

УДК 621.515:621.438

**В.П. ГЕРАСИМЕНКО**, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков;  
**Р.А. ДОВЛЕТОВ**, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков;  
**А.С. ТКАЧУК**, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков

### ДИАГНОСТИКА СРЫВНЫХ РЕЖИМОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Методом спектрального анализа рассмотрены основные причины вибрации пятиступенчатого центробежного компрессора. Выяснено влияние срывных процессов на эти вибрации.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, срывные режимы, вибрационный диагностические признаки, спектральный анализ.

Нарушение газодинамической устойчивости центробежных компрессоров (ЦБК) – достаточно частое явление в газотранспортной отрасли, химической промышленности [1, 2] и турбонаддувочных агрегатах дизелей. Помпаж и вращающийся срыв – основные формы этой неустойчивости вызывают значительную вибрацию, способную привести к разрушению ЦБК. Поэтому они являются серьезным ограничением режимов работы. Несмотря на наличие многих публикаций [3–11] по данным явлениям, сложилась кажущаяся путаница в представлениях о механизме и причинах образования зон срыва в турбомашинах. Особенности развития срыва в ЦБК [7, 8] подтверждают это.

Целью данного исследования является анализ срывных процессов в ЦБК для выяснения указанной путаницы. Обратимся к случаю обнаружения значительных вибраций (рис. 1) пятиступенчатого ЦБК газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-6,3А/30-2,2 [8] при эксплуатации в опытной точке Э на далеко нерасчетном режиме эталонной характеристики (рис. 2) с параметрами: частота вращения  $n = 7200$  об/мин; производительность  $Q = 5,25$  млн. м<sup>3</sup>/сут; степень повышения давления  $\pi = 1,65$ ; КПД  $\eta_{пол} = 0,57$ ; давление и температура на входе  $P_1 = 1,825$  МПа и  $T_1 = 306$  К.

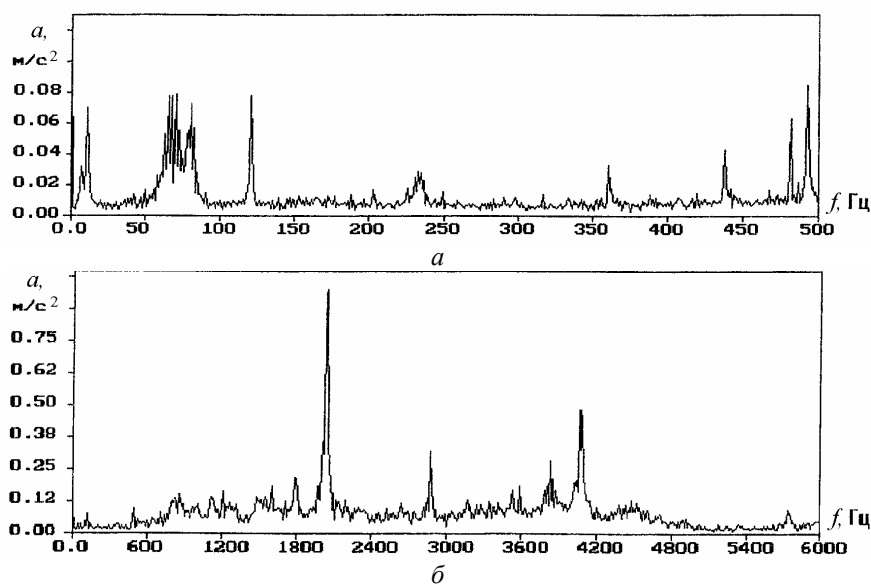


Рис. 1 – Спектрограммы виброускорений ЦБК ГПА-Ц-6,3А/30-2,2  
 а – низкочастотная область; б – высокочастотная область

© В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук, 2013



Рис. 2 – Эталонная характеристика ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Точка Р на характеристике соответствует расчетным параметрам:  $Q_p = 3,05$  млн. м<sup>3</sup>/сут;  $\pi_k = 2,2$ ;  $\eta_{пол} = 0,76$ ;  $P_1 = 1,35$  МПа;  $T_1 = 328$  К;  $R_{\Gamma} = 488,21$  Дж/(кг·К) при частоте вращения  $n = 7950$  об/мин, несколько ниже номинальной. Параметры номинального режима ГПА составляли:  $Ne = 6,3$  МВт;  $\eta_e = 0,31$ ;  $n_n = 8200$  об/мин;  $Q_n = 3,35$  млн. м<sup>3</sup>/сут;  $\pi_n = 2,2$ ;  $\eta_n = 0,75$ . Опытный ЦБК относится к ГПА нового поколения мощностью 6,3 МВт [12]. Некоторые геометрические параметры его рабочих колес (РК) представлены в таблице 1. Отсутствие этих данных в работе [8] не позволило выполнить поступенчатый анализ развития срывных процессов в ЦБК.

Таблица 1

Геометрические параметры рабочих колес ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Параметры	Ступени				
	1	2	3	4	5
$\beta_{1л}$ , град	31,5	31,5	36,7	36,7	36,9
$\beta_{2л}$ , град	43,8	43,8	48,3	48,3	46,0
$z_{рк}$ , шт.	17	17	17	17	15

Эксплуатационный режим работы в точке Э на эталонной характеристике ЦБК (рис. 2) значительно смещен вправо от точки Р по относительной приведенной производительности  $\tilde{Q} = (Q/n)_э / (Q/n)_р = 1,9$ . При этом угол атаки на загнутых назад лопатках РК первой ступени с  $\beta_{1л} = 31,5^\circ$ , рассчитанный по формуле

$$i = \arctg \frac{(\tilde{Q} - 1) \operatorname{tg} \beta_{1л}}{1 + \tilde{Q} \operatorname{tg}^2 \beta_{1л}} \quad (1)$$

в предположении отсутствия предварительной закрутки потока на входе с нулевым углом атаки на расчетном режиме, составил  $i = -18^\circ$ , что превышает критическую величину по отрыву для крыловых профилей. На лопатках РК последующих ступеней углы атаки имеют еще большие значения, ввиду более существенного смещения по относительной производительности в сторону турбинных режимов их работы из-за рассогласования ступеней [11]. Экспериментальные исследования двухступенчатого

ЦБК подобных ГПА [12] подтверждают более интенсивное возрастание углов атаки на лопатки РК2 в сравнении с РК1 из-за их рассогласования при повышении производительности. При большем числе ступеней нарастание углов атаки на лопатках рабочих колес последующих ступеней следует ожидать более значительным [11]. Такое обтекание загнутых назад лопаток в круговой решетке ЦБК соответствует отрывному режиму течения на выпуклой их стороне при обычных положительных углах атаки на крыловых профилях, при которых в осевых компрессорах обычно происходит возникновение вращающегося срыва. Хотя в системе ЦБК эти углы атаки отрицательные, а выпуклая сторона рабочих лопаток является стороной давления, отрыву потока от которой дополнительно способствует осевой вихрь. Случай образования вращающегося срыва при подобном обтекании профилей в круговой решетке одноступенчатого центробежного вентилятора с реактивным колесом исследован в работе [7], что подтверждает вероятность его возникновения в подобной ситуации в ЦБК.

Вибрационные исследования ЦБК [8] на эксплуатационном режиме Э (рис. 2) позволили выявить широкий спектр колебаний различной природы (рис. 1). В частности, сигнал оборотной частоты ротора  $n = 7200$  об/мин соответствует пику амплитуды  $f = 120$  Гц. Сигналы с частотами  $f = 240$  Гц,  $f = 360$  Гц и  $f = 480$  Гц соответствуют второй, третьей и четвертой оборотным гармоникам. Амплитуды виброускорений в полосе частот  $f = 60\text{--}80$  Гц, что составляют  $0,5\text{...}0,67$  от оборотной частоты, находятся в диапазонах, характерных для вращающегося срыва. Отсутствие четкой дискретности в спектре указанных колебаний подтверждает гидродинамическую их природу, когда зоны срыва в каждом радиальном колесе пятиступенчатого компрессора могли вращаться с незначительно отличающимися частотами. Сравнительно малые амплитуды этих виброускорений объясняются небольшими аэродинамическими нагрузками рабочих колес. Амплитуды виброускорений с частотой  $f \approx 10$  Гц соответствуют слабому помпажу.

В области высокочастотных колебаний (рис. 1б) наблюдается максимальный пик виброускорения при частоте  $f = 2040$  Гц, соответствующий лопаточной частоте при числе лопаток  $z_{л} = 17$  шт. в первых четырех колесах ( $f = z_{л} \cdot f_{об} = 17 \cdot 120 = 2040$  Гц) и получаемый в результате суммирования звуковых возбуждений на каждом колесе при отрывном обтекании лопаток, достигая максимального значения. При частоте  $f = 4080$  Гц пик виброускорения соответствует второй лопаточной гармонике. Амплитуда ускорений, вызванная последним пятым колесом с числом лопаток  $z_{л} = 15$  при частоте  $f = 15 \cdot 120 = 1800$  Гц – существенно меньшая. Таким образом, виброакустические методы исследований [2, 8] позволяют анализировать гидродинамические колебания в проточной части турбомашин. С другой стороны эти гидродинамические явления в проточной части турбомашины можно спрогнозировать расчетной оценкой срывного обтекания рабочих колес по смещению режима работы относительно оптимальной точки на характеристиках ступеней в виду их рассогласования в системе ЦБК.

Известно, что коэффициент теоретического напора  $\bar{H}_T$  рабочего колеса ЦБК линейно зависит от коэффициента расхода  $\bar{Q}$ , и при осевом входе потока в РК ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) определяется выражением [13]

$$\bar{H}_T = \mu(1 - \bar{Q} \operatorname{ctg} \beta_{1n}). \quad (2)$$

Линейный характер этой зависимости определяет форму напорных характеристик ступеней ЦБК, которая явилась основой статистического обобщения данных более ста компрессоров [14] в виде

$$\bar{H}_T = 0,95(1 - \tilde{Q}) + \bar{H}_{TO} \tilde{Q}, \quad (3)$$

где  $\tilde{Q} = \bar{Q}/\bar{Q}_O$  – относительный приведенный расход;  $\bar{Q}_O$  и  $\bar{H}_{TO}$  – параметры оптимального (расчетного) режима, соответствующие максимальному КПД при разных частотах вращения ротора компрессора, значения которых практически не зависят от частоты при  $Mu_2 \leq 0,6$ . Согласно этим же обобщениям [14] действительная напорная характеристика имеет вид параболы

$$\bar{H} = -0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_O - 0,15)\tilde{Q} + 0,45, \quad (4)$$

где  $\bar{H}_O = \bar{H}_{TO} \eta_{max}$  – действительный коэффициент напора оптимального режима. При этом обобщенная характеристика КПД описывается зависимостью [13]

$$\eta = \frac{-0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_{TO} \eta_{max} - 0,15)\tilde{Q} + 0,45}{0,95 - (0,95 - \bar{H}_{TO})\tilde{Q}}. \quad (5)$$

Следует отметить, что зависимости (3)–(5), представляя собой обобщенные характеристики ЦБК как изменения коэффициентов действительного и теоретического напоров относительно оптимального режима работы, не включают в себя в явном виде какие-либо геометрические и кинематические параметры ступеней, а также теплофизические свойства рабочего тела, и поэтому могут быть применены для анализа работы ЦБК как на природном газе, так и на воздухе. Испытания ЦБК [12], аналогичных Ц-6,3А/30-2,2, на воздухе и на природном газе подтверждают тождественность характеристик, что послужило основанием упрощения последующих расчетных исследований срывных процессов на воздухе вместо природного газа, на котором проводили испытания ЦБК в работе [8]. Первый этап расчетов заключался в «балансировке» параметров ступеней путем поступенчатого расчета на расчетном режиме работы ЦБК в точке Р характеристики (таблица 2).

Таблица 2

Основные параметры ЦБК и его ступеней на расчетном режиме

Параметры ЦБК	Ступени				
	1	2	3	4	5
$L_K = 109713$ Дж/кг	19948,67	20698,4	22287,8	22984,85	23793,0
$\pi_K = 2,2$	1,175	1,171	1,174	1,169	1,165
$T_1 = 328$ К	328,0	347,85	368,45	390,6	413,5
$\eta_K = 0,76$	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78

По полученным параметрам ступеней на расчетном режиме прогнозировались их параметры в опытной точке Э на характеристике ЦБК (рис. 2) по обобщенным характеристикам (3)–(5) с последующей балансировкой их значений. Угол натекания на лопатки пятого РК в точке Э характеристики ЦБК, рассчитанный по формуле (1), составляет  $i_5 \approx -22^\circ$ . При этом относительная приведенная производительность пятой ступени  $\tilde{Q}_5 = 2,22$  связана с относительной приведенной производительностью первой

ступени согласно их рассогласованию [4, 11] формулой  $\tilde{Q}_5 = \tilde{Q}_1 \cdot \frac{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)P}}}{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)E}}}$ , где  $m$  –

показатели политроп сжатия в предшествующих четырех ступенях определились по КПД.

Таким образом, спектральный анализ вибраций ЦБК в сочетании с анализом газодинамических процессов обтекания лопаточных венцов повышает достоверность диагностирования срывных режимов их работы.

**Список литературы:** 1. *Таргонський, В.О.* Явище помпажу та засоби його визначення і запобігання на нагнітачах ГПА [Текст] / В.О. Таргонський, В.В. Ніщета, О.І. Мамонов // Інформаційний огляд ДК «Укртрнсгаз». – 2005. – № 5(35) – С. 6-8. 2. *Beently, D.E.* Vibration diagnostics of the rotating stall gas flow in centrifugal compressors [Text] / D.E. Beently, P. Goldman // Bently Nevada: “Orbit”. – 2000. – V. 21, № 1. – P. 1-10. 3. *Грейцер.* Явление срыва потока в осевых компрессорах. (Обзор) [Текст] / Грейцер // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т. 102, № 2. – С. 72-97. 4. *Ершов, В.Н.* Неустойчивые режимы турбомашин. Вращающийся срыв [Текст] / В.Н. Ершов. – М.: Машиностроение. – 1966. – 180 с. 5. *Фринге.* Типы вращающихся срывов в рабочем колесе и в диффузоре компрессора с безлопаточным диффузором [Текст] / Фринге, Ван-ден-Брамбюссхе // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 2. – С. 93-100. 6. Исследования нестационарных процессов течения в турбинных ступенях с малым втулочным отношением [Текст] / Я.И. Шнеэ, В.И. Пономарев, М.В. Зайцев, Л.В. Поволоцкий, О.Н. Слабченко, А.Д. Немцов // Теплоэнергетика. – 1971. – № 10. – С. 33-38. 7. *Мадхаван.* Вращающийся срыв в центробежном вентиляторе, вызванный отрывом потока со стороны давления лопастей [Текст] / Мадхаван, Райт // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1985. – Т. 107, №3. – С. 145-153. 8. Вращающийся срыв в турбинном режиме работы компрессора [Текст] / В.П. Герасименко, М.В. Бойко, А.А. Гарагуль, Н.Б. Налесный // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 65-71. 9. *Fabri, J.* Rotating stall in axial flow compressors [Text] / J. Fabri // Internal Aerodynamics, Institution of Mechanical Engineers. (Conference Cambridge. Session 5: Unsteady flow effects, Paper 9) July 1967. – P. 96-110. 10. *Князев, В.С.* Вращающийся срыв в осевых компрессорных решетках и ступенях [Текст] / В.С. Князев // Сб.: Переменные режимы турбин и современные методы их расчета. № 150. – Л.: Судостроение. 1970. – С. 5-15. 11. *Герасименко, В.П.* Анализ процессов и разработка методов повышения эффективности компрессоров на нерасчетных режимах работы [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.12: защищена 13.01.94 / Владимир Петрович Герасименко. – Х., 1993. – 352 с. 12. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт [Текст] / В.П. Парафійник, В.М. Довженко, С.І. Наконечний, Є.Л. Фурса, О.П. Усатенко // Нафт. і газова пром-сть. – 1999. – № 5. – С. 41-47; (№ 6. – С. 40-44). 13. *Герасименко, В.П.* Определение характеристик центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях [Текст] / В.П. Герасименко // Питання розвитку газової промисловості України. – 2009. – Вип. XXXVII. – С. 293-299. 14. *Герасименко, В.П.* Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров [Текст] / В.П. Герасименко, Ю.А. Анимов, Т.М. Нурмухаметов // Авіац.-косм. техніка і технологія. – 2003. – № 37/2. – С. 65-69.

Поступила в редакцію 15.02.13

УДК 621.515:621.438

**Диагностика срывных режимов центробежного компрессора** [Текст] / В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 12(986). – С. 50-54. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Методом спектрального аналізу розглянуті основні причини вібрації п'ятиступінчастого відцентрового компресора. З'ясований вплив зривних процесів на ці вібрації.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, зривні режими, вібраційна діагностична ознака, спектральний аналіз

Principal causes of vibration five-stage centrifugal compressor by spectral treatment method have been considered. Influence blade stall process on this vibration is find out.

**Keywords:** centrifugal compressor, blade stall regimes, vibration diagnostic sing, spectrum analysis.

УДК 621.15.038

**А.А. ХАЛАТОВ**, д-р техн. наук; проф., академик НАНУ; Інститут технічної теплофізики НАН України; НТУУ «КПІ», Київ;

**М.В. БЕЗЛЮДНАЯ**, аспірант НТУУ «КПІ», Київ;

**Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ**, канд. техн. наук; зав. сектором, відділ турбін ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», Ніколаєв;

**С.Д. СЕВЕРИН**, канд. техн. наук; с.н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ;

**І.І. БОРИСОВ**, канд. техн. наук; ведучий н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ

### **АДАПТАЦІЯ $k$ - $\epsilon$ МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАДЖЕННЯ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ ПРИ ВДУВІ ЧЕРЕЗ ОДИН РЯД ЦИЛІНДРИЧЕСКИХ ОТВЕРСТІЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕННЯХ**

Представлено численне моделювання пленочного охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферических углубленнях. На основанні результатів експеримента була проведена адаптація  $k$ - $\epsilon$  моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, адиабатическая эффективность, сферические углубления, численное моделирование,  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности.

#### **Введение**

Пленочное (заградительное, завесное) охлаждение широко используется в охлаждаемых лопатках высокотемпературных газотурбинных двигателей различного назначения. Традиционно используемые схемы пленочного охлаждения основаны на подаче охладителя через систему одно- и двухрядных цилиндрических отверстий, ориентированных под углом 30...45 градусов к охлаждаемой поверхности. Однако, с повышением температуры газа в проточной части турбин потребное количество охладителя возрастает настолько заметно, что потери от охлаждения могут превысить теплофизический эффект от повышения температуры газа [1]. Поэтому поиск более эффективных схем пленочного охлаждения с меньшим расходом охладителя представляет собой актуальную научную и прикладную задачу. При этом альтернативные системы охлаждения должны обладать высокой технологичностью изготовления.

Таким требованиям удовлетворяет, в частности, исследованная в настоящей работе система пленочного охлаждения с выпуском охладителя через цилиндрические отверстия, расположенные в сферических углублениях.

В последние годы широкое распространение получило численное (*CFD*) моделирование систем пленочного охлаждения. Однако, как показали многочисленные исследования в данном направлении, использование стандартных моделей турбулентности, приводит к недопустимо большим погрешностям в определении параметров потоков при исследованиях пленочного охлаждения, и для достижения приемлемой точности *CFD*-расчетов часто требуется дополнительная адаптация моделей.

В настоящей работе выполнено численное моделирование пленочного охлаждения плоской пластины с подачей охлаждающего воздуха через один ряд цили-

---

© А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов, 2013

ндрических отверстий, выполненных в сферических углублениях. Тестирование модели турбулентности проводилось с использованием собственных экспериментальных данных по наиболее важному параметру – адиабатной эффективности плёночного охлаждения, который определялся как [1]:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_2},$$

где  $T_{\infty}$  – температура основного потока,  $T_2$  – температура вдуваемого воздуха в плоскости вдува;  $T_{aw}$  – температура адиабатной стенки.

Эксперименты проводились на установке, схема которой представлена в работе [2]. В этой работе приведены результаты исследований пленочного охлаждения плоской пластины двухрядной системой отверстий в сферических углублениях. При исследовании однорядной системы, отверстия и лунки первого ряда (вверх по потоку) замазывались акриловой шпаклевкой (в работе [2] не приведено).

Для оценки режимных параметров использовался параметр вдува  $m$  (часто называемый также коэффициентом вдува), который определялся по формуле:

$$m = \frac{W_2 \rho_2}{W_{\infty} \rho_{\infty}},$$

где  $W_{\infty}$ ,  $W_2$  – скорости основного потока и вдуваемого воздуха;  $\rho_{\infty}$ ,  $\rho_2$  – плотности основного потока и вдуваемого воздуха.

### Компьютерная модель

Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности с выдувом охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях была построена в *ANSYS Design Manager*. Она представляла собой канал, в который из большого объема (плenums) через один ряд цилиндрических отверстий, расположенных под углом  $30^\circ$  к поверхности пластины в сферических углублениях, подавался охладитель. Схема расположения отверстий представлена на рис. 1.

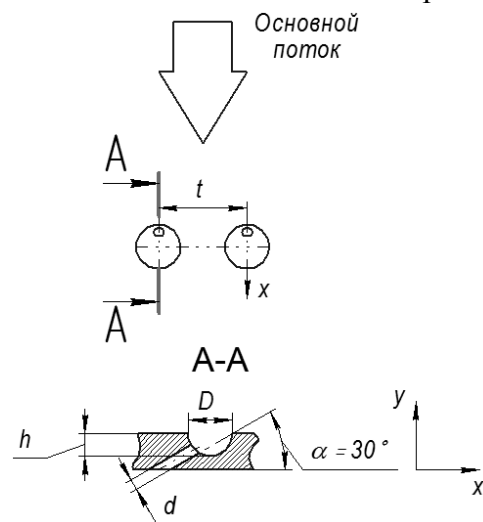


Рис. 1 – Схема расположения отверстий на пластине

сферического углубления  $D$  составлял 8 мм; относительная глубина  $h/D$  – 0,5; диаметр цилиндрических отверстий  $d$  – 3,2 мм; поперечный шаг  $t$  – 16 мм ( $t/d = 5$ ). Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость  $XY$  проходила через край углубления вниз по потоку (см. рис. 1, сечение  $A-A$ ). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно  $x/d = 12,5$  и  $x/d = 35$ . Геометрия компьютерной модели была взята из условий физического эксперимента, который и использовался для адаптации.

В расчетах использовалась неструктурированная комбинированная сетка, построенная при помощи сеточного генератора

ANSYS CFX Mesh 14. Она представляет собой комбинацию тетраэдральных элементов в области основного потока, с призматическими элементами вблизи твёрдых стенок, ограничивающих каналы расчётной модели. Сетка состояла из 2242808 элементов и 508023 узлов. На поверхности пластины, отверстий в углублениях и стенках пленума было выполнено сгущение. На поверхности пластины и верхней стенке пленума в области сгущения взято 20 ячеек, в каналах и углублениях – 15. Значение  $y^+$  во всех случаях находилось в пределах от 1 до 2, что удовлетворяет условиям применения моделей турбулентности  $k-\omega$  группы для корректного моделирования пристеночных течений, и может быть использовано для  $k-\epsilon$  моделей турбулентности с масштабируемой пристеночной функцией.

Осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса решались для вязкого теплопроводного газа в стационарной постановке задачи с использованием полного уравнения энергии. Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям эксперимента (нулевое значение толщины пограничного слоя перед участком вдува), при этом твёрдые границы расчётной области были заданы как адиабатные ( $q = 0$ ). На боковых поверхностях расчётной модели были заданы условия симметрии. Граничные условия, задаваемые в проведенных расчетах, соответствующие значениям параметра вдува  $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$  представлены в табл. 1. Интенсивность турбулентности основного потока равнялась 1%, данное значение было взято из условий эксперимента. Области задания граничных условий представлены на рис. 2.

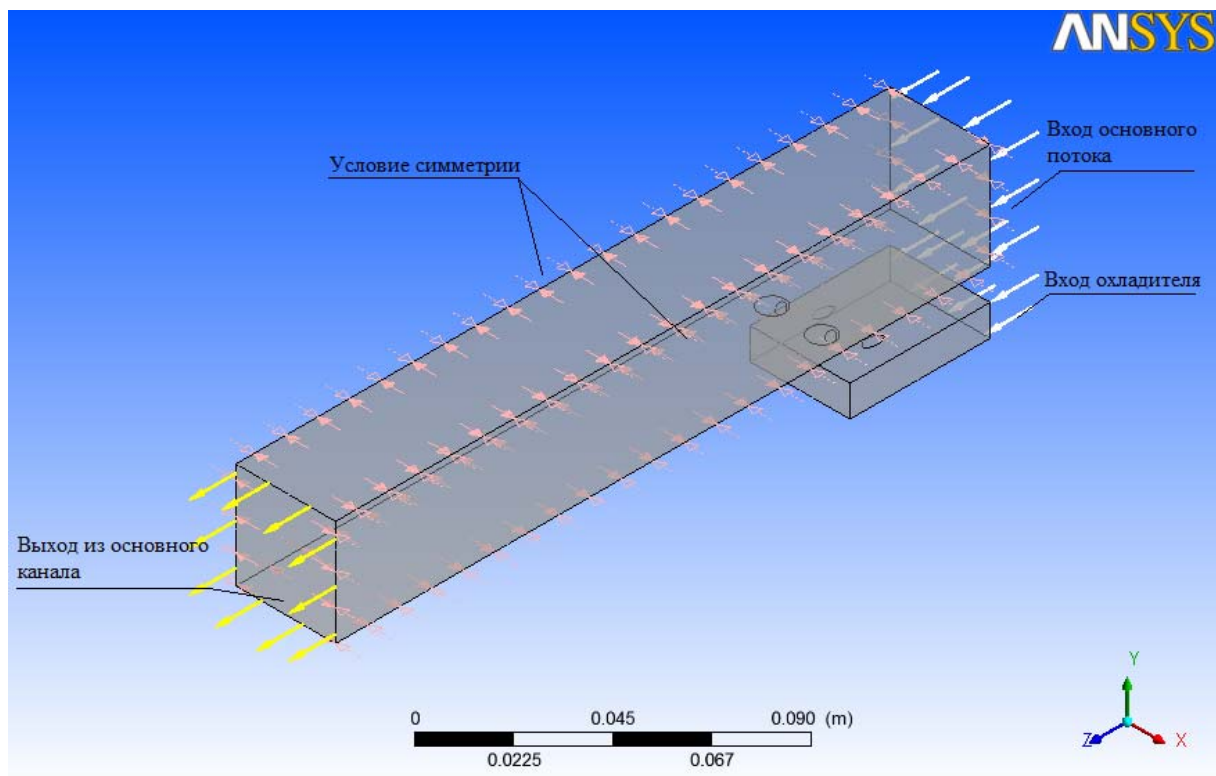


Рис. 2 – Области задания граничных условий



Граничные условия

Область	Среднее статическое давление, Па	Средняя скорость, м/с	Температура, °С	Расход воздуха, кг/с	Интенсивность турбулентности
Вход основного потока	–	30	15	–	1 %
Вход (подача) вдуваемого воздуха	–	–	70	0,0002382 $m = 0,5$	1 %
				0,0004764 $m = 1,0$	
				0,0007146 $m = 1,5$	
				0,0009528 $m = 2,0$	
Выход из основного канала	101300	–	–	–	–

### Анализ моделей турбулентности

Сначала были проведены тестовые расчеты для выбора адекватной модели турбулентности. Для этого были использованы четыре модели – две модели  $k-\epsilon$  группы – классическая  $k-\epsilon$  модель и  $RNG$   $k-\epsilon$  модель и две модели  $k-\omega$  группы – классическая  $k-\omega$ -модель и  $SST$ -модель Ментера. Расчеты выполнены для четырех параметров вдува  $m = 0,5, 1,0, 1,5$  и  $2,0$ . Поскольку для исследованных случаев имеет место одинаковый характер поведения кривых эффективности пленочного охлаждения для различных моделей турбулентности, то в статье анализ моделей турбулентности приводится только для параметра вдува  $m = 0,5$ .

Рассмотрена локальная эффективность пленочного охлаждения вдоль центральной линии пластины за сферическими углублениями вниз по потоку. Результаты анализа моделей турбулентности представлены на рис. 3. Средняя эффективность будет представлена в дальнейших работах.

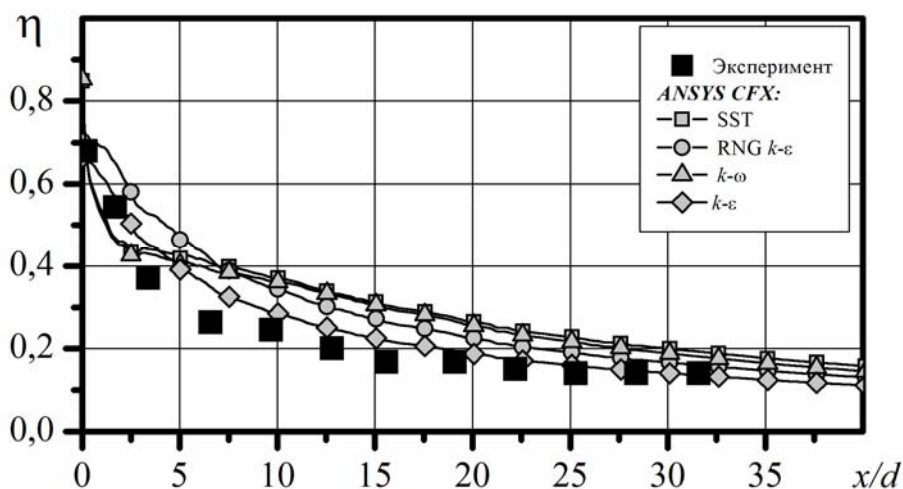


Рис. 3 – Тестирование различных моделей турбулентности ( $m = 0,5$ )

Из анализа представленных результатов следует, что при значении параметра вдува  $m = 0,5$  наилучшее совпадение с результатами собственных экспериментов обеспечивает классическая  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности, которая обеспечивает приемлемый компромисс между вычислительными ресурсами и точностью получаемых решений [3]. Как следует, для  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности во всем диапазоне изменения отношения  $x/d$  максимальное отклонение расчетных значений эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных составляет около 15 %. Наибольшее расхождение с результатами экспериментов показали расчёты, выполненные с использованием  $k$ - $\omega$  и  $SST$  моделей. Помимо количественного расхождения между результатами моделирования на основе моделей  $k$ - $\omega$  группы и экспериментальными данными на участке  $2 < x/d < 5$  имеет место физически некорректный характер изменения кривой эффективности пленочного охлаждения.

Погрешность на уровне 15 % является минимальной среди протестированных моделей, однако она является приемлемой лишь для оценочных расчетов, поэтому далее была выполнена адаптации  $k$ - $\epsilon$  модели к расчету рассматриваемого типа пленочного охлаждения при выпуске охладителя в систему цилиндрических отверстий, расположенных в сферических углублениях. При этом рассмотрена местная эффективность пленочного охлаждения, рассчитанная вдоль центральной линии за отверстиями.

#### **Адаптация $k$ - $\epsilon$ модели турбулентности к расчету пленочного охлаждения**

При использовании в коммерческих компьютерных пакетах стандартной  $k$ - $\epsilon$  модели рекомендуемый набор эмпирических констант следующий [4]:  $C_\mu = 0,09$ ;  $C_{\epsilon 1} = 1,44$ ;  $C_{\epsilon 2} = 1,92$ ;  $\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\epsilon = 1,3$ ;  $Pr_t = 0,9$ ;  $Sc_t = 0,9$ . При адаптации модели варьированию подвергалась только константа турбулентности  $C_{\epsilon 1}$ , которая изменялась в пределах от 0,8 до 1,8. Эта константа включена в модельное уравнение, которое описывает уменьшение флуктуации скорости за счёт вязкости (диссипации) и определяет генерацию  $\epsilon$  [3]. Таким образом, изменяя величину  $C_{\epsilon 1}$ , можно влиять на диссипацию турбулентной энергии. На рис. 4–7 для различных значений константы турбулентности  $C_{\epsilon 1}$  представлены результаты расчета, характеризующие продольную эффективность пленочного охлаждения для параметра вдува  $m = 0,5$ ; 1,0; 1,5 и 2,0.

Анализ представленных результатов показывает, что при  $m = 0,5$  (рис. 4) наилучшее согласование с результатами эксперимента обеспечивает значение константы  $C_{\epsilon 1} = 1,2$ . При этом максимальное отклонение  $\eta$  составляет 4 %. При увеличении параметра вдува до 1,0 значение константы  $C_{\epsilon 1}$ , дающее наилучшее совпадение с экспериментом, уменьшается до 0,8 (рис. 5). Для  $m = 1,0$  максимальное расхождение с экспериментом – 3,8 %. При  $m = 1,5$  (рис. 6) изменение константы турбулентности в пределах от 0,8 до 1,8 практически не влияет на результаты расчета. Наиболее близкое соответствие результатов расчета и экспериментальных данных обеспечивается при стандартном значении  $C_{\epsilon 1} = 1,44$  (отклонение около 5 % по всей длине пластины). При более высоких значениях  $m = 2,0$  (рис. 7) на участке  $x/d < 10$  наилучшее согласование экспериментальных данных и результатов расчета обеспечивает значение константы  $C_{\epsilon 1} = 1,8$ , а при  $x/d > 10$  наилучшее совпадение показывает стандартная  $k$ - $\epsilon$  модель ( $C_{\epsilon 1} = 1,44$ ). Поскольку участок, на котором  $C_{\epsilon 1} = 1,8$  обеспечивает несколько лучшее совпадение с экспериментальными данными, достаточно мал, а расхождение расчетных и экспериментальных данных по

ефективности при использовании  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$  равно 5 %, то для расчетов рекомендуется использовать значение константы равное 1,44.

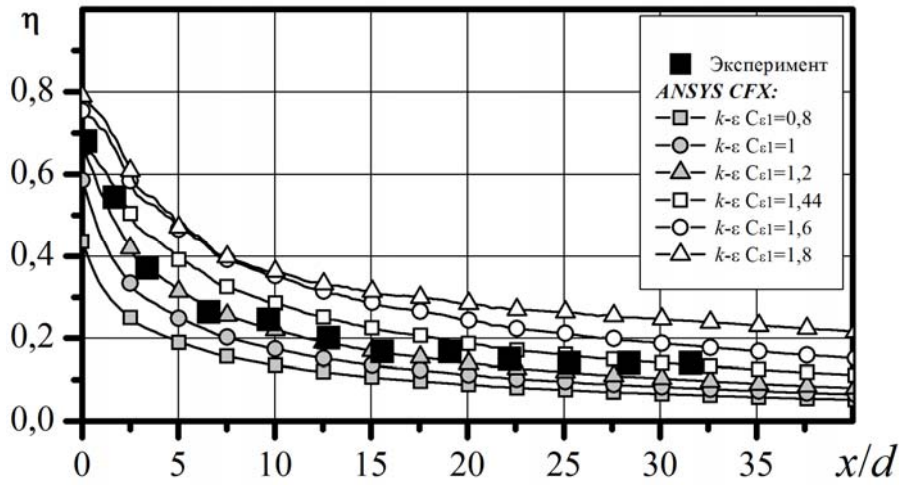


Рис. 4 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 0,5$

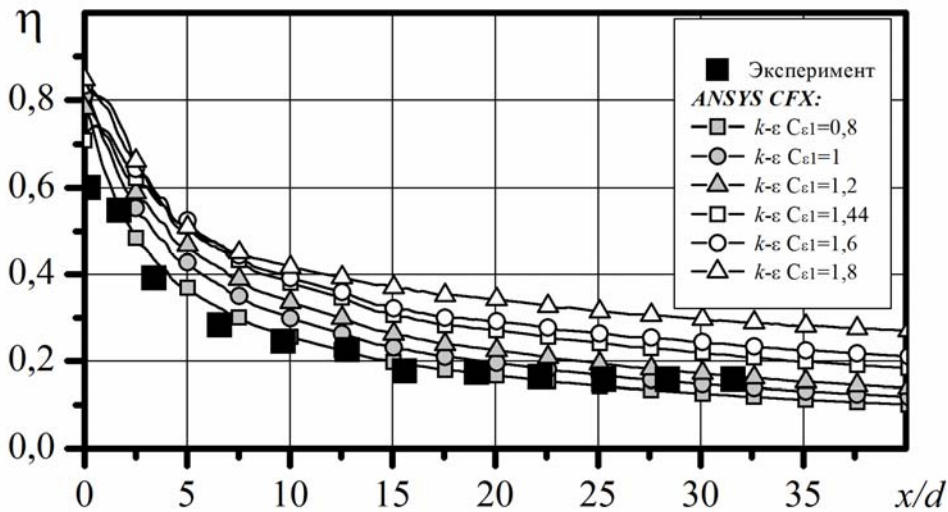


Рис. 5 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 1,0$

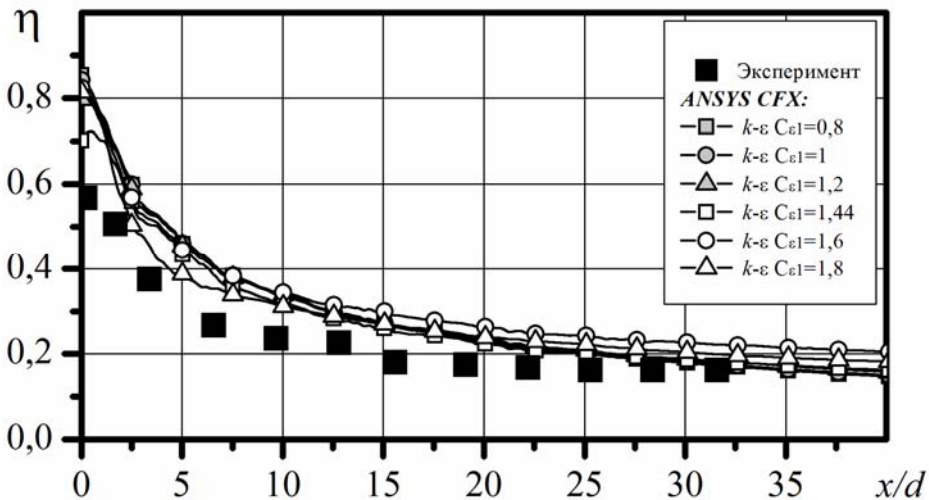


Рис. 6 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 1,5$

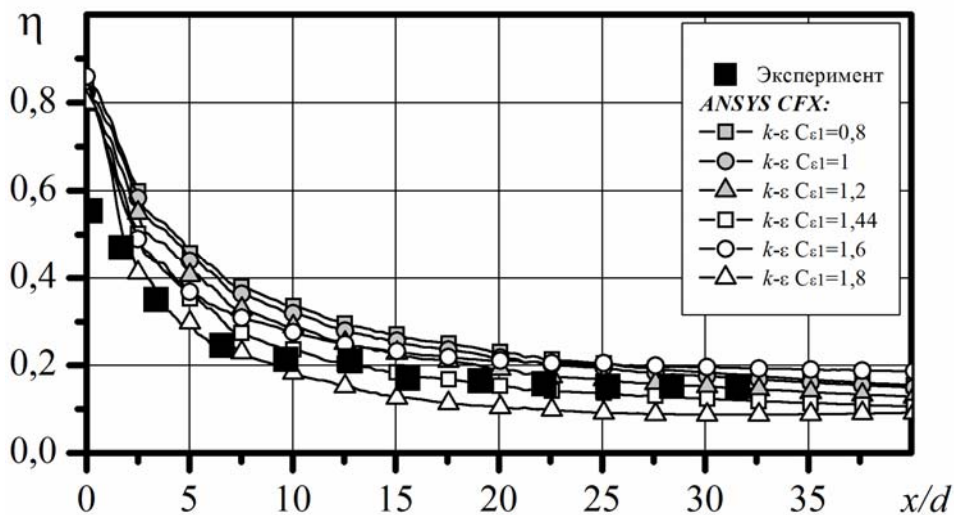


Рис. 7 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\epsilon 1}$  при  $m = 2,0$

Таблица 2

Рекомендуемы значения  $C_{\epsilon 1}$

Параметр вдува	$m = 0,5$	$m = 1,0$	$m = 1,5$	$m = 2,0$
Значение $C_{\epsilon 1}$	1,2	0,8	1,44	1,44

Рекомендуемые значения константы  $C_{\epsilon 1}$  для различных значений параметра вдува представлены в табл. 2. Таким образом, при расчете плёночного охлаждения с выпуском газа в цилиндрическое отверстие в сферическом углублении значение константы  $C_{\epsilon 1}$  изменяется по кривой с минимумом в зависимости от величины параметра  $m$ .

### Выводы

1 Выполнено численное моделирование плёночного охлаждения при подводе охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях ( $h/D = 0,5$ ) с использованием различных моделей турбулентности. Показано, что наилучшее согласование результатов расчета и эксперимента с точностью примерно 15 % обеспечивает  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности.

2 Для повышения точности CFD-расчетов была выполнена адаптация  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности к рассматриваемому типу течения за счет коррекции константы  $C_{\epsilon 1}$  в модели турбулентности.

3 При параметре вдува  $m = 0,5$  и  $1,0$  наилучшее совпадение с экспериментами обеспечивает значение  $C_{\epsilon 1} = 1,2$  и  $0,8$  соответственно; при  $m = 1,5$  и  $2,0$  может быть использовано стандартное значение  $C_{\epsilon 1} = 1,44$ . При расчетах с использованием рекомендуемых значений константы  $C_{\epsilon 1}$  максимальное расхождение с экспериментом не превышает 5 %.

**Список литературы:** 1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 7. Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2008. – 292 с. 2. Халатов, А.А. Плёночное охлаждение плоской поверхности двухрядной системой отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский,

С.Д. Северин, С.В. Шевцов, М.В. Безлюдная // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Т. 57, № 3/10. – С. 4–8. **3. Снегирев, Ю.А.** Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст]: учеб. пособие / Ю.А. Снегирев. – СПб.: Политехн. ун-т, 2009. – 143 с. **4. Мочалин, Е.В.** Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 8. Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2010. – 428 с.

*Поступила в редколлегию 10.02.2013*

УДК 621.15.038

**Адаптация  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности при моделировании пленочного охлаждения плоской пластины при вдуве через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 55-62. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.**

Представлено чисельне моделювання плівкового охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферичних поглибленнях. На підставі результатів експерименту була проведена адаптація  $k$ - $\epsilon$  моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

**Ключові слова:** плівкове охолодження, адіабатична ефективність, сферичні поглиблення, чисельне моделювання,  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності.

The numerical modeling of a film cooling over a flat plate was studied where a coolant supplies into a single row of cylindrical holes arranged in spherical dimples. Based on the experimental data, the adaptation of  $k$ - $\epsilon$  turbulence model was made to simulate such flows. The commercial software package *ANSYS CFX 14* was employed in all numerical calculations.

**Keywords:** film cooling, the adiabatic effectiveness, spherical dimples, numerical simulation,  $k$ - $\epsilon$  turbulence closer.