

## ГИДРОДИНАМИКА НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В КАНАЛЕ КОЛЬЦЕВОГО СЕЧЕНИЯ

А.Г. Butenko, Cand. Sci. (Tech.), Assoc. Prof.

State Higher Educational Institution “Odessa National Polytechnic University”, Odessa, Ukraine, e-mail: alex\_butenko@ukr.net

## HYDRODYNAMICS OF NON-ISOTHERMAL TURBULENT AIRFLOWS IN DUCTS OF ANNULAR SECTION

**Цель.** Определение гидродинамических характеристик неизотермического турбулентного течения воздуха в напорном канале кольцевого сечения с граничными условиями первого рода.

**Методика.** Реализация цели исследования осуществлялась путем численного моделирования в программной среде SOLID WORKS COSMOS FLO.

**Результаты.** Получены зависимости изменения гидравлического коэффициента трения вдоль кольцевого канала, обогреваемого через внутреннюю стенку, а так же графики зависимости локального значения коэффициента Дарси от числа Рейнольдса для разных значений степени неравномерности распределения вязкости в сечении. Рассчитаны значения толщины пристенных слоев, касательных напряжений и градиентов скорости у стенок канала. Дан анализ особенностей гидродинамической стабилизации неизотермического турбулентного потока в канале кольцевого сечения.

**Научная новизна.** Доказано, что при турбулентном течении воздушного потока в напорном канале кольцевого сечения, при его обогреве через внутреннюю стенку и при граничных условиях первого рода, гидравлическое сопротивление вдоль течения возрастает. Объяснение этому эффекту дано путем анализа причин и характера изменения вдоль канала толщины пристенных слоев, касательных напряжений и градиентов скорости. Установлено, что увеличение степени неравномерности распределения вязкости в данном сечении приводит к снижению локального значения коэффициента гидравлических потерь. На основании анализа особенностей гидродинамической стабилизации неизотермического потока в качестве критерия стабилизации предложена величина турбулентной вязкости.

**Практическая значимость.** Неизотермическое турбулентное течение в напорных каналах кольцевого сечения характерно для теплообменных аппаратов типа „труба в трубе“. Проектирование этих аппаратов предполагает их гидравлический расчет. В настоящее время такие расчеты ведутся без учета неравномерности температурного поля. Выявленные закономерности позволяют учесть неизотермический характер течения и тем самым повысить точность гидравлических расчетов.

**Ключевые слова:** *неизотермический поток, свойства жидкости, гидравлический коэффициент трения, касательные напряжения, градиент скорости, толщина пристенного слоя, турбулентная вязкость*

**Постановка проблемы и анализ последних исследований.** Вопросы гидродинамики напорных изо-

термических течений в трубах как круглого, так и более сложного поперечного сечения достаточно хорошо изучены. Однако, в некоторых случаях, например, в элементах теплотехнического оборудования, течение

может происходить в условиях достаточно большой неравномерности температурного поля. Это, в свою очередь, приводит к значительной продольной и поперечной неравномерности распределения физических свойств жидкости. Как показывают ранее проведенные исследования, такая неравномерность оказывает большое влияние на характеристики течения, без учета которых невозможно с достаточной точностью провести гидравлический расчет системы. Так, например, для ламинарного режима течения путем интегрирования системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса получены решения, свидетельствующие о существенной зависимости полей скоростей, касательных напряжений, длины начального участка от степени неравномерности распределения вязкости в плоских и кольцевых каналах [1]. Показано, что, при прочих равных условиях, течение с переменной вязкостью сопровождается меньшими гидравлическими потерями. Несмотря на значительную сложность задачи, подобные решения получены и для турбулентных неизотермических течений в круглой трубе (Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А.).

**Выделение нерешенной ранее части общей проблемы.** Большинство работ, связанных с неизотермическим характером течения, рассматривают влияние этого фактора не столько на гидродинамику процесса, сколько на особенности теплообмена. Вместе с тем, необходимость обеспечения приемлемой точности гидравлических расчетов диктует необходимость учета фактора неизотермичности. Развитие современных пакетов прикладных программ открывает новые возможности в исследовании течений такого класса, в том числе в напорных каналах сложной формы.

**Формулирование цели работы.** Целью работы является установление зависимости гидродинамических характеристик турбулентного неизотермического потока воздуха в напорном канале кольцевого сечения от степени неравномерности распределения его физических свойств.

**Изложение основного материала.** В общем случае, физические свойства газа зависят как от температуры, так и от давления. Степень влияния этих параметров на свойства не одинакова. Так, если течение происходит со скоростью, значительно меньшей скорости звука, то сжимаемостью можно пренебречь и считать, что плотность  $\rho$  зависит только от температуры. Другие физические свойства – динамическая вязкость  $\mu$ , удельная теплоемкость  $c_p$ , коэффициент теплопроводности  $\chi$  от давления практически не зависят. Характер их зависимости от температуры определяется атомностью газа. Для воздуха (двухатомного газа) характерно возрастание значений  $\mu$ ,  $c_p$  и  $\chi$  при росте температуры. Причем, особенно сильный рост наблюдается у вязкости – основного гидродинамического свойства жидкости. Характер ее зависимости от температуры для газов описывается уравнением Сатерленда.

Если характер зависимости свойств от температуры выразить с помощью приближенных степенных соотношений (Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А.)

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^x; \quad \frac{\chi}{\chi_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^y; \quad \frac{c_p}{c_{p0}} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^z, \quad (1)$$

то для теплообмена с граничными условиями первого рода ( $T_c = \text{const}$ ), которые и будут рассматриваться далее, коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = f(x/d; Re; Pr; \theta_c; x; y; z),$$

где  $\theta_c = T_c/T_{mac}$  – безразмерная температура или температурный фактор ( $T_c$  – температура стенки,  $T_{mac}$  – среднemasсовая температура газа);  $x/d$  – относительное удаление рассматриваемого сечения от входа в трубу (принимается к рассмотрению для сечений, где на гидродинамику потока оказывают влияние условия входа).

Учитывая, что с изменением температуры число Прандтля изменяется не существенно, а показатели степени в (1) для заданного газа (воздуха) неизменны, то, в случае течения вдали от входа в трубу, процесс следует моделировать по  $Re$  и  $\theta_c$ .

Моделирование, основной задачей которого являлось определение зависимости  $\lambda$  от температурного фактора, проводилось с помощью пакета SOLID WORKS COSMOS FLO, в котором используется  $k-\epsilon$  модель турбулентности [2]. Рассматривалась труба кольцевого поперечного сечения с диаметром внутренней поверхности  $D_1=109$ мм и диаметром наружной поверхности  $D_2=202$ мм. Эквивалентная шероховатость стенок принималась равной 0,15мм, что соответствует оцинкованному железу. Поля температур и скоростей на входе задавались однородные.

Рассматривались граничные условия первого рода – наружная (теплоизолированная) стенка и газ на входе имели комнатную температуру  $t_0=t_2=20^\circ\text{C}=\text{const}$ , а внутренняя стенка  $t_1=500$  и  $1000^\circ\text{C}=\text{const}$ . Таким образом, рассматривалось течение воздуха в канале, разогреваемом изнутри.

Среднерасходные скорости во входном сечении  $v_0$  задавались равными 5; 10; 11; 12; 13; 14 и 15 м/с. Из-за нагревания воздуха и его температурного расширения скорость вдоль канала возрастала, а, следовательно, менялось и число Рейнольдса. Возрастала также и вязкость. Таким образом, каждой входной скорости соответствовал свой интервал изменения  $Re$  ( $Re = (v_i \rho_{mac} H) / \mu_{mac}$ ;  $H = 0,5(D_2 - D_1)$ ;  $v_i$  – среднерасходная скорость воздуха в  $i$ -том сечении;  $\rho_{mac}$  и  $\mu_{mac}$  – среднemasсовые плотность и вязкость в этом сечении).

По результатам численного моделирования строились графики изменения вдоль канала средней скорости, статического давления, касательных напряжений на стенках, среднemasсовых термодинамической температуры, плотности и динамической вязкости.

Гидравлический коэффициент трения рассчитывался двумя способами: по перепаду давления на некотором участке и по значениям касательных напряжений на противоположных стенках.

В первом случае использовалось соотношение (Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А.)

$$\Delta P_i = \int_{l_i - \Delta l}^{l_i + \Delta l} \lambda_i \frac{(\rho_i v_i)^2}{2 \rho_{мас} d_{экр}} dx + (\rho_i v_i)^2 \left[ \left( \frac{\beta}{\rho_{мас}} \right)_{l_i + \Delta l} - \left( \frac{\beta}{\rho_{мас}} \right)_{l_i - \Delta l} \right] \quad (2)$$

где  $\Delta P_i$  – перепад давления в окрестностях сечения с удалением от входа  $l_i$  на участке длиной  $2\Delta l$ ;  $\rho_i v_i$  – средняя массовая скорость в рассматриваемом сечении;  $d_{экр}$  – эквивалентный диаметр кольцевого канала;  $\beta$  – коэффициент Буссинеска (принимался равным 1,03).

Первое слагаемое правой части (2) характеризует составляющую в общем перепаде давления, вызванную гидравлическим трением. Второе – термическим ускорением потока, вызванное изменением плотности. Таким образом, в отличие от течения с постоянными физическими свойствами, для расчета  $\lambda$  по перепаду давления из последнего следует вычесть его „термодинамическую“ составляющую.

Во втором случае использовалось соотношение для касательных напряжений на стенках канала. В случае стационарного течения справедливо равенство активных сил и сил гидравлического сопротивления, которое для кольцевого канала записывается так

$$\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \Delta P = \pi \Delta l (D_1 \tau_1 + D_2 \tau_2).$$

Тогда

$$\lambda = \frac{8 d_{экр} (D_1 \tau_1 + D_2 \tau_2)}{(D_2^2 - D_1^2) \rho_{мас} v_{мас}^2} \quad (3)$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  – касательные напряжения на внутренней и наружной стенках соответственно.

Расчет гидравлического коэффициента трения по (2) и (3) дал совпадающие результаты. Они показали, что вдоль кольцевого канала коэффициент Дарси возрастает (рис. 1). При этом снижаются число Рейнольдса и безразмерная температура, а степень равномерности распределения вязкости  $n = \mu_{мас} / \mu_1$  возрастает и в пределе стремится к 1 ( $\mu_1$  – динамическая вязкость, соответствующая температуре обогреваемой стенки).

Поскольку изменение  $\lambda$  вдоль канала вызвано совокупным действием двух факторов – изменения  $Re$  и  $\theta_s$ , т.е.  $\mu_{мас} / \mu_1$ , то целесообразно представить результаты расчетов в таком виде, в котором один из факторов выступал бы в качестве параметра. Общепринятым в гидромеханике является представление зависимости коэффициента Дарси от числа Рейнольдса. Поэтому на рис. 2 представлены такие графики, построенные для разных значений  $\mu_{мас} / \mu_1$ .

Как видно, моделируемое течение происходило в области гидравлически гладких труб. Увеличение степени неравномерности распределения вязкости ( $1/n$ )

приводит к снижению гидравлического сопротивления. Объяснение этому следует искать в характеристиках вязкого пристенного слоя, поскольку именно здесь преобладающую роль играет физическая вязкость и, как известно, проходит большая доля диссипативных процессов. Аналогичный характер имеет зависимость  $\lambda$  от  $Re$  для течения воздуха в обогреваемой круглой трубе.

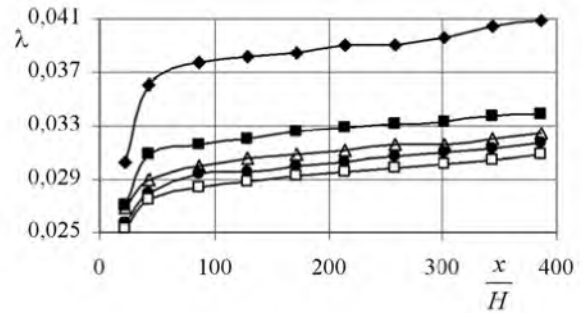


Рис. 1 Изменение гидравлического коэффициента трения вдоль канала:  $\blacklozenge$  –  $v_0 = 5 \text{ м/с}$ ;  $\blacksquare$  –  $v_0 = 10 \text{ м/с}$ ;  $\blacktriangle$  –  $v_0 = 12 \text{ м/с}$ ;  $\bullet$  –  $v_0 = 13 \text{ м/с}$ ;  $\square$  –  $v_0 = 15 \text{ м/с}$

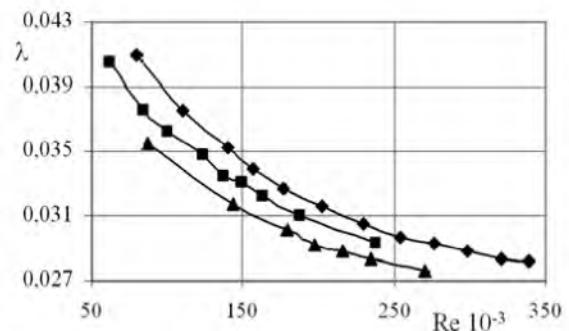


Рис. 2 Зависимость  $\lambda$  от  $Re$  при разных  $\mu_{мас} / \mu_1$ :  $\blacklozenge$  –  $n=1$  (изотермическое течение);  $\blacksquare$  –  $n=0,65$ ;  $\blacktriangle$  –  $n=0,45$

Причиной увеличения гидравлического сопротивления является возрастание вязкости вдоль канала вблизи ее внешней стенки. Кроме того, вдоль канала касательные напряжения увеличиваются как у внешней, так и у внутренней стенки, вязкость на которой постоянна. Таким образом, увеличение гидравлического коэффициента трения вдоль канала является следствием не только изменения физической вязкости. Дополнительным фактором является изменение градиента скорости на стенках, вызванного тепловым расширением. На рис. 3 показаны графики изменения касательных напряжений  $\bar{\tau}$  и градиентов скорости  $\bar{G}$ , приведенных к соответствующим значениям изотермического потока для случая  $v_0 = 15 \text{ м/с}$ .

Неодинаковые температурные условия на стенках являются причиной неодинаковых условий развития вязких пристенных слоев. Толщина вязкого слоя определяется по формуле Никурадзе

$$\delta = 11,6 \frac{\mu_c}{\rho_c u_*},$$

где  $u_* = \sqrt{\tau/\rho_c}$  – динамическая скорость;  $\mu_c$  и  $\rho_c$  – динамическая вязкость и плотность воздуха, соответствующие температуре стенки.

Следовательно, у внутренней стенки, где вязкость больше, а плотность меньше, толщина слоя больше, чем у внешней (повышенные значения касательных напряжений у внешней стенки по сравнению с внутренней не компенсируют влияние изменений свойств воздуха). В таблице показаны расчетные результаты для  $v_0 = 15\text{ м/с}$ . Как видно,  $\delta$  у внешней стенки нарастает, что связано с увеличением температуры воздуха вдоль канала, а толщина вязкого слоя у внутренней стенки снижается из-за увеличивающейся динамической скорости. Сравнивая абсолютные значения  $\delta$  у обеих стенок с заданной шероховатостью канала, легко заметить, что течение на всей протяженности внутренней стенки происходит в области гидравлически гладких труб. У внешней на участке  $x/H > 258$  – так же в области гладкостенного течения, а  $x/H < 215$  – в переходной области.

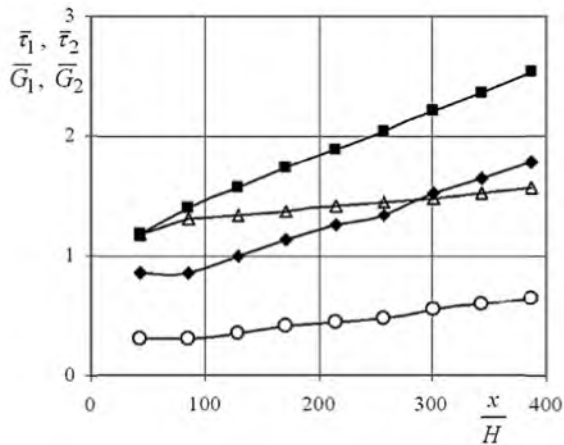


Рис. 3. Относительные касательные напряжения и градиенты скорости: ■ –  $\bar{\tau}_2$ ; ◆ –  $\bar{\tau}_1$ ; △ –  $\bar{G}_2$ ; ○ –  $\bar{G}_1$

Таким образом, при неизо термическом течении может наблюдаться ситуация, когда разные части поверхности трубы в одном сечении находятся в разных зонах гидравлического сопротивления.

На рис. 5 представлены эпюры относительных скоростей (отношение местной скорости в точке с поперечной координатой  $y$ , отсчитываемой от внутренней стенки, к среднерасходной скорости в данном сечении) для  $v_0 = 15\text{ м/с}$ .

Из графиков видно, что форма эпюры скоростей существенно зависит от температурного фактора. За счет уменьшения плотности эпюра вдоль обогреваемого канала становится более „наполненной“, и, по сравнению с изотермическим потоком, ее максимум смещается к внутренней стенке.

Таблица

Изменение толщины пристенных слоев

$\frac{x}{H}$	Изотермическое течение		Неизо термическое течение	
	$\delta_1, \text{ мм}$	$\delta_2, \text{ мм}$	$\delta_1, \text{ мм}$	$\delta_2, \text{ мм}$
43	0,139	0,126	0,650	0,116
86	0,137	0,128	0,659	0,117
129	0,138	0,129	0,646	0,128
172	0,138	0,129	0,627	0,139
215	0,138	0,129	0,595	0,148
258	0,138	0,129	0,595	0,157
301	0,138	0,129	0,554	0,166
344	0,138	0,129	0,558	0,173
387	0,138	0,129	0,537	0,179

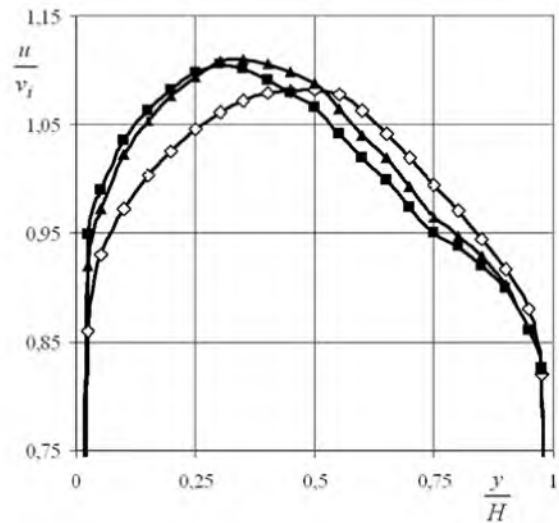


Рис. 4. Эпюры относительных скоростей: ■ –  $x/H = 129$ ;  $n = 0,49$ ;  $\theta_c = 2,31$ ; ▲ –  $x/H = 387$ ;  $n = 0,64$ ;  $\theta_c = 1,57$ ; ◆ – изотермическое течение

Особого рассмотрения требует вопрос гидродинамической стабилизации неизо термического течения. Механизм стабилизации изотермического деформированного потока можно рассматривать как его эволюцию к состоянию, в котором диссипации энергии являются минимально возможными для данных граничных условий и свойств жидкости. По достижению такого состояния поток вдоль канала уже не изменяет своей кинематической структуры. Для каждого потока с определенными граничными

условиями и свойствами жидкости существует единственное характерное распределение скоростей. Именно по его постоянству и судят о наступлении гидродинамической стабилизации. Таким образом, за счет действия сил вязкого трения, возмущенный на входе в прямой участок поток асимптотически приближается к стабилизированному состоянию.

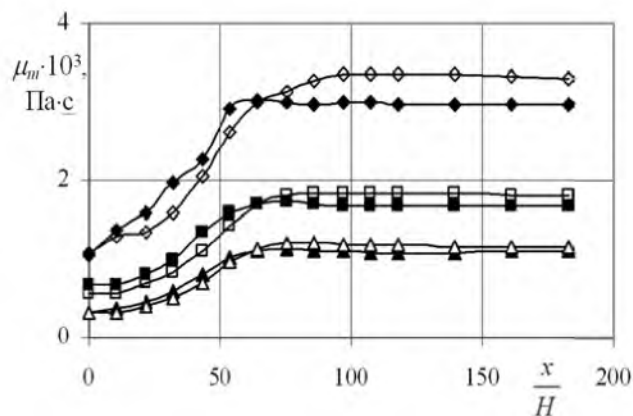


Рис. 5. Изменение турбулентной вязкости вдоль кольцевого канала: изотермическое течение:  $\blacklozenge$  –  $v_0 = 15 \text{ м/с}$ ;  $\blacksquare$  –  $v_0 = 8 \text{ м/с}$ ;  $\blacktriangle$  –  $v_0 = 5 \text{ м/с}$ ; неизомермическое течение:  $\diamond$  –  $v_0 = 15 \text{ м/с}$ ;  $\square$  –  $v_0 = 8 \text{ м/с}$ ;  $\triangle$  –  $v_0 = 5 \text{ м/с}$

Принципиальным отличием неизомермической гидродинамической стабилизации является существование двух источников возмущения – разового (местного), обусловленного резким изменением граничных условий, и непрерывного, обусловленного тепловым воздействием и вызванного им, изменением вдоль канала свойств жидкости. Для оценки влияния первого (собственно гидродинамического фактора) характеристика кинематической структуры не может быть критерием, поскольку поле скоростей меняется постоянно как из-за термического ускорения, так и из-за меняющегося вдоль канала распределения вязкости. Следовательно, для характеристики гидродинамической стабилизации неизомермических потоков необходимы иные критерии. Особого определения требует и само понятие гидродинамически стабилизированного неизомермического потока, поскольку классическое его представление как потока с не изменяющимся вдоль течения распределением скоростей не вполне соответствует происходящим процессам. Строго говоря, исходя из таких представлений, любое течение с теплообменом не может считаться стабилизированным. Поэтому в дальнейшем гидродинамически стабилизированным неизомермическим потоком будем считать поток с плавно меняющимся распределением скоростей, обусловленным исключительно изменением физических свойств жидкости, зависящих от температурного фактора. Тогда под длиной участка гидродинамической стабилизации следует понимать

расстояние от местного сопротивления до сечения, в котором влияние деформации потока становится исчезающе малым. Критерием стабилизации в таких условиях должна быть величина, не зависящая от теплообмена, например, интенсивность турбулентности или турбулентная вязкость  $\mu_m$ . Обоснованием этому служит тот факт, что для изотермической стабилизации длина пути установления неизменного профиля скоростей и турбулентной вязкости практически совпадают, а также то, что при неизомермическом течении, при меняющихся вдоль канала профилях скоростей, существует сечение, после которого турбулентная вязкость не меняется (рис. 4). Участок канала от места деформации (входа в канал) до этого сечения и следует считать участком гидродинамической стабилизации неизомермического потока.

**Выводы.** Путем численного моделирования получены результаты, свидетельствующие о том, что гидравлическое сопротивление воздушного потока в напорном канале кольцевого сечения в значительной мере зависит от неравномерности распределения физических свойств. Чем больше неравномерность распределения вязкости в сечении, тем меньше при прочих равных условиях локальное значение гидравлического коэффициента трения, т.е. эффект характерен не только для ламинарного, но и для турбулентного режима. Причем, при неизомермическом течении за счет изменения свойств газа вдоль канала меняются значения касательных напряжений на стенках, градиентов скорости и толщины пристенного слоя. Различны они и для противоположных стенок в одном сечении. Таким образом, в отличие от изотермического потока, течение с неравномерным распределением вязкости может быть таковым, что разные стенки одного сечения находятся в разных зонах гидравлического трения.

Поскольку для неизомермических потоков длину участка гидродинамической стабилизации (в ее классическом понимании) определять по постоянству поля скоростей не представляется возможным, то под гидродинамически стабилизированным неизомермическим потоком предложено считать поток с плавно меняющимся распределением скоростей, обусловленным исключительно изменением физических свойств жидкости. В качестве критерия стабилизации предложена величина, не зависящая от теплообмена – турбулентная вязкость.

#### Список литературы / References

1. Бутенко А.Г. Влияние поперечного градиента вязкости на характеристики ламинарного потока в трубе кольцевого сечения / А.Г. Бутенко // Труды Одесского политехнического университета: научный и научно-производственный сборник по техническим и естественным наукам. – 2005. – Вып. 1(23). – С. 185–188.

Butenko, A.G. (2005). "The influence of transverse gradient of viscosity on characteristics of circular laminar flow", *Trudy Odesskogo Politekhnicheskogo Universiteta*, no. 1(23), pp. 185–188.

2. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др.] – СПб.: ВХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

Alyamovskiy, A.A., Sobachkin, A.A. and Odintsov, Ye.V. (2005), *SolidWorks Kompyuternoye modelirovaniye v inzhenernoy praktike* [SolidWorks. Computer Modeling in Engineering Practice], VHV-Peterburg, St.-Petersburg, Russia.

**Мета.** Визначення гідродинамічних характеристик неізотермічної турбулентної течії повітря в напірному каналі кільцевого перерізу з граничними умовами першого роду.

**Методика.** Реалізація мети дослідження здійснювалася шляхом числового моделювання у програмному середовищі Solid Works COSMOS FLO.

**Результати.** Отримані залежності зміни гідравлічного коефіцієнта тертя вздовж кільцевого каналу, що обігривається через внутрішню стінку, а також графіки залежності локального значення коефіцієнта Дарсі від числа Рейнольдса для різних значень ступеня нерівномірності розподілу в'язкості в цьому перерізі. Розраховані значення товщини пристінних шарів, дотичних напружень та градієнтів швидкості біля стінок каналу. Наведений аналіз особливостей гідродинамічної стабілізації неізотермічного турбулентного потоку в каналі кільцевого перерізу.

**Наукова новизна.** Доведено, що при турбулентній течії повітряного потоку в напірному каналі кільцевого перерізу при його обігріві через внутрішню стінку та при граничних умовах першого роду, гідравлічний опір вздовж течії зростає. Пояснення цьому ефекту надано шляхом аналізу причин і характеру зміни вздовж каналу товщини пристінних шарів, дотичних напружень та градієнтів швидкості. Встановлено, що збільшення ступеня нерівномірності розподілу в'язкості в даному перетині призводить до зниження локального значення коефіцієнта гідравлічних втрат. На підставі аналізу особливостей гідродинамічної стабілізації неізотермічного потоку в якості критерія стабілізації запропонована величина турбулентної в'язкості.

**Практична значимість.** Неізотермічна турбулентна течія в напірних каналах кільцевого перерізу характерна для теплообмінних апаратів типу „труба у трубі“. Проектування цих апаратів передбачає їх гідравлічний розрахунок. У даний час такі розрахунки ведуться без урахування нерівномірності температурного поля. Встановлені закономірності дозволяють урахувати неізотермічний характер течії й таким чином підвищити точність гідравлічних розрахунків.

**Ключові слова:** *неізотермічний потік, властивості рідини, гідравлічний коефіцієнт тертя, дотичні напруження, градієнт швидкості, товщина пристінного шару, турбулентна в'язкість*

**Purpose.** Determination of hydrodynamic features of non-isothermal turbulent flow of air in the pressure channel of the annular section with the boundary conditions of the first kind.

**Methodology.** The realization of the research objective was carried out by means of numerical simulation in the SOLID WORKS COSMOS FLO software.

**Findings.** The dependences of changes of the hydraulic coefficient of the friction along the annular channel, heated through the inner wall were obtained as well as graphs of dependences of the local value of Darcy coefficient on the Reynolds number for different values of the degree of uneven distribution of viscosity in the section. The values of the thickness of wall layers, shear stresses and velocity gradients near the channel walls were calculated. The features of hydrodynamic stabilization of non-isothermal turbulent flow in a channel of the annular section were analyzed.

**Originality.** It has been proved that hydraulic resistance along the flow increases under a turbulent flow of the air stream in the annular flow channel of cross section when heating through inner wall under boundary conditions of the first kind. The explanation for this effect is given by the analysis of the causes and nature of changes along the channel thickness of wall layers, shear stresses and velocity gradients. It has been found that the increase of the degree of uneven distribution of viscosity in this section leads to a decrease of the local values of the coefficient of hydraulic losses. The value of turbulent viscosity has been proposed as a criterion on the basis of analyzing the hydrodynamic stabilization peculiarities of non-isothermal flow.

**Practical value.** Non-isothermal turbulent flow in the flow channel of the annular section is typical for pipe-in-pipe heat exchangers. The design of these devices involves their hydraulic calculation. Currently, such calculations are carried out ignoring nonuniformity of the temperature field. The revealed regularities allow taking into account the nature of non-isothermal flow, and thereby improve the accuracy of hydraulic calculations.

**Keywords:** *non-isothermal flow, fluid properties, hydraulic friction, shear stresses, velocity gradient, thickness of the boundary layer, turbulent viscosity*

*Рекомендовано до публікації докт. техн. наук А.С. Мазуренком. Дата надходження рукопису 28.02.14.*