

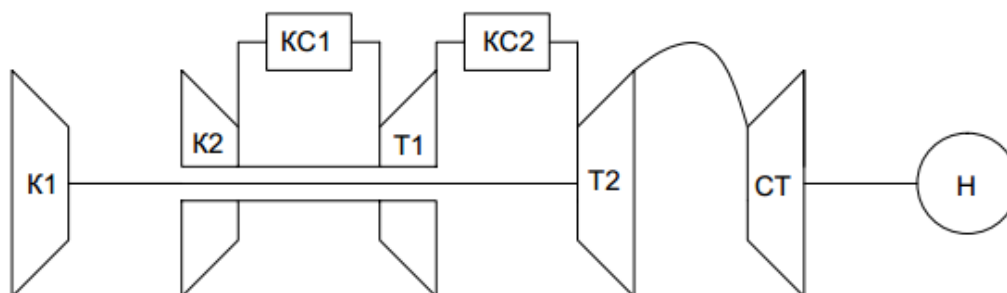
УДК 621.438

Оптимизация турбины высокого давления в составе многоагрегатной ГТУ

*Шишов А.В., студент
кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: Моляков В.Д., к.т.н., доцент
кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
bauman@bmstu.ru*

В данной работе рассматривается уменьшение числа ступеней турбины высокого давления стационарных энергетических ГТУ и авиационных ГТД. В качестве примера рассматривается трехвальная ГТУ со свободной турбиной (см. рис.) мощностью 100 МВт, с промежуточным подогревом газа. Температура газа перед ТВД $T_{г1}^* = 1673$ К, температура газа перед ТНД $T_{г2}^* = 1573$ К. В результате расчета цикла, были определены следующие параметры: $\pi_{к\Sigma} = 48$, $\pi_{к1} = 9,6$, $\pi_{к2} = 5$, $\pi_{т1} = 2,98$, $\pi_{т2} = 2,3$, $\pi_{тст} = 6,57$, $\eta_e = 43,43$ %.



Сравниваются две турбины высокого давления с $z_T = 2$ и $z_T = 1$ ступеней. Для каждого из вариантов находили длину и массу турбины высокого давления.

Расчет вала высокого давления начинается с расчета турбины. Частота вращения вала ограничивается прочностью лопаток турбины.

Снижение числа ступеней турбины влечет за собой снижение материальных затрат на изготовление, что делает установку более конкурентоспособной. Снижается время изготовления турбины и ее дальнейшей сборки. Вследствие снижения массы наблюдается лучшая маневренность установки. Наблюдается упрощение конструкции турбины.

Добиться уменьшения числа ступеней можно путем повышения окружной скорости конца рабочих лопаток. Значение окружной скорости в данном случае обычно не превышают $u < 500$ м/с, что обусловлено прочностью рабочих лопаток.

Порядок расчета: из условия прочности определяется максимальная частота вращения $n_{T\max}$. Далее, принимаем такую частоту вращения и отношение длины рабочей лопатки к диаметру турбины l_T/D_T , при которых возможно использование одноступенчатой ТВД. В зависимости от отношения длины рабочей лопатки к диаметру выбирается оптимальное значение степени реактивности ρ . Далее проводится полный расчет турбины по средней линии тока. Основные зависимости:

Задаемся углом выходом из соплового аппарата (СА): α_1 (1)

Угол входа в рабочее колесо: $\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_{cp}}\right)$, (2)

где c_{1a} — осевая составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо,
 c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо,
 u_{cp} — окружная скорость.

Угол выхода из рабочего колеса: $\beta_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{w_2}\right)$, (3)

где c_{2a} — осевая составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса,
 w_2 — относительная скорость за рабочим колесом.

Приведенная скорость на выходе из СА: $\lambda_c = \frac{c_1}{\sqrt{\frac{2 * K_{nc}}{K_{nc} + 1} * R_{nc} * T_{г1}^*}}$, (4)

где c_1 — абсолютная скорость на выходе из СА, K_{nc} — показатель адиабаты продуктов сгорания, R_{nc} — газовая постоянная для продуктов сгорания.

В случае, когда $\lambda_c > 1$, появляется угол отставания потока: $\gamma = \arcsin\left(\frac{\sin(\alpha_1)}{q(\lambda_c)}\right) - \alpha_1$, (5)

где $q(\lambda_c)$ — значение ГДФ расхода.

Данная поправка учитывается следующим образом: $\alpha'_1 = \alpha_1 + \gamma$ (6)

Далее производится перерасчет турбины.

Угол выхода потока из РК в абсолютном движении: $\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right)$, (7)

где c_{2u} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК.

$$\text{КПД на окружности колеса: } \eta_u = \frac{L_u}{H}, \quad (8)$$

где L_u – работа на окружности колеса, H – располагаемый теплоперепад.

$$\text{Мощностной КПД: } \eta_T = \eta_u - \xi_3 - \xi_{т.в}, \quad (9)$$

где ξ_3 – относительные потери в радиальном зазоре, $\xi_{т.в}$ – относительные потери на трение и вентиляцию диска.

$$\text{Лопаточный КПД: } \eta_l = \eta_u - \xi_3 + \xi_v - \xi_{т.в}, \quad (10)$$

где ξ_v – относительные потери с выходной скоростью.

$$\text{КПД по параметрам торможения: } \eta_T^* = \frac{L_T}{H^*} \quad (11)$$

где L_T – удельная работа турбины, H^* – располагаемый теплоперепад по параметрам торможения.

Результаты расчеты представлены в таблице.

Параметр	Одноступенчатая турбина	Двуступенчатая турбина	
		1-ая ступень	2-ая ступень
n_T , об/мин	12700	8000	
D_T , м	0,748	0,906	
u , м/с	497	379	
ρ	0,277	0,29	0,31
β_1 , град	31,3	38,3	44
β_2 , град	20,2	20,2	21,2
α_1 , град	14,5	14	15,8
α_2 , град	65	85,1	84
λ_c	1,1	0,8	0,83
η_T , %	85,2	85,7	87,1
η_u , %	86,4	88,7	89,5
η_l , %	89,4	91,1	92,2
η_T^* , %	88,8	90,6	91,8

Из результатов расчета видно, что снижение числа ступеней достигается путем увеличения нагрузки турбины. Стоит отметить, что важную роль играет запас прочности используемого материала. Чем лучше и совершеннее материалы, тем больше можно нагрузить турбину.

Поскольку в одноступенчатой ТВД $\lambda_c > 1$, то растут потери с выходной скоростью, кромочные и профильные потери. Решить данный вопрос можно путем подбора уже существующего профиля, тем самым максимально снизить потери.

Уменьшение числа ступеней ТВД приводит к незначительному снижению ее КПД, однако снижает массу и габаритные размеры. Уменьшение размеров и массы ГТД приводит к уменьшению массы двигателя, что благоприятно сказывается топливно-экономической составляющей авиационных двигателей.

В рассматриваемом примере в схеме присутствует дополнительная камера сгорания, располагающаяся перед ТНД. Это затрудняет возможность использования меньшего числа ступеней ТВД, так как осевая составляющая скорости имеет достаточно большое значение. В этом случае необходимо снижать осевую составляющую скорости перед камерой сгорания, что приведет к увеличению габаритов. Этот вопрос можно решить путем переноса дополнительной камеры сгорания за ТНД, однако, КПД установки ощутимо снижается, поскольку подвод тепла более выгоден при большем давлении.

Список литературы

1. Моляков В.Д., Осипов М.И., Сыромятникова Л.И., Тумашев Р.З. Метод расчета и анализ режимов работы многовальных газотурбинных двигателей усовершенствованных циклов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2008. № 4. С. 3-24.
2. Моляков В.Д., Тумашев Р.З. Особенности проектирования проточных частей газотурбинных установок // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2003. № 2. С. 52-63.
3. Моляков В.Д., Осипов М.И., Тумашев Р.З., Олесевич К.А. Перспективные направления повышения эффективности ГТУ. Газотурбинные технологии, № 3 (94). 2011. С. 2-7.
4. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины. Часть 1. Теория и проектирование ступени газовой турбины» / под ред. М.И. Осипова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 104 с.
5. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины. В 2 ч. Часть 2. Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 116 с.
6. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Расчет цикла газотурбинной установки: учеб. пособие / под ред. И.Г. Суровцева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 32 с.