

УДК 621.431

Д.С. МИНЧЕВ, Ю.Л. МОШЕНЦЕВ, А.В. НАГОРНЫЙ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ЭКСТРАПОЛЯЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Представлена методика экстраполяции характеристик радиально-осевых центростремительных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания для обеспечения замкнутого моделирования рабочего цикла комбинированных ДВС. В основу данной методики положен расчёт характеристик турбины, выполняемый в соответствии с термодинамической теорией ступени турбины. Предлагаемая методика позволяет осуществлять экстраполяцию экспериментальных характеристик радиально-осевых центростремительных турбин с удовлетворительной точностью при существенном дефиците экспериментальных данных.

Ключевые слова: турбокомпрессор, направляющий аппарат, характеристики турбины, моделирование рабочего цикла, газотурбинный наддув.

Введение

Постановка проблемы. Надёжное моделирование рабочего цикла комбинированных двигателей внутреннего сгорания невозможно без достоверного определения на каждом временном слое расчёта параметров компрессоров и турбин, входящих в их состав.

Известно, что, несмотря на достигнутый прогресс в расчетных методах, наиболее достоверные характеристики компрессоров и турбин различных типов могут быть получены только экспериментальным путём. Сказанное в полной мере относится к характеристикам радиально-осевых центростремительных турбин, находящих широкое применение как в составе турбокомпрессоров, служащих для наддува двигателя, так и в качестве силовых турбин, преобразующих энергию отходящих газов в механическую работу, передаваемую на коленчатый вал.

Экспериментальные характеристики имеют существенный недостаток: они определены в ограниченном диапазоне режимов работы турбины, что связано в основном с особенностями испытательных стендов. Кроме того, ведущие фирмы-производители турбокомпрессоров представляют характеристики турбин в крайне упрощённом и схематизированном виде, что существенно усложняет их использование в расчётах. Таким образом, задача разработки универсальной методики экстраполяции характеристик турбин, используемых в составе комбинированных ДВС, является актуальной.

Обзор публикаций. Вопросу экстраполяции характеристик турбин, используемых в составе ком-

бинированных ДВС, посвящено значительное количество публикаций. Как правило, экстраполяция расходной характеристики турбины (РХТ) и характеристики эффективности турбины (ХЭТ) осуществляется независимо. При экстраполяции РХТ проточная часть турбины представляется в виде эквивалентного сопла без отдельного рассмотрения течения газа в направляющем аппарате (НА) и рабочем колесе (РК). Влияние поля центробежных сил, возникающих в колесе радиально-осевой турбины, и изменения реактивности ступени турбины упрощённо учитывается коэффициентом, зависящим либо от полного перепада давлений на ступени турбины [7], либо от числа Рейнольдса на входе в направляющий аппарат турбины [8]. Экстраполяция ХЭТ осуществляется путём аппроксимации экспериментальных кривых полиномиальными функциями, отдельно для каждой изотопии, причём в качестве абсциссы используется характеристическое соотношение u_{1t}/c_0 [7 – 9]. Отметим, что в ряде случаев для осуществления экстраполяции значение u_{1t}/c_0 , соответствующее максимуму эффективности турбины принимается на основе статистических данных [9]. Недостатки подобных подходов очевидны:

1) для качественной экстраполяции необходимо иметь весьма подробные экспериментальные данные;

2) ввиду отсутствия экспериментальных данных добавление на характеристику дополнительных изотопов сопряжено с принятием неизбежных допущений.

В работах [1, 3 – 5] изложены методики расчётного построения приближённых характеристик

турбины на основе сведений о геометрии проточной части ступени и экспериментального уточнения ряда коэффициентов. Несомненным достоинством такого подхода является возможность его использования даже при крайне фрагментарном характере экспериментальных данных. Однако преобразование данных методик в соответствие с общепринятым представлением РХТ и ХЭТ, и их адаптация для задачи экстраполяции характеристик имеет ряд особенностей, рассматриваемых в данной работе.

Цель работы – разработка методики экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых центробежных турбин ДВС. Методика должна обеспечивать возможность экстраполяции характеристик турбины, в том числе при существенном дефиците экспериментальных данных.

Изложение основного материала

Расходная характеристика турбины и характеристика эффективности турбины обычно представляются в приведенных параметрах совокупностью изотопов вида:

$$\text{РХТ: } G_{\text{тпр}} = f(\Pi_t) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}};$$

$$\text{ХЭТ: } \eta_t = f(\Pi_t) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}} \text{ либо } \eta_t = f(u_{1t}/c_0) \Big|_{n_{\text{тпр}} = \text{idem}};$$

$$G_{\text{тпр}} = \frac{G_t \sqrt{T_t}}{p_t}; n_{\text{тпр}} = \frac{n_{\text{ТК}}}{\sqrt{T_t}},$$

где G_t , $G_{\text{тпр}}$ – действительный и приведенный расход газов через турбину соответственно; T_t , p_t – температура и давление газов на входе в турбину; $n_{\text{ТК}}$, $n_{\text{тпр}}$ – действительная и приведенная частота вращения ротора турбины соответственно.

Экстраполяция экспериментальных характеристик турбины турбокомпрессора заключается в их распространении на интересующую расчётную область, характеризующуюся заданным диапазоном изменения степени понижения давления газов в турбине Π_t и приведенной частоты вращения $n_{\text{тпр}}$. Как правило, необходимо обеспечить расчёт параметров турбины в диапазоне $\Pi_t = 1 \dots 5$ и $n_{\text{тпр}} = 0 \dots n_{\text{тпр,max}}$, где $n_{\text{тпр,max}}$ соответствует предельно допустимой для данного турбокомпрессора частоте вращения ротора.

При разработке методики экстраполяции необходимо удовлетворить следующим требованиям:

1) обеспечить возможность продления экспериментальных кривых постоянных частот (изотопов) на всю расчётную область;

2) обеспечить возможность добавления дополнительных изотопов для повышения подробности характеристик и расширения расчётного диапазона;

3) обеспечить возможность экстраполяции характеристик с удовлетворительной точностью при

недостатке исходных данных.

Для выполнения указанных требований методике экстраполяции целесообразно выстраивать в соответствии с термодинамической теорией ступени турбины, что позволит осуществлять взаимосвязанную экстраполяцию РХТ и ХЭТ.

Стержневые уравнения алгоритма предлагаемой методики следующие:

$$G_{\text{тпр}} = F_{1t} \varphi_t \Psi_{1t} \xi_{1t} \frac{1}{\sqrt{R_{\text{лт}}}}; \quad (1)$$

$$\eta_{\text{ет}} = \alpha_{\text{ут}} \left[1 - 2\varphi_t^2 (1 - \rho_t) \cdot \left(\left(\frac{1}{\varphi_t^2} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\psi_t^2} - 1 \right) \times \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 + \left(\frac{c_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \right] - \xi_{\text{тр}}; \quad (2)$$

$$G_{\text{тпр}} = F_{2t} w_{2t} \xi_{1t} \xi_{2t} \frac{1}{R_{\text{лт}} \sqrt{T_t^*}} \left(\frac{1}{\Pi_t} \right)^{\frac{1}{k_t}}, \quad (3)$$

где F_{1t} , F_{2t} – площадь сечения на выходе потока из НА и РК соответственно; ξ_{1t} , ξ_{2t} – коэффициенты, учитывающие отличие плотности газа при действительном и адиабатическом истечении на выходе из НА и РК турбины соответственно; φ_t , ψ_t – скоростные коэффициенты НА и РК турбины; Ψ_{1t} – функция расхода НА турбины; ρ_t – степень реактивности ступени турбины; c_{1t} , c_{2t} – абсолютная скорость газа на выходе из НА и на выходе из РК соответственно; w_{2t} – относительная скорость на выходе из РК; $\alpha_{\text{ут}}$ – коэффициент утечек; $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент снижения КПД турбины из-за потерь на трение; T_t^* – температура заторможенного потока на входе в турбину; $\Pi_t = p^*/p_{2t}$ – степень понижения давления на ступени турбины (отношение полного давления на входе в НА к статическому давлению на выходе из РК).

Коэффициенты ξ_{1t} , ξ_{2t} определяются так:

$$\xi_{1t} = \left(\varphi_t^2 + (1 - \varphi_t^2) \cdot \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)^{-1};$$

$$\xi_{2t} =$$

$$1 - \frac{1 - \left(1 - \left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \frac{1}{\psi_t^2} \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \varphi_t^2 (1 - \rho_t) \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)}{1 - \left(1 - \left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}} \right)^2 \right) \varphi_t^2 (1 - \rho_t) \left(1 - \Pi_t^{\frac{1-k_t}{k_t}} \right)},$$

где Π_t – степень понижения давления на НА.

Уравнения (1) и (3) представляют собой уравнения расхода, записанные для выходного сечения НА и РК турбины соответственно. Уравнение (2) позволяет определить эффективный КПД ступени

турбины для чего необходимо рассчитать треуголь-
ники скоростей на выходе из НА и РК, определить
 φ_t и ψ_t , вычислить величину утечек газа через зазоры
и определить потери мощности на трение в под-
шипниках и дисковые потери. Уравнение (3) являет-
ся замыкающим для общей системы уравнений и
позволяет её разрешить относительно независимого
параметра, в качестве которого предлагается ис-
пользовать степень реактивности турбины ρ_t .

Основные трудности, возникающие при расчё-
те характеристик турбины связаны с определением в
каждой расчётной точке параметров α_{1t} (угол выхода
потока из НА), φ_t , ψ_t , β_{2t} (угол выхода потока из РК).

В работе [5] предложена методика определения
 α_{1t} и φ_t для безлопаточного НА в зависимости от ре-
жима течения газа. Методика включает в себя систе-
му из трёх уравнений, решаемых численно с ис-
пользованием подробных сведений по геометрии
проточной части НА. В случае отсутствия данных
сведений можно воспользоваться следующими рег-
рессионными зависимостями, которые получены
путём обработки экспериментальных данных:

$$\varphi_t = \varphi_{t \max} (A \cdot M_{cl}^2 + B \cdot M_{cl} + C);$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1k} + \mu_{\alpha 1} (D \cdot M_{cl}^2 + E \cdot M_{cl} + F),$$

где $\varphi_{t \max}$ – максимальное значение скоростного ко-
эффициента; $\mu_{\alpha 1}$ – множитель; M_{cl} – число Маха для
минимального сечения НА; $A = -0,0893$; $B = 0,1895$;
 $C = 0,8973$; $D = 6,179$; $E = -0,4964$; $F = 0,0912$.

Для случая лопаточного НА необходимо учесть
отклонение потока газа в зависимости от числа Ма-
ха в минимальном сечении НА при подкритическом
истечении, а также учесть отклонение потока при
установлении критического и сверхкритического
перепада давлений на НА вследствие расширения
газа в косом срезе. В этом случае можно воспользо-
ваться методикой, изложенной в [1, 4]. Скоростной
коэффициент лопаточного направляющего аппарата
определяется суммой потерь на трение, кромочных
и концевых потерь:

$$\varphi_t = \sqrt{1 - (\zeta_{тр.н.а.} + \zeta_{кр.н.а.} + \zeta_{кон.н.а.})},$$

где $\zeta_{тр.н.а.}$, $\zeta_{кр.н.а.}$, $\zeta_{кон.н.а.}$ – коэффициенты потерь на
трение, кромочных и концевых потерь.

Определение коэффициентов $\zeta_{тр}$, $\zeta_{кр}$, $\zeta_{кон}$ целе-
сообразно осуществлять в соответствии с рекомен-
дациями [3] на основании сведений о величине со-
ответствующих потерь для расчётного режима рабо-
ты турбины.

Как известно, потери в колесе турбины состоят
из профильных, кромочных, концевых потерь (дан-
ные виды потерь учитываются ψ_t), а также потерь в
радиальном зазоре и дисковых потерь, рассматри-
ваемых отдельно и не учитываемых в окружном
КПД турбины.

Величина кромочных и профильных потерь
при работе турбины на нерасчётных режимах явля-
ется определяющей. В [1] потери, связанные с не-
расчётным углом выхода потока газа из направ-
ляющего аппарата в рабочее колесо выделяются в
отдельный вид потерь на входе и определяются пу-
тём численного решения весьма громоздкой систе-
мы уравнений. На основании анализа эксперимен-
тальных и расчётных зависимостей, приведенных в
[1] можно предложить следующий упрощённый
подход для определения коэффициента потерь на
входе в колесо турбины $\zeta_{вх}$:

$$\text{при } \beta_{1t} > \beta_{1tk} - \delta\beta_{1tk}: \zeta_{вх} = a_{вх} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1tk});$$

$$\text{при } \beta_{1t} < \beta_{1tk} - \delta\beta_{1tk}: \zeta_{вх} = b_{вх} \sin^2(\beta_{1t} + \delta\beta_{1t} - \beta_{1tk}),$$

где $a_{вх}$ и $b_{вх}$ – коэффициенты (или полиномы), под-
бираемые на основании экспериментальных зависи-
мостей КПД турбины; β_{1t} , β_{1tk} – действительный и
конструктивный угол входа потока газа в РК в отно-
сительном движении; $\delta\beta_{1tk}$ – поправка, учитывающая
неравномерность эпюры скорости на входе в РК.

В соответствии с [1] $a_{вх} \approx 0.5 \dots 2$, в то время как
 $b_{вх} \approx 1,5 \dots 3$. С ростом относительной частоты вра-
щения колеса коэффициент $b_{вх}$ увеличивается, а ко-
эффициент $a_{вх}$ уменьшается.

Скоростной коэффициент РК может быть рас-
считан по такой зависимости:

$$\psi_t = \sqrt{\left(\psi_{трас}^2 - \zeta_{вх} \frac{w_{1t}^2}{w_{2адт}^2} \right) \frac{1}{1 + \zeta_{к.с}}},$$

где $\psi_{трас}$ – скоростной коэффициент на расчётном
режиме, w_{1t} – действительная относительная ско-
рость на входе в РК; $w_{2адт}$ – теоретическая скорость
газа на выходе из РК при адиабатном истечении;
 $\zeta_{к.с}$ – коэффициент потерь в косом срезе на выходе
из РК (при установлении критической скорости на
выходе).

Теоретическая относительная скорость на вы-
ходе из РК:

$$w_{2адт} = c_{1t} \sqrt{\left(\frac{w_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 + \frac{1}{\varphi_t^2} \frac{\rho_t}{1 - \rho_t} - \left(\frac{u_{1t}}{c_{1t}} \right)^2 (1 - \mu_t^2)},$$

где μ_t – степень радиальности РК турбины.

Для определения осреднённого угла потока на
выходе из РК β_{2t} можно воспользоваться методикой
[5]. Как и в случае определения α_{1t} необходимо
учесть отклонение потока вследствие его расшире-
ния в косом срезе при сверхкритическом истечении.

Экстраполяция характеристик турбины в со-
ответствии с предлагаемой методикой заключается
в расчётном построении характеристик по имею-
щимся сведениям о геометрии проточной части сту-
пени турбины и приведении расчётных характери-
стик в соответствие с экспериментальными данны-
ми путём подбора значений ряда корректирующих

параметров. В качестве корректирующих параметров выступают параметры, определяющие величину различных составляющих потерь в проточной части турбины (Φ_{\max} , $a_{\text{вх}}$, $b_{\text{вх}}$, $\psi_{\text{трас}}$ и ряд других), параметры характеризующие геометрию проточной части (в случае, если таковые неизвестны).

В качестве примера рассмотрим типичную задачу экстраполяции характеристики турбины турбокомпрессора при существенном недостатке экспериментальных данных. Исходными данными для экстраполяции послужили характеристика турбины турбокомпрессора Garrett GT2056 (рис. 1) и геометрия РК турбины, представленные фирмой-производителем [6]. Диаметр колеса турбины на входе $d_{1t} = 47$ мм, наружный диаметр РК на выходе $d_{2t} = 40$ мм, диаметр втулки РК $d_{2\text{врт}} = 14,5$ мм, высота лопатки РК на входе $b_{\text{н.а}} = 6,1$ мм, средний конструктивный угол выхода потока из РК $\beta_{2\text{тр}} = 42^\circ$.

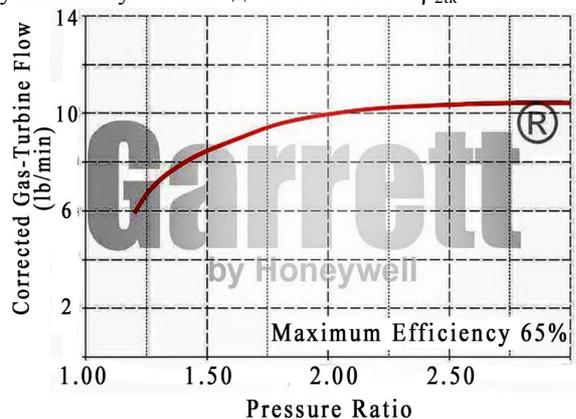


Рис. 1. Характеристика турбины турбокомпрессора Garrett GT2056 [6]

Как видно из рис. 1, характеристика, предоставляемая фирмой-производителем является очень упрощённой и представляет собой РХТ, полученную путём построения огибающей серии изотех, сведения о ХЭТ ограничены значением максимального значения эффективного КПД турбины.

Экстраполированные характеристики представлены в виде набора из 12 изотех $n_{\text{тпр}} = 1; 569; 1192; 1788; 2385; 2981; 3577; 4173; 4769; 5365; 5961; 6558$ мин⁻¹. Взаимное расположение изотех указано на рис. 2 при помощи стрелок. Принятый диапазон изменения $n_{\text{тпр}}$ соответствует диапазону изменения частоты компрессора Garrett GT2056, характеристика которого также приведена в [6].

Данные характеристики в виде цифровых массивов интегрируются в замкнутую математическую модель рабочего цикла комбинированного ДВС [2].

Выводы

Предложенная методика экстраполяции экспериментальных характеристик радиально-осевых

центростремительных турбин ДВС может использоваться при различном объёме экспериментальных данных, в том числе при существенном их дефиците. Дальнейшие работы в данном направлении могут быть связаны с распространением данной методики на турбины иных типов.

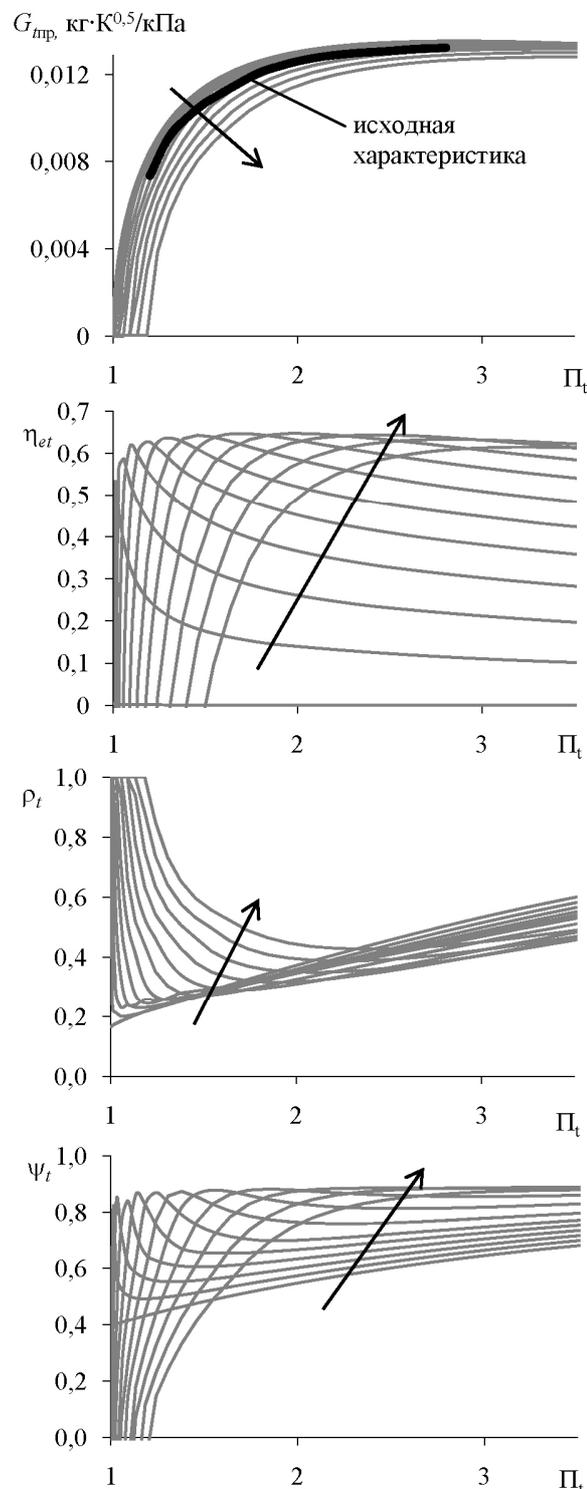


Рис. 1. Экстраполяция характеристик турбины турбокомпрессора Garrett GT2056; стрелками показано направление возрастания приведенной частоты $n_{\text{тпр}}$

Литература

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчёт центробежной турбины / В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1966. – 199 с.
2. Минчев Д.С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы наддува: дисс. ... к.т.н. / Д.С. Минчев. – Николаев: НУК, 2011. – 243 с.
3. Розенберг Г.Ш. Судовые центробежные газовые турбины / Г.Ш. Розенберг. – Л.: Судостроение, 1964. – 256 с.
4. Теория реактивных двигателей: лопаточные машины / П.К. Казанджан, Л.П. Алексеев, А.Н. Говоров, Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров; под ред. Б.С. Стечкина. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1956. – 548 с.
5. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин. –

М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.

6. Garrett product catalog : catalog / Garrett. – 2009. – 84 p.

7. Moraal P. Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications / P. Moraal, I. Koltmanovsky // SAE Technical Paper Series. – 1999. – № 1999-01-0908.

8. Samech Shaaban. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance : doktor-ingenieur genehmigte Dissertation / Shaaban Samech. – Vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Hannover, 2004. – 256 p.

9. Westin F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p.

10. Hiereth H. Charging the Internal Combustion Engine / H. Hiereth, P. Preninger. – Wien: Springer-WienNewYork, 2007. – 268 p.

Поступила в редакцию 30.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

ЕКСТРАПОЛЯЦІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДІАЛЬНИХ ДОЦЕНТРОВИХ ТУРБІН ТУРБОКОМПРЕСОРИВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Д.С. Мінчев, Ю.Л. Мошенцев, А.В. Нагірний

Представлена методика екстраполяції характеристик радіально-осьових доцентрових турбін турбокомпресорів двигунів внутрішнього згоряння з метою забезпечення замкненого моделювання робочого циклу комбінованих ДВЗ. Дана методика базується на розрахунку характеристик турбіни, який виконується у відповідності до теорії ступеня турбіни. Запропонована методика дозволяє здійснювати екстраполяцію експериментальних характеристик радіально-осьових доцентрових турбін з задовільною точністю за умови дефіциту експериментальних даних.

Ключові слова: турбокомпресор, скеровуючий апарат, характеристики турбіни, моделювання робочого циклу, газотурбінний наддув.

EXTRAPOLATION OF TURBOCHARGER RADIAL TURBINE ENGINE CHARACTERISTICS

D.S. Minchev, U.L. Moshentsev, A.V. Nagirnyi

The method for extrapolation of turbocharger radial turbine characteristics is presented. Extrapolated characteristics are of the utmost significance for correct thermodynamic simulation of internal combustion engine cycle. The method is based on calculation of turbine characteristics according to gas-turbine theory. Suggested method is suitable for turbine characteristics extrapolation with satisfactory accuracy in spite of significant lack of input data.

Key words: turbocharger, turbine guide nozzle, turbine characteristics, engine cycle simulation.

Минчев Дмитрий Степанович – канд. техн. наук, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: misaidi@mail.com.

Мошенцев Юрий Леонидович – канд. техн. наук, проф., проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: ugmosh@mail.ru

Нагорный Антон Викторович – аспирант, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Nagorniy.Anton@yandex.ru.