

Sibgatullin K. E. candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University.

Sibgatullin E.S. doctor of physical and mathematical Sciences, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University.

DETERMINATION OF THE LIMIT BEARING CAPACITY OF THE BUTTERFOR BY STRENGTH

Abstract: A buttress with dimensions 1.0x1.0x3.0 m is considered, being in a volumetric stress-strain state (SSS). The material of the buttress is concrete of class B25 with standard compressive strength $R_s = 14.5$ MPa and standard tensile strength $R_{st} = 1.05$ MPa. The aim of the work is to compare the results of solving the problem according to our proposed methodology and using the software product PC Lira 10.11.

Key words: buttress, stress-strain state, PK Lear 10.11, the theory of limiting equilibrium.

УДК 621.43.004

Луцко В.А., кандидат технических наук, главный специалист, научно-технический центр ПАО КАМАЗ, e-mail: lushcheko@kamaz.ru

Павленко А.П., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: pavlenko_aleksey@mail.ru

Румянцев В.В., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: vvr1954@mail.ru

РЕГУЛИРУЕМЫЙ СОПЛОВОЙ АППАРАТ ТУРБИНЫ ТКР: ПРОЕКТИРОВАНИЕ, CFD – АНАЛИЗ.

Аннотация. Приведены основы и результаты расчета геометрических параметров лопаточного регулируемого соплового аппарата (РСА) и корпуса (улитки) турбины турбокомпрессора. Предложены три варианта профилей лопаток. CFD – анализ турбинной ступени ТКР выполнен с применением пакета AVL FIRE. Сравнение лопаточных аппаратов с различными профилями проводилось по значению потерь давления в них.

Ключевые слова. Автомобильный двигатель; турбокомпрессор; регулируемый сопловой аппарат; проектировочный расчет; проточная часть; профилирование; CFD – анализ.

В силу ряда преимуществ [1,2] в турбокомпрессорах автомобильных двигателей находят применение регулируемые сопловые аппараты (РСА) турбин.

Первоначальные сведения о геометрических размерах РСА возможно получить на стадии их проектирования с использованием эмпирических данных.

Исходными данными для проектировочного расчета геометрии РСА являются:

- внешняя скоростная характеристика самого двигателя, полученная либо в результате расчета с применением известных инструментов, к примеру [3], либо в результате стендовых испытаний;

- параметры газа на входе в турбину: расход газа G_T (кг/с), давление газа P_{T1} (Па), температура газа T_{T1} (К);

- параметры газа на выходе из турбины давление газа P_{T2} (Па), температура газа T_{T1} (К).

На стадии проектировочного расчета используем следующие положения термодинамики и одномерной газовой динамики.

Адиабатическая удельная работа расширения газа (теплоперепад) в турбине определяется:

$$H_{TS} = \frac{k_T}{k_T - 1} \times R_T \times T_{T1} \times \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \right) \quad (1)$$

где: $\pi_T = P_{T1} / P_{T2}$ – степень понижения давления в турбине.

Адиабатический теплоперепад в сопловом аппарате:

$$H_{01} = (1 - \rho_T) \times H_{TS} \quad (2)$$

Здесь степень реактивности ρ_T турбинной ступени задается на основании рекомендаций, имеющих в открытой печати, о чем будет сказано ниже.

Скорость адиабатического истечения газа из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо) в абсолютном движении:

$$C_{1S} = \sqrt{2H_{01}} \quad (3)$$

Действительная абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо):

$$C_1 = \phi \times C_{1S} \quad (4)$$

Рекомендации по выбору скоростного коэффициента ϕ соплового аппарата приведены ниже. Этот коэффициент характеризует потери в действительном процессе расширения газа в сопловом аппарате.

Для расчета площади проходного сечения на выходе из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо) необходимо определить плотность газа ρ_1 в данном сечении проточной части турбины. С этой целью определяются статические параметры – давление P_1 и температура T_1 :

$$P_1 = P_{1T} \times \left(1 - \frac{H_{01}}{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_{T1}} \right)^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}}; \quad (5)$$

$$T_1 = T_{T1} \left(P_1 / P_{1T} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad (6)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R_\Gamma \times T_1}. \quad (7)$$

В уравнениях (5-7) обозначено: $k_\Gamma = 1,33$ – показатель адиабаты и массовая газовая постоянная $R_\Gamma = 288,4$ Дж/(кг×К) для продуктов сгорания углеводородных топлив [4, стр. 37].

Показатель политропы действительного процесса расширения газа в турбине в уравнении (6) определяется с учетом потерь:

$$n = \frac{1}{1 - \phi^2 \times \frac{k_r - 1}{k_r}} \quad (8)$$

Площадь сечения на выходе из соплового аппарата:

$$F_1 = G_r / (p_1 \times C_{1r}), \quad (9)$$

где: $C_{1r} = C_1 \times \sin(\alpha_1)$ – радиальная (расходная) составляющая абсолютной скорости; α_1 – угол выхода потока газа из соплового аппарата в абсолютном движении.

В общем случае при проектировании турбинных ступеней значение угла α_1 задается. Рекомендации по выбору значения угла α_1 приведены ниже. Если расчет ведется при известном значении площади $F_1 = \pi \times D_1 \times b_1$, тогда угол $\alpha_1 = \arcsin(C_{1r}/C_1)$. В этом случае диаметр выхода потока из соплового аппарата D_1 и высота соплового аппарата b_1 заданы (геометрия рабочего колеса турбины не меняется), а расчет по формулам (4) – (8) ведется итерационным методом до схождения значения скоростного коэффициента ϕ .

Выше было отмечено, что значениями некоторых параметров при расчете необходимо задаваться. В современной литературе подобные рекомендации отсутствуют. Последнее можно объяснить отчасти тем, что сопловые лопаточные венцы достаточно изучены. Для радиальных турбин ТКР и для осевых турбин в силу подобия процесса расширения газа эти данные подвергнуты анализу и могут быть применимы при проектировании.

Степень реактивности ρ_T ступеней турбин выбирается на расчетном режиме исходя из требования получения максимальных значений КПД всей ступени. Здесь рекомендации, приведенные в [4, стр. 20], [5, стр.25], [6, стр.51], [7, стр.38-39 и Табл.на стр.41, стр.51, рис.35], [8, стр.154, стр.153, рис.80] и др., сводятся к значениям $\rho_T = 0,45 \dots 0,55$.

Угол выхода потока из соплового аппарата α_1 по сути дела определяет угол установки профиля. Рекомендации по выбору угла приведены в [4, стр. 21], [5, стр.23], [9, стр. 77 рис. 50; стр.78 рис. 52; стр.79 рис.54; стр.80 рис.55], [10,11]. На расчетном режиме рекомендованные значения угла $\alpha_1 = 14 \dots 18^\circ$.

О выборе скоростных коэффициентов рекомендации приведены в [4, стр.93], [5, стр. 25] и др. Рекомендованные значения $\varphi = 0,95 \dots 0,98$.

По приведенным формулам и рекомендациям можно определить газодинамические параметры потока газа в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата. Однако для расчета геометрических параметров решетки сопловых лопаток этого недостаточно. Для выбора основных размеров, таких как хорда b профилей лопаток, их количества z_{CA} (шага между лопатками t_{CA} на выходе), в литературе приводятся рекомендации по выбору густоты решетки b/t_{CA} (относительному шагу t_{CA}/b) [4, стр.85, 87], [9, стр.18, 52], [6, стр.192], [10,11,12]. Так в [12] отмечено, что при $(b/t_{CA}) \leq 1,1$ резко увеличиваются потери в решетках и снижается КПД ступени.

Выбор значения отношения b/t_{CA} не позволяет однозначно определить количество лопаток z_{CA} и сами значения хорды b и шага между лопатками. Здесь можно воспользоваться рекомендациями работы [12], в которой вводится понятие «прострел» для решетки. Кроме того, в приведенной литературе отмечается (в обобщенном виде), что разумный предел отношения диаметров D_0/D_1 не ниже 1,4 [13, стр.660]. От отношения диаметров на входе D_0 в сопловой аппарат к диаметру D_1 на выходе будет зависеть и значение хорды лопаток, заключенной между этими диаметрами (при постоянном угле установки α_1).

При профилировании корпуса (улитки) используется уравнение расхода в одномерной постановке, при этом принимается закон закрутки $R \times C_U = \text{const}$, где R – расстояние от оси вращения до центра тяжести поперечного сечения улитки при каждом значении угла поворота потока в ней, C_U – расходная составляющая скорости в данном сечении. При этом важно учесть потери в улитке [14, стр.87-90]. Форма поперечных сечений выбирается из условия компоновки и технологии изготовления.

При выборе профилей лопаток соплового аппарата следует воспользоваться рекомендациями работ [6, стр.61-62], [7, стр.66] – симметричные профили и [15,16] – аэродинамические профили.

В рамках данной работы были спроектированы три варианта решеток с различными профилями - двумя симметричными и одним аэродинамическим профилем (Рисунок 1).

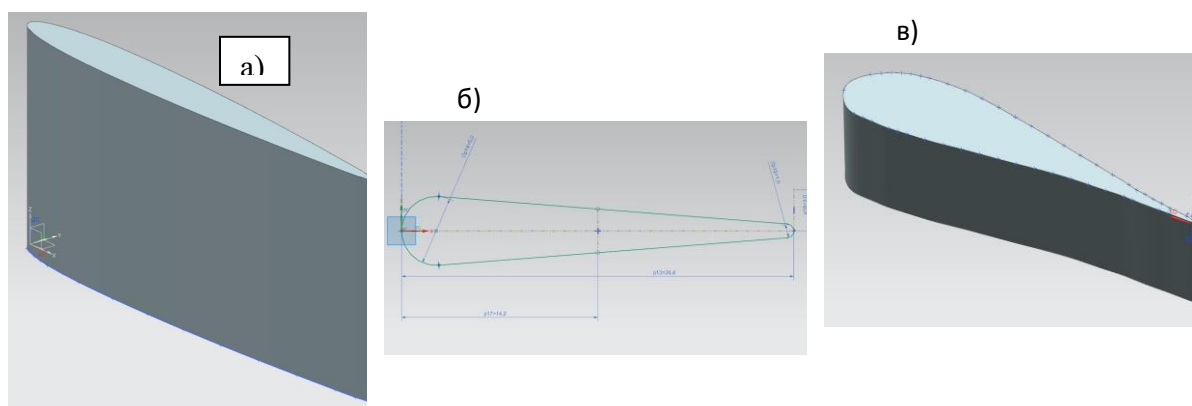


Рисунок 1. Исследуемые профили лопаток соплового аппарата:
а – симметричный профиль [6]; симметричный профиль [7];
аэродинамический профиль [16]

По результатам проектирования были созданы 3-d модели корпусов турбин с лопаточными сопловыми аппаратами. Пример модели показан на Рисунке 2.

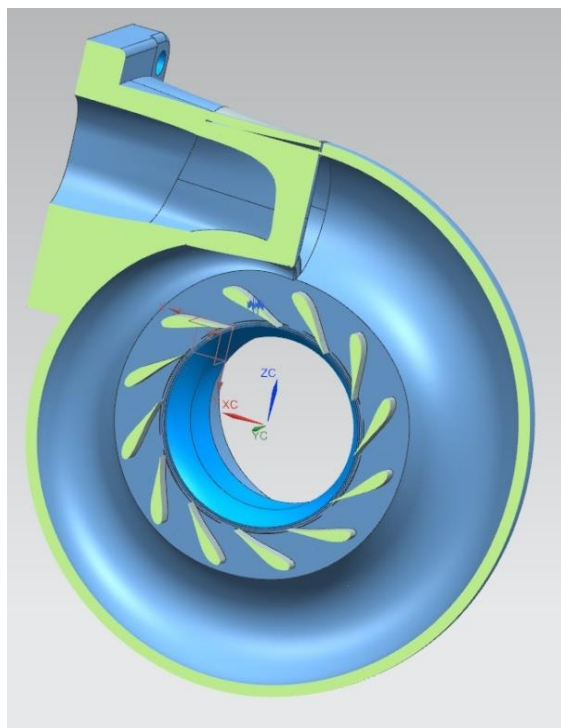


Рисунок 2. Пример корпуса турбины с лопаточным сопловым аппаратом

Гидроаэродинамический анализ (англ. CFD – Computational Fluid Dynamics) осуществлялся в рамках лицензионного программного обеспечения AVL FIRE-M, версии 2020.2.

При этом использовались модели при прочих равных геометрических условиях:

- шаг и хорды лопаток были постоянными;
- профиль улитки симметричный;
- зазор между лопатками и корпусом отсутствовал;
- рабочее колесо заторможено (геометрия колеса постоянна).

Построение сеточной модели осуществлялось в приложении FIRE-M. Объемная сеточная модель состояла из многогранников. Общее количество ячеек составило ~ 1800000 . На стенках были построены 2 призматических слоя толщиной 0,1 мм каждый для соответствия величине $y^+ = 40$. Пример сеточной модели приведен на Рисунке 3.

Расчеты проводились на стационарном режиме работы турбины при постоянстве расхода газа. Рабочее колесо было «заторможено» (для экономии времени расчета). Режим работы самого двигателя соответствовал максимальному эффективному крутящему моменту.

Сравнение эффективности профилей проводилось по значению перепада (потерь) давления на ступени. Вполне очевидно, что требуемый меньший перепад давления для реализации одинаковых расходов означает лучшую аэродинамическую эффективность соплового венца.

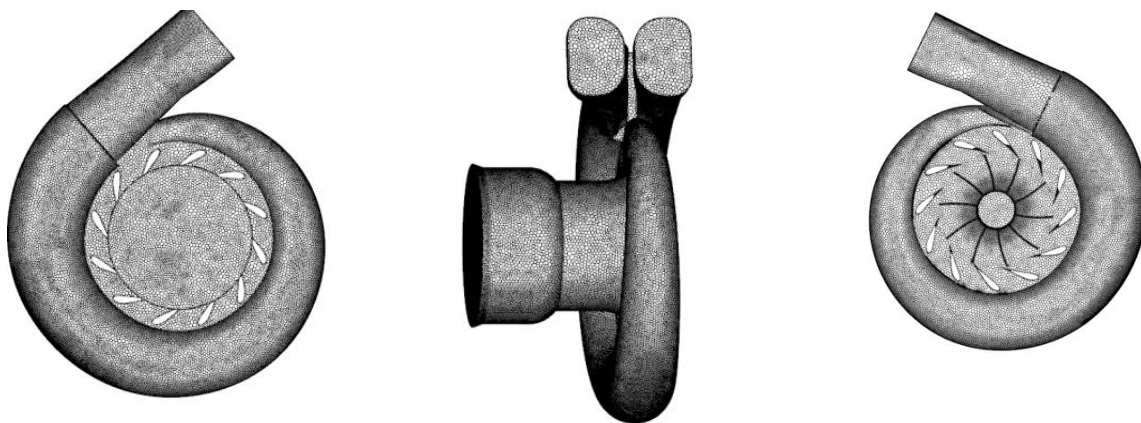
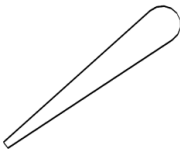


Рисунок 3. Объемная сеточная модель с аэродинамическим профилем

Результаты сравнительных расчетов эффективности ступеней приведены в Таблице 1.

Таблица 1.

Профиль	P_{T1} , Па	P_{T2} , Па	$\Delta p = P_{T1} / P_{T2}$
Мидзумати [7] 	195100	109090	1,788
Симметричный «английский» [6] 	184331	109065	1,690
Аэродинамический [16] 	179364	109060	1,645

Разница давлений на выходе не превышала 0,03% (равенство условий на выходе). Наилучшим результатом является венец с лопатками аэродинамического профиля, что вполне объяснимо. Перепад давлений в лопаточном венце с аэродинамическими профилями на 8% меньше, чем с симметричными по рекомендациям [7].

Список использованных источников

1. Химич В.Л., Елифанов Д.В. Выбор системы наддува в зависимости от требований экологических стандартов и уровня форсирования быстроходного автомобильного дизеля // Вестник УГАТУ. – 2010. - №5(40). – С. 38-45.
2. Румянцев В.В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – Наб. Челны, НЧИ КФУ: 2016, №3 (70).

<http://kpfu.ru/portal/docs/F531406078/Rumyancev.pdf>

3. Валеев Д.Х. Тепловой расчет поршневых двигателей в программном обеспечении AVL BOOST: учебное пособие / Д.Х.Валеев, В.Г.Кадышев, В.А.Луцко. – Набережные Челны: Изд-во НЧИ КФУ, 2019. – 157 с.
4. Локай В.И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет: Учебник для вузов. – 3-е изд. перераб и доп./ В.И.Локай, М.К.Максимова, В.А.Струнkin. – М.: Машиностроение, 1979. – 447с., ил.
5. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. М., «Машиностроение», 1974, 228с.
6. Хорлофф Дж. Х. Осевые турбины /Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1972 –208 с.
7. Мидзумати Нагао. Исследование радиальных газовых турбин. – М.: Машгиз: Всесоюз. ин-т науч. и техн. информации, 1961. – 120с., ил.
8. Симсон А.Э. и др. Турбонаддув высокооборотных дизелей /А.Э.Симсон, В.Н.Каминский, Ю.Б.Моргулис, Г.М.Поветкин, А.Б.Азбель, В.А.Кочетов – М.: Машиностроение, 1976. – 288с.
- 9.Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. - М.: Машиностроение, 1976. 208 с.
10. Румянцев В.В., Чернов К.В., Тиунов СВ. Результаты опытного исследования корпуса турбины ТКР7 с лопаточным сопловым аппаратом. Труды юбилейной научно-практической конференции «Перспективы развития автомобилей и двигателей в республике Татарстан». Набережные Челны, 8-9 декабря 1999 г.: Изд-во ОАО «КАМАЗ», 1999, С. 108-110.
11. Румянцев В.В., Чернов К.В. Результаты опытного исследования малоразмерной радиально-осевой турбины с регулируемым сопловым аппаратом. II Международная научно-практическая конференция «Автомобиль и техносфера», Казань, 13-15 июля 2001 г., с. 227-231.
12. Матвеев В.Н., Белоусов Е.Ю., Малышев А.В. Исследование возможности снижения густоты сопловой решетки парциальной центробежной микротурбины// Вестник Самарского национального исследовательского

университета им. С.П.Королева. Серия: Проблемы и перспективы развития
двигателестроения, - 1998. – С.56-59.

13. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У. Р. Хауторна ; Перевод с англ. В. Л. Самсонова [и др]. ; Под ред. кандидатов техн. наук В. С. Бекнева и В. Т. Митрохина. - Москва : Машиностроение, 1968. - 742 с. : ил.

14. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. - М.: Машиностроение, 1991. - 336 с.: ил.

15. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин /В.Д.Венедиктов,А.В.Грановский,А.М.Карелин,А.Н.Колесов, М.Х.Мухтаров. – М., ЦИАМ, 1990. – 393 с.

16. Атлас профилей решеток осевых турбин: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Турбостроение» /М.Е.Дейч, Г.А.Филиппов, Л.Я.Лазарев. – М., Машиностроение, 1965. – 96 с.

Lucheko V.A. candidate of technical Sciences, assistant professor, Chief Specialist, Scientific and Technical Center of PJSC KAMAZ

Pavlenko A.P. candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University

Rumyancev V.V. candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University

THE ADJUSTABLE NOZZLE UNIT OF THE TKR TURBINE: DESIGN, CFD ANALYSIS.

Abstract. The basics and results of calculating the geometrical parameters of the bladed adjustable nozzle apparatus (RSA) and the housing (scroll) of the turbocharger turbine are presented. Three variants of blade profiles are proposed. CFD - analysis of the turbine stage of the TKR was performed using the AVL FIRE package. Comparison of blades with different profiles was carried out according to the value of pressure losses in them.

Key words. Automobile engine; turbocharger; adjustable nozzle; design calculation; flow path, profiling; CFD analysis.