АНАЛОГИЯ РЕЙНОЛЬДСА ПРИ ТЕЧЕНИЯХ В ДИФФУЗОРНО-КОНФУЗОРНЫХ КАНАЛАХ.

Умурзакова М.А[1]., Усмонов М.А[2]., Рахимов М.Н [3]

Умурзакова Муяссар Абобакировна[1]- Кандидат технических наук. доцент

Ферганский политехнический институт

Факултет Энергетика

Кафедра Электро техника, Электро механика и Электро технология

Усмонов Мавлонбек Алиматжон угли-Магистрант[2]

Ферганский политехнический институт

Факултет Энергетика

Рахимов Миржалол Ноибжон угли-Магистрант[3]

Ферганский политехнический институт

Факултет Энергетика

Кафедра Электро техника, Электро механика и Электро технология

Аннотация: В статье обсуждены вопросы повышения эффективности теплообменных устройств путем применения каналов типа диффузор – конфузор. Используя понятие аналогии Рейнольдса, авторами статьи получена формула оценки теплогидравлической эффективности указанных каналов. На основании полученных в литературе другими авторами экспериментальных данных по теплоотдаче и сопротивлению каналов проведены расчеты по предлагаемой формуле, которые подтверждают высокую эффективность каналов диффузор – конфузор с малыми углами расширения диффузора.

Ключевые слова: Эффективность, канал диффузор – конфузор, интенсификация теплоотдачи, теплоотдача, гидравлическое сопротивление, аналогия Рейнольдса, угол расширения канала, отрывы потока.

REYNOLD'S ANALOGY FOR FLOWS IN DIFFUSER-CONFUSION CHANNELS.

Umurzakova M.A[1]., Usmonov M.A[2]., Rahimov M.N[3]

Umurzakova Muyassar Abobakirovna[1] - Candidate of Technical Sciences. Docent.
Usmonov Mavlonbek Alimatjon og'li[2]-Master
Fergana Polytechnic Institute
Rahimov Mirjalol Noibjon og'li[3]- Master
Fergana Polytechnic Institute

Annatation: The article discusses the issues of increasing the efficiency of heat exchange devices by using channels of the diffuser-confuser type. Using the concept of Reynolds analogy, the authors of the article obtained a formula for evaluating the thermal-hydraulic efficiency of these channels. On the basis of experimental data on heat transfer and channel resistance obtained in the literature by other authors, calculations were carried out according to the proposed formula, which confirm the high efficiency of the diffuser - confuser channels with small diffuser expansion angles.

Keywords: Efficiency, diffuser - confuser channel, heat transfer intensification, heat transfer, hydraulic resistance, Reynolds analogy, channel expansion angle, flow separation.

Одним из путей повышения эффективности теплообменных устройств является интенсификация теплоотдачи в каналах теплообменных аппаратов [1]. В этом случае увеличиваются не только потоки тепла от одного теплоносителя к другому, но и соответственно уменьшаются массогабаритные показатели устройства. При разработке метода интенсификации теплоотдачи необходимо также учитывать рост аэродинамического сопротивления (для воздухо-воздушных теплообменных аппаратов). Одним из эффективных способов интесификации теплоотдачи является использование каналов и труб диффузорно – конфузорного типа.

Впервые теплообмен и сопротивление диффузорно-конфузорных каналов были изучены Гухманом А.А. и др. [2] применительно к промышленным теплообменным аппаратам. Авторы получили

экспериментальное подтверждение интенсификации теплообмена одновременно с ростом гидродинамического сопротивления, а также были получены эмпирические формулы расчета теплоотдачи и сопротивления.

ГухманомА.А. и др. были исследованы плоские каналы диффузорно-конфузорного типа с малыми углами расширения диффузоров ($\alpha \leq 12°$), соотношения диффузорных l_g и конфузорных l_k частей канала были соответственно 5 : 1 ($l_g = 40$ *мм* , $l_k = 8{,}0$ *мм*), 2 : 1 ($l_g = 40$ *мм* , $l_k = 20$ *мм*), 1:1 ($l_g = l_k = 40$ *мм*), 1 : 2 ($l_g = 40$ *мм* , $l_k = 8{,}0$ *мм*), 1 : 3 ($l_g = 40$ *мм* , $l_k = 120$ *мм*), по данным опыта определялись значения $\mathrm{Re} = \frac{U \cdot dэ}{\nu}$; $\xi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U^2} \cdot \frac{dэ}{l}$; $Nu = \frac{\alpha dэ}{\lambda}$

где dэ–диаметр входного сечения диффузора

В опытах значения чисел Рейнольдса изменялись в пределах *(10 ~ 80)·10*^{3}, что определяло значение скоростей воздуха на входе в канал *u=(6 ~ 11) м/с*. Несмотря на высокую скорость при входе в канал авторы указывают, что в зависимости от соотношения между площадями входного и выходного сечений в единичном диффузоре могут возникать течения различного характера: безотрывные, предотрывные и отрывные.

Результаты по теплообмену были аппроксимированы зависимостью вида

$$Nu = CRe^n \qquad (1)$$

В опытах по гидродинамическому сопротивлению, явно выражено сильное увеличение сопротивления давления и зависимость $\xi = \xi(R_e)$ имеет сложный вид. В канале с наибольшей протяженностью диффузорного участка по мнению авторов преобладает диффузорное течение и потери давления определяются квадратичным законом. С уменьшением длины диффузорного участка отмечено влияние числа Рейнольдса на коэффициент гидродинамического сопротивления. Для каналов со скругленными кромками коэффициент гидродинамического сопротивления меньше чем с острыми. В целом для каналов диффузорно-конфузорного типа коэффициент

ξ оказывается выше чем при течении по прямолинейному каналу с постоянным по длине сечением.

Опытные данные по сопротивлению аппроксимированы зависимостью

$$\xi = Z \cdot R_e^{-m} \qquad (2)$$

Трубы диффузорно-конфузорного типа были исследованы также Мигаем В.К. [3]. В опытах автор исследовал трубы дуффузорно-конфузорного типа с углами расширения диффузора (α=3.4°~13°) число Рейнольдса при этом изменялось от 10^4 до $3 \cdot 10^5$. Трубы состояли из участков диффузоров и конфузоров, изготовленные путем накатки специальными роликами. Углы расширения диффузоров выбирались из условия получения потока с нестационарными отрывными явлениями. Длина диффузорного участка составляла h_g*=8.5 мм*, а длина конфузорного h_k*=15 мм*. По данным автора исследованные трубы характеризуется относительно низким сопротивлением и высоким теплообменом. Коэффициент аналогии Рейнольдса в опытах достигал значения *К=7.6* при $Re=10^5$. Опыты показали высокую эффективность таких поверхностей

Известно, что течение воздуха в диффузорно-конфузорных каналах сопряжено с микроотрывами пристенного потока от стенок диффузора, а это в свою очередь влияет на интенсивность теплообмена и рост гидравлического сопротивления в целом в теплообменном устройстве.

Если при движении теплоносителя в гладких каналах наблюдается подобие полей скоростей и температур, а также можно сделать вывод о подобии процессов теплообмена и переноса количества движения, то в каналах типа диффузор-конфузор такое подобие нарушается причем, данное отклонение может быть как полезным, так и бесполезным с точки зрения роста теплообмена.

Единство механизма процессов переноса теплоты и количества движения носит название аналогии Рейнольдса, которое выполняется как в

ламинарных, так и в турбулентных течениях при отсутствии внешних воздействий.

Для безнапорного течения $\left(\frac{dp}{dx}=0\right)$ основные уравнения переноса теплоты и количества движения оказываются тождественными и в данном случае можно говорить о полной аналогии между переносом теплоты и количества движения.

При напорном течении (движение потока в канале $\frac{dp}{ax}\neq 0$), опыт показывает, что при движении газа по каналам постоянного сечения продольные градиенты давления обычно невелики. В ламинарном потоке действует слабый механизм молекулярного обмена и профили температуры и скорости получаются сильно вытянутыми. Поэтому, подобия полей температуры и скорости не получается.

В турбулентном потоке вследствие молярного обмена, профили температуры и скорости получаются хорошо заполненными. Поэтому наличие градиента давления незначительно сказывается на профиле скорости. В области стабилизировавшегося течения в тепловом и гидродинамическом отношении профили температуры и скорости оказываются с достаточной степенью точности подобными. При напорном течении в каналах переменного сечения (диффузоры и конфузоры) подобие полей температуры, и скорости не наблюдается. Причем, в расширяющихся частях каналов (диффузоры) поле скорости становится менее заполненным и как следствие профиль скорости является неустойчивым.

В суживающихся частях каналов (конфузоры) вследствие ускорения потока профиль скорости более заполнен и устойчив.

Таким образом, наличие знакопеременного градиента давления приводит к нарушению аналогии Рейнольдса либо в пользу гидродинамического сопротивления, либо в пользу переноса тепла.

Известно, что в турбулентном потоке, подобие полей температуры и скорости приводит к соотношению (1)

$$St = \frac{\xi}{8} \frac{1}{1 + \frac{u_{гр}}{U_{\infty}}(\mathrm{Pr} - 1)} \tag{3}$$

Данная формула позволяет по известному или найденному из опыта коэффициенту гидродинамического сопротивления, определить коэффициент теплоотдачи.

$$St = \frac{Nu}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} \tag{4}$$

Однако формула (3) может быть применима лишь в каналах с гладкой поверхностью, так как эта формула характеризует взаимосвязь теплообмена и гидродинамического потока при наличии трения на стенке канала.

В других случаях при обтекании потоком поверхности сложной геометрии возникает сопротивление давления, которое является бесполезным, т.е. несвязанное с эффектом передачи тепла. Вследствие этого, при использовании поверхностей сложной геометрии следует стремиться к уменьшению этой составляющей гидродинамического сопротивления.

Следовательно, появление дополнительной составляющей гидродинамического сопротивления приводит к отклонению подобия полей температуры и скоростей, а также к отклонению сходства процессов переноса теплоты и количества движения (аналогии Рейнольдса).

Для определения отклонения аналогии Рейнольдса выполним сравнение двух формул:

а) для гладкого канала

$$St = \frac{\xi}{8} \tag{5}$$

$$St = 0{,}125\xi$$

$$\frac{St}{\xi} = 0{,}125$$

б) для каналов диффузорно-конфузорного типа примем что:

$$St_1 = \frac{\xi_1}{k_1} \qquad St_1 = k_2 \xi_1 \qquad \frac{St_1}{\xi_1} = k_2 \tag{6}$$

если коэффициент $к_2$>0,125 то отклонение аналогии Рейнольдса происходит в сторону переноса теплоты, в противном случае при к<0,125 отклонение аналогии Рейнольдса будет происходить в сторону роста гидродинамического сопротивления.

m.k. $$St_1 = \frac{Nu}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} = \frac{c\,\mathrm{Re}^n}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}} = \frac{c\,\mathrm{Re}^{n-1}}{\mathrm{Pr}}$$

а $$\xi_1 = Z\,\mathrm{Re}^{-m}$$

то $$k_2 = \frac{St_1}{\xi_1} = \frac{c\,\mathrm{Re}^{n-1}}{P_r Z\,\mathrm{Re}^{-m}} = \frac{c\,\mathrm{Re}^{n-1+m}}{Z \cdot \mathrm{Pr}} \tag{7}$$

В таблице №1 выполнены расчеты коэффициента $К_2$ для диффузор – конфузор при Re=10^3 и 10^4.

Из анализа таблицы №1 видно, что в большинстве случаев для каналов диффузор-конфузор отклонение аналогии Рейнольдса происходит в сторону переноса теплоты.

Таблица №1

Значения коэффициента $К_2$

$d_э$	l_g/l_k	γ	n	-m	Re	c	Z	k_2
0,046	5:1	8°	0,76	0,2	10^3	0,043	0,25	0,186
		16°	0,733	0,21	10^3	0,076	0,58	0,126
		20°	0,726	0,17	10^3	0,092	0,052	0,124
0,046	2:1	8°	0,77	0,204	10^3	0,042	0,31	0,160
		16°	0,735	0,203	10^3	0,078	0,58	0,126
		20°	0,775	0,26	10^3	0,072	0,088	0,149
0,046	2:1	8°	0,790	-0,265	10^3	0,03	0,46	0,136
		16°	0,681	-0,251	10^3	0,068	0,67	0,091
		20°	0,74	-0,305	10^3	0,066	1,09	0,121
0,033	5:1	8°	0,735	0,176	10^3	0,056	0,27	0,159

		16°	0,734	0,236	10^3	0,074	0,70	0,125
		20°	0,73	0,232	10^3	0,09	0,83	0,119
0,033	2:1	8°	0,756	0,257	10^3	0,043	0,55	0,122
		16°	0,712	0,248	10^3	0,071	0,97	0,079
		20°	0,72	0,310	10^3	0,0781	0,253	0,109
0,033	1:1	8°	0,756	0,257	10^3	0,043	0,45	0,158
		16°	0,733	0,248	10^3	0,067	0,88	0,102
		20°	0,711	0,310	10^3	0,084	2,01	0,107
0,018	5:1	8°	0,811	0,18	10^3	0,028	0,33	0,113
		16°	0,716	0,32	10^3	0,081	1,15	0,128
		20°	0,717	0,25	10^3	0,085	0,891	0,109
0,018	2:1	8°	0,744	0,344	10^3	0,045	1,10	0,110
		16°	0,70	0,33	10^3	0,077	0,51	0,266
		20°	0,684	0,376	10^3	0,100	1,84	0,116
0,018	1:1	8°	0,712	0,318	10^3	0,055	0,65	0,149
		16°	0,69	0,340	10^3	0,083	0,90	0,162
		20°	0,644	0,406	10^3	0,150	2,42	0,125
0,046	5:1	8°	0,76	0,2	10^4	0,043	0,25	0,172
		16°	0,733	0,21	10^4	0,076	0,58	0,112
		20°	0,726	0,17	10^4	0,092	0,052	0,095
0,046	2:1	8°	0,77	0,204	10^4	0,042	0,31	0,152
		16°	0,735	0,203	10^4	0,078	0,58	0,108
		20°	0,775	0,26	10^4	0,072	0,088	0,161
0,046	2:1	8°	0,790	0,265	10^4	0,03	0,46	0,155
		16°	0,681	0,251	10^4	0,068	0,67	0,077
		20°	0,74	0,305	10^4	0,066	1,09	0,131
0,033	5:1	8°	0,735	0,176	10^4	0,056	0,27	0,130
		16°	0,734	0,236	10^4	0,074	0,70	0,115
		20°	0,73	0,232	10^4	0,09	0,83	0,110

0,033	2:1	8°	0,756	0,257	10^4	0,043	0,5	0,126
		16°	0,712	0,248	10^4	0,071	0,97	0,072
		20°	0,72	0,310	10^4	0,0781	1,253	0,117
0,033	1:1	8°	0,796	0,266	10^4	0,043	0,45	0,167
		16°	0,733	0,257	10^4	0,067	0,88	0,099
		20°	0,711	0,374	10^4	0,084	2,01	0,132
0,018	5:1	8°	0,811	0,18	10^4	0,028	0,93	0,111
		16°	0,716	0,32	10^4	0,081	1,15	0,140
		20°	0,717	0,25	10^4	0,085	0,891	0,100
0,018	2:1	8°	0,744	0,344	10^4	0,045	1,10	0,134
		16°	0,70	0,33	10^4	0,077	0,51	0,284
		20°	0,684	0,376	10^4	0,10	1,84	0,133
0,018	1:1	8°	0,712	0,318	10^4	0,055	0,65	0,160
		16°	0,69	0,340	10^4	0,083	0,90	0,173
		20°	0,644	0,406	10^4	0,15	2,42	0,139

ЛИТЕРАТУРА

1. Попкова О.С., Дмитриева О.С. Методы интенсификации теплообмена. Учебное пособие. Нижнекамск 2016. 80 С.
2. Гухман А. А. и др. Исследование теплообмена и гидродинамического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления.// ИФЖ, 1969. т. 16. ч.1, № 4.- с. 581-591. ч. 2, № 6.- с. 984-988.
3. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. -Л.: Энергетика. 1980. – 144 с.