

GT T2020-14498

КОНЦЕПЦИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО И МЕХАНИЧЕСКОГО ДИЗАЙНА ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ МИКРО-ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ В МИКРО-ТУРБОВАЛЬНЫЙ

Кристоф Оттль, Рейнхард Виллингер
Институт энергетических систем и термодинамики Технического университета Вены, Гетрейдемарк 9/302, A-1060 Вена, Австрия
christoph.oetl@tuwien.ac.at
reinhard.willinger@tuwien.ac.at

АННОТАЦИЯ

В данной работе представлена концепция дизайна для преобразования микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель. Это обусловлено нехваткой доступных микро-турбовальных двигателей, что показано в проведенном рыночном исследовании. Таким образом, представленная концепция касается преобразования существующего микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель для конкретной мощности. Преобразование показано на примере микро-турбореактивного двигателя OLYMPUS HP от AMT Нидерланды. Кроме того, одновременно разработанный аналитический предварительный дизайн дополнительной одноступенчатой турбины мощности также представлен наряду с симуляцией термодинамического цикла. Это было сделано для получения неизвестного состояния выхода газогенератора, которое аналогично состоянию входа турбины мощности. В рамках расчета цикла также были учтены потери, возникающие из-за малых размеров. В процессе проектирования были исследованы различные комбинации коэффициента работы и среднего диаметра турбины мощности, чтобы минимизировать требуемое передаточное отношение коробки передач для заданной скорости ротора с точки зрения минимизации веса. Для того чтобы снизить потери в турбине мощности, предварительный ряд лопастей в конечном итоге был улучшен с использованием расчетов CFD.

c абсолютная скорость d диаметр F тяга
 h удельная энтальпия H_U
теплотворная способность l длина
лопасти \dot{m} расход массы M_a число
Маха p давление P мощность R_k
степень реакции Re число Рейнольдса t
шаг лопасти T температура u ок
ружная скорость w относительная
скорость y^+ безразмерное расстояние
до стенки α абсолютный угол потока
 β относительный угол потока η
эффективность λ коэффициент
работы ϕ коэффициент потока
 Π коэффициент давления ψ
коэффициент Цвайфеля ρ
плотность ω коэффициент потерь
общего давления

НОМЕНКЛАТУРА

a специфическая
работа A площадь
потока b осевая хорда

Индексированные

4 вход статора газовой турбины генератора
5 вход ротора газовой турбины генератора
6 выход ротора газовой турбины генератора
7 вход статора турбины мощности
8 вход ротора турбины мощности
9 выход ротора турбины мощности
10 выход сопла V лопатка C компрессора начальном ε расширенном IT газогенератором средняя P винт PT турбина мощности ε изентропный η общий η турбина η по окружности ε осевое направление

Степени

* начальное
предположениемассово
усредненная величина

Сокращения

CFD вычислительная гидродинамика
EGT температура выхлопных газов GGT
газовая турбина генератора ITD
промежуточный канал турбины UAV
беспилотный летательный аппарат

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы спрос на беспилотные летательные аппараты (БПЛА) для частного и коммерческого использования быстро растет. Для питания БПЛА могут использоваться различные технологии: электрический двигатель, двигатель внутреннего сгорания, газовая турбина. Каждая технология имеет свои специфические преимущества и недостатки. Газовая турбина демонстрирует благоприятное поведение крутящего момента при различных оборотах, а также меньшие вибрации по сравнению с двигателями внутреннего сгорания, например. С другой стороны, большой вес электрического двигателя и его батареи является недостатком для любого применения в авиации. Поскольку тенденция направлена на увеличение максимального взлетного веса (максимальный взлетный вес), необходимая мощность привода возрастает. Кроме того, мощность вала необходима для propulsion дронов. Представленный концепт проектирования двигателя был создан для требований одного коптера дрона в режиме зависания. Для заданного максимального взлетного веса 25 кг оценка потребности в мощности составляет от 20 а до 40 кВт в зависимости от конструкции пропеллера. Этот дизайн не известен точно.

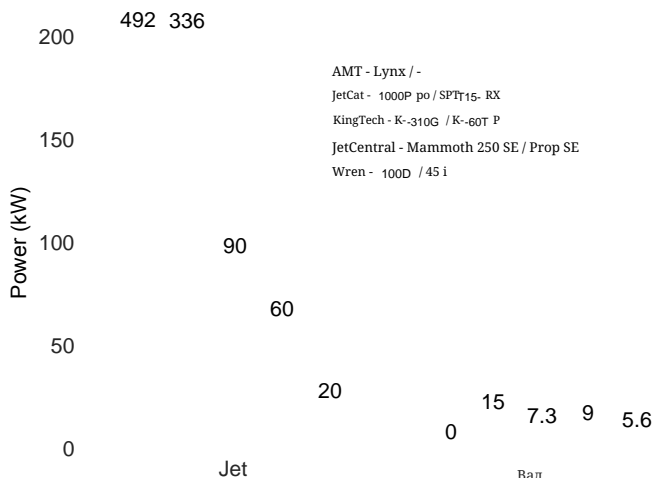


РИСУНОК 1. МАКСИМАЛЬНАЯ ДОСТУПНАЯ МОЩНОСТЬ МИКРО-ТУРБОРЕАКТИВНЫХ И МИКРО-ТУРБОВАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

в настоящее время, но диаметр пропеллера составляет около 10.7 м. Предварительное исследование рынка показало, что доступных турбовальных двигателей мощностью выше 15 kW нет, но реактивные двигатели для более высоких эквивалентных диапазонов мощности можно получить (Рис. 1, также см. [1]). Чтобы сократить проектные усилия, существующий реактивный двигатель может быть использован в качестве основы для нового турбовального двигателя [1] с выходной мощностью более 15 кВт. Существующий турбореактивный двигатель служит газогенератором для турбовального двигателя, при этом промежуточный канал турбины (ИТД) заменяет сопло реактивного двигателя и соединяет газовую турбину генератора с турбиной мощности. В дополнение к существующей газовой турбине генератора, необходимо спроектировать только турбину мощности. Благодаря простой конструкции этих двигателей низкой мощности, проектная часть преобразования относительно легко реализуема, и существующий газогенератор легко интегрируется. Уже были проведены преобразования с использованием микро-турбореактивных двигателей JetCat-P -P200 [2] и Wren₁₀₀ [3]. В этой статье для преобразования использовались данные двигателя Olympus HP от АМТ Нидерланды [4]. Поперечное сечение этого двигателя показано на Рис. 2. Поскольку АМТ предлагает "Универсальную конфигурацию", уже было опубликовано несколько работ, связанных с этим двигателем [5 – 9]. Бакалис и Стаматис [7] уже опубликовали калибровку модели в образовательных целях, касающуюся этого двигателя. Широкий спектр данных о производительности Olympus HP в переходных режимах работы также был опубликован Лейлеком и др. [5] и Лейлеком [6], а также Рахманом и Уидборном [8] на основе экспериментальных исследований и численных расчетов.

Настоящая концепция проектирования ограничена работой при постоянной скорости ротора. Как и в случае с вертолетами, очевидно, что дроны с газотурбинным двигателем также должны работать при постоянной скорости ротора. Кроме того, производитель предоставляет только данные проектной точки. Из-за нехватки информации необходимо оценить эффективность компонентов и потери газогенератора, чтобы определить граничные условия мощности

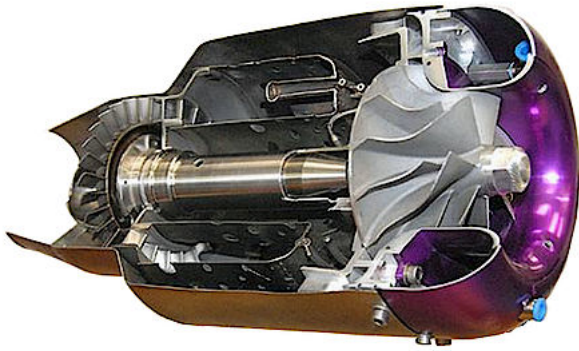


РИСУНОК 2. AMT OLYMPUSHP [12]

ТАБЛИЦА 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ OLYMPUSHP [4]

Спецификации	
Тяга [N]	230
Частота вращения [об/мин]	108500
Давление компрессора [-]	3.8
Расход массы воздуха [кг/с]	0.45
Температура выхлопных газов (макс) [° C]	700 (750)
Расход топлива [кг/с]	0.01

турбины. Поэтому была разработана термодинамическая циклическая модель с использованием коммерческого программного обеспечения IPSEpro. Поскольку модель предназначена для микро двигателей, возникают дополнительные потери из-за теплопередачи [10] приводящие к неадиабатному сжатию [11], которые были учтены. Кроме того, желательно, чтобы средний диаметр турбины мощности был как можно больше, чтобы поддерживать скорость вала пропеллера в низком диапазоне. При заданном коэффициенте работы скорость турбины уменьшается с увеличением среднего диаметра. Однако из-за высоких скоростей вала газогенератора невозможно достичь достаточного снижения скорости просто увеличением среднего диаметра турбины мощности. Это связано с тем, что скорость вала пропеллера прототипа дрона рассчитана на 5000 об/мин, в то время как вал газогенератора работает на 108500 об/мин в проектной точке согласно спецификациям AMT (Табл. 1). Скорость свободно вращающейся турбины мощности составляет примерно половину скорости вала газогенератора (Табл. 5). Поэтому необходимо предусмотреть дополнительный редуктор между валом мощности и валом пропеллера. Таким образом, были исследованы различные комбинации коэффициента работы и среднего диаметра турбины, чтобы определить комбинацию, приводящую к наименьшему передаточному отношению, с целью минимизации веса коробки передач. Кроме снижения веса, вначале нет ограничений в зависимости от редуктора.

Поскольку скорость входа c_{c0} равна 0 в случае зависания и $c_{c0} \ll c_{c10}$ в случае вертикального подъема, можно пренебречь c_{c0} в уравнении (1). Более того, эквивалентное значение мощности, основанное на кинетической энергии, можно рассчитать с помощью

С помощью комбинации Уравнения (1) и (2) доступная мощность может быть окончательно получена, используя только заданные значения F и \dot{m} , как показано в Уравнении (3).

Оценка мощности для AMT Olympus HP согласно

$$\begin{aligned}
 & c_0 \quad c_{10} \quad 4t \quad \frac{P_{p^{10}}}{P_{p^{10}}} \\
 & 3t \quad 6t=10t \quad \frac{P_{p^{10}}}{P_{p^{10}}} \\
 & W_C \quad \frac{P_{p^{10}}}{P_{p^{10}}} \quad \frac{c_{10}^2}{2} \\
 & 0t=2t \quad \frac{P_{p^{10}}}{P_{p^{10}}} \quad 10 \\
 & h \quad 0 \\
 & s
 \end{aligned}$$

РИСУНОК 3. ИДЕАЛЬНЫЙ ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНЫЙ ЦИКЛ

ОЦЕНКА МОЩНОСТИ

На первом этапе конверсии необходимо выбрать подходящий реактивный двигатель. Поскольку реактивные двигатели обычно характеризуются тягой F и расходом массы \dot{m} , необходимо рассчитать эквивалентное значение мощности, чтобы оценить, сколько мощности вала может быть сгенерировано с использованием конкретного реактивного двигателя. Согласно идеальному турбореактивному циклу

(Рис. 3) кинетическая энергия $c_{c10}^2/2$ представляет собой доступное количество энергии, которое может быть преобразовано в мощность вала. Тяга может быть рассчитана с использованием уравнения линейного импульса, как видно в уравнении (1).

Уравнение (3) приводит к преобразуемой мощности вала f_{58} 8 кВт. Спецификации двигателя, предоставленные АМТ Нидерланды, можно увидеть в Табл. 1.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЦИКЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В соответствии с выбранным реактивным двигателем Olympus HP была создана соответствующая модель цикла с использованием программного обеспечения IPSEpro. Первый упрощенный модель представлен на Рис. 4. Таким образом, существующий реактивный двигатель, который служит газогенератором (ГГ), был дополнен свободно работающей турбиной мощности (ТП). Поскольку заданное отношение давления компрессора Π_C определяется как статическое значение по АМТ, расчет цикла был выполнен с использованием статических значений, игнорируя любые потери давления. Условия окружающей среды должны быть определены на входе компрессора, а также атмосферное давление на выходе ТП. В связи с упомянутыми условиями полета стандартная температура и давление (СТП) были определены. Неизвестные коэффициенты эффективности компонентов должны быть оценены как можно лучше в первую очередь, а теплотворная способность должна быть определена в соответствии с используемым топливом. Поскольку заданные характеристики двигателя действительны при использовании керосина Jet A-1, теплотворная способность должна соответствовать этому топливу и была установлена на $H_U=42800$ кДж/кг. Первые результаты с учетом заданных характеристик двигателя показывают, что особенно температура на выходе турбины сильно отклоняется от заданного значения (Начальная модель в Табл. 2). Поскольку условия на выходе турбины имеют наибольшее значение для конверсии, так как условия на выходе газовой турбины генератора аналогичны условиям на входе турбины мощности, модель была дополнена несколькими модификациями для соответствия заданным значениям.

(Рис. 5). Цель состоит в том, чтобы максимально точно отобразить выбранный двигатель и ограничить неизвестные параметры насколько это возможно.

Прежде всего, отношение давления компрессора было уменьшено, чтобы учесть неадиабатное сжатие [11], поскольку входной воздух предварительно нагревается из-за небольших размеров. Поскольку [5] и [7] оба измерили отношение давления $f_{3.5}$ по сравнению с заданным значением 3.8 от АМТ в проектной точке, можно предположить, что неадиабатное сжатие можно учесть, уменьшив

отношение давления примерно на 8 % (Уравнение (4)).

Кроме того, массовый расход воздуха, указанный АМТ, был увеличен на 10 % в соответствии с [6] (Уравнение (5)).

Данный расход массы топлива также был уменьшен на 11 %, чтобы обеспечить соответствующий EGT на выходе из турбины в соответствии с измерениями [5], указанными в Табл. 2. Это приводит к расходу массы топлива согласно уравнению (6).

Как [5] также описывает, расход массы топлива, заданный АМТ, измеряется непосредственно на выходе из топливного бака и включает топливо для смазки. Чтобы учесть это, расход массы топлива, который определяется на входе в камеру сгорания, должен быть уменьшен в данной модели. Кроме того, была учтена потеря тепла через корпус двигателя. Значение 3 кВт было принято в первой грубой оценке для статического теплопередачи. При изменении потерь тепла в диапазоне от 0 до 3 кВт оказывается, что потери тепла имеют лишь незначительное влияние на EGT в этом диапазоне. Кроме того, охлаждение диска и кожуха было учтено, как показано на Рис. 6. Согласно Rodgers [14], невозможно обеспечить внутренний канал охлаждения ротора из-за малых размеров микротурбин. В зависимости от температуры на входе GGT предполагается, что расход массы воздуха 2% для целей охлаждения диска составляет [14]. Этот расход массы не участвует в сгорании и смешивается с горячим газовым потоком на входе в турбину. Также предполагается, что другой 3% расхода массы воздуха



РИСУНОК 4. ИНТЕРНАЛЬНАЯ ЦИКЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

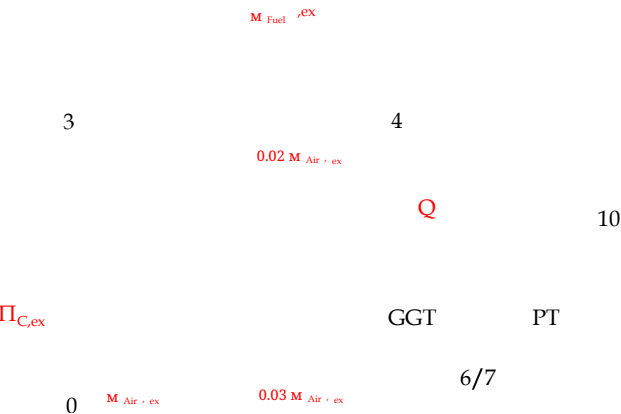


РИСУНОК 5. МОДЕЛЬ РАСШИРЕННОГО ЦИКЛА

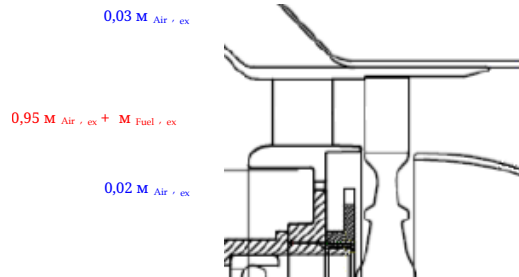


РИСУНОК 6. Поток воздуха для охлаждения турбины [13]

расход не участвует в расширении через турбину и вместо этого смешивается в газовом потоке на выходе из турбины. Это делается с целью охлаждения обечайки. Этот метод является распространенным способом охлаждения в микро-турбомашинах. Все эти соображения приводят к снижению EGT с использованием расширенной модели. Сравнение результатов показано в Табл. 2. Из-за нехватки информации эффективность компрессора и турбины была оценена как $\eta_{pC} = 0.74$ и $\eta_{sT} = 0.92$. В соответствии с [9]

($\eta_{pC} = 0.72$ и $\eta_{sT} = 0.85$), выбранные коэффициенты полезного действия представляют собой хорошее приближение, поскольку разработанная модель от Ваннуа и Каду хорошо соответствует измерениям. Коэффициент полезного действия турбины немного выше, чем в [9], но тем не менее он дополнительно снижен из-за учитываемого объема массового потока воздуха, который не участвует в расширении. Кроме того, [2] использует коэффициент полезного действия турбины 0.89 для сопоставимого двигателя (JetCat P 200, $F = 230$ N, $P_C = 3.7$, $\dot{m}_{Air} = 0.45$ кг/с). Сравнивая полученные EGT, наблюдается хорошее соответствие между расширенной моделью и заданными значениями. Чтобы сделать EGT сопоставимыми, статическая температура, полученная из моделирования, была преобразована в полную температуру. Также измеренное значение из [5] было экстраполировано до максимальной скорости вала ($n = 108500$ об/мин) ГТ, поскольку температура предоставляется только при $n = 105700$ об/мин. Кроме того, расширенная модель показывает значительное улучшение по сравнению с начальной моделью. Поэтому можно предположить, что все эти факторы должны быть учтены в моделировании. Схема окончательной расширенной модели

ТАБЛИЦА 2. СРАВНЕНИЕ УСТАНОВЛЕННЫХ И РАСЧЕТНЫХ EGT С РАЗНЫМИ МОДЕЛЯМИ

Модель / Эксп.	EGT [°C]
Технические характеристики АМТ (макс)	700 (750) $\pm 2\%$
Эксп. Лейлек [5]	754
Начальная модель	908
Расширенная модель	752

показано на Рис. 5. Кроме того, потери тепла и трения, вероятно, будут происходить в ИТД и могут быть легко адаптированы. Поскольку окончательные размеры ИТД в настоящее время неизвестны, эта потеря тепла не была учтена в данной модели. В дополнение к адекватному EGT, расширенная модель рассчитывает мощность вала около 60 кВт (без механических потерь), что хорошо согласуется с оценочной мощностью 58.8 кВт согласно Уравнению (3).

УСЛОВИЯ ПОТОКА Газова я турбина генератора

Рисунок 7 показывает однофазную осевую турбину ГТ. Давление p , плотность ρ и температура T на входе и выходе турбины (секции 4 и 6) были получены в результате расчета термодинамического цикла, однако скорости потока еще не были учтены. Тем не менее, это необходимо для проектирования турбины мощности. Поэтому необходимо знать хотя бы средний диаметр d_m и длины лопастей l_4 и l_6 , следовательно, площади потока A_{A4} и A_{A6} . Для данного двигателя размеры составляют $d_m = 73$ мм, $l_4 = 10$ мм и $l_6 = 12$ мм. В соответствии с балансом массы скорость входа направляющей лопасти c_{c4} может быть рассчитана с помощью

Из-за недостатка информации было принято предположение о свободном входе без завихрений

($c_{c4} = c = c_4$, $\alpha_4 = 90^\circ$). Также предполагается, что турбина спроектирована таким образом, что абсолютная скорость выхода турбины также в значительной степени без завихрения ($c_{c6} = c = c_6$, $\alpha_6 = 90^\circ$). Это связано с тем, что тяга в этом случае максимальна для заданной скорости. При этом предположении абсолютную скорость c_{c6} можно также получить с помощью баланса массы согласно уравнению (7). Для поддержки предположения был проведен анализ средней линии. Поэтому был создан итеративный цикл с использованием MATCAD, как показано на рис. 8. С полученными энтальпиями h_{t4} и h_{t6} из расчета термодинамического цикла и заранее рассчитанными скоростями c_{c4} и c_{c6} , можно рассчитать абсолютные и относительные скорости на сечении 5, при этом степень реакции R_k и абсолютный угол потока α_5 также должны быть оценены с первоначальной догадкой. Поэтому можно использовать общие значения для реакционных ступеней согласно табл. 3.

ТАБЛИЦА 3. РУКОВОДЯЩИЕ ЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ РЕАКЦИОННЫХ СТАДИЙ

R_k [-]	α_5 [°]	β_6 [°]
0,5	14-40	140-160

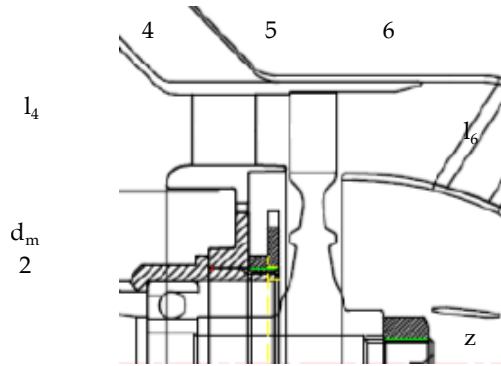


РИСУНОК 7. АМТОЛЫМПУШЕР GG-ТУРБИНА [13]

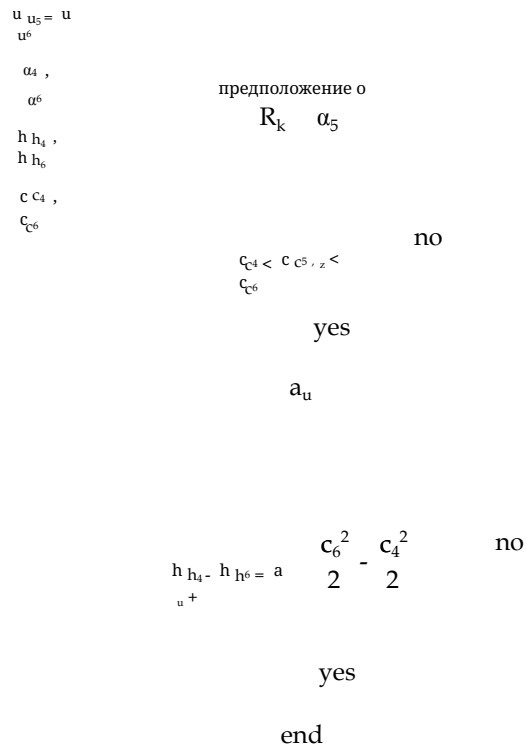


РИСУНОК 8. СХЕМА ПОТОКА GG-ТУРБИНЫ

Наконец, специфическая работа и мощность турбины могут быть рассчитаны соответственно. Это значение теперь можно сравнить с полученным значением из расчета термодинамического цикла. В случае хорошего совпадения расчет завершен, и можно предположить, что безвихревой выход представляет собой оптимальное условие потока, к которому традиционно стремятся. Результаты для выбранного двигателя показаны в Таб. 4. Коэффициент потока $\varphi = c_{c5m}/u_m = 0.68$, коэффициент работы $\lambda = a_u/u + u_m^2 = 0.97$ и степень реакции $R_k = 0.52$

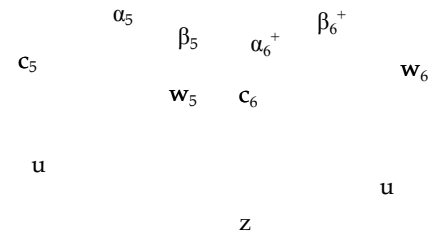


РИСУНОК 9. СКОРОСТНОЙ ТРЕУГОЛЬНИК GG-ТУРБИНЫ

принимаются обычные значения. Это также указывает на то, что предполагаемые значения довольно хорошо соответствуют реальному двигателю. Рисунок 9 показывает скорость треугольников ступени турбины. Поперечное расширение по ступени слишком слабо, чтобы обеспечить постоянную меридиональную скорость c_z для доминирующего уменьшения плотности. Поэтому очевидно, что меридиональная скорость увеличивается.

ТАБЛИЦА 4. УСЛОВИЯ ПОТОКА GG-ТУРБИНЫ

Раздел	4	5	6
h [кДж/кг]	1005	906	799
c [м/с]	205	490	297
c_z [м/с]	205	281	297

ДИЗАЙН ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ Основные размеры

Для проектирования турбины мощности была разработана еще одна итерационная петля для получения основных размеров турбины с помощью анализа средней линии (Рис. 10). Кроме расчета скоростей потока, необходимо выполнить сохранение энергии и массы. Мощность P_p и скорость n_p вала пропеллера заданы и зависят от упомянутых требований БПЛА. Кроме того, задан расход массы, и предполагается оптимальный поток без завихрений на выходе ($\alpha_9 = 90^\circ$). Коэффициент работы λ_{PT} , средний диаметр $d_{m, PT}$ и высота лопасти l_{PT} должны быть выбраны изначально. Затем можно будет рассчитать необходимое отношение редуктора i . В качестве ориентира для первоначальной оценки были указаны следующие ограничения:

$$\lambda_{PT} \quad P_{PT} \quad q^7 \cdot q^9$$

$$d_{PT}^m \quad I_{PT}^* \quad n_P \quad h_{h_7}, h_{h_9}$$

$$\alpha_9 = 90^\circ$$

$$i = \frac{n_{PT}}{n_P} \quad c_7 \quad c_9$$

$$\text{no} \quad m = c_{c_9} q^9 \cdot A$$

$$\text{yes}$$

$$\text{предположение о} \quad \alpha_8$$

$$m = c_{c_8} \cdot z \cdot q^8 \cdot A \quad \text{no}$$

$$\text{AND}$$

$$c_{c_7} < c_{c_8} \cdot z < c_{c_9}$$

$$\text{yes}$$

$$\text{end}$$

РИСУНОК 10. РТ-ТУРБИННЫЙ ДИЗАЙН СХЕМА ПОТОКА

мм, что приводит к высоте лопасти 12,5 мм и, кроме того, к отношению площади ITD $AR = 1,43$.

ТАБЛИЦА 5. ВАРИАНТЫ ДИЗАЙНА ТУРБИНЫ МОЩНОСТИ

λ [-]	d_m [мм]	α [-]	R_k [-]	α_8 [°]	n_{PT} [об/мин]
1.0	90	12.6			63000
	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0			60000
	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5			57500
	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6			53000
	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9			49500
	95	9.4	0.27	36.4	47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4			47000
	95	8.9	0.17	35.8	44500
	100	8.5			42500

С учетом сохранения энергии и полученных граничных условий из расчета цикла можно получить абсолютную выходную скорость c_{c_9} . Используя рассчитанную скорость, расход массы должен соответствовать заданному значению для соблюдения баланса массы. Если значения не совпадают, необходимо изменить высоту лопасти. Следует отметить, что высота лопасти была выбрана постоянной на протяжении всей ступени. Как уже показано для ГТ-турбины, абсолютный угол потока α_8 должен быть выбран для соблюдения сохранения массы в разделе 8. Поскольку расчет цикла предоставляет значения только в сечениях 7 и 9, плотность на выходе направляющей лопатки была рассчитана при предположении изентропного расширения. Этот расчетный цикл в конечном итоге был выполнен для различных коэффициентов работы ($1 \leq \lambda \leq 1.8$). Для каждого λ были выбраны три различных средних диаметра (90 мм, 95 мм и 100 мм). Это приводит к различным степеням реакции, отношениям редуктора, углам выхода потока направляющей лопатки и окружным скоростям, как показано в Табл. 5. Коэффициент работы 1.1 приводит к степени реакции ~ 0.5 . Поскольку направляющие лопатки и лопатки ротора могут быть спроектированы одинаково с этой конфигурацией, эти значения были выбраны для преобразования. Кроме того, был выбран редуктор с наименьшим отношением редуктора в пользу наименьшего веса при $\lambda = 1.1$. Таким образом, средний диаметр ступени был установлен на 100.

Ряд лопастей

На основе анализа средней линии был создан предварительный ряд лопастей. Поэтому необходимо выбрать адекватные параметры ряда лопастей в соответствии с рассчитанными скоростями потока и углами потока. К ним в основном относятся угол смещения, соотношение хорды к шагу, радиусы переднего и заднего краев, а также углы клина. Прежде всего, был выбран коэффициент Цвайфеля Ψ , который описывает соотношение фактической и максимальной возможной тангенциальной аэродинамической силы, действующей на лопасть (8).

После этого можно рассчитать оптимальное соотношение хорды к шагу на основе полученных углов потока в соответствии с [15]. Для этого Ψ сначала было установлено на 1. Общие значения находятся в диапазоне $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, как показывают Уилсон и Коракианитис [16]. Они также предоставляют хорошие рекомендации для расчета предварительного проектирования

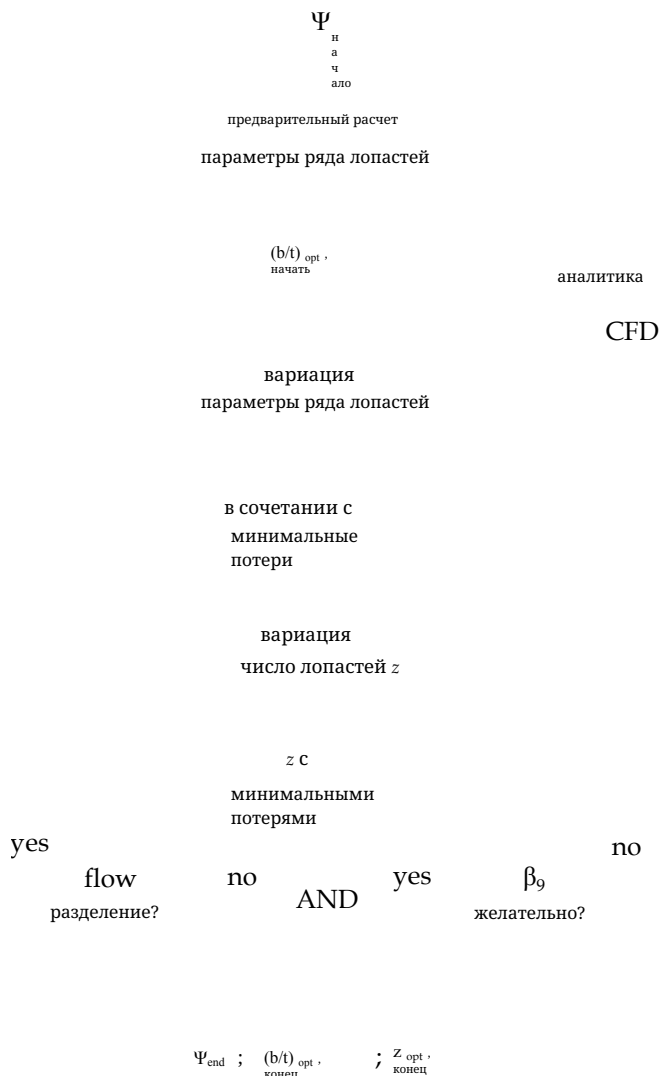


РИСУНОК 11. ГРАФИК ОПТИМАЛЬНОГО ЧИСЛА ЛОПАСТЕЙ

профиля лопасти и выбора параметров, которые использовались в ходе этого проектирования. После получения предварительного ряда лопастей были использованы CFD-симуляции для улучшения геометрии лопасти с целью минимизации потерь. Поэтому были исследованы различные проектные точки, охватывающие разные комбинации параметров ряда лопастей, чтобы найти конфигурацию с минимальными потерями. Разные проектные точки были созданы автоматически с использованием оптимального метода заполнения пространства. Изменяемыми параметрами лопасти являются угол смещения, радиус переднего/заднего края и углы клина, ширина горловины, угол горловины и угол выхода лопасти. В качестве целевой функции используется коэффициент потерь общего давления

было выбрано. Давления были усреднены по массе. Кроме параметров ряда лопастей, число лопастей z_B изменялось для постоянной выбранной осевой хорды лопасти b . Согласно уравнению (8), оптимальное соотношение хорды к шагу можно получить, изменяя число лопастей. Для каждого изменения параметров ряда лопастей число лопастей изменялось от 27 (в первый раз получено методом Уилсона) до 60. Кроме того, необходимо проверить, свободно ли рассчитанное потоковое поле от разделения потока и соответствует ли фактический угол выхода потока рассчитанному значению из анализа средней линии (Рис. 11). Из-за малых высот лопастей лопасти были спроектированы цилиндрически.

CFD настройка

CFD расчеты были выполнены с использованием коммерческого программного обеспечения ANSYS FLUENT T 18.1, предполагая стационарный, сжимаемый поток с относительным входным числом Маха $Ma_{w,1} = 0.42$, которое было получено ранее через аналитический дизайн. Прежде всего, ряд лопастей был спроектирован с помощью ANSYS DESIGN MODELER, а 3D сетка была создана с использованием ANSYS TURBO GRID, состоящей из примерно 78000 ячеек на сектор лопасти с $y^+ < 1$. При предположении о равномерных условиях входного потока использовалась секторная модель с периодическими граничными условиями. Поскольку предполагается сжимаемый поток, для граничных условий использовались полное давление на входе и статическое давление с учетом радиального равновесия на выходе. Из-за малых размеров число Рейнольдса профиля находится в порядке $5 \cdot 10^4$. Для учета турбулентных эффектов использовалась модель турбулентности SST $k-\omega$ турбулентности от Menter [17], включая коррекцию для низкого числа Рейнольдса. Турбулентная интенсивность была установлена на 2% и турбулентная длина масштаба составила $0.01 \cdot l$ в соответствии с [18] была использована на входе.

Результаты

РИСУНОК 12 показывает полевое движение с линиями потока трех различных рядов лопастей на среднем сечении. РИСУНОК 12- (a) показывает геометрию начального ряда лопастей, которая была получена аналитически. Количество лопастей было выбрано для оптимального соотношения хорды к шагу в соответствии с уравнением (8) для $\psi = 1$. Результаты расчетов показывают значительное разделение потока на всасывающей стороне из-за низкого соотношения хорды к шагу и недостаточных параметров ряда лопастей. Увеличение количества лопастей, а следовательно, увеличение отношения b/t для этой начальной геометрии лопастей показывает, что минимальные потери происходят не при $b/t = 1.12$, как ожидалось по расчетам с критерием Цвайфеля в соответствии с уравнением (8). Подозревается, что это связано с более высоким риском разделения потока на всасывающей стороне, когда число Рейнольдса профиля низкое. РИСУНОК 12- (b) показывает линии потока при оптимальном количестве лопастей для улучшенной геометрии лопастей. Можно увидеть, что разделение потока теперь меньше по сравнению с (a). Для оптимального количества лопастей $(b/t = 1.41)$, где ω находится на минимуме для этой геометрии, ψ принимает значение 0.79. Этот кор-

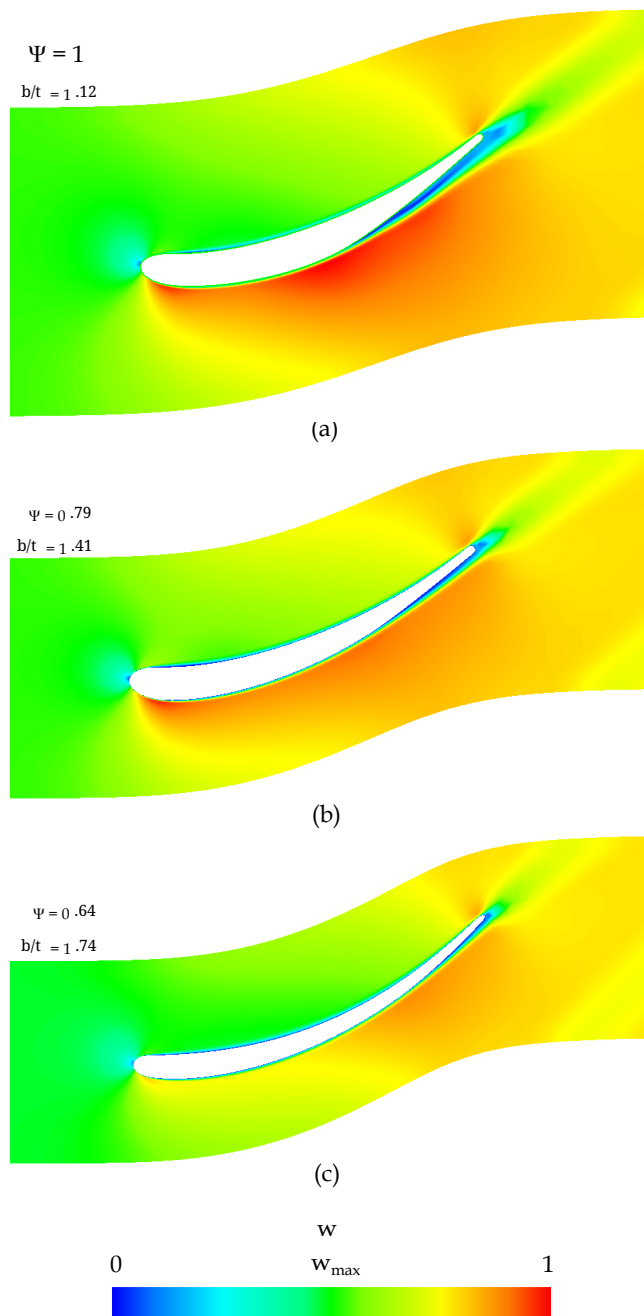


РИСУНОК 12. ГРАФИК СТРУЙНОЙ СКОРОСТИ

очень хорошо реагирует на Цвайфель, где оптимальное соотношение хорды к шагу принимает значение 1.40 для $\Psi = 0.8$ при заданных углах потока. Более того, можно увидеть, что угол выхода β не соответствует требуемому значению для конфигураций (a) и (b). Рисунок 12. (c) показывает окончательный предварительный ряд лопастей. Разделение потока теперь полностью исчезло, и угол выхода потока хорошо соответствует

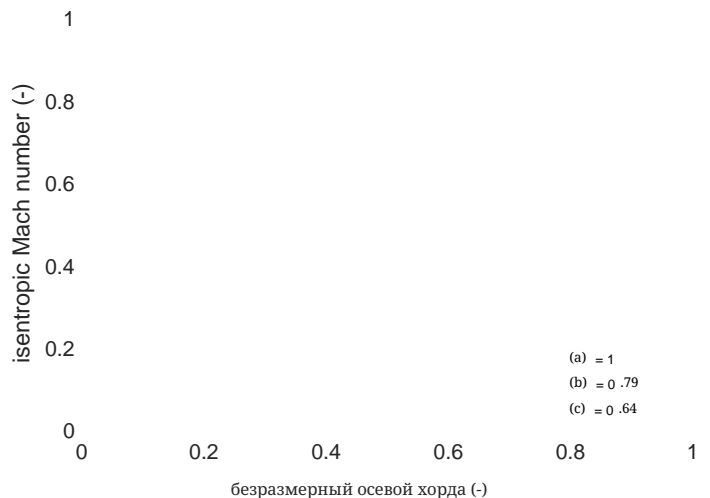


РИСУНОК 13. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ИСОЭНТРОПИЧЕСКОГО ЧИСЛА МАХА

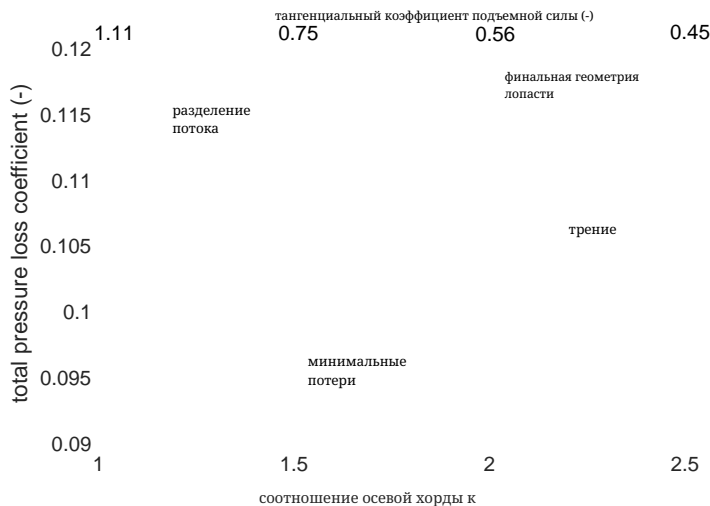


РИСУНОК 14. ОБЩАЯ ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ

значение, полученное в результате анализа средней линии для указанной мощности. Красная стрелка на Рис. 12 указывает желаемое направление потока на выходе. В процессе проектирования можно заметить, что геометрия лопасти становится тоньше по мере продолжения процесса. Кривизна всасывающей стороны становится более плавной к конфигурации (c), что может быть дальнейшей причиной отклонения предсказания Цвайфеля для профиля (a). Более того, максимальная скорость на всасывающей стороне смещается к заднему краю.

Распределения числа Маха по поверхностям лопастей показаны на Рис. 13. Распределения на давлении стороне в значительной степени схожи для всех случаев, поскольку геометрия давления стороны практически не изменилась. С другой стороны, распределение на всасывающей стороне демонстрирует значительные изменения в процессе улучшения. Начальный ряд лопастей показывает сильно колеблющееся

распределение из-за ускорения, за которым следует разделение потока из-за замедления. Улучшенный ряд лопастей (b) показывает относительно постоянное распределение, что на самом деле хорошо. Тем не менее, этот дизайн необходимо модифицировать из-за плохих условий выхода потока. Для окончательной конфигурации на Рис. 14 показана вариация коэффициента потерь общего давления в зависимости от соотношения хорды к шагу. График можно разделить на три основные области. Для небольшого количества лопастей происходят большие потери из-за разделения потока. С увеличением числа лопастей разделение потока исчезает, и потери остаются постоянными минимальными в относительно широком диапазоне. Дальнейшее увеличение числа лопастей приводит к потерям из-за трения. Ясно видно, что потери больше зависят от разделения потока, чем от трения, из-за высокого градиента при низком соотношении хорды к шагу. Предполагается, что данный широкий диапазон оптимального соотношения хорды к шагу обусловлен низким отклонением выбранного ряда лопастей. Из-за плоского минимума оптимальная конфигурация может быть найдена в диапазоне между $0.6 \leq \psi \leq 0.8$ при почти одинаковых низких потерях. С точки зрения уменьшения веса и производственных затрат, ψ следует выбирать как можно выше. Поскольку степень реакции ступени составляет около 0.5, а геометрия лопастей для направляющей лопасти и роторной лопасти может быть спроектирована одинаково, ряд направляющих лопастей не рассматривается подробно в этом предварительном проекте.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

В этой работе была представлена концепция преобразования микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель. С помощью первого estim-ирования можно было получить количество преобразуемой мощности вала. Кроме того, была разработана термодинамическая циклическая модель с учетом эффектов, связанных с малыми размерами. Поскольку информация о существующих двигателях обычно редка, был представлен перерасчет газогенератора выбранного двигателя для уточнения неизвестных граничных условий. С помощью одновременно проведенного анализа средней линии можно было оценить неизвестные параметры, например, эффективность компонентов. После расчета граничных условий был представлен проект дополнительной турбины мощности. Для этого также был показан аналитический предварительный метод проектирования, основанный на анализе средней линии. Кроме того, была найдена достаточная комбинация среднего диаметра и коэффициента работы турбины мощности с точки зрения минимального веса редуктора. Расчеты показывают, что минимальный вес можно получить, используя коэффициент работы 1.1 и средний диаметр 100 mm с учетом благоприятной степени реакции. Мощность РТ составляет около 50% мощности GGT при термической эффективности 13% и удельном расходе топлива $180 \cdot 10^{-6}$ (кг/с)/кВт. Кроме того, геометрия ряда лопастей была оптимизирована с использованием CFD расчетов. Особенно был получен диапазон оптимального количества лопастей, изменяя соотношение хорды к шагу при постоянной хорде для предварительно оптимизированного ряда лопастей. Оптимальное соотношение 1.74 приведет к 42 лопастям. Уменьшение количества лопастей до 34 снизит производственные затраты при почти тех же низких потерях. В качестве дальнейшей исследовательской задачи необходимо провести структурный анализ для

достигнутая геометрия лопасти. Оптимизация ИТД также может быть дальнейшей темой исследования в плане минимизации потерь и общего веса двигателя.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают благодарность Австрийскому агентству по продвижению исследований FFG за поддержку проекта JET T2S HAFТ в рамках Программы исследований и технологий в области авиации TAKE OFF.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Кадош, К., и Кукурель, Б., 2017. "Преобразование микро-турбореактивного двигателя в турбовентилятор с помощью бесступенчатой трансмиссии: Исследование термодинамической производительности". *Журнал инженерии газовых турбин и мощности*, 139(2), февраль, с. 022603.
- [2] Эльзахаби, А. М., Мохамед, К. К., и Бадри, Б. Е., 2017. "Преобразование реактивного двигателя JetCat P P200 в турбовинтовой двигатель". *Международный журнал научных и инженерных исследований*, 8(3), март, стр. 1447–1453.
- [3] Голчини, Х., Омми, Ф., и Сабухи, З., 2019. *Оценка подхода к преобразованию микро-турбовинтовых двигателей*. CSAA- Китайский журнал авиации- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Нидерланды, 2018. *Спецификация Olympus HP*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Лейлек, З., Роуленсон, Г., Андерсон, У. С., и Смит, Н., 2013. *Исследование моделирования производительности небольшого газотурбинного двигателя*. ASME Paper GT T2013-94405 .
- [6] Лейлек, З., 2012. *Исследование моделирования производительности небольшого газотурбинного двигателя*. Отдел воздушных средств - Организация оборонных наук и технологий - Правительство Австралии, DSTO-TR-2757 .
- [7] Бакалис, Д. П., и Стаматис, А. Г., 2010. *Расширенная инструментализация и калибровка модели для небольшой микротурбины*. ASME Paper GT T2010-22837 .
- [8] Рахман, Н. У., и Уидборн, Дж. Ф., 2008. "Численное исследование влияния отборов на производительность односпулевого реактивного двигателя". *Труды Института механических инженеров, Часть G: Журнал аэрокосмической инженерии*, 222(7), июль, стр. 939–949.
- [9] Ваннуа, С., и Каду, К. П., 2016. *Разработка и валидация модели NPSS небольшого реактивного двигателя*. 52nd Конференция по совместной пропульсии AIAA/SAE/ASEE
- AIAA A2016-5063 .
- [10] Верстрат, Т., Алсалихи, З. и ден Бреймбусте, Р. А. В., 2006. *Численное исследование теплопередачи в микрогазовых турбинах*. ASME Paper GT T2006-90161 .
- [11] Гонг, У., Сираков, Б. Т., Эпштейн, А. Х., и Тан, С. С.,

2004. *Аэротермодинамика микро-турбомашин*. ASME PaperGT T2004-53877.

[12] АМТ Нидерланды, 2018. *Внутренние фотографии*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php

[13] АМТ Нидерланды, 2019. *Re: Olympus HP в конфигурации университета*. URL <http://www.amtjets.com>.

[14] Роджерс, К., 1968. “Техника анализа циклов для малых газовых турбин”. *Труды Института механических инженеров*, 183(14), сентябрь, стр. 37–49.

[15] Цвайфель, О., 1945. *Вопрос об оптимальном делении лопаток при обшивках турбомашин, особенно при большом отклонении в рядах лопаток*. ВВС-Сообщения.

[16] Уилсон, Д. Г., и Коракниантис, Т., 1998. *Проектирование высокоэффективных турбомашин и газовых турбин*. Второе издание, Prentice Hall.

[17] Менгер, Ф. Р., 1994. “Модели турбулентности с двумя уравнениями для инженерных приложений”. *AIAA Journal*, 32(8), август, стр. 1598–1605.

[18] Хах, К., 1984. “Анализ уравнений Навье-Стокса трехмерных турбулентных потоков внутри рядов лопастей турбины при проектных и непроектных условиях”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(2), апрель, стр. 421–429.