

возможны два случая: 1- поток в критическом сечении не достигает скорости звука; здесь в свою очередь возможны два варианта: изменение  $F$  превалирует над теплоподводом и тогда  $du < 0$ , осевая составляющая скорости снижается, вследствие влияния степени закрутки потока на характеристики плазматрона, что подтверждается экспериментально ( см. рис. 2б); теплоподвод превалирует над изменением  $F$ , и тогда  $du > 0$ , поток ускоряется, но изменение  $F$  оказывает влияние на интенсивность повышения  $u$ , что может привести к заметному влиянию закрутки;

2 - поток достигает звуковой скорости в сечении сужения; здесь также возможны два варианта: изменение  $F$  превалирует над изменением теплоподвода и тогда  $du > 0$  - влияние закрутки слабое; теплоподвод превалирует над изменением  $F$ , тогда  $du < 0$  - влияние закрутки заметное, однако это влияние должно быть ниже, чем в случае 1.

Таким образом, влияние степени закрутки потока на характеристики плазматрона имеет довольно-таки сложный характер и им в определенных условиях можно пользоваться для обеспечения оптимальных условий работы.

## Л и т е р а т у р а

1. А л и м о в Р.З. Турбулентное течение вязкого несжимаемого газа в осесимметричном канале в условиях предварительной закрутки на входе. ИВУЗ, "Авиационная техника", 1971, № 4.

2. А б р а м о в и ч Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., "Наука", 1969.

Ю.И. Осипенко

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССООБМЕНА В ВИХРЕВОЙ ТРУБЕ С ВИНТОВОЙ ВСТАВКОЙ

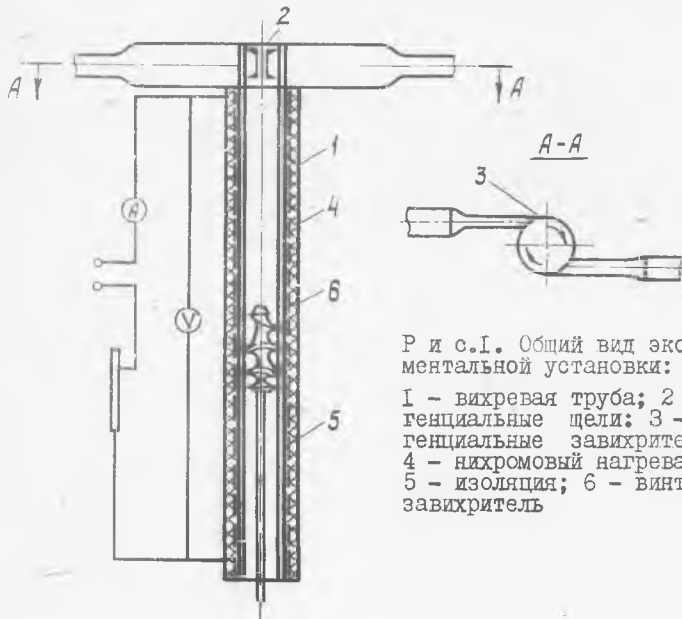
Существующие конструкции вихревых теплообменников с тангенциальной подачей теплоносителя, хотя и показывают несколько боль-

шее значение коэффициента теплоотдачи по сравнению с осевыми теплообменниками, но в то же время имеют один недостаток. Возможность использования их ограничивается довольно резким уменьшением теплообмена по длине трубы из-за раскрутки потока газа за счёт действия сил гидравлического сопротивления.

Значительно более перспективным представляется дополнительная установка винтового завихрителя типа "шнек" с переменной степенью закрутки чтобы вход потока на лопатки завихрителя был безударным, а угол выхода потока газа из завихрителя по отношению к вертикальной оси был близок к  $80-85^\circ$ .

Конструкция завихрителя типа "шнек" описана в работе [1], [2].

Основным элементом установки является вертикальная стальная труба диаметром 40 мм,  $l = 600$  мм с постоянным теплопроводом по длине (рис. 1). В верхней части трубы установлена стальная втулка, снабжённая двумя продольными щелями 2 для тангенциального подвода воздуха с геометрической характеристикой  $A_r = 1,8$ . Из работы [3] известно, что при  $A_r = 1,8$  достигается наиболее выгодная закрутка газового



Р и с.1. Общий вид экспериментальной установки:

1 - вихревая труба; 2 - тангенциальные щели; 3 - тангенциальные завихрители; 4 - нихромовый нагреватель; 5 - изоляция; 6 - винтовой завихритель

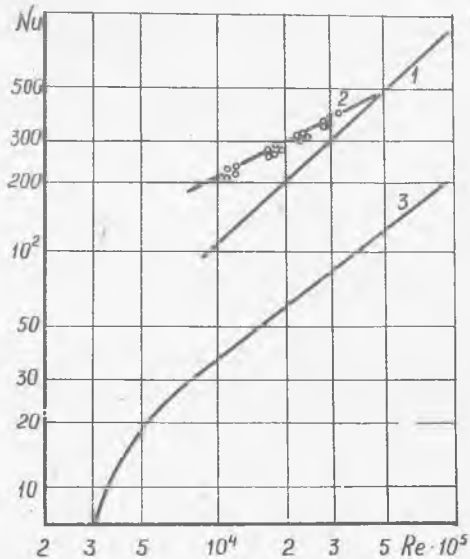
потока, исходя из энергетического коэффициента, равного отношению количества передаваемого тепла к мощности, затрачиваемой на перемещение газа внутри трубы. Нагрев трубы производился снаружи ленточным нихромовым нагревателем 4, покрытым асбестовой изоляцией 5. Винтовой завихритель 6 устанавливался на расстоянии 200мм от нижнего конца трубы, для наиболее оптимального использования энергии вихревого потока после тангенциального завихрителя и изменения значения величины теплоотдачи по длине трубы.

Местные значения коэффициента теплоотдачи при постоянной величине теплового потока по длине трубы определялись общеизвестным способом [4], [5].

На рис.2 обобщение полученных данных производилось в критериальной форме  $Nu=f(Re)$  по средним значениям коэффициента теплоотдачи. Физические параметры относились к средней по длине температуре воздуха. Опытные точки располагались около прямой 1 (рис.3).

Там же для сравнения приведена линия 2 для закрученного потока, полученная Алимовым в работе [3] и кривая 3 для теплоотдачи в осевой поток воздуха по уравнению  $Nu = 0,018 Re^{0,6}$ . Линии 1 и 2 имеют по мере увеличения тенденцию к сближению, т.к. составляющая теплового потока, связанная с трением вихревого смещения, уменьшается.

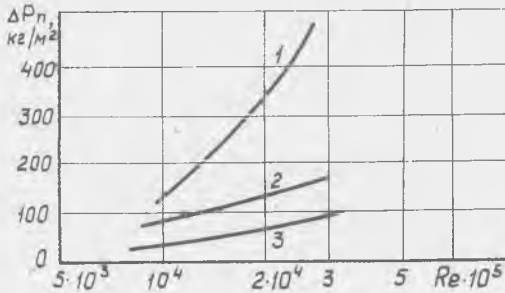
Увеличение скорости воздуха в канале винтовой вставки снижает температуру стенки вихревой трубы и повышает температуру потока тем больше, чем больше угол закрутки потока, что непосредственно ведет к увеличению



Р и с.2. Зависимость  $Nu = f(Re)$

1 - по опытным данным автора для одностороннего закрученного потока воздуха; 2 - по опытам Алимова [3]; 3 - по уравнению  $Nu = 0,018 Re^{0,6}$  для закрученного потока [4]

коэффициента теплоотдачи при неизменном расходе воздуха. Из рис.3 видно, что несмотря на снижение энергетического коэффициента для закрученных потоков с винтовой вставкой по сравнению с закрученным потоком без винтовой вставки подобные конструкции могут найти применение при решении проблемы уменьшения массы и габаритов тепло-



Р и с. 3. Зависимость полного сопротивления системы от  $Re$  :

1 - для закрученного однофазного потока воздуха без винтовой вставки; 2 - для комбинированного однофазного воздуха с винтовой вставкой

обменных устройств на летательных аппаратах.

### Л и т е р а т у р а

1. О с и п е н к о Ю.И., А л и м о в Р.З. Прямоточный охладитель жидкости контактного типа. Авт. свид. № 44922Г. Бюллетень изобретений № 41, 1974.
2. А л и м о в Р.З., О с и п е н к о Ю.И. Экспериментальное исследование тепло - и массообмена в трубах при местной комбинированной закрутке потока. Труды КАИ, вып. 173, Казань, 1974, с.25-32.
3. А л и м о в Р.З. Интенсификация конвективного тепло - и массообмена в трубах с помощью завихренного двухфазного потока. Известия АН СССР ОТН, "Энергетика и автоматика". М., № 1, 1962.
4. М и х е е в М.А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
5. Правила 27-54 по применению и проверке расходомеров с нормальными диафрагмами и трубами Вентури. Стандартгиз, 1958.