

## GASDYNAMIC CHARACTERISTICS OF OUTLET STRAIGHTENER OF GTE LOW PRESSURE COMPRESSOR AT UNDEREXPUNDED ANGLES OF FLOW INLET

### ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫХОДНОГО СПРЯМЛЯЮЩЕГО АППАРАТА КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УГЛАХ ВХОДА ПОТОКА

Mykola V. Ryndia

[mykola.ryndia@nuos.edu.ua](mailto:mykola.ryndia@nuos.edu.ua)

ORCID: 0000-0001-6076-4043

Н. В. Рындя,

канд. техн. наук, проф. НУК

**Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv**

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The main hydrodynamic characteristics of the outlet straightener (OS) between LPC and HPC of the GTE have been discussed. OS is a stationary cage of the strait radial profiles which has the functions of the barring set and the guide grid simultaneously. From the hydrodynamics point of view OS should produce the homogeneous outlet flow with the least possible resistance. The main hydrodynamic characteristics of OS may change when the parameters of the outlet flow deviate from the calculated ones which is caused by the GTE operation in transient modes and as well as the heterogeneity of the velocity field at the outlet of the LPC [1]. The aim of the research is to receive a data about the variations of the main hydrodynamic characteristics of the OS as a result of deviation of the inlet flow angle in order to have the possibility to make the highly-efficient straightener and to estimate the efficiency of the gas turbine engine in general. The hydrodynamic characteristics of the OS were numerically investigated using the FLOW VISION fundamentals. The segment of the fully dimensional OS of the stationary gas turbine engine was used as a calculation object. It had two neighboring blades passage with strait radial blade between them. The axis  $x, y, z$  of the right angle coordinate system were coincided with circumferential, radial and axial directions, respectively. The calculations were provided by using the datum-model of the FLOW VISION turbulent flow – «*weakly-compressible liquid*» which is based on the standard «*k- $\epsilon$  model of turbulence*». The obtained results of the numerical calculation reflect the common tendency of debasement of almost all the hydrodynamic characteristics of OS such as the total pressure recovery coefficient, coefficient of the full hydrodynamic losses, condition of the velocity field at the exit and others when the angle of inlet flow slightly increases. They can be useful for the estimation of the reduction of efficiency the gas turbine engine in general.

**Keywords:** gasdynamic characteristics; straightener; hydrodynamic resistance; the drag coefficient of the total pressure recovery.

**Аннотация.** Приведены результаты численного исследования влияния угла входа однородного и неоднородного потока на газодинамические характеристики спрямляющего аппарата между компрессором низкого и высокого давления газотурбинного двигателя. Дана количественная оценка снижения основных газодинамических характеристик аппарата при отклонении угла входа потока от расчетного. Установленные закономерности могут быть полезными на стадии проектирования газотурбинного двигателя.

**Ключевые слова:** газодинамические характеристики; спрямляющий аппарат; гидродинамическое сопротивление; коэффициент восстановления полного давления.

**Анотація.** Наведено результати числового дослідження впливу кута входу однорідного і неоднорідного потоку на газодинамічні характеристики спрямляючого апарата між компресором низького і високого тиску газотурбінного двигуна. Дана кількісна оцінка зниження основних газодинамічних характеристик апарата при відхиленні кута входу потоку від розрахункового. Установлені закономірності можуть бути корисними на стадії проектування газотурбінного двигуна.

**Ключові слова:** газодинамічні характеристики; спрямляючий апарат; гідродинамічний опір; коефіцієнт відновлення повного тиску.

#### REFERENCES

- [1] Ryndia N.V. *Gidrodinamicheskie kharakteristiki vykhodnogo spryamlyayushchego apparata kompressora nizkogo davleniya* [Hydrodynamic characteristics of the outlet straightener of the low pressure compressor]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK* [Collection of Scientific Publications NUS], 2013, no. 2, pp. 72–81.

[2] Ryndya N.V. *Vtorichnye techeniya v mezhlopatochnom kanale osevoy turbomashiny* [Secondary flows in a blade passage of axial turbomachine]. *Zbirnyk naukovykh prats NUK* [Collection of Scientific Publications NUS], 2010, no. 4, pp. 89–94.

[3] Shlikhting G. *Teoriya pogranychnoy sloya* [The theory of boundary layer]. Moscow, Energy Publ., 1974. 711 p.

[4] Khalatov A.A., Kovalenko A.C. *Teploobmen i gidrodinamika uskorennoy potoka v ploskikh krivolinyeynykh kanalakh* [Heat transfer and hydrodynamics in planar curved channels with flow acceleration]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 2006. 223 p.

[5] Gustafson Ross James. *Flow and Temperature Measurements in a Linear Turbine Blade Passage with Leading Edge and Endwall Contouring and with and without Film Cooling. Master's Thesis*. Available at: [etd.Isu.edu/docs/available/etd-04142005-184449/unrestricted/Gustafson\\_thesis.pdf](http://etd.Isu.edu/docs/available/etd-04142005-184449/unrestricted/Gustafson_thesis.pdf).

**ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ**

Совершенствование аэродинамики проточной части осевых турбомашин было и остается актуальной задачей в плане повышения их экономичности. В отечественной практике газотурбиностроения создание эффективного работоспособного осевого компрессора для стационарной ГТУ связывают с использованием выходного спрямляющего аппарата (ВСА) между КНД и КВД. Аппарат представляет собой неподвижную обойму радиальных профилей, которая одновременно выполняет функции опорного венца и направляющей решетки. Основные геометрические характеристики решетки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование величин	Обозначение	Значение
Геометрический угол входа потока, град	$\alpha_1$	35
Геометрический угол выхода потока, град	$\alpha_2$	100
Угол изгиба профиля, град	$\theta$	65
Хорда профиля, м	$b$	0,0782
Высота профиля, м	$l$	0,075
Шаг решетки, м	$t$	0,0445

Поток на входе в аппарат крайне неоднороден как по величине скорости, так и по направлению. Угол набегающего потока меняется по радиусу решетки в пределах от 35,5° у ступицы до 38° на периферии, а на среднем радиусе он составляет ~ 42°. Такое отклонение параметров потока от расчетных неизбежно приведет к нарушению распределения давления по контуру профилей, изменению характера их обтекания [2] и, в конечном итоге, к изменению газодинамических характеристик аппарата в целом. Подобное явление следует ожидать и при работе двигателя на частичных режимах.

**ЦЕЛЬЮ СТАТЬИ** является установление закономерностей изменения газодинамических характеристик выходного спрямляющего аппарата при изменении угла входа однородного набегающего потока, необходимых для оценки эффективности двигателя в целом и создания высокоэффективного спрямляющего аппарата.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

Исследования проводились численным методом на элементе полноразмерного ВСА осевого компрессора стационарной ГТУ. Расчетная область, система координат и математическая модель использованного программного комплекса FLOW VISION полностью соответствовали изложенным в работе [1]. Расчетная область разделялась на 60×60×60 ячеек с объемом 0,002×0,0013×0,0013 м<sup>3</sup> каждая, а число расчетных ячеек составляло ~ 10<sup>6</sup>. Применимость принятой математической модели для решения поставленной задачи доказана в работе [1].

Для оценки влияния угла входа потока в решетку на ее газодинамические характеристики были реализованы пять вариантов численного решения, моделирующие гидродинамику аппарата в однородном набегающем потоке при различных углах входа от 30 до 50°. Другие параметры потока на входе во всех вариантах были идентичны, а именно: избыточное статическое давление  $p_{w1} = 2,938 \times 10^5$  Па; температура  $T_{w1} = 440^\circ$  К; приведенная скорость  $\lambda_1 = 0,53$ ; вектор массовой скорости  $\rho V_1 = 651$  кг/м<sup>2</sup>·с. Составляющие вектора массовой скорости в осевом и окружном направлениях в зависимости от угла входа изменялись в диапазонах, соответственно,  $\rho V_{z1} = (325,6 - 498,8)$  кг/м<sup>2</sup>·с,  $\rho V_{x1} = (563,9 - 418,5)$  кг/м<sup>2</sup>·с.

Результаты численного решения приведены на рис. 1–3.

Все газодинамические характеристики, приведенные на рис. 1, представляют собой либо усредненные по соответствующей площади сечения параметры, либо рассчитанные через усредненные параметры. Так, коэффициент восстановления полного давления (см. рис. 1,а) определялся как отношение усредненных полных давлений на выходе и на входе ВСА, а коэффициент полного сопротивления (рис. 1,б) – как отношение потери полного давления, равного разности усредненных полных давлений на выходе и на входе ВСА, к усредненному полному давлению на входе. Коэффициент полного сопротивления ВСА вычислялся также, согласно рекомендации [4], как отношение потери полного давления к динамическому давлению, вычисленному по осевой составляющей скорости набегающего потока. Результат представлен на рис. 1,з.

Анализ приведенных результатов свидетельствует о негативном влиянии на газодинамические характеристики ВСА увеличения угла входа набегающего потока. Заметно уменьшается коэффициент восстановления полного давления, увеличивается коэффициент полного сопротивления, что свидетельствует о росте потерь, угол выхода потока все больше отклоняется от геометрического.

Результаты исследования поля скоростей в выходном сечении ВСА (см. рис. 2 и 3) свидетельствуют об удовлетворительной его однородности по шагу и по высоте решетки. Однородность поля нарушается (см. провал на графиках рис. 2,а) в аэродинамическом

следе за выходной кромкой профиля, а также в области межлопаточного канала между ступицей и средним радиусом, где формируется крупномасштабный канальный вихрь (см. рис. 2,б) [3, 5]. Неоднородность поля скорости на выходе ВСА можно оценить по коэффициенту кинетической энергии (см. рис. 3), представляющему собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по усредненной скорости. График на рис. 3 согласуется с данными на рис. 2 и свидетельствует о резком повышении неоднородности поля скорости на выходе с увеличением угла входа потока в решетку.

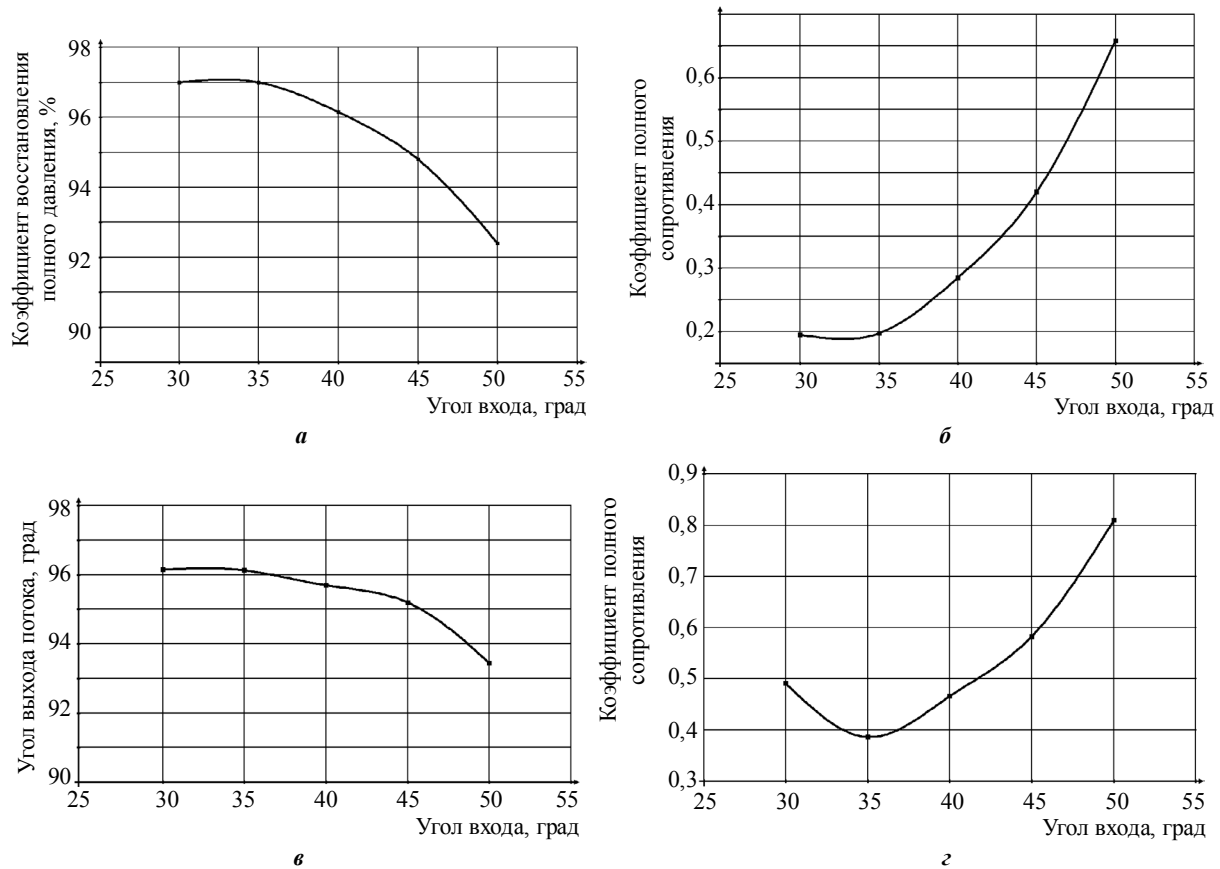


Рис. 1. Результаты численного решения. Влияние угла входа на: а – коэффициент восстановления полного давления; б, г – коэффициент полного сопротивления; в – угол выхода потока

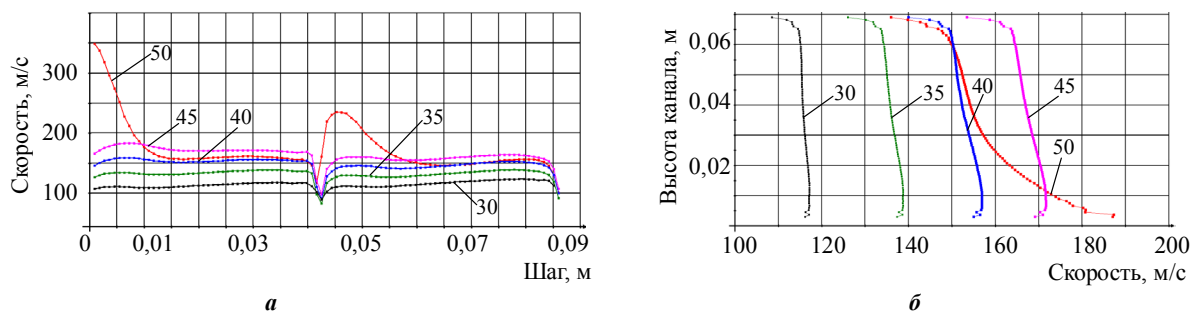
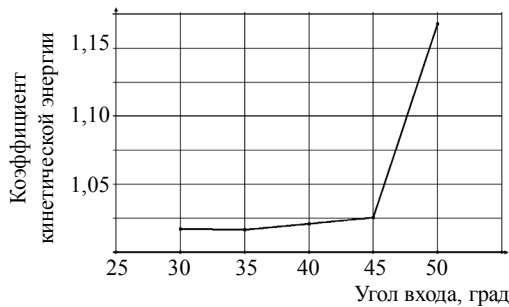


Рис. 2. Распределение скорости в выходном сечении ВСА: а – по шагу решетки на среднем радиусе; б – по высоте решетки в сечении  $x = 0,04$  м на различных углах входа потока в аппарат



**Рис. 3.** Зависимость коэффициента неоднородности скоростного поля на выходе ВСА от угла входа потока

### ВЫВОДЫ

Установлены качественные и количественные изменения газодинамических характеристик ВСА при отклонении угла входа однородного потока от геометрического. Ухудшение характеристик связано с изменением распределения давления по контуру лопаток и, следовательно, поведения пограничного слоя. Неоднородность потока на выходе резко возрастает только при углах входа потока более 45°.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Рындя, Н. В.** Гидродинамические характеристики выходного спрямляющего аппарата компрессора низкого давления / Н. В. Рындя // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2013. – № 2 (447). – С. 78–81.
- [2] **Рындя, Н. В.** Вторичные течения в межлопаточном канале осевой турбомшины / Н. В. Рындя // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2010. – № 4 (433). – С. 89–94.
- [3] **Шлихтинг, Г.** Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 711 с.
- [4] **Халатов, А. А.** Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах [Текст] / А. А. Халатов, А. С. Коваленко. – К. : Наукова думка, 2006. – 223 с.
- [5] **Gustafson, Ross James.** Flow and Temperature Measurements in a Linear Turbine Blade Passage with Leading Edge and Endwall Contouring and with and without Film Cooling. Master's Thesis., Web., etd.Isu.edu/docs/available/etd-04142005-184449/unrestricted/Gustafson\_thesis.pdf., 2005.

© М. В. Риндя

Надійшла до редколегії 10.09.2014

Статтю рекомендує до друку  
д-р техн. наук, проф. *А. П. Шевцов*