

УДК 629.735.03

*Ф.И. КИРЧУ*, канд. техн. наук, доц., НАУ, Київ  
*И.Ф. КИНАЩУК*, канд. техн. наук, с.н.с., НАУ, Київ  
*МОХАММАДИ ПЕЙМАН*, студ., НАУ, Київ

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ В ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В роботі проведені дослідження впливу моделей турбулентної в'язкості на характеристики компресорних решіток. Визначено залежності кута повороту потоку і втрат повного тиску в компресорній решітці від моделей турбулентної в'язкості "k-ε" і "SST". Проаналізовано переваги та недоліки даних моделей щодо моделювання течії в компресорних решітках.

**Ключові слова:** компресорна решітка, моделі турбулентної в'язкості

В работе проведены исследования влияния моделей турбулентной вязкости на характеристики компрессорных решеток. Определены зависимости угла поворота потока и потерь полного давления в компрессорной решетке от моделей турбулентной вязкости "k-ε" и "SST". Проанализированы преимущества и недостатки данных моделей относительно моделирования течения в компрессорных решетках.

**Ключевые слова:** компрессорная решетка, модели турбулентной вязкости, осевой компрессор

In the article investigated the influence of turbulent viscosity models on the characteristics of the compressor cascades. The dependence of the angle of flow and total pressure losses in the compressor cascades from models of turbulent viscosity "k-ε", and "SST". The advantages and disadvantages of these models with respect to modeling the flow in the compressor cascade.

**Key words:** compressor cascade, models of turbulent viscosity, axial compressor

### Введение

Исследование течения газа в плоских решетках профилей является предварительным этапом необходимым для рационального расчета и конструирования лопаточных машин. Известно несколько методов получения характеристик компрессорных решеток, а именно экспериментальные и расчетные (численные).

Численные методы [1] позволяют исследовать течение на всех возможных режимах работы решеток, при любых эксплуатационных числах Маха и Рейнольдса. И, что очень важно, стоимость применения численных методов сравнительно невысокая, поскольку стоимость программного обеспечения и вычислительной техники постоянно снижается.

Однако, при наличии явных преимуществ, присутствует и целый ряд проблем при использовании численных методов. Одной из таких проблем является не возможность (ограничение связано с очень высокими требованиями к компьютерным ресурсам) прямого решения уравнений Навье – Стокса. Поэтому при решении технических задач методами численной газодинамики пользуются

осредненными уравнениями Рейнольдса, которые замыкаются моделями турбулентной вязкости.

Широкое распространение в турбомашиностроении приобрели двухпараметрические модели турбулентной вязкости “ $k-\varepsilon$ ”, “ $k-\omega$ ” и “SST”

### Модели турбулентности

В 1942 г. Колмогоровым [2] была предложена модель турбулентной вязкости с двумя дифференциальными уравнениями. Эта модель содержит уравнение переноса кинетической энергии турбулентности  $k$  и удельной скорости диссипации энергии  $\omega$ .

Ниже приведена одна из распространенных моделей  $k-\omega$ -типа, предложенная Уилкоксом [3]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\rho \bar{u}_j \partial k}{\partial x_j} &= \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\rho \bar{u}_j \partial \omega}{\partial x_j} &= \alpha \frac{\omega}{k} - \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right], \\ \mu_t &= \rho \frac{k}{\omega}, \\ \tau_{ij} &= -\rho \overline{u_i' u_j'} = \rho \mu_t \left( \frac{\delta u_j}{\delta x_j} - \frac{\delta u_i}{\delta x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \end{aligned}$$

Модельные константы:

$$\beta^* = 9/10; \beta = 3/4; \alpha = 5/9; \sigma^* = 1/2; \sigma = 1/2$$

Наиболее популярной моделью с двумя дифференциальными уравнениями является  $k-\varepsilon$  модель, [4].

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\rho \bar{u}_j \partial k}{\partial x_j} &= \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\rho \bar{u}_j \partial \varepsilon}{\partial x_j} &= c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \end{aligned}$$

Модельные константы :

Поскольку модели турбулентности типа  $k-\varepsilon$  лучше описывают свойства сдвиговых течений, а модели типа  $k-\omega$  имеют преимущества при моделировании пристеночных функций, Ментер видоизменил стандартную связь между  $k$ ,  $\varepsilon$  и турбулентной вязкостью  $\mu_t$ . В эту связь был введен специальный ограничитель (SST), обеспечивающий переход от нее к формуле Брэдшоу [5], согласно которой турбулентное напряжение пропорционально кинетической энергии турбулентности. Этот прием, получивший название SST (shearstress transport), в дальнейшем широко применялся и в других моделях турбулентности с двумя уравнениями.

Таким образом, основной задачей данной работы было численное исследование характеристик компрессорных решеток с использованием двух моделей турбулентной вязкости  $k-\varepsilon$  и SST, и сравнение этих результатов с результатами экспериментальных исследований.

В данной работе для моделирования течения газа в компрессорных решетках применялся современный вычислительный комплекс "ANSYS-CFX".

### Объект исследований

В качестве объекта исследования была выбрана компрессорная решетка КС-33 (рис. 1) [6], которая состояла из профилей винтовой серии ВС-10 средняя линия, которых сгибалась по дуге окружности с относительной толщиной профиля  $s=0,087$ , основные геометрические характеристики приведены на рис. 1.

**Конструктивные углы установки лопатки:**  $\beta_{1k} = 43^\circ$

$$\beta_{2k} = 111^\circ$$

Угол изгиба профиля  $\theta = \beta_{2k} - \beta_{1k} = 68^\circ$

угол установки  $\gamma = 76,5^\circ$

**Хорда  $b = 52$  мм**

Относительный шаг решетки  $t/b = 0,385$ .

При исследованиях решетки число  $Re$ , подсчитано по скорости перед решеткой и по хорде лопатки, менялось в пределах  $3 \cdot 10^5 < Re < 5 \cdot 10^5$ .

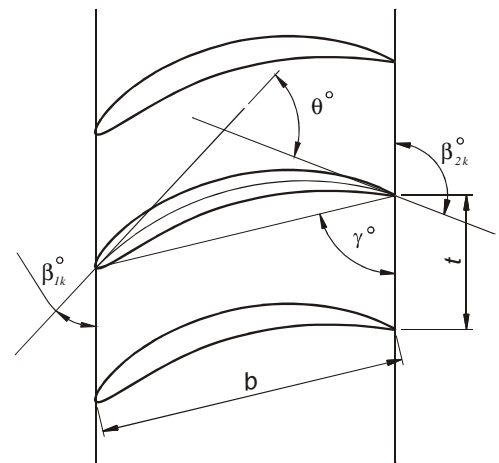


Рис.1 Геометрические характеристики компрессорной решетки КР-33

### Расчетная модель и граничные условия

В качестве расчетной области была выбрана периодическая часть решетки содержащая одну лопатку (рис. 2), На которую с помощью программы ICEM CFD наносилась расчетная сетка.

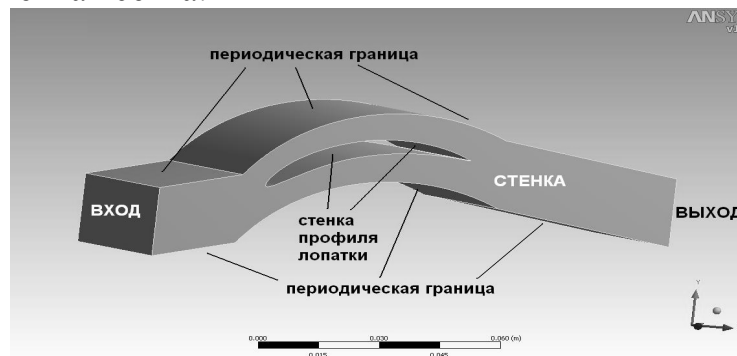


Рис.2. Расчетная область

Расчетная сетка (рис. 3) по своей структуре блочная структурированная. Общее количество элементов расчетной сетки составляет 1116747.

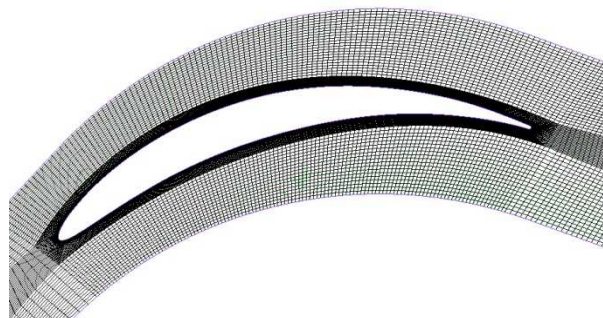


Рис. 3. Расчетная сетка

Граничные условия определялись на всех поверхностях расчетной области и включали условия на твердых стенках условия на входе и на выходе и периодические условия.

Граничные условия на твердых стенках (поверхность лопатки) были определены как условия прилипания к гладкой адиабатической стенке.

Граничные условия на входе в решетку задавались с фиксацией статического давления (101325 Па) статической температурой (300 К), и скорости потока рассчитанной по числу  $\lambda$

Граничные условия на выходе из решетки задавались с экстраполяцией всех параметров потока по параметрам на входе ("свободный выход").

На периодических границах расчетной области, определялись условия периодического интерфейса между боковыми сторонами расчетной области решетки.

Для расчета использовалась вязкая модель сжимаемого газа, которая позволяет учитывать вязкость потока и сжимаемость.

Критерием схождения численных расчетов было достижение величины среднеквадратической невязки на уровне  $10^{-5}$ , что достигалось примерно за 600 ... 800 шагов по времени. Меньшая величина соответствовала безотрывному обтеканию решетки, а большая обтеканию при наличии развитого отрыва.

### 3. Результаты расчетов и сравнение с экспериментом

Исследования проводились при числах Лямбда  $\lambda = 0,5$  и  $\lambda = 0,6$ . Результаты расчетов характеристик решеток приведены на рис. 4, 5 в виде зависимостей  $\Delta\beta = f(i)$ ,  $\zeta = f(i)$ , где  $i$ - угол атаки, для моделей турбулентной вязкости  $k-\epsilon$  (рис.4а, 5а) и SST (рис.4б, 5б). Результаты численного моделирования сравнивались с экспериментальными данными [7].

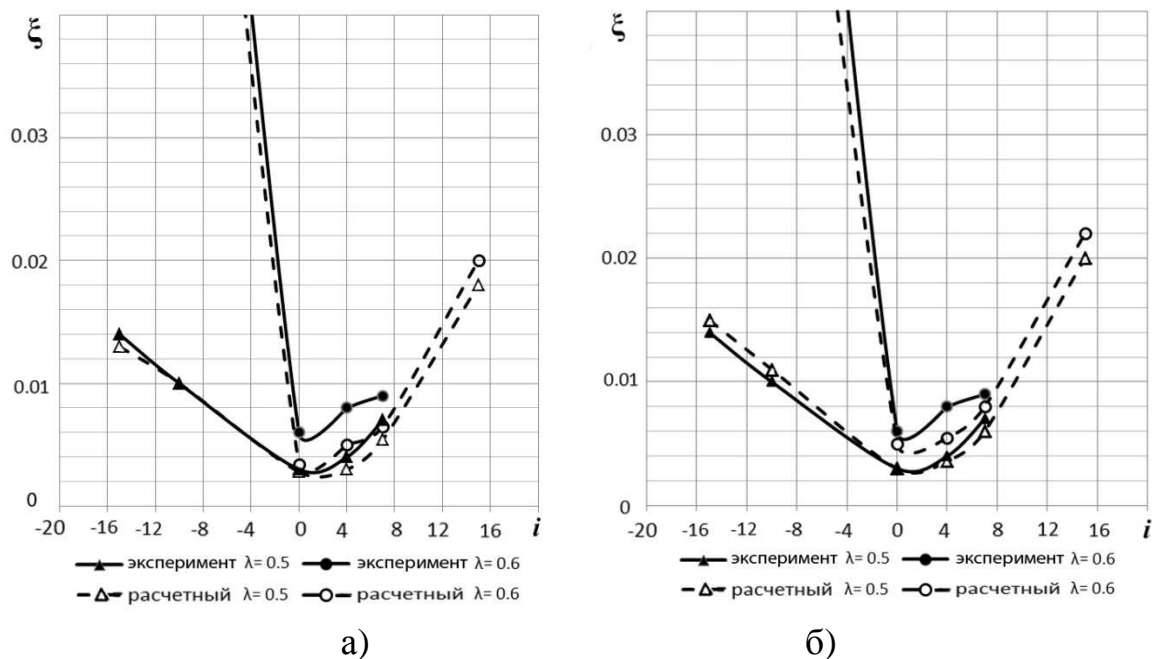


Рис. 4. Зависимость потерь полного давления от угла атаки  
а) модель турбулентности  $k-\epsilon$ , б) модель турбулентности SST

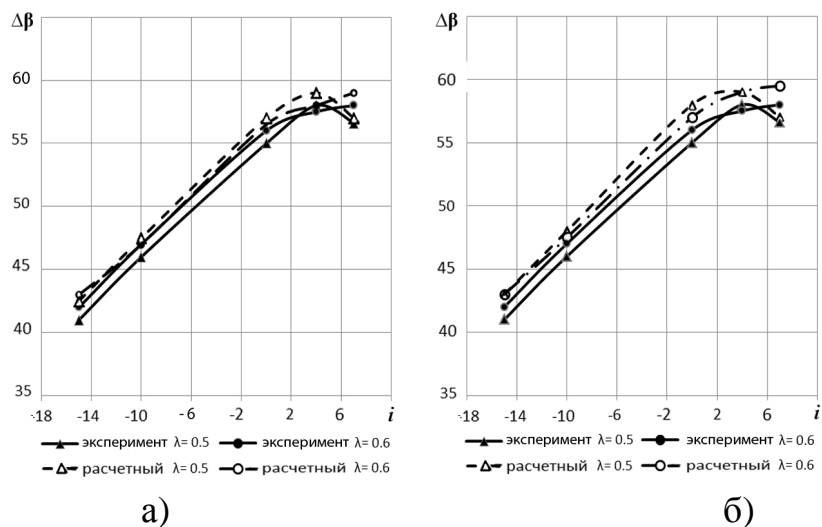


Рис. 5. Зависимость угла поворота потока от угла атаки

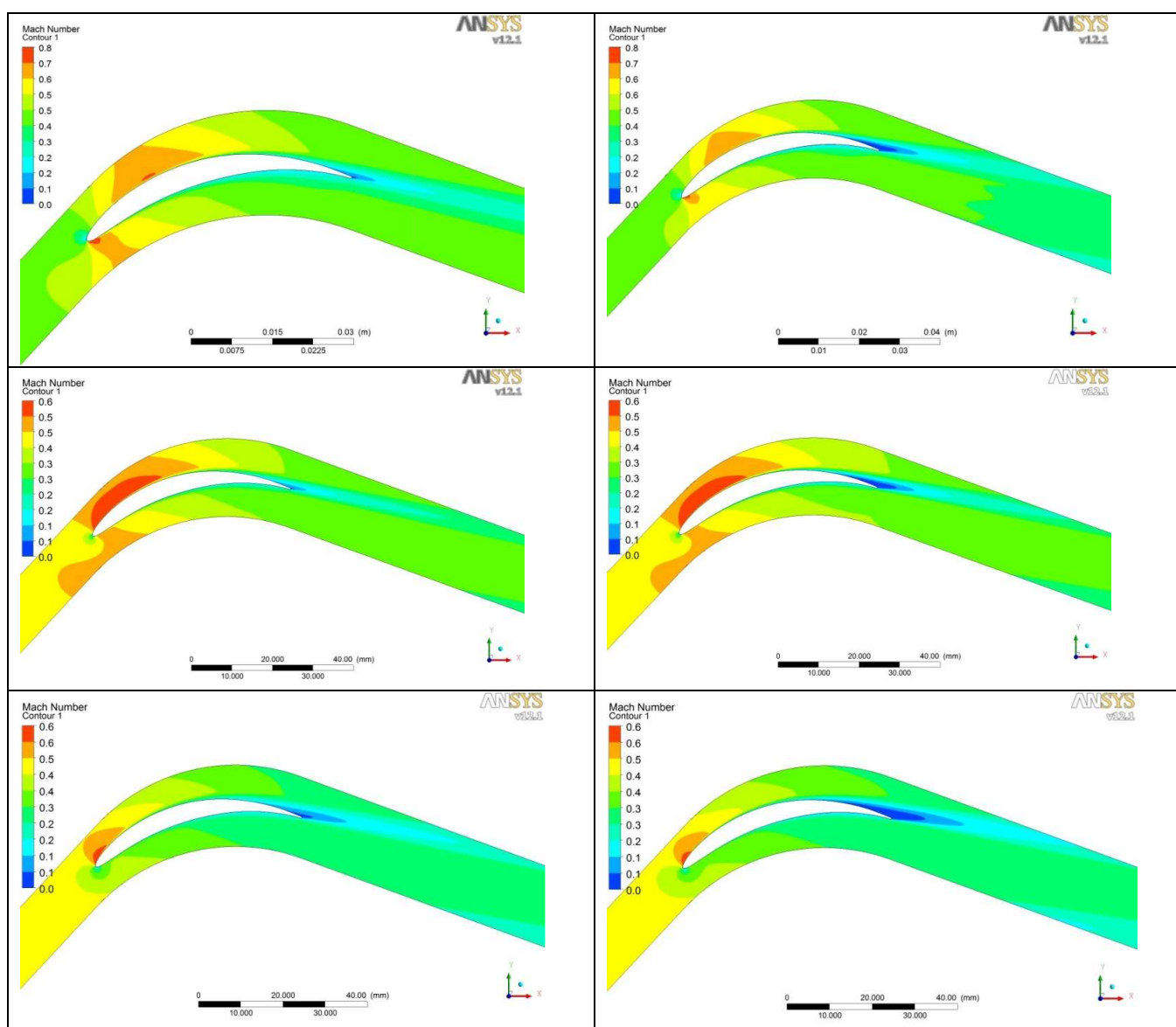


Рис. 6. Изменение числа  $M$  в межлопаточном канале  
 а) модель турбулентности  $k-\epsilon$ , б) модель турбулентности SST

Анализ результатов исследования показал, что в целом, применение как  $k-\epsilon$  так и SST модели дает адекватные результаты. Максимальная погрешность при оценке потерь полного давления, в случае  $\lambda = 0,5$  и  $k-\epsilon$  модели, составила 34%, при использовании SST модели – 28%. Причем в обоих случаях наблюдается занижение потерь полного давления по сравнению с экспериментальными данными на положительных углах атаки и завышение потерь на отрицательных углах атаки (рис. 4). При увеличении числа  $\lambda$  происходит уменьшение погрешности. Так при  $\lambda = 0,6$  и  $k-\epsilon$  модели максимальная погрешность составила 12%, при SST модели – 14%.

При оценке угла поворота потока наблюдается завышение значений по сравнению с экспериментальными данными как при использовании  $k-\epsilon$  модели, так и SST. Максимальная погрешность при  $\lambda = 0,5$  для  $k-\epsilon$  модели составила 1,75% , для SST–1.1%. Изменение числа  $\lambda$  на погрешность практически не влияет.

Сравнение картин течения в межлопаточных каналах показало, что при использовании SST модели турбулентной вязкости происходит более интенсивное вихреобразование в пограничном слое (рис.7), а характер течения наиболее приближен к действительности.

В работе также была проведена оценка затраты временных ресурсов на выполнение расчетов таблице. Расчеты выполнялись на ЭВМ со следующими параметрами: процессор – CORE™i5; оперативная память –4 ГБ; разрядность операционной системы – 64 Бит.

Таблица. Затраченное время на выполнение расчетов для одного угла атаки

Параметры	Модель турбулентной вязкости	
	$k-\epsilon$	SST
Количество шагов	950	950
Время, час	22,8	32,5

Из табл.1 видно, что при моделировании течения в компрессорных решетках с использованием SST модели турбулентной вязкости требуется в среднем на 30 % времени больше по сравнению с  $k-\epsilon$  моделью. Причем с увеличением угла атаки временные затраты увеличиваются

### Выводы

Из анализа результатов моделирования течения в компрессорных решетках, с использованием двух известных моделей турбулентной вязкости  $k-\epsilon$  и SST, видно, что применение SST модели дает лучшее совпадение с результатами эксперимента. Однако при этом увеличивается в среднем на 30% время расчета. Таким образом, можно использовать для начальных приближенных расчетов  $k-\epsilon$  модель турбулентной вязкости (в связи с меньшими временными затратами и удовлетворительной точностью), а для более детальных расчетов – модель SST.

**Список литературы:** 1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Ершов С.В., Русанов А.В., Северин С.Д. – Х.: НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с. 2. Kolmogorov A.N. Equations of turbulent motion of an incompressible fluid // Izvestia Academy of Sciences, USSR. – 1942. - Physics № 6. - P. 56-58. 3. Wilcox D.C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models // AIAA

J. - 1988. - 26, № 11. - P. 1299-1310. **4.** Jones W.P. The calculation of low-Reynolds number phenomena with a two-equation model of turbulence / W.P. Jones, B.E. Launder // Int. J. Heat and Mass Transfer. - 1973. - 16, № 10. - P. 1119-1130. **5.** Bradshaw P., Ferris D.H., Atwell N.P. Calculation of Boundary Layer Development Using the Turbulent Energy Equation // Journal of Fluid Mechanics. - 1967. - Vol. 28, Pt.3. - P. 593-616. **6.** Свечников В.С., Кириллов А.Б., Аэродинамические характеристики компрессорных решёток // Труды ЦАГИ. - М.:БНТЦАГИ, 1957. - вып. № 142. - 56 с.

Поступила в редколлегию 20.03.2012

УДК 621.311

**А. В. ПРИХОДЬКО**, директор ООО «Южкабель - сервис», Харьков

## ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПРИ АППРОКСИМАЦИИ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Запропонована процедура експериментального визначення витратної характеристики енергообладнання, яка необхідна для оптимізації общестанційних задач керування енерговиробництвом ТЕС

Ключові слова: расходна характеристика, энергообладнання, электростанція

Предложена процедура экспериментального определения расходной характеристики энергооборудования, необходимой для оптимизации общестанционных задач управления энергопроизводством ТЭС

Ключевые слова: расходная характеристика, энергоблок, электростанция

Procedure of experimental determination of expense description of power equipment is offered, necessary for optimization of the general station tasks of management the power production of the thermal electric stations

Keywords: expense description, power unit, power-station.

### Введение

Рассмотрим задачу планирования экспериментов при определении расходных характеристик  $B(N)$  - зависимости расхода топлива от мощности. Для этой цели может использоваться гладкая аппроксимация полиномом и кусочно - полиномиальная кривая. В последнем случае модель позволяет учитывать влияние регулирующих клапанов турбины на форму расходной характеристики.

Рассмотрим вначале полиномиальную аппроксимацию. При аппроксимации и анализе расходных характеристик удобно пользоваться полиномом в форме Лагранжа [1]

$$B(N) = \sum_{i=1}^k v_i z_i(N), \quad (1)$$

где  $z_i = \prod_{j \neq i} \frac{N - c_j}{c_i - c_j}$ ,  $c - (n+1)$  - мерный вектор опорных точек.

Точность оценки любой линейной формы от параметров и, в частности, расходной характеристики  $B(N)$  зависит не только от общего числа и точности