

Влияние охлаждения на работу турбины

Проведен расчет ступени турбины, по результатам которого установлено, что КПД турбины снижается при выпуске охлаждающего воздуха за горлом соплового венца и повышается с ростом температуры воздуха. Показано, что пропускная способность турбины увеличивается при снижении температуры газа, осевая сила на роторе изменяется при переключении охлаждения и существует принцип суперпозиции влияний различных выпусков охладителя на потери в венце. Сформулированы рекомендации по рациональному выпуску воздуха вблизи выходных кромок лопаток, выбору угла атаки в проектируемой рабочей лопатке и учету различий параметров турбины при ее модельных и натурных испытаниях.

Б.И. МАМАЕВ,

д-р техн. наук,

А.Л. КУЗНЕЦОВА

(ОКБ им. А. Люльки, Москва)

kuznetsova-ann@yandex.ru

Турбина, венец, горло, охладитель, отключение охлаждения, потери, КПД, пропускная способность

Вследствие охлаждения горячих деталей возникают потери энергии, из-за чего становится малоэффективным повышение температуры газа в цикле работы газотурбинного двигателя. В связи с этим часто применяется управляемая система охлаждения турбины с частичным отключением на режимах работы с пониженной мощностью. Проблема влияния охлаждения на параметры двигателя и его турбины очень сложна и определяется влиянием многих факторов – режимных и кинематических параметров турбины, типа охлаждения лопаток, особенностей подвода охладителя к турбине и др. [1–4]. Для решения этой задачи, как правило, применяются одномерные методы термогазодинамических расчетов с последующей коррекцией их результатов на основе различных экспериментов и натурных испытаний двигателей [1, 2]. При ограниченном объеме расчетных и экспериментальных данных многие эффекты, связанные с охлаждением, учитываются без количественной оценки.

Вместе с тем с целью повышения экономичности газотурбинного двигателя необходимо накапливать и обобщать теоретические, расчетные и экспериментальные данные о возможных способах экономии охладителя и его влиянии на работу турбины. Эта информация может быть полезна не только при доводке других двигателей, но и в работе по оптимизации проектируемой турбины. Получение таких данных является целью настоящего расчетного исследования.

Исследование проводилось на примере ступени высокого давления высокотемпературного газотурбинного двигателя, где отношение среднего диаметра к высоте сопловой лопатки примерно 10,5. Окружная скорость на среднем радиусе колеса $u \approx 500$ м/с, степень понижения полного давления $\pi_T^* \approx 2,8$. Ступень имеет высоконапорную систему охлаждения с конвективно-пленочным охлаждением сопловых и рабочих лопаток и подводом охлаждающего воздуха к рабочему колесу через аппарат спутной закрутки. Суммарно относительный расход охлаждающего воздуха, отбираемого из-за компрессора, в сопловом аппарате примерно 14 %, в рабочем колесе приблизительно 6 %. Охлаждение, как обычно, за исключением передней части сопловых лопаток, частично отключается на режимах с температурой газа менее 1200 К [4].

Охлаждающие полости сопловой лопатки приведены на рис. 1, рабочей лопатки – на рис. 2 (стрелками обозначен выпуск охладителя).

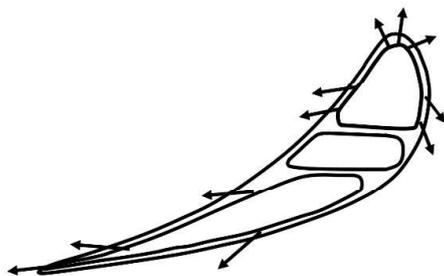


Рис. 1

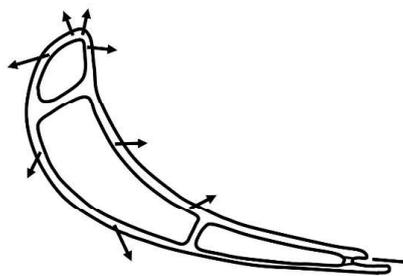


Рис. 2

Газодинамические расчеты ступени турбины проводились по методике [5], в которой учитывается изменение состава газовой смеси и переменность ее физических свойств по оси проточной части в широком диапазоне изменения температуры. Для каждого лопаточного венца выбрано четыре контрольных поперечных сечения, что позволяет учесть переменность потерь энергии вдоль оси, а также влияние на течение различных вариантов выпуска охладителя. Вопрос правильной оценки потерь энергии и параметров охлаждающего воздуха решен использованием зависимостей, базирующихся на экспериментальных результатах исследования влияния охлаждения на течение в турбине (в основном из работ [2, 3]). Возможен учет влияния выпуска охладителя через перфорацию на поверхности пера и концевых полок лопаток, через щели в выходных кромках и по стыкам полок, с подсосом за сопловым аппаратом и рабочим колесом.

Как принято [1, 2, 4], для оценки эффективности турбины используется первичный КПД по температуре торможения потока в горле соплового венца T_{CA}^* и полному давлению перед турбиной p_0^* .

Рассмотрим вопрос изменения режимных параметров турбины при отключении охлаждения. Как правило, ступени высокого давления сильно нагружены и ограничены по расходу [1, 4], в них даже при больших изменениях режима работы двигателя значение π_T^* не меняется, а частота вращения ротора лишь немного увеличивается вследствие уменьшения нагрузки на компрессор.

Согласно исходному расчету на номинальном режиме с полным охлаждением при радиальном зазоре $\delta = 0,8$ мм, значении $\pi_T^* = 2,8$, отношении скоростей $u/c_{ад}^* \approx 0,49$ (где u – окружная скорость на среднем радиусе; $c_{ад}^*$ – скорость, соответствующая адиабатическому теплоперепаду по полным параметрам и средней степени реактивности $\rho = 0,5$) параметры ступени следующие: приведенные адиабатические скорости на выходе из сопловых и рабочих лопаток $\lambda_1 \approx 1$, $\lambda_{2w} \approx 1,07$; угол атаки на входе в рабочее колесо $\Delta\beta_1 = 5^\circ$; скорость и угол потока в абсолютном движении за ступенью $\lambda_2 \approx 0,5$, $\alpha_2 \approx 56^\circ$; КПД $\eta^* = 0,9$.

Полученное значение КПД свидетельствует о высокой эффективности ступени с рабочей лопаткой без бандажа [2].

Согласно расчетам при отключении охлаждения в передней части сопловой лопатки ожидаемо уменьшились бы потери в венце на участке до его горла и на 1,3 % выросла бы пропускная способ-

ность \bar{G} ($\bar{G} = \frac{G_{CA} \sqrt{T_{CA}^*}}{p_0^*}$, G_{CA} – расход газа через горло соплового аппарата). Кроме того, увеличиваются значения T_{CA}^* и температуры перед рабочими лопатками в относительном движении T_{1w}^* , увеличивается степень реактивности до $\rho = 0,51$, и растет мощность примерно на 4 %. Кинематические параметры такой ступени следующие: $\lambda_1 \approx 0,96$; $\lambda_{2w} \approx 1,1$. Практически не изменились значения $\Delta\beta_1$, λ_2 , α_2 , и снизилось значение отношения $u/c_{ад}^*$ до 0,48. При этом, несмотря на рост волновых потерь в рабочих лопатках, значение КПД увеличивается примерно на 0,6 %.

При отключении всего охлаждения на участке до горла соплового аппарата качественные изменения параметров потока такие же, как и при отключении охлаждения в передней части лопатки, но поскольку потери в сопловом аппарате еще немного уменьшаются, КПД дополнительно увеличивается примерно на 0,2 %.

При отключении охлаждения на участке за горлом соплового аппарата (через щели на корыте лопаток вблизи выходных кромок с уменьшением относительного расхода воздуха примерно на 2,3 %) в аппарате заметно уменьшаются кромочные потери, но пропускная способность \bar{G} практически неизменна. Колесо как бы раскрывается, поэтому степень реактивности уменьшается до $\rho = 0,47$. Уменьшается и значение λ_{2w} до 1,05, однако увеличивается угол атаки $\Delta\beta_1$ до 9° , и в итоге потери в рабочем колесе остаются практически неизменными. Также не изменились величины T_{CA}^* и $u/c_{ад}^*$, а значение угла α_2

немного увеличилось, скорость λ_2 уменьшилась, кпд турбины снизился примерно на 0,8 %. Причиной этого является превалирующее влияние уменьшения расхода рабочего тела через колесо, однако это уменьшение кпд не означает ухудшение экономичности двигателя. В цикле вследствие уменьшения расхода охладителя, отбираемого за компрессором, удельный расход топлива снижается, несмотря на падение кпд.

Полученный результат подтверждает известное утверждение о том, что экономия расхода охладителя и совершенствование всей системы охлаждения являются важнейшей частью создания высокоэффективного газотурбинного двигателя [1, 3].

При выпуске охладителя за горлом соплового аппарата значительно усиливается влияние закрочных следов его лопаток на потери в рабочем колесе, которые увеличиваются из-за повышенной неоднородности и нестационарности потока на входе в него. В связи с этим выпуск воздуха вблизи выходной кромки сопловых лопаток желательно делать на их корыто со скосом его поверхности, как указано в работе [5]. Такой выпуск желательно применять и для рабочих лопаток.

При исследовании влияния охлаждения соплового аппарата на работу турбины получен еще один важный результат: в сумме пониженные значения кпд в результате всех независимых выпусков охладителя из лопаток до горла и за горлом равно сумме сниженных значений кпд из-за каждого отдельного выпуска.

Использование принципа суперпозиции влияния может быть полезно при оценке потерь в лопаточных венцах ступени.

В турбине значительные потери энергии из-за охлаждения связаны с рабочим колесом. Они складываются из потерь в проточной части (при отводе тепла в охладитель и смешении его с газом) и потерь в подводной охладительной системе [2, 4]. В данном случае по расчету на основном режиме только насосная работа составляет примерно 2 % мощности ступени. Наконец, как уже отмечено, сам расход охладителя является источником дополнительных ухудшающих экономичность потерь.

Потери энергии от охлаждения колеса обычно существенно превышают потери от охлаждения соплового аппарата, особенно если воздух проходит через теплообменник. В связи с этим при проектировании турбины необходимо уменьшить паразитные утечки охладителя и затраты энергии на его подвод к лопаткам, а использование теплообменника в системе охлаждения должно быть всесторонне обосновано (с учетом усложнения конструкции, дополнительных затрат на изготовление и обслуживание и в конечном счете стоимости турбины). Даже частичное отключение охлаждения на режимах работы с пониженной мощностью может стать эффективным средством улучшения экономичности двигателя.

Согласно расчету на режиме с $\pi_T^* = 2,8$ благодаря частичному отключению охлаждения рабочего колеса (расход примерно 2 % вместо 6 %) увеличивается кпд турбины (примерно на 2 %). Рабочее колесо, по сути, раскрывается (расход на выходе из колеса уменьшается на 5 %), и резко снижается степень реактивности ступени до $\rho = 0,35$. Характер течения и потери в сопловом аппарате почти не изменяются. Значение λ_1 увеличивается до единицы, но пропускная способность ступени неизменна. Потери в колесе также практически неизменны: значение λ_{2w} снижается до 1,04 и уменьшаются волновые потери, но увеличивается угол атаки (примерно до 7°) и связанные с ним потери. Параметры потока в абсолютном движении на выходе из колеса меняются мало (немного уменьшается λ_2 и увеличивается α_2).

Заметим, что из-за снижения степени реактивности ступени уменьшается осевая сила на роторе турбины, что нарушает условие разгрузки упорного подшипника ротора турбокомпрессора. Это обстоятельство должно быть учтено при проектировании двигателя.

Эффект отключения охлаждения обосновывается не только повышением кпд. Само уменьшение расхода охлаждающего воздуха дает заметную экономию расхода топлива.

Вследствие повышения температуры охлаждающего воздуха увеличивается скорость его истечения из лопаток, что уменьшает потери смешения воздуха и газа и увеличивает кпд. Согласно расчету повышение температуры воздуха на 10 % увеличивает кпд примерно на 0,2 %. Кроме того, подвод дополнительной энергии к основному потоку энергии увеличивает мощность турбины примерно на 0,6 %.

Испытания охлаждаемых турбин на специальных стендах нередко проводятся при температурах газа и охладителя, значения которых в три и более раза меньше, чем в реальных условиях на двигателе. При этом вследствие более высокой относительной температуры охладителя уменьшаются не только потери смешения, но и волновые потери в колесе из-за снижения степени реактивности (так как потери от охлаждения обычно уменьшаются больше в рабочем колесе, чем в сопловом аппарате).

Повышение кпд в таком испытании по сравнению с реальными условиями составляет примерно 1 %. Пропускная способность турбины из-за снижения температуры газа может увеличиваться на 2–3 %. Кроме того, в модельном эксперименте с реальной турбиной могут быть уменьшены рабочий радиальный зазор и турбулентность потока, в свою очередь, это может увеличивать кпд еще примерно на 1 %. В связи с этим данные отличия значений кпд и пропускной способности должны учитываться при анализе результатов испытаний [2].

Таким образом, в результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

В сопловом аппарате выпуск охладителя до горла межлопаточного канала приводит к уменьшению пропускной способности ступени.

Из-за отключения выпуска охладителя за горлом соплового аппарата заметно снижается кпд турбины вследствие уменьшения расхода газа через рабочее колесо. Это не означает ухудшения экономичности двигателя, поскольку в цикле его работы превалирует положительное влияние термодинамического выигрыша от экономии охлаждающего воздуха.

В лопаточном венце суммарные потери энергии от различных выпусков охладителя равны сумме потерь от отдельных выпусков, благодаря чему облегчается расчет потерь в венце.

В сопловом аппарате не рекомендуется выпускать охладитель на спинку профиля в той ее части, где значения скорости обтекания λ превышают 0,6.

Охладитель через щель вблизи выходной кромки желательнее выпускать на корыто лопатки со скосом его поверхности под углом не более 20° и с утоненной в этом случае кромкой, которую будет создавать лишь спиночная оболочка лопатки.

Благодаря допустимому затеканию горячего газа в подводящие каналы охлаждения и внутренние полости рабочей лопатки возможно осуществить полное или частичное отключение охлаждения. Также появляется возможность максимально улучшить экономичность не только уменьшением расхода охладителя, но и за счет уменьшения рабочего радиального зазора вследствие нагрева диска и лопаток колеса.

Из-за отключения охлаждения колеса возможно появление больших углов атаки на входе в рабочие лопатки, что снижает положительный эффект от отключения. В связи с этим при проектировании турбины с управляемой системой охлаждения значения конструктивного угла входа в рабочие лопатки должны выбираться в результате проведения многорежимной оптимизации.

При подготовке экспериментальных исследований во избежание грубых ошибок в определении характеристик турбины следует использовать надежную методику газодинамических расчетов для прогнозирования и анализа будущих результатов опытов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Деревянко А.В. и др.* Основы проектирования турбин авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.
2. *Венедиктов В.Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 240 с.
3. *Локай В.И. и др.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
4. *Мамаев Б.И., Рябов Е.К.* Методика газодинамического расчета характеристики многоступенчатой охлаждаемой турбины // Изв. вузов. Авиационная техника. 2015. № 1. С. 50–55.
5. *Мамаев Б.И., Валеев М.Р.* Повышение аэродинамической эффективности решетки рабочих профилей охлаждаемой турбины // Теплоэнергетика. 2010. № 9. С. 54–56.

Поступила в редакцию 30.10.24

После доработки 4.12.24

Принята к публикации 4.12.24

The Effect of Cooling on Turbine Operation

B.I. MAMAEV AND A.L. KUZNETSOVA

A. Lyul'ka Design Bureau, Moscow

The results of turbine stage calculations showed that the turbine efficiency decreases as the cooling air is released behind the throat of vane rows and increases as the air temperature grows. It is shown that the turbine capacity increases as the gas temperature decreases, the axial force on the rotor changes when changing a cooling mode, and there is a superposition of the effects of various coolant releases on losses in blade rows. We formulate some recommendations on the rational air blowing off near the trailing edges of the blades, on the choice of the incidence angle in the designed blade and on taking into account differences in turbine parameters during its model and full-scale tests.

Turbine, blade row, throat, coolant, cooling shutdown, losses, efficiency, capacity