$T_k = T_n \left(\frac{P_x}{P_n} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad T_x = T_r \left(\frac{P_x}{P_r} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (8)$$

Математическая модель ВТДП апробировалась на экспериментальных данных Ш.А.Пиралишвили и В.Г.Михайлова [2]. В опытах Михайлова-Пиралишвили величина расхода дополнительного потока равнялась величине расхода охлажденного газа. Однако тот факт, что температура подогретого газа оказывалась меньше, чем рассчитываемая из уравнения энергии, позволил сделать вывод о подмешивании некоторой доли дополнительного потока $\mu_{2-r} = G_{2-r}/G_1$ к подогретому газу. В расчетах принималась следующая зависимость для μ_{2-r} :

$$\mu_{2-r} = 0,1 + 0,2 \mu_{\text{доп}}. \quad (9)$$

Как видно из рис. 4, получено качественное соответствие расчетных и опытных величин.



Р и с. 4. Зависимость адиабатного КПД от доли охлажденного газа ВТДП: $\mathcal{K} = 4$; $F_c = 0,05$; $\bar{z}_p = 0,7$; $I = 9$; \circ - опытные данные [2]; - - - - - расчетные

Предложенная модель ВТДП позволяет рассчитывать сложные комбинированные вихревые трубы, анализировать их эффективность, находить оптимальные соотношения долей охлажденных потоков и т.д.

Таким образом, предложенный метод моделирования процессов в вихревых трубах позволяет сравнивать эффективность работы различных конструкций, в том числе вновь создаваемых, уже на стадии изобретения, а также находить оптимальные значения заданных параметров в конкретных случаях использования вихревых труб.

1. Балалаев А.Н., Князев А.Е. Моделирование вихревого эффекта с помощью идеальных элементов /Самар. политехн. ин-т. Самара, 1989. Деп. в ВИНТИ 22.12.89, № 7593-В89.

2. Пиралишвили Ш.А., Михайлов В.Г. Экспериментальное исследование вихревой трубы с дополнительным потоком /Тр. КуАИ. 1973. Вып. 56. С. 64-74.

УДК 533.601.16

В.И.Кузнецов

КРИТЕРИАЛЬНАЯ БАЗА ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА РАНКА

(Смский политехнический институт)

На основе математической модели, описывающей процесс энергетического разделения в вихревой трубе (ВТ) по теории моделирования, составлена критериальная база вихревого эффекта Ранка. Найдено, что вихревой эффект имеет шесть определяющих безразмерных комплексов.

Условные обозначения:

ВТ - вихревая труба; p - давление; T - температура; V_T, V_z, V_r - тангенциальная, осевая, радиальная составляющие скорости в ВТ; μ - массовая доля холодного потока; ρ - плотность; ν - кинематическая вязкость; l - длина; F - площадь; ω - угловая скорость; α - коэффициент теплоотдачи; $\bar{\lambda}$ - коэффициент теплопроводности; μ_i - динамическая вязкость; K - показатель адиабаты; ξ - коэффициент сопротивления трения; g - ускорение земного тяготения; λ - коэффициент скорости; ε - поправочный коэффициент, учитывающий вращательное движение газа; Re, Pe, Nu, Ge, Ro, Fr - критерии Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта, Грасгофа, Россби, Фруда.

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара, 1992

ISBN 5-230-16926-5