

МЕТОД СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТРДД

© 2006 И.Н. Крупенич, В.С. Кузьмичев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложен метод согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессоров ТРДД, базирующийся на непосредственном решении системы нелинейных алгебраических уравнений, связывающих конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора, стандартными математическими методами.

Одной из основных задач концептуального этапа проектирования ТРДД является формирование облика его турбокомпрессора. Правильный выбор его конструктивно-геометрических параметров является необходимым условием успешного проектирования двигателя.

С одной стороны, определение диаметральных размеров проточной части и числа ступеней лопаточных машин, а также уточнение их схемы проводится после решения задачи выбора параметров двигателя, с другой стороны – предшествует детальному газодинамическому проектированию лопаточных машин. Это обуславливает высокую значимость данной задачи в общем процессе проектирования ТРДД.

Решению задачи проектирования турбокомпрессора посвящены работы Холщеникова К.В., а также Сосунова В.А. и Цховребова М.М., которые обобщили опыт разработки двухконтурных двигателей, что позволило ввести новые критерии и предложить современную методологию проектирования проточной части ТРДД. Однако применение методики согласования на основе комплексного параметра Холщеникова к современным и перспективным ТРДД связано со значительными трудностями в связи с появлением новых схем турбокомпрессоров (многовальных, осецентрибежными компрессорами и редуктором между вентилятором и его турбиной). Необходимость написания для каждой схемы отдельного алгоритма согласования параметров в значительной степени затрудняет автоматизацию структурной оптимизации турбокомпрессора, в то время как внедрение САПР в процессе проектирования позволяет сократить число допущений при проектировании турбокомпрессора.

Согласование параметров элементов турбокомпрессора условно может быть раз-

делено на термогазодинамическое согласование (соблюдение балансов расхода газа и давлений в характерных сечениях проточной части двигателя, балансов мощностей на валах каскадов), которое обеспечивается при выполнении проектного термогазодинамического расчета двигателя, и конструктивно-геометрическое согласование (соблюдение равенства частот вращения роторов компрессоров и турбин, обеспечение прочности рабочих лопаток, плавности изменения проточной части турбокомпрессора).

Исходя из современных представлений о декомпозиции процесса проектирования, целесообразно разделить и сделать относительно независимыми этапы термогазодинамического и конструктивно-геометрического согласования турбокомпрессора, что позволит проводить оптимизационные расчеты отдельно на каждом этапе. При этом метод согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора должен обеспечивать расчет произвольной схемы турбокомпрессора, давать возможность поиска рационального конструктивно-геометрического облика турбокомпрессора в режиме оптимизации.

Суть предлагаемого метода согласования сводится к непосредственному решению системы нелинейных алгебраических уравнений, связывающей конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора, стандартными математическими методами.

При согласовании конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора целесообразно применять принцип модульности, то есть согласование параметров отдельных лопаточных машин проводить относительно независимо. Турбокомпрессор разбивается на узлы, соответствующие делению двигателя на элементы: турбина, компрессор. Компрессор, кроме того, может быть представлен различными типами:– осевой, центробежный. В этом случае каждый

модуль (соответствующий какой-либо лопаточной машине) имеет свой набор входных и выходных данных.

Это позволяет использовать одни и те же модули математических моделей для формирования различных схем ТРДД.

Каждый из модулей реализует частный алгоритм решения системы уравнений. При этом для повышения эффективности работы в режиме оптимизации целесообразно чтобы алгоритм модуля обеспечивал быстроту решения (отсутствие итераций внутри модуля) и соответствовал алгоритму расчета при оптимизации, параметры, выбранные как исходные имели ограниченный диапазон допустимых значений.

Из всего набора переменных модуля в качестве исходных целесообразно выбрать:

- число ступеней (поскольку параметр дискретен и диапазон значений ограничен);
- приведенные скорости на входе и выходе из лопаточной машины (диапазон значений ограничен);

- относительный диаметр втулки на входе и выходе из лопаточной машины (диапазон значений ограничен, кроме того, при определении геометрии узла исключаются итерационные циклы);

- коэффициент запаса прочности (параметр ограничен снизу);

- коэффициент формы рабочих лопаток (диапазон значений ограничен);

- коэффициент напора или параметр нагруженности (диапазон значений ограничен).

Кроме того, необходимо задаваться материалом рабочих лопаток ЛМ, поскольку им определяется плотность и предел прочности.

На основании указанных выше соображений можно выбрать следующий алгоритм модуля осевого компрессора:

1. $F_{i,вх} = \frac{G_{i,вх} \sqrt{T_{i,вх}^*}}{m_{i,вх} p_{i,вх}^* q(\lambda_{i,вх})};$
2. $F_{i,вых} = \frac{G_{i,вых} \sqrt{T_{i,вых}^*}}{m_{i,вых} p_{i,вых}^* q(\lambda_{i,вых})};$
3. $D_{i,вх,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вх}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вх}^2)}};$
4. $D_{i,вх,от} = \bar{d}_{i,вх} D_{i,вх,пер};$

5. $D_{i,вх,ср} = \frac{D_{i,вх,от} + D_{i,вх,пер}}{2};$
6. $h_{i,вх} = \frac{D_{i,вх,пер} - D_{i,вх,от}}{2};$
7. $D_{i,вых,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вых}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вых}^2)}};$
8. $D_{i,вых,от} = \bar{d}_{i,вых} D_{i,вых,пер};$
9. $D_{i,вых,ср} = \frac{D_{i,вых,от} + D_{i,вых,пер}}{2};$
10. $h_{i,вых} = \frac{D_{i,вых,пер} - D_{i,вых,от}}{2};$
11. $D_{i,ср} = \frac{D_{i,вх,ср} + D_{i,вых,ср}}{2};$
12. $n_i = \sqrt{\frac{\sigma_{в,i}}{2\pi k_{\phi,i} k_{\sigma,i} \rho_i F_{i,вых}}};$
13. $u_{i,ср} = \pi D_{i,ср} n_i;$
14. $\bar{H}_{i,ср} = \frac{L_i}{z_i u_{i,ср}^2}.$

Аналогично для модуля осевой турбины:

1. $F_{i,вх} = \frac{G_{i,вх} \sqrt{T_{i,вх}^*}}{m_{i,вх} p_{i,вх}^* q(\lambda_{i,вх})};$
2. $F_{i,вых} = \frac{G_{i,вых} \sqrt{T_{i,вых}^*}}{m_{i,вых} p_{i,вых}^* q(\lambda_{i,вых})};$
3. $D_{i,вх,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вх}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вх}^2)}};$
4. $D_{i,вх,от} = \bar{d}_{i,вх} D_{i,вх,пер};$
5. $D_{i,вх,ср} = \frac{D_{i,вх,от} + D_{i,вх,пер}}{2};$
6. $h_{i,вх} = \frac{D_{i,вх,пер} - D_{i,вх,от}}{2};$
7. $D_{i,вых,пер} = \sqrt{\frac{4F_{i,вых}}{\pi(1-\bar{d}_{i,вых}^2)}};$
8. $D_{i,вых,от} = \bar{d}_{i,вых} D_{i,вых,пер};$
9. $D_{i,вых,ср} = \frac{D_{i,вых,от} + D_{i,вых,пер}}{2};$
10. $h_{i,вых} = \frac{D_{i,вых,пер} - D_{i,вых,от}}{2};$
11. $D_{i,ср} = \frac{D_{i,вх,ср} + D_{i,вых,ср}}{2};$

$$12. T_{лi} = T_{i.вых}^* + \frac{L_i}{2z_i c_{pi}};$$

$$13. T_{л.охл.i} = T_{лi} - \Theta_i (T_{лi} - T_{охл.i}^*);$$

$$14. \sigma_{\theta i} = f(T_{л.охл.i}, \tau_i);$$

$$15. n_i = \sqrt{\frac{\sigma_{\theta i}}{2\pi k_{\phi i} k_{\sigma i} \rho_i F_{i.вых}}};$$

$$16. u_{i.cp} = \pi D_{i.cp} n_i;$$

$$17. y_i^* = \sqrt{\frac{z_i u_{i.cp}^2 n_i^*}{2L_i}}.$$

Входной информацией для каждого модуля являются соответствующие термодинамические параметры рабочего тела, приведенные скорости в сечениях на входе и выходе, параметры, определяющие форму проточной части лопаточных машин и т.д. В каждом модуле независимо от других производится определение:

- площадей сечений на входе и выходе;
- диаметральных размеров проточной части на входе и выходе;
- окружных скоростей;
- числа ступеней
- частоты вращения с учетом обеспечения прочности рабочих лопаток.

Кроме того, для компрессора и турбины, расположенных на одном валу можно записать уравнение пропорциональности их частот вращения

$$n_{i.к} = I_i \cdot n_{i.м}.$$

Таким образом обеспечивается взаимосвязь модулей, относящихся к одному турбокомпрессору.

Применение этого принципа позволяет при изменении (уточнении) математической модели лопаточной машины оперативно модифицировать соответствующие модули, при этом необходимо только чтобы не изменялся состав независимых переменных и выходных данных, по которым осуществляется взаимосвязь модулей.

Формирование системы уравнений

можно полностью формализовать и выполнять автоматически исходя из схемы турбокомпрессора, поскольку каждому узлу соответствует вполне определенный набор уравнений и независимых переменных. Применение принципа модульности дает возможность оперативно менять модели и конструктивные схемы, не затрагивая концепцию автоматизированного формирования систем уравнений по схемным признакам, определяющим количество и тип модулей.

Блок-схема метода согласования представлена на рис. 1.

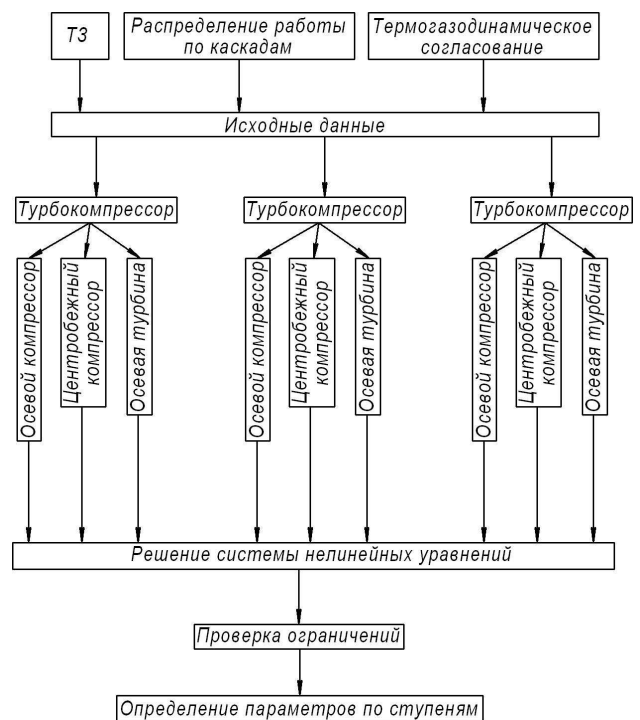


Рис. 1. Схема метода согласования конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ТРДД

После решения системы уравнений осуществляется проверка ограничений на независимые и оптимизируемые переменные, которые накладываются из условий обеспечения прочности элементов турбокомпрессора, плавности его проточной части и возможности достижения высоких КПД компрессора и турбины.

THE METHOD OF BYPASS ENGINES TURBOCOMPRESSORS STRUCTURAL-GEOMETRIC PARAMETERS MATCHING

© 2006 I.N. Krupenich, V.S. Kuzmichev

Samara State Aerospace University

The article describes the method of bypass engines turbocompressors structural-geometric parameters matching intended for use in the computer-aided thermogasdynamic design systems.