Как видно из рисунков, характеристики, построенные с помощью описанной методики, лежат в поле опытных данных, следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчетных исследований.

В заключение отметим, что для численных расчетов взаимодействия выпускных импульсов КДВС с колесом РОТ можно воспользоваться и более простой зависимостью, чем (7).



Поскольку лопатки в таких турбинах достаточно тонкие (если не считать специальных атакоустойчивых утолщенных профилей, подобных применяемым в TKP-11), и зоны нечувствительности к углу атаки весьма малы, из (7) можно получить

$$\zeta_{\hat{a}\hat{a}} = \left[(1+a\delta)tg\delta \cdot \sin\beta_1 \right]^2,$$

где: а - эмпирический коэффициент (а = 0,002 - 0,003); δ - угол атаки (δ = 90° - $|\beta_s|$).

(10)

Данная формула также дает вполне удовлетворительные результаты.

Литература:

- 1. Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1974.- 320 с.
- 2. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У.Р.Хауторна: Пер. с англ.- М.: Машиностроение, 1968.- 742 с.
- 3. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова и М.И.Осипова. М.: Машиностроение, 1981.- 213 с.
- 4. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин.- М.: Физматгиз, 1962.-512 с.
- 5. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М.: Машиностроение, 1974.- 228 с.
- 6. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок.- Л.: Судостр., 1973.- 216 с.
- 7. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально осевые турбины малой мощности.-М.: Машиностроение, 1976.- 208 с.

К РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМ-ПРЕССОРА С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ ГРАНИЦЫ ПОМПАЖА

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчет взаимодействия нестационарного потока со ступенью центробежного компрессора (ЦБК), как наиболее распространенного агрегата наддува КДВС, представляет собой весьма сложную задачу. В наиболее значительной работе [1], посвященной этому вопросу, показано, что в диапазоне частот газодинамических

волн 10 - 70 гц, присущем импульсным системам наддува КДВС, для расчета волнового процесса в примыкающем коллекторе могут быть применены одномерные численные методы газовой динамики. А в качестве граничных условий (ГУ) у ЦБК должны быть использованы соотношения, моделирующие на каждом расчетном шаге стационарные характеристики компрессора. При этом предполагается применение экспериментальных зависимостей, предварительно снятых на стенде.

Поскольку такой способ требует хранения в программном комплексе для ЭВМ огромного объема эмпирической информации, и к тому же ограничен рамками испытаний, значительно большую практическую ценность будет представлять методика, основанная на аналитическом задании ГУ.

Следует отметить, что методики расчета для выходных элементов ЦБК - диффузора и сборника (улитки) достаточно хорошо отработаны [2,3,4] и могут быть использованы в готовом виде. Наибольшие затруднения вызывает расчет течения в колесе, поскольку номинальный режим, для которого выбран ЦБК, представляет собой лишь одну точку. Практически же колесо компрессора в КДВС все время работает с углами атаки на входе, которые при прохождении импульсов могут достигать весьма больших величин, приводя к значительным отрывным потерям.

Поскольку течение на входе в колесо обычно рассматривается в осесимметричной постановке, расчет отрывных потерь на входных кромках лопаток можно выполнять в точности как для осевых турбинных решеток [5]. Дальнейшее (условно послеотрывное) течение от входа к выходу из колеса выполняется обычным способом, например, с использованием газодинамических функций (ГДФ).

С целью наиболее достоверной проверки данного подхода была разработана установка, позволяющая снимать экспериментальные характеристики с последовательным добавлением элементов ЦБК (рис.1). На первом этапе исследовалось только колесо ТКР-14. Диффузор и улитка из состава агрегата были удалены во избежание обратного влияния этих элементов. Турбокомпрессор передним фланцем корпуса подшипников крепился к стенке специального ресивера большого объема (V = 400 л) так, что колесо с покрывающим диском находилось внутри ресивера.



Рис.1. Стенд для испытаний элементов ЦБК и полученные характеристики:
- эксперимент; — — – расчет без учета отрыва; — – расчет с учетом отрыва по разработанной методике; ↓ – δ = 0 – режим безотрывного входа в колесо

Подвод воздуха осуществлялся входным трубопроводом, перед которым было смонтировано устройство для замера расхода воздуха. Выход из ресивера прикрывался регулирующей давление поворотной заслонкой. Раскрутка колеса ЦБК осуществлялась путем подачи воздуха высокого давления в штатную турбину агрега-

та. Характеристики $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa}(G)$ снимались на частотах вращения $n = 22\ 380\ u$ 25 000 мин⁻¹.

Результаты расчетов и соответствующих экспериментов хорошо согласуются во всем диапазоне от наибольших расходов G, где имеет место практически безотрывное втекание, до минимально возможных на границе неустойчивого помпажного режима. Следует отметить, что около этой границы отрыв на входе весьма значителен, т.к. при геометрическом угле $\beta_{l_2} = 31,3^{\circ}$ реальный угол втекания β_l равен всего 4,3°. Таким образом, положительный угол атаки δ составляет 27°. Из теории турбомашин известно, что положительные углы атаки, создающие отрыв на спинках лопаток, приводят к весьма значительным потерям. На рис.1 нанесены также соответствующие расчетные характеристики, которые могли бы получиться при неучете отрывных потерь. Сравнение показывает, что в левой части диапазона, т.е. при наибольших углах атаки, отличие от эксперимента по π_{κ} составило бы весьма значительную величину - 0,07, т.е. ошибка в определении давления наддува p_{κ} достигнет 30%.

На следующем этапе за колесом был установлен штатный безлопаточный диффузор, и были получены соответствующие экспериментальные и расчетные характеристики также при истечении в ресивер. Согласование характеристик и в этом случае вполне удовлетворительное. Наличие диффузора не ухудшило точность расчетов, и было принято решение не проводить исследований полного комплекта, т.е. с пристыкованной улиткой, поскольку изменений в методики ее расчета не вносилось.

Полученные результаты показывают, что разработанный метод вполне применим для расчетов отрывных потерь в колесах в широком диапазоне режимов течения и, в итоге, для аналитического построения характеристик ЦБК, применяющихся в КДВС.

На характеристиках (рис.1) можно видеть экспериментальные точки, показывающие момент перехода на неустойчивый, помпажный режим работы компрессора. Очевидно, что в случае аналитического построения характеристик или аналитического задания ГУ при расчете взаимодействия нестационарного потока со ступенью компрессора должна применяться какая-то методика определения этих границ.

Известно, что помпаж представляет собой сложное явление, относящееся к неустойчивым режимам работы компрессора [3,4,6,7]. В боль-шинстве работ он представляется как вершина быстро нарастающего явления вращающегося срыва при снижении расхода рабочего тела. При помпаже возникают сильные газодинамические колебания в системе «компрессор-напорная магистраль» с обратным сбросом порций рабочего тела на впуск. Иногда это явление объясняют возникновением резонанса в системе. Отметим, что в компрессоре и в первую очередь в его колесе к рабочему телу применяются геометрическое и энергетическое воздействия, в результате которых повышается давление на выходе. Отметим также, что и в более простом устройстве - диффузоре, геометрически воздействующем на поток в плане повышения давления, при определенных режимах, в основном, при снижении расхода, возникают подобные явления, тоже называемые помпажом. В диффузорах с большими углами раскрытия и при высоких расходах имеют место сильные пульсации со срывом вихрей, сносимых потоком [8,9]. Возникновение вихрей, т.е. отрыв погранслоя, уменьшающий живое сечение струи в широкой части диффузора, объясняют снижением кинетической энергии в потоке за счет трения и неспособностью преодолеть поле нарастающего давления. Такое объяснение, очевидно, находится за рамками одномерного представления.

Заметим, что все существующие методики расчета одномерного течения в различных элементах и агрегатах, в том числе в диффузорах и компрессорах, базируются, как правило, только на двух уравнениях сохранения - расхода и энергии. Отсутствие третьего фундаментального закона, уравнения импульсов, «компенсируется» заданием тех или иных коэффициентов потерь. В такой ситуации можно выдвинуть гипотезу о том, что применение уравнения импульсов поможет решить некоторые проблемы.

Например, представляется очевидным, что запись всех трех законов сохранения даже для одномерного подхода к течению в диффузоре при определенной его геометрии приведет к тому, что в некотором сечении при получившихся значениях *v* и *p* возникнет невозможность заполнения живым сечением струи всего геометрического сечения. В результате возникает отрыв.

Именно такое объяснение абсолютно подтверждается современными численными расчетами пространственного течения при задании ГУ с «чистым проскальзыванием» на стенках диффузора, т.е. без образования погранслоя. По результатам такого расчета можно отметить, что, начиная с некоторого сечения возникает отрыв с образованием сносящихся вихрей - вихревой дорожки Кармана. Отметим, что численные методы базируются на всех трех законах сохранения.

Возвращаясь к течению в компрессоре, предположим, что реализация всех законов сохранения, включая уравнение импульсов, в частности, для рабочего колеса, позволит аналитически определить режим, соответствующий границе помпажа. При этом будем считать, что в этот момент возникнут условия для незаполнения всего сечения на выходе из межлопаточных каналов. Снижение расхода при высоких p_2 приведет к «отслоению» струй от покрывающего диска, и через эту кольцевую щель произойдет сброс порции рабочего тела на вход. В результате p_2 понизится, сечение $2\pi b_2 r_2$ заполнится, щель захлопнется и начнется следующий период «накачки» p_2 . Именно этот периодический процесс и будет помпажом колеса ЦБК.

Отметим, что в эксперименте установка 4 приемников полного давления около колеса по внутренней окружности входного патрубка с отверстиями, обращенными к колесу, на режиме помпажа подтвердила наличие обратных сбросов нагнетаемого воздуха в зоне покрывающего диска.

С использованием ГДФ запишем уравнения сохранения для наклонного сектора с бесконечно малым угловым раскрытием, ограниченного контуром *ABCD* (рис.2).

При этом угол наклона β_{11} вектора входной приведенной скорости λ_{11} , проходящей через сечение F_{11} с шириной канала b_{11} на расчетном радиусе r_1 принимается как среднее арифметическое между осевым направлением и углом наклона β_c касательной к образующей канала при пересечении с r_1 , т.е. $\beta_{11} = \beta_c/2$. Угол наклона сектора, т.е. хорды канала между r_1 и r_2 , обозначим β_p , и $\delta = \beta_p - \beta_{11}$. В итоге уравнение расхода и энергетическое соотношение будут иметь вид:

$$p_{11}^* F_{11} \sin \beta_{11} q(\lambda_{11}) / \sqrt{T_{11}^*} = p_{w2}^* F_{2m} \sin \beta_2 q(\lambda_{w2m}) / \sqrt{T_{w2}^*}; \qquad (1)$$

$$\sigma_{12}p_{11}^*v_2^{\frac{\kappa}{k-1}} = p_{w2}^*.$$
⁽²⁾



Здесь: σ_{12} - коэффициент потерь полного давления между сечениями 11 и 2 (подавляющая часть потерь в колесе – отрывные потери на входе, уже учтенные в p_{11}^* , поэтому для расчета границы помпажа можно принять $\sigma_{12}=1$);

 $\upsilon_2 = T_{w2}^* / T_{w1}^* = 1 + (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 / 2c_p T_{w1}^*$ - коэффициент увеличения полной энтальпии в потоке за счет действия центробежных сил.

Теперь можно записать уравнение импульсов для контура *ABCD*, наклоненного под углом β_p к оси вращения:

 $\rho_{11}F_{11}w_{11}\sin\beta_{11}\cdot w_{11}\cos\delta + p_{11}F_{11}w_{11}\sin\beta_{p} = \rho_{2m}F_{2m}w_{2m}\sin\beta_{2}\cdot w_{2m}\sin\beta_{2}\sin\beta_{p} + p_{2m}F_{11}\sin\beta_{p}$ (3)

Для простоты в этом уравнении опущен член, выражающий импульс от действующей на массу газа между рассматриваемыми сечениями

центробежной силы. Допущение сделано на основании предварительного расчетного анализа, показавшего незначительность этого импульса из-за малости величины массы. Импульс же от сил давления оказался на 2 порядка больше. С использованием ГДФ уравнение (3) имеет вид:

$$p_{11}^{*}\pi(\lambda_{11})\left[\frac{2k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\cos\delta\frac{\sin\beta_{11}}{\sin\beta_{p}}\lambda_{11}y(\lambda_{11})+1\right] =$$

$$= p_{w2}^{*}\pi(\lambda_{w2m})\left[\frac{2k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\sin^{2}\beta_{2}\frac{F_{2m}}{F_{11}}\lambda_{w2m}y(\lambda_{w2m})+1\right]$$
(4)

Определение границы помпажного режима для каждой ветки аналитически выстраиваемого поля характеристик ЦБК или проверка на возможность такого режима при расчете взаимодействия потока с компрессором выполняются следующим образом. Вначале проводится расчет течения в колесе с определением σ_{11} для соответствующих отрывных потерь на входе и с получением выходных значений p_{w2}^*, T_{w2}^* и β_2 . Затем, с помощью уравнения расхода между сечениями 1 и 11

$$F_1 \sin \beta_{1\hat{A}} q(\lambda_{1\hat{A}}) = \sigma_{11} F_{11} \sin \beta_{11} q(\lambda_{11})$$

(5)

определяется λ_{11} . Теперь с использованием уравнений (1), (2), (4) можно найти приведенную скорость λ_{w2m} и проходное сечение струи на выходе F_{2m} около предполагаемой зоны отрыва. Если при этом F_{2m} окажется меньше, чем $F_2 = 2\pi b_2 r_2$, то можно сделать вывод о том, что выходное сечение колеса на данном режиме не может быть полностью заполнено потоком сжимаемого газа. Таким образом, создались условия для сброса газа высокого давления через образующуюся щель на вход, т.е. для помпажного режима.

Описанным способом были получены граничные точки зоны помпажа на характеристиках, изображенных на рис.1. Они с достаточно высокой точностью соответствуют экспериментально полученным границам, что демонстрирует высокие возможности данной методики.

Литература:

- 1 Yano T. Performance of centrifugal blower under pulsating flow // Bull. of JSME.- 1963.- V.6, № 23.- P.478 486.
- 2 Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашины радиального типа.- М.: Изд-во МГТУ, 1998.- 624 с.

3 Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: Учебное пособие / В.С.Бекнев, В.Е.Михальцев, А.Б. Шабаров и др.- М.: Машиностроение, 1983.- 392 с.

4 Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин.- М.: Машиностр., 1986.-432 с.

5 Гришин Ю.А. Расчет отрывных потерь в решетках осевых турбин.- Настоящ. сборник.

6 Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры.Л.: Машиностроение, 1982.- 271 с.

7 Chesse P., Hetet J., Flayret J. Determination par simulation d'une zone critique des champs compresseur situee entre le pompage et la stabilite // Entropie.- 1966.- V.32, N_{2} 201.- P.9-18.

8 Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. 4-е изд. перераб. и доп.- М.: Наука, 1976.- 888 с.

9 Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин.- М.: Энергия, 1970.- 384 с.

ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА НА БАЗЕ СИ-СТЕМ «ДВИГАТЕЛЬ- ГЕНЕРАТОР»

Дидов В.В., Сергеев В.Д.

(Дальневосточный государственный технический университет)

Разработка высоконадежных генераторов электрической и тепловой энергии представляет собой важную и актуальную задачу. Рост цен на жидкое углеводородное топливо вынуждает активно искать ему замену. Одним из путей значительного сокращения затрат на топливо является сжигание пылеугольных смесей в замкнутом газотурбинном цикле. Преимущество сжигания угля в газотурбинной установке замкнутого цикла (ГТУЗЦ) возрастает при использовании плазменной топливохимической подготовки углей. К особенностям ГТУЗЦ относится следующее: внутренний тракт ГТД замкнут и отделен от атмосферы, рабочее тело не смешивается ни с атмосферным воздухом, ни с топливом [1].

Использование радиальных турбомашин малых размеров позволяет значительно сократить массу установки и ее габариты и при этом обеспечить высокий внутренний КПД агрегатов. Консольная компоновка центростремительной турбины и высоконапорного центробежного компрессора с подшипниками на газовой смазке позволяет получить высоконадежную систему «двигатель-генератор» с внутренним КПД агрегатов, равным 0,84 [2].

Применение в ГТУ на газовых подшипниках, работающих по открытому циклу, в качестве топлива угля приводит к эрозии сопловых и рабочих лопаток и отложениям в проточной части турбомашин, что в свою очередь влечет разбалансировку ротора и выход подшипников из строя. Газовые подшипники также чувствительны к загрязнению газовой среды, в которой они работают, а при использовании ГТУ открытого цикла неизбежно попадание угольной пыли в подшипники.