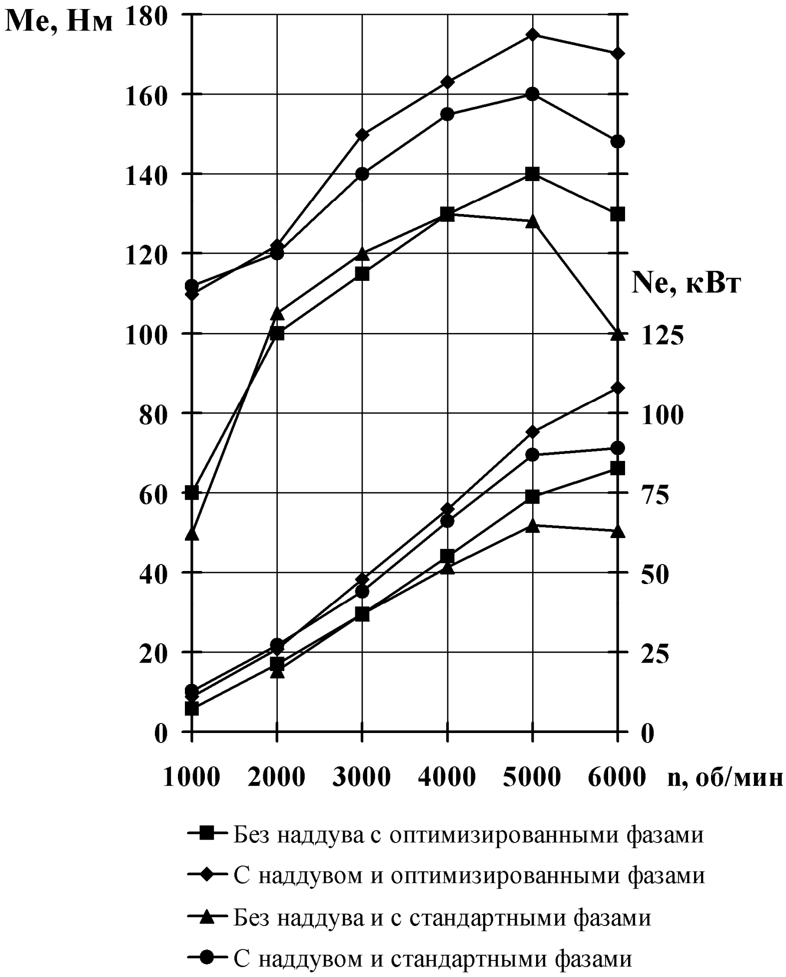

Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя ВАЗ-2112.

Таким образом, проведенные испытания показали работоспособность разработанного компрессора и значительное увеличение мощности модернизированного двигателя и, соответственно, динамических характеристик автомобиля. В настоящее время проводится подготовка моторного стенда для комплексного изучения характеристик модернизированного двигателя.

Литература:

1. Драгомиров С.Г., Драгомиров М.С. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последние десятилетие (1996-2005 годы) // Двигателестроение, № 1, 2007, с.21–25.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1982, 272 с.
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. Под общ. ред. Р.М.Петриченко. – Л.: Машиностроение. 1990, 328 с.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ НАПРАВЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В турбокомпрессорах малой и средней размерности, применяемых для наддува ДВС, используются радиально-осевые турбины с безлопаточными направляющими аппаратами (БНА). Расчет течения в этой части турбины связан со значительными затруднениями [1,2], поскольку в БНА, в отличие от лопаточного аппарата, потери и угол α_1 выхода в рабочее колесо сильно зависят от скоростного режима в потоке.

Рассмотрим схему течения в БНА в одномерной постановке (рис.1) с использованием газодинамических функций (ГДФ) от числа λ [3]. Для уравнений сохранения расхода и момента (циркуляции) для входа и выхода из БНА можно записать:

$$F_d q(\lambda_d) = \pi l_1 r_1 \sigma \sin\alpha_1 q(\lambda_d)\ ; \qquad (1)$$

$$\lambda_d r_d \cos\alpha_d = \lambda_1 r_1 \cos\alpha_1\ , \qquad (2)$$

где: F_d – площадь сечения подводящей улитки перед БНА, l_1 – ширина БНА на выходе, σ – коэффициент потерь полного давления в БНА. Разделим уравнение (1) на (2) и, с использованием взаимосвязи между ГДФ, получим:

$$tg\alpha_1 = F_d \varepsilon(\lambda_d) / 2\pi l_1 r_d \sigma \varepsilon(\lambda_1) \cos\alpha_d$$

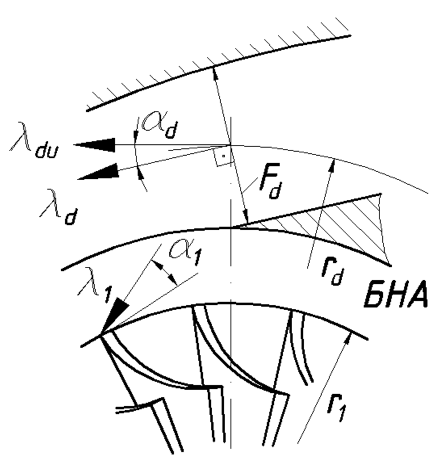

Рис.1. К расчету течения в безлопаточном направляющем аппарате радиально-осевой турбины

Выразив в уравнении (2) функцию $cos\alpha_1$ через $tg\alpha_1$, будем иметь:

$$tg^2\alpha_1 = (\lambda_d r_d \cos\alpha_d / r_1)^2 \lambda_1 - 1. \qquad (4)$$

Из системы уравнений (3) и (4) теперь можно исключить α_1. Обозначив $A = (r_d\lambda_d cos\alpha_d/R_1)^2;\ B = (F_d/2\pi\, l_1 r_d cos\alpha_d)^2$ и, учитывая, что $\sigma = \pi(\lambda_1/\varphi)/\pi(\lambda_1)$ [3], где φ -скоростной коэффициент БНА, оценивающий потери, запишем:

$$A\lambda_1^2 - 1 = B\left[\frac{\pi(\lambda_1)}{\pi(\lambda_1/\varphi)}\frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_1)}\right]^2. \qquad (5)$$

К сожалению, воспользоваться этим уравнением для аналитического определения λ_1 невозможно, так как в его правой части после подстановки газодинамических функций $\pi(\lambda)$ и $\varepsilon(\lambda)$ появятся дробные степени λ_1. Поэтому пришлось бы использовать довольно продолжительные последовательные приближения, ограничившись той или иной точностью расчета. В данной работе предлагается аналитический метод решения этого уравнения, который, хотя и являясь приближенным, обеспечивает весьма высокую степень точности определения λ_1.

Очевидно, что в качестве первого приближения решения целесообразно использовать значение λ_{10}, получаемое из (5) в предположении об отсутствии потерь $(\varphi = 1)$ и постоянстве плотности потока в БНА $\varepsilon(\lambda_d) = \varepsilon(\lambda_1)$. Оно является довольно близким к действительному λ_1, т.к. потери в сопловых аппаратах турбин незначительны $(\varphi = 0,94 - 0,98)$ [3,4,5], а изменения плотности не очень существенны. Однако, разумеется, для точного расчета надо учесть и потери и градиент плотности. Перепишем правую часть уравнения (5) в виде $B\left[\frac{\pi(\lambda_{10})}{\pi(\lambda_{10}/\varphi)}\frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_{10})}\right]^2 \cdot \left[\frac{\pi(\lambda_{10}/\varphi)\pi(\lambda_1)}{\pi(\lambda_{10})\pi(\lambda_1/\varphi)}\frac{\varepsilon(\lambda_{10})}{\varepsilon(\lambda_1)}\right]^2$, где первая квадратная скобка выражает существенную часть потерь и изменения плотности, а вторая - поправку при переходе от λ_{10} к λ_1, которую, в свою очередь, можно переписать в виде $\left[\frac{\tau(\lambda_1)/\pi(\lambda_1/\varphi)}{\tau(\lambda_{10})\pi(\lambda_{10}/\varphi)}\right]^2$, или, иначе, через дифференциал: $1 + \frac{d[\tau(\lambda_1)/\pi(\lambda_1/\varphi)]^2}{[\tau(\lambda_{10})\pi(\lambda_{10}/\varphi)]^2}$.

Подставив значения газодинамических функций от λ, выполнив дифференцирование по λ_1^2, заменив дифференциал $d\lambda_1^2$ конечной разностью $\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2$, и затем снова использовав запись с помощью ГДФ, получим :

$$\frac{2}{k+1}\frac{1 + (1/\varphi^2 - 1)k/\tau(\lambda_{10}/\varphi)}{\tau(\lambda_{10})}(\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2)\ .$$

Обозначив

$$E = \left[\frac{\pi(\lambda_{10})}{\pi(\lambda_{10}/\varphi)} \frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_{10})} \right]^2 ; \qquad C = \frac{2}{k+1} \frac{1+(1/\varphi^2-1)k/\tau(\lambda_{10}/\varphi)}{\tau(\lambda_{10})},$$

вместо (5) получим расчетное уравнение

$$A\lambda_1^2 - 1 = BE[1 + C(\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2)],$$

с помощью которого легко выразить искомую

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{BE(1 - C\lambda_{10}^2) + 1}{A - BCE}} . \qquad (6)$$

Для определения первого и основного приближения слева в (6) подставим λ_{10}, тогда

$$\lambda_{10} = \sqrt{(B+1)/A} . \qquad (7)$$

Найденное по этой формуле λ_{10} подставляется (6), в результате получается практически точное значение λ_1.

Расчетные исследования показали, что относительная ошибка определения λ_1 с помощью формул (6) и (7) и, далее, по найденной λ_1 - значения α_1 по формуле (2), представляет собой величину, меньшую 0,1 % в широком диапазоне геометрических и режимных параметров. Это значительно превосходит точность задания геометрических характеристик БНА и коэффициента φ. Таким образом, предлагаемая методика является вполне удовлетворительной для практических расчетов.

Далее по формуле (1) можно найти σ, и, поскольку параметры p_T*, ρ_T*, T_T* на входе в турбину известны, легко можно определить газодинамические характеристики входа в рабочее колесо:

$$p_1 = \sigma p_T^* \pi(\lambda_1); \quad T_1 = T_T^* \tau(\lambda_1) ; \quad \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad \text{и} \quad c_1 = \lambda_1 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_T^*} .$$

Литература:

1. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности.- М.: Машиностроение, 1976.- 208 с.
2. Farrashkhalvat M., Barufh P. An Experimental and Theoretical Invetigation of a Twin — Entry Radial Flow Turbine under Non-Steady Flow Conditions // SAE Techn.Pap.Ser.- 1980.-N 8011361.- 16 p.
3. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Масутова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
4. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М.: Машиностроение, 1974.- 228 с.
5. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок.- Л.: Судостроение, 1973.- 216 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВПУСКНЫХ ОКОН ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчетный анализ рабочих процессов двухтактных двигателей представляет собой актуальную и сложную задачу. Сложность моделирования связана в первую очередь с пространственным характером газообмена в этих двигателях, когда неравномерность распределения расхода потока во впускных и выпускных окнах и