
МЕХАНИКА МАШИН

УДК 532.517.6;534.7;534.14

**ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ ПОТОКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ КОЛЕБАНИЙ**© 2019 г. А. С. Корнеев^{1,*}, О. В. Шмырков¹¹ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*** e-mail: korneev47@gmail.com*

Поступила в редакцию 16.01.2018 г.

Принята к публикации 25.06.2019 г.

Проведено комплексное экспериментальное и расчетное исследование нестационарного турбулентного закрученного течения в цилиндрической трубе с расширением. Получены распределения давления вдоль стенки канала, которые сопоставляются с результатами расчетов, выполненных по нескольким моделям турбулентности. Наилучшее согласие с экспериментальными данными дала модель, основанная на теории ренормализационной группы, а также модели: напряжений Рейнольдса, крупных вихрей и отсоединенных вихрей. Представлены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики гидродинамических генераторов колебаний с закруткой и без закрутки потока. Полученные данные могут быть использованы при проектировании генераторов колебаний для волновых технологий.

Ключевые слова: турбулентность, закрутка, эксперимент, расчет, гидродинамические генераторы колебаний, амплитудно-частотные характеристики

DOI: 10.1134/S0235711919050043

Введение. Гидродинамические генераторы колебаний [1] являются одними из основных типов устройств, используемых в волновых технологиях [2]. Поэтому разработка методов расчета и экспериментальные исследования таких генераторов являются актуальными задачами. В генераторах вихревого типа закрутка потока оказывает двойственное влияние на интенсивность турбулентных пульсаций. С одной стороны, при наличии закрутки возникают дополнительные составляющие пульсаций скорости, что увеличивает степень турбулентности. С другой стороны, вследствие центробежных эффектов жидкость отбрасывается на периферию потока, где происходит ослабление турбулентных пульсаций из-за трения о стенки. Это приводит к уменьшению степени турбулентности.

В работе Мураками и Кикюямы [3] исследовался турбулентный поток воды во вращающейся трубе. Вода подавалась в длинную неподвижную трубу, образуя установившийся турбулентный профиль продольной скорости. Незакрученный поток попадал во вращающуюся трубу и вовлекался во вращение из-за трения о стенки. Вращающаяся труба имела сегменты различной длины. Между этими сегментами располагался насадок полного давления, который мог перемещаться по радиусу. По величине динамического давления определялся профиль скорости. Измерения показали, что при движении по вращающейся трубе профиль осевой компоненты скорости изменяется и преобразуется из установившегося турбулентного в параболический, характерный для ламинарного течения. Распределение давления вдоль стенки канала с увеличением скорости закрутки приближается к ламинарному.

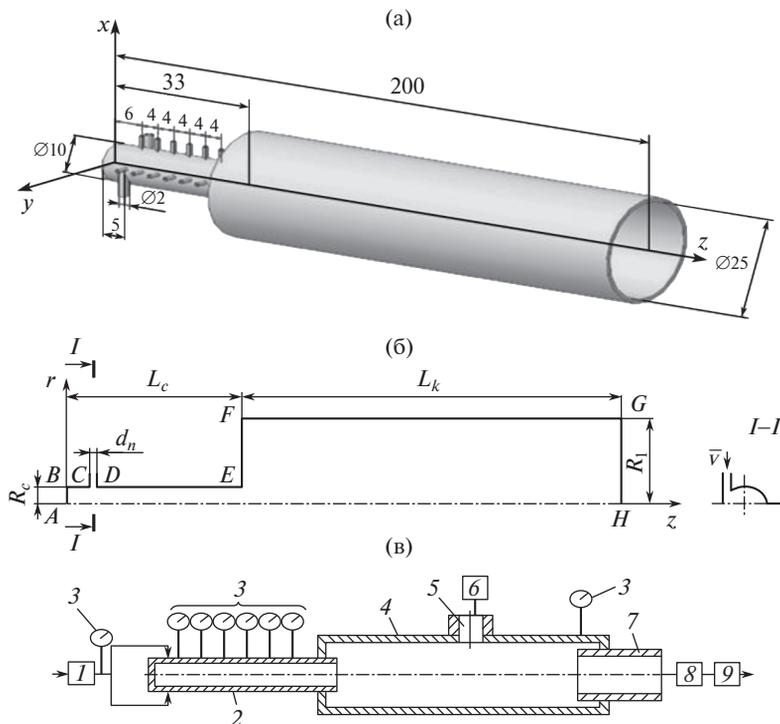


Рис. 1. Исследованный генератор: а) трехмерная модель, б) схема расчетной области, в) схема экспериментальной установки: 1 – насос, 2 – гидродинамический генератор колебаний, 3 – манометры, 4 – рабочая камера, 5 – датчик давления, 6 – осциллограф, 7 – дроссель, 8 – расходомер, 9 – регулировочный вентиль.

В работе Борисенко А.И., Костикова О.Н. и Чумаченко В.И. [4] с помощью термоанемометра были проведены измерения интенсивности турбулентных пульсаций во вращающейся трубе, через которую проходил воздушный поток. Получено, что во вращающемся канале уменьшение интенсивности пульсаций начинается вблизи стенки, а по мере удаления от входа распространяется на центральную область трубы. Таким образом, в условиях, характерных для работ [3] и [4], закрутка приводила к ламинаризации течения.

Объект исследования. В настоящей статье экспериментальные исследования проводились на гидродинамическом генераторе колебаний, показанном на рис. 1.

Этот генератор представлял собой цилиндрический канал с расширением (рабочей камерой). Рабочая жидкость (водопроводная вода) подавалась через два тангенциальных отверстия, обеспечивающих закрутку потока. Для измерения давления на стенке канала было выполнено по 6 отверстий в плоскостях xz и yz . С помощью трубок отверстия соединялись с манометрами (рис. 1а).

На расчетной схеме генератора (рис. 1б) участки AB и EF представляли собой торцевые стенки, BE – цилиндрическую стенку канала, FG – цилиндрическую стенку камеры, GH – выходное сечение. На участке CD располагались подающие отверстия. Сечение $I-I$ было проведено через оси симметрии этих отверстий.

Эксперименты проводились на установке, схема которой представлена на рис. 1в. Водопроводная вода подавалась на вход насоса 1 и под давлением p_{in} направлялась в генератор 2. Давление воды измерялось манометрами 3 класса 1. После выхода из генератора вода попадала в рабочую камеру 4. Для измерения пульсаций давления в камере был установлен пьезоэлектрический датчик давления 5 типа 701А фирмы

“Кистлер”. Запись и обработка спектров проводилась с помощью осциллографа “Лекрой” 6. Через дроссель 7, расходомер 8 и регулировочный вентиль 9 отработавшая вода уходила на слив. С помощью вентилей 9 устанавливалось требуемое давление в камере p_{out} .

Представленные ниже результаты были получены при значении абсолютного давления воды на входе в генератор $p_{in} = 5.1$ МПа и давления на выходе $p_{out} = 0.24$ МПа. Расход жидкости был равен $Q = 23.3$ дм³/мин, число Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости в канале, $Re \approx 50000$.

Математическая модель. Расчеты течения выполнялись на основе решения системы уравнений неразрывности и Навье–Стокса для осесимметричного течения [5] совместно со стандартной $k - \epsilon$ моделью турбулентности [6]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v)}{\partial r} = 0. \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_s \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_s \frac{\partial u}{\partial r} \right); \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial z} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_s \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_s \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \mu_s \frac{v}{r^2} + \rho \frac{w^2}{r}; \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial z} + \rho v \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_s \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_s \frac{\partial w}{\partial r} \right) - \mu_s \frac{w}{r^2} - \rho \frac{vw}{r}; \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u \frac{\partial k}{\partial z} + \rho v \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right] + G - \rho \epsilon; \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho u \frac{\partial \epsilon}{\partial z} + \rho v \frac{\partial \epsilon}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right] + C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}. \quad (6)$$

Здесь $G = G_{u,v} + G_w$; $\mu_s = \mu + \mu_t$; $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$;

$$G_{u,v} = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right\};$$

$$G_w = \mu_t \left[\left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w}{r} \right) \right)^2 - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w^2}{r} \right) \right];$$

$$C_1 = 1.44; \quad C_2 = 1.92; \quad C_\mu = 0.09; \quad \sigma_k = 1.0; \quad \sigma_\epsilon = 1.3.$$

Вблизи стенок канала, где имеется ламинарный подслои, вместо уравнения (6) использовались пристеночные функции, предложенные в работе [7].

Система уравнений (1)–(6) решалась методом поправок к давлению [8] по алгоритму SIMPLE. В этом методе вместо уравнения неразрывности решается выведенное на его основе уравнение для поправок к давлению p' . По мере достижения установившегося решения в цикле итераций по давлению поправки p' приближаются к нулю. Развитие математической модели для учета кавитации представлено в [9].

В качестве граничных условий на твердых стенках AB , BC , DE , EF и FG (рис. 1, б) использовались условия прилипания: $u = v = w = 0$, $p' = 0$, $\partial p'/\partial n = 0$, $k = 0$, $\partial \epsilon/\partial n = 0$, n – координата по нормали к стенке.

На оси симметрии AH : $\partial u/\partial r = 0$, $v = 0$, $w = 0$, $\partial p'/\partial r = 0$, $\partial p/\partial r = 0$, $\partial k/\partial r = 0$, $\partial \epsilon/\partial r = 0$.

В области входа жидкости CD : $u = 0$, $v = v_0$, $w = w_0$, $p' = 0$, $\partial p/\partial r = 0$, $k = k_0$, $\epsilon = \epsilon_0$. Здесь $v_0 = Q/(2\pi R_c d_0)$, $w_0 = 4Q/(\pi d_0^2 n_0)$, $k_w = (k_{in} v_0)^2/2$, $\epsilon_0 = C_\mu k_w \sqrt{k_w}/(0.1 d_0)$, n_0 – количество подающих отверстий. В данной работе принималось $n_0 = 2$, $k_{in} = 0.05$.

На выходе GH : $p = p_{out}$, $\partial F/\partial z = 0$ – “мягкие” граничные условия, где F – одна из переменных: u , v , w , p' , k , ϵ .

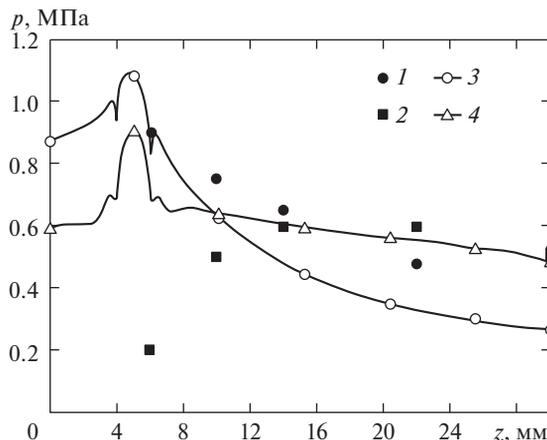


Рис. 2. Распределение давления на стенке канала генератора: эксперименты в плоскости xz (1) и yz (2), расчеты по турбулентной (3) и ламинарной (4) модели.

Результаты исследований. Эксперименты показали, что отклонения от осесимметричности в распределении давления вдоль цилиндрической стенки канала BE (рис. 16) проявляются до расстояний 10–12 мм от левой торцевой стенки AB (рис. 2).

Расчет по полной системе уравнений (1)–(6) с использованием стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности дал результаты, согласующиеся с экспериментальными данными для плоскости xz до расстояний $z \approx 14$ мм. На остальной длине наблюдались заметные отклонения. Для выяснения причин этого расхождения был выполнен расчет по ламинарной модели с использованием только уравнений неразрывности и Навье–Стокса (1)–(4). Его результаты лучше согласуются со средними экспериментальными данными для плоскостей xz и yz , начиная с расстояния $z \approx 14$ мм.

Кроме того, были выполнены расчеты с помощью коммерческой программы ANSYS Fluent [10]. Зависимости давления на оси симметрии в сечении подающих отверстий (сечение $I-I$ на рис. 16) от времени для различных моделей турбулентности представлены на рис. 3.

Система уравнений в ANSYS Fluent для стандартной модели турбулентности (*standard*) была аналогична (1)–(6), но записывалась в декартовой системе координат. Для этой модели турбулентности, а также для реализуемой (*realize*), двухпараметрической $k-\omega$ и трехпараметрической $k-\kappa-\omega$ пульсации давления по времени отсутствовали. Все перечисленные модели турбулентности давали нефизические отрицательные давления в приосевой области канала. Это означало, что в канале возникала кавитация. Расчеты с использованием моделей кавитации, реализованных в программе ANSYS Fluent, не позволили устранить отрицательные давления. Таким образом, перечисленные модели турбулентности не вполне адекватно описывают закруженные течения в гидродинамическом генераторе колебаний. Модель, основанная на теории ренормализационной группы (*RNG*), модель напряжений Рейнольдса (*RSM*), модель крупных вихрей (*LES*) и модель отсоединенных вихрей (*DES - k - \epsilon*) выявили наличие колебаний давления, которые наблюдались в экспериментах.

Результаты расчетов давления у стенки канала по стандартной модели турбулентности и ламинарной модели оказались близкими и достаточно заметно отклонялись от экспериментальных данных как в плоскости xz (рис. 4), так и в плоскости yz (рис. 5).

Для режимов с пульсациями расчетные данные на рис. 2–5 представлены для моментов времени, соответствующих максимуму давления на оси симметрии в сечении подающих отверстий ($I-I$ на рис. 16).

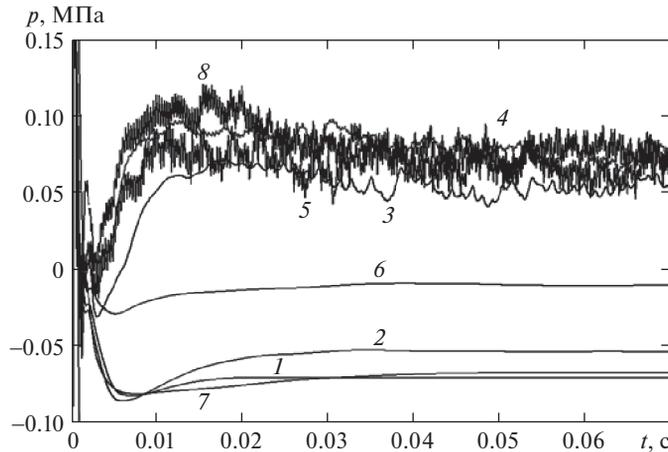


Рис. 3. Зависимости давления на оси симметрии в сечении подающих отверстий от времени для моделей турбулентности: 1 – *standard*, 2 – *realize*, 3 – *RNG*, 4 – *RSM*, 5 – *LES*, 6 – *k-omega*, 7 – *k-kl-omega*, 8 – *DES – k – ε*.

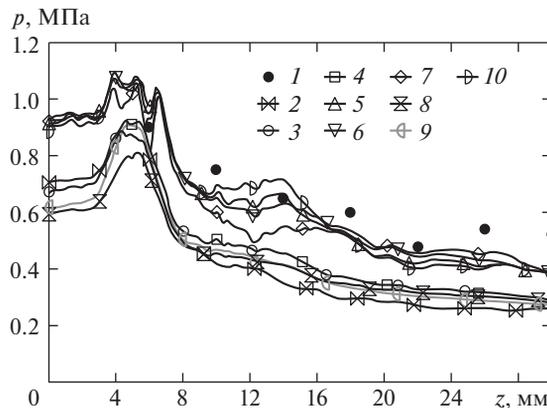


Рис. 4. Распределение давления на стенке канала генератора: эксперимент в плоскости xz (1), расчеты ANSYS Fluent по ламинарной модели (2) и по моделям турбулентности: *standard* (3), *realize* (4), *RNG* (5), *RSM* (6), *LES* (7), *k-omega* (8), *k-kl-omega* (9), *DES – k – ε* (10).

Таким образом, из всех моделей турбулентности, имеющиеся в программе ANSYS Fluent, наилучшее согласие с экспериментальными данными для плоскости xz дали: модель, основанная на теории ренормализационной группы (*RNG*), модель напряжений Рейнольдса (*RSM*), модель крупных вихрей (*LES*) и модель отсоединенных вихрей (*DES – k – ε*) (рис. 4). Но и по этим моделям наблюдались заметные отклонения расчетных и экспериментальных данных в плоскости yz , особенно вблизи подающих отверстий ($z = 6$ мм, рис. 5).

Амплитудно-частотные характеристики. Для исследования влияния закрутки потока на амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) был изготовлен гидродинамический генератор, аналогичный представленному на рис. 1, но с радиальными отверстиями, расположенными в плоскости xz .

В этом генераторе закрутка отсутствовала. При абсолютном давлении на выходе из камеры $p_{out} = 0.24$ МПа наличие закрутки привело к появлению более резко выраженных максимумов в низкочастотной области спектра (рис. 6а, 6б). С повышением дав-

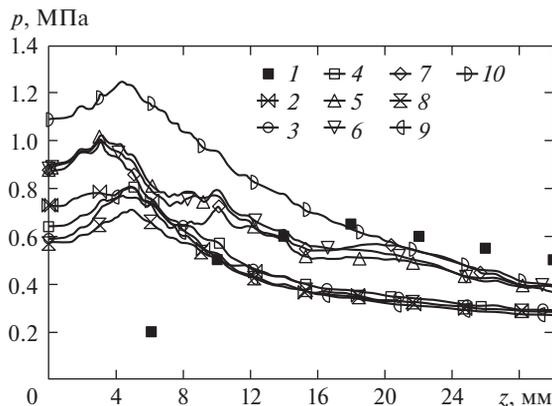


Рис. 5. Распределение давления на стенке канала генератора: эксперимент в плоскости yz (1), расчеты ANSYS Fluent по ламинарной модели (2) и по моделям турбулентности: *standard* (3), *realize* (4), *RNG* (5), *RSM* (6), *LES* (7), *k-omega* (8), *k-kl-omega* (9), *DES-k-epsilon* (10).

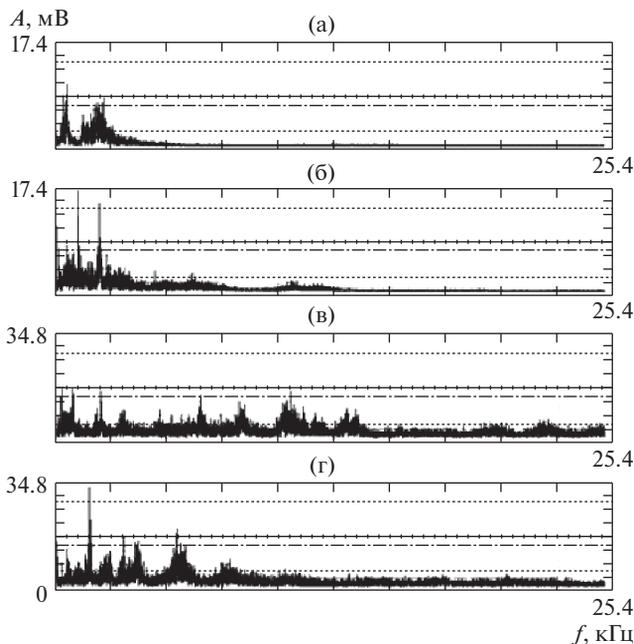


Рис. 6. Экспериментальные АЧХ при абсолютном давлении на выходе из камеры $p_{out} = 0.24$ МПа (а, б) и $p_{out} = 0.45$ МПа (в, г) для генератора без закрутки потока (а, в) и с закруткой (б, г).

ления на выходе из камеры до $p_{out} = 0.45$ МПа появился более резко выраженный максимум в низкочастотной области спектра и ослабла интенсивность колебаний в высокочастотной области (рис. 6в, 6г).

Заклучение.

1. Получены экспериментальные данные о распределении давления вдоль канала гидродинамического генератора колебаний вихревого типа. Эти данные могут быть использованы как для тестирования расчетных моделей, так и непосредственно при

разработке генераторов с целью повышения их энергетической эффективности путем уменьшения требуемого уровня давления на входе.

2. Выполнен расчет турбулентного нестационарного закрученного течения в генераторе с помощью авторской программы, основанной на решении системы уравнений неразрывности и Навье–Стокса для осесимметричного течения совместно со стандартной $k - \epsilon$ моделью турбулентности. Расчетные распределения давления вдоль канала генератора в плоскости, параллельной подающим отверстиям, согласуются с экспериментальными примерно на 1/3 от длины канала. На остальной длине расчетное давление падает быстрее, чем экспериментальное.

3. Аналогичные расчеты были выполнены с помощью коммерческой программы ANSYS FLUENT в трехмерном приближении, без допущения об осесимметричности, по 8 моделям турбулентности, реализованным в этой программе. Расчетные данные, наиболее близкие к экспериментальным, в плоскости, параллельной подающим отверстиям, дали модели турбулентности ренормализационной группы (RNG), напряжений Рейнольдса (RSM), крупных вихрей (LES). В плоскости, перпендикулярной подающим отверстиям, все использованные модели показали заметные отклонения от экспериментальных значений, особенно на начальном участке канала. Причиной этих расхождений, вероятно, является влияние закрутки потока, не учитываемое в рассмотренных моделях турбулентности. В то же время, по известным экспериментальным работам, закрутка приводит к ламинаризации течения.

Таким образом, в условиях, характерных для гидродинамических генераторов колебаний вихревого типа, использование одних только расчетов по известным моделям турбулентности, без их экспериментальной проверки, затруднительно рекомендовать для проектирования таких генераторов.

4. Получены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики гидродинамических генераторов колебаний аналогичных размеров как с закруткой, так и без закрутки потока. Показано, что колебания давления возникают в обоих случаях, но при наличии закрутки изменяется вид амплитудно-частотных характеристик. Характер этих изменений зависит от величины давления на выходе из рабочей камеры. Таким образом, появляется дополнительная возможность управления этими характеристиками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Avduevskii V.S., Ganiev R.F., Kalashnikov G.A. et al.*, RF Patent 2015749, Byull. Izobret, 1994.
2. *Ganiev R.F., Ukrainski L.E.* Nonlinear wave mechanics and oscillatory phenomena on the basis of high technologies, Begell house, USA, 2012. P. 580.
3. *Murakami Mitsukiyo, Kikuyama Kouji.* Turbulent Flow in Axially Rotating Pipes // Trans. ASME. J. Fluids Eng. 1980. V. 102. P. 97.
4. *Borisenko A.I., Kostikov O.N., Chumachenko V.I.* Experimental Study of turbulent flow in a rotating channel // J. Eng. Phys. 1975. V. 24. P. 770.
5. *Schlichting H.* Boundary-Layer Theory. 7th Edition. // J. McGraw-Hill, Inc., New York, USA, 1979. P. 419.
6. *Launder B.E., Spalding D.B.* The numerical computation of turbulent flows // Comput. Methods in Appl. Mech. and Eng. 1974. V. 3. № 2. P. 269.
7. *Craft T.J., Gerasimov A.V., Iacovides H., Launder B.E.* Progress in the generalization of wall-function treatments // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2002. V. 23. P. 148.
8. *Patankar S.V.* Numerical Heat Transfer and Fluid Flow // McGraw-Hill, Hemisphere Publishing Corporation, 1980. P. 197.
9. *Korneev A.S.* Mathematical Simulation of Hydrodynamic Generators of Oscillations // Fluid Dynamics. 2013. V. 48. № 4. P. 471.
10. ANSYS Fluent Release 12.1 ANSYS, Inc., Canonsburg, USA, 2009; <http://www.ansys.com>