



Прикладная энергия, 84 (2007) 1102–1116

ПРИКЛАДНАЯ  
Э  
НЕРГИЯ [www.elsevier.com/locate/apenergy](http://www.elsevier.com/locate/apenergy)

## Проектирование, производство и эксплуатация малого турбореактивного двигателя для исследовательских целей

Эрнесто Бенини \*, Стефано ДжакOMETTI

*Дир*кафедра механической инженерии, Университет Падовы, Виа Венеция, 1 – 35131 Падова, Италия

Доступно онлайн с 27 Июль 2007

А  
ннотация

В Университете Падовы продолжается исследовательский проект по разработке 200 Н статического двигателя тяги, который будет использоваться как для учебных, так и для исследовательских целей. В данной статье подробно описаны все этапы, необходимые для создания такого двигателя, включая проектирование, производство и эксплуатацию. Реактивный двигатель оснащен одноступенчатым центробежным компрессором с коэффициентом сжатия 2,66:1 при 60, 000 г об/мин, прямооточной кольцевой камерой сгорания и одноступенчатой осевой турбиной с 950 К температурой на входе в турбину (TIT). Все детали проектирования и производства представлены, а также описана процедура эксплуатации вместе с экспериментальными результатами.

© 2007 Издательство Elsevier Ltd. Все права защищены.

Ключевые слова: Малый турбореактивный; Турбореактивный двигатель; Дизайн; Эксплуатация; Сгорание

### 1. Введение и предыстория

В последние годы интерес к малым газотурбинным двигателям возрос как для наземного, так и для транспортного использования. Малые турбореактивные двигатели, в частности, становятся привлекательными благодаря своему потенциальному применению на радиоуправляемых самолетах или на беспилотных летательных аппаратах (БПЛА) из-за их исключительно высокого отношения тяги к весу [1]. Существует ряд примеров проектирования малых турбореактивных двигателей, которые развивают менее 200 Н статической тяги (например, [2, 3]), которые были получены в результате масштабирования больших турбореактивных двигателей, но на микроуровне [4]. Однако глубокое понимание поведения этих двигателей далеко от того, чтобы быть установленным.

\* Автор для переписки. Тел.: +39 049 8276767 ; факс: +39 049 8276785 .  
Электронный адрес: [ernesto.benini@unipd.it](mailto:ernesto.benini@unipd.it) (E. Benini).

Недостаток знаний охватывает почти все этапы настройки и разработки двигателя: проектирование, производство, эксплуатация и испытания малых двигателей регулируются различными концепциями, а не крупными авиационными двигателями, и требуют индивидуальных процедур.

Дизайн таких машин неизбежно зависит от их небольшого размера. Для газовой турбины масштаба миллиметров/сантиметров [5], дизайнерам необходимо справляться с инженерными задачами, сопоставимыми с теми, которые характерны для крупных традиционных машин, плюс тот факт, что традиционные критерии проектирования не обязательно применимы в новом проектном пространстве. Это особенно касается аэротермо-механического поведения компонентов двигателя, поскольку термодинамический цикл характеризуется относительно высокими рабочими температурами, очень низкими давлениями компонентов и эффективностью, а также высокими оборотами корпуса. В этом контексте значительная роль низких чисел Рейнольдса в производительности двигателя указывает на преобладание сил трения над инерционными. Кроме того, проблемы, связанные с теплообменом из-за компактного двигателя, могут повлиять на проектирование двигателя и выбор архитектуры сердцевины двигателя. В результате возникает необходимость точного аэротермо-динамического проектирования и, в конечном итоге, очень чувствительного двигателя с точки зрения работы и поведения вне проектных условий.

Более того, проблемы, связанные со сгоранием, являются значительными, особенно в отношении стабилизации пламени. Это требует точного проектирования камеры сгорания и настройки эффективной рециркуляции в первичной зоне сгорания.

Также аспекты производства являются специфическими для этих двигателей из-за их малого размера. Компоненты вращаются на очень высоких скоростях ( $>30\,000$  г/об/мин), поэтому балансировка становится решающей для безопасной и долговечной работы. Это подразумевает, что вращающиеся части должны обрабатываться с очень высокой точностью. Использование подшипников с отличными жесткостью и демпфирующими свойствами, следовательно, имеет первостепенное значение.

Университет Падовы реализует проект, направленный на разработку малых турбореактивных двигателей для исследовательских и образовательных целей. Конечная цель этого проекта — приобрести необходимые компетенции для проектирования, производства, эксплуатации и испытания таких двигателей.

## 2. Технические характеристики

При определении характеристик турбореактивного двигателя мы думали о компактной, легкой и, возможно, недорогой системе, способной развивать примерно 200 Н тяги в условиях ИСО, выбор, который мы сочли разумным для эффективного исследовательского/дидактического эксперимента без чрезмерных затрат на двигатель и испытательный стенд. Эти характеристики были достигнуты в соответствии с некоторыми основными термодинамическими и механическими правилами, описанными ниже:

1. Выберите простой открытый термодинамический цикл Брейтона–Жоуля, чтобы сделать общий дизайн и архитектуру системы как можно более простыми, избегая при этом каких-либо сложностей цикла, таких как внутренняя регенерация, сброс воздуха, охлаждение лопаток и т. д.
2. Примите температуру на входе в турбину, меньшую чем 1000 К. Хотя этот выбор ограничивает максимальную достижимую тепловую эффективность значениями ниже 20% (когда двигатель работает в условиях на уровне моря), он позволяет использовать недорогую сталь для изготовления частей турбины.
3. Выберите конфигурацию с одним валом. Такая характеристика положительно сказывается на весе и размере двигателя, а также на простоте компонентов, хотя и делает двигатель менее гибким в эксплуатации.

4. Используйте стандартные технологии турбомашин и проектирование ротодинамики, без каких-либо устройств с переменной геометрией и с использованием стандартных шарикоподшипников для поддержки основного двигателя. 5. Используйте сопло с сужающейся формой, чтобы поток всегда оставался субзвуковым на выходе из двигателя, за исключением случаев, когда двигатель работает в условиях сжатия.

### 3. Процедура проектирования турбореактивного двигателя

Следующие шаги были выполнены нами в процессе разработки турбореактивного двигателя.

#### 3.1. Проектирование и анализ термодинамического цикла

Для прогнозирования характеристик турбореактивного двигателя использовался симулятор цикла Брейтона–Жоуля; симулятор был реализован, как подробно описано в [6]. В термодинамической модели были сделаны следующие предположения:

- Атмосферное давление и температура воздуха составляют 288,15 К и 101.3 кПа соответственно.
- Воздух ведет себя как полудиальный газ с удельными теплоемкостями, зависящими от температуры.
- Смесь топлива и воздуха ведет себя как полуприятный эквивалентный газ с энтальпией, энтропией и удельными теплоемкостями, зависящими от температуры и коэффициента эквивалентности топлива и воздуха [7].
- Изентропическая эффективность всасывания составляет  $\eta_{0.97}$ .
- Изентропическая эффективность компрессора составляет  $\eta_{0.78}$ .
- Эффективность горелки составляет 0.94.
- Пневматическая эффективность камеры сгорания составляет 0.9.
- Изентропическая эффективность турбины составляет  $\eta_{0.8}$ .
- Изентропическая эффективность сопла составляет 0.98.
- Сопло не является сжатым.

Предполагается, что топливо — это жидкий керосин для бытового использования с теплотворной способностью 42 700 кДж/кг.

Используя такие гипотезы, был проведен параметрический анализ для определения отношения давления цикла, которое гарантировало максимальное удельное тяговое усилие двигателя 377 Н/(кг/с). Поэтому было выбрано отношение давления 2,66 и соответственно принята максимальная температура цикла 950 К. Соответственно, для проектного тягового усилия 200 Н в фиксированной точке расход массы воздуха составляет 0.53 кг/с. Другие соответствующие параметры цикла приведены в Таблице 1.

#### 3.2. Проектирование компрессора

Для малых, компактных и легких реактивных двигателей выбор одноступенчатого центробежного компрессора с двухступенчатым диффузором (радиальным и противовращающим) является обязательным [8]. Используя данные проектирования из исследования цикла, рабочее колесо и диффузор были спроектированы в соответствии с процедурой, изложенной в [8,9]. Для упрощения мы решили спроектировать рабочее колесо с радиальными лопастями, так как этот тип легче в производстве, даже если он и не является оптимальным по сравнению с импеллером с обратными лопастями [8,10,11] с точки зрения пиковой эффективности и работы на частичной нагрузке.

Первый этап заключался в одномерном расчете рабочего колеса и диффузора, включая корреляции потерь и отклонений, предоставленные Аунгиером [13].

Таблица 1 Соответствующие параметры при фиксированной работе по анализу цикла

Необходимая статическая тяга при условиях ИСО	200 Н
Температура на входе турбины (ГПТ)	950 К
Коэффициент сжатия	2.66
Давление на выходе компрессора	262 кПа
Температура на выходе компрессора	407 К
Входное давление турбины	246 кПа
Выходное давление турбины	137 кПа
Выходная температура турбины	847 К
Соотношение топлива и воздуха	0.0137
Удельный тяговый усилие	377 м/с
Номинальная скорость	60,000 об/мин
Тепловая эффективность	12%

Затем была реализована и смоделирована трехмерная модель компрессора с использованием решателя Навье–Стокса (Ansys CFX 10©), где во время расчетов была принята интерфейсная «стадия» между рабочим колесом и диффузором [12], фрагмент которой представлен в Рис. 1. Симуляции предсказали значения коэффициента сжатия и изэнтропийного КПД, которые отличались от тех, что были приняты в анализе первого цикла. Поэтому была проведена новая симуляция цикла двигателя, и соответственно был выполнен редизайн компрессора. Эта процедура повторялась до тех пор, пока не была достигнута сходимость анализа цикла и производительности компонентов. В конечном итоге спроектированный компрессор (Рис. 2 и 3) имел рабочее колесо с 20 радиальными лопастями (включая 10  $s$  лопасти-сплиттеры для улучшения направленности потока при частичной нагрузке), внешний диаметр 129 мм, входной диаметр 74 мм и скорость на краю в проектной точке (60,000 об/мин) равную 405 м/с. Нижний диффузор имеет 19 радиальных и 38 лопастей для уменьшения завихрения, последние из которых были спроектированы для обеспечения осевого потока воздуха без чрезмерного завихрения в камере сгорания.

(количество завихрения должно быть ограничено в области от выхода рабочего колеса компрессора до входа в камеру сгорания, чтобы не вызвать чрезмерные потери давления).

Предсказанные карты компрессора показаны на Рис. 4.

Рабочее колесо компрессора было изготовлено из одного куска алюминиевого сплава (Ergal) с использованием  $a_5$  числового управляющего станка. Диффузор был сконструирован аналогичным образом из куска магния. Корпус компрессора в конечном итоге был получен из ковального магния.

В этом двигателе использовался типичный вход в форме колокола для обеспечения хороших характеристик входного потока для компрессора, так как статическая тяга должна быть развита [14]. Вход и корпус компрессора представляют собой два отдельных элемента, изготовленных из алюминиевого сплава. Обработка корпуса ротора должна была быть высокоточной. Большие зазоры на конце негативно сказываются на общей производительности двигателя и эффективности компрессора, особенно при малых диаметрах входа. Зазоры на конце были сохранены на уровне около 0.2 мм, что является минимально допустимым для контроля и выравнивания радиального и осевого смещения ротора.

### 3.3. Дизайн камеры сгорания

Как можно ожидать, проектирование камеры сгорания является очень сложной задачей в малых газотурбинных двигателях, поскольку его размер ограничен серьезными проблемами сцепления, касающимися компрессора и турбины, а также типичными конструктивными ограничениями по длине и диаметру вала. Эти

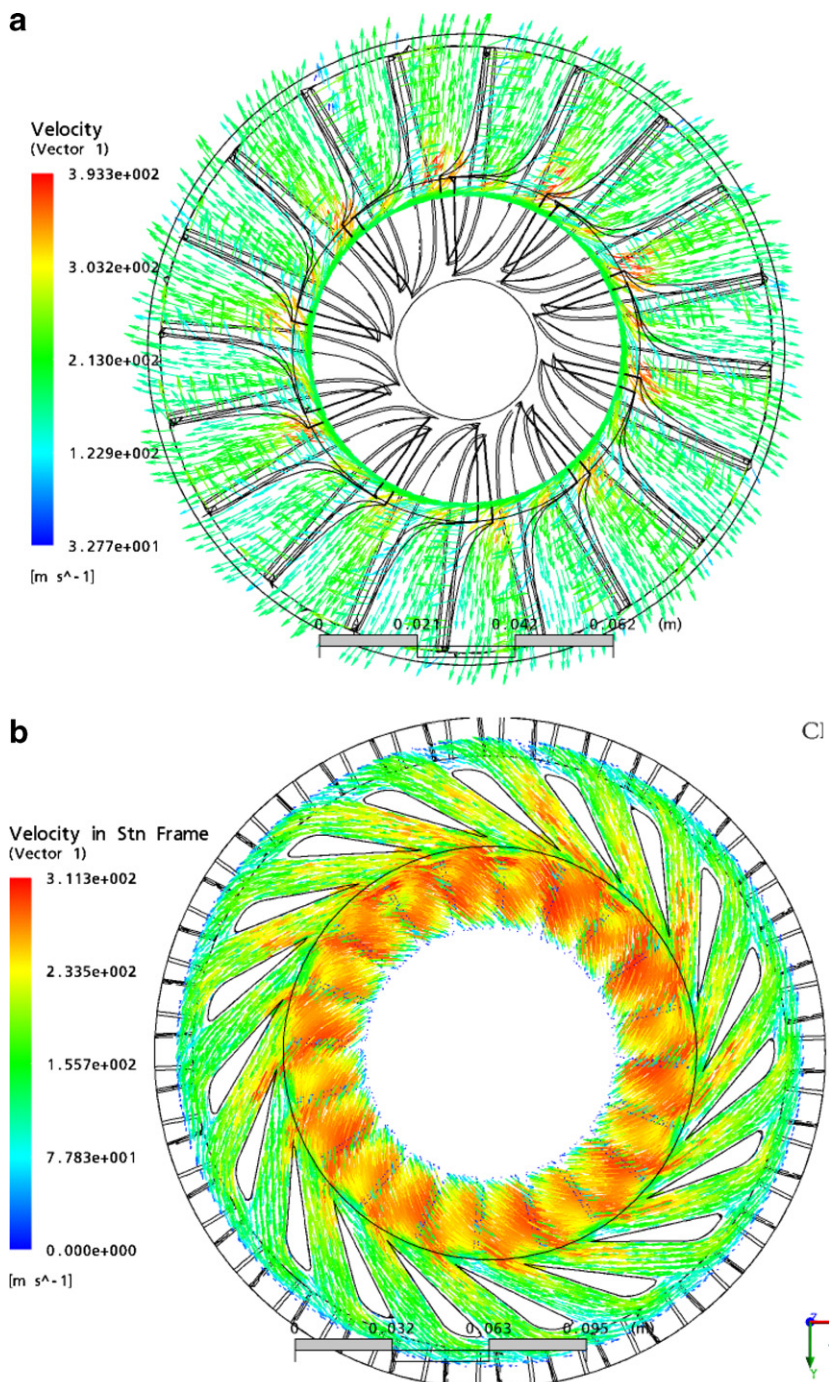


Рис. 1. Поле скоростей в (a) рабочем колесе и (b) диффузоре, полученное из CFD-симуляции компрессора при 60,000 об/мин.



требования сосредоточили наше внимание на определенном типе камеры сгорания, а именно на прямооточной аннулярной камере. Эта схема иллюстрируется в Рис. 5, 6 и 10: воздух, выходящий из компрессора, подвергается довольно резкому диффузионному процессу в зазоре между выходом диффузора компрессора и стенкой камеры сгорания, а затем непосредственно направляется в камеру

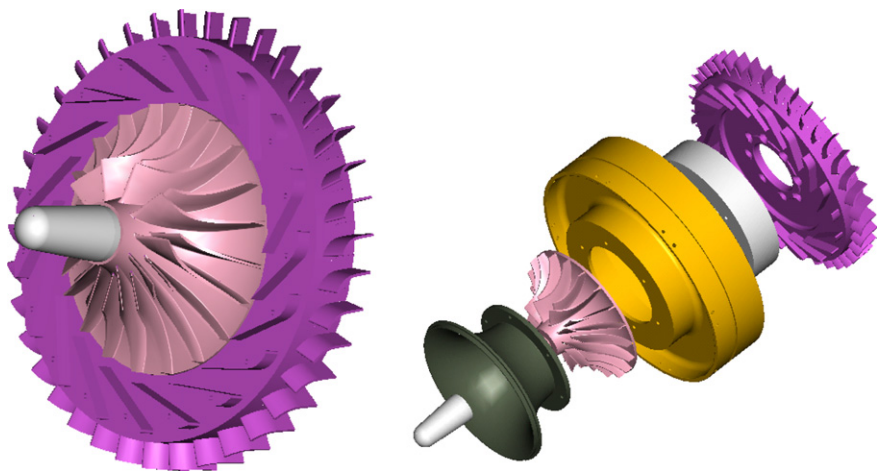


Рис. 2. Компьютерное представление сборки компрессора.



Рис. 3. Фотографии изготовленного компрессора.

хотя имеются окружные отверстия (поэтому без использования вихревого устройства), где он смешивается с испаренным топливом, которое ударяется о воздушный поток из цилиндрических трубок топливных инжекторов. Смешивание усиливается наличием турбуляторов и рециркуляцией в

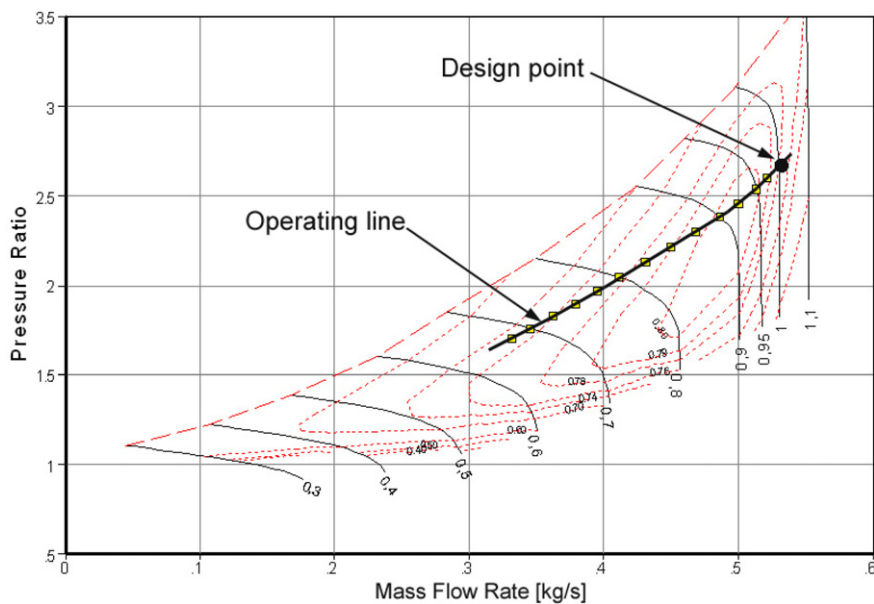


Рис. 4. Предсказанная карта компрессора.

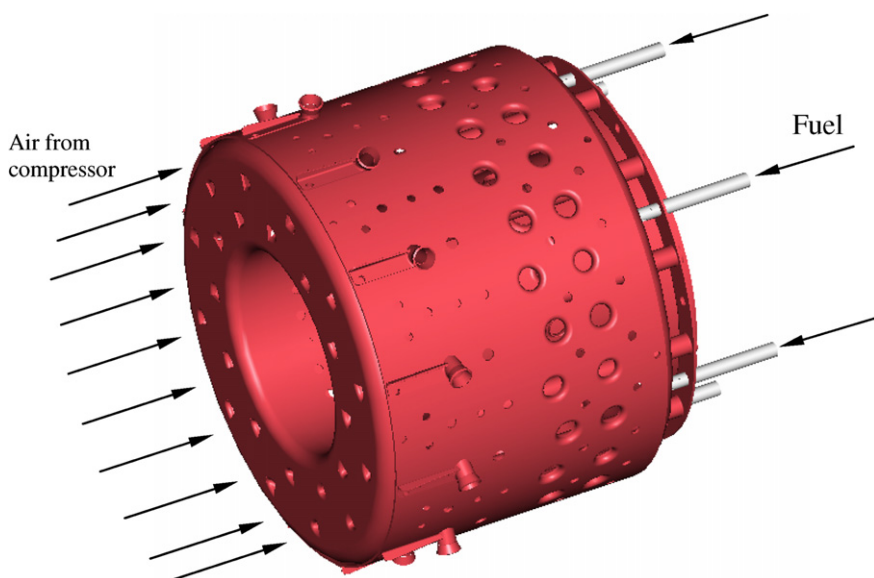


Рис. 5. Компьютерное представление камеры сгорания.

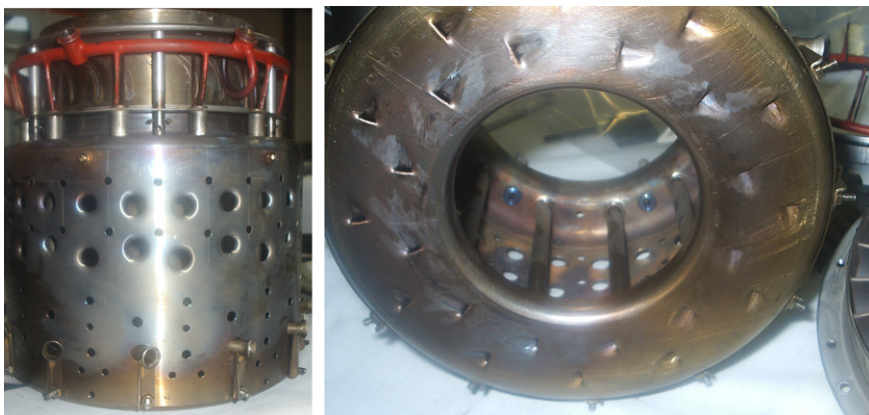


Рис. 6. Фотографии построенной камеры сгорания.

Первичная зона создается в результате взаимодействия между первичным воздухом, поступающим в камеру сгорания, и воздушными струями, входящими снаружи обечайки.

Основные преимущества этой конфигурации аналогичны тем, которые характеризуют традиционную кольцевую камеру сгорания больших двигателей [15]: удовлетворительное смешивание топлива и воздуха, компактность, легкость и эффективное охлаждение обечайки. На самом деле, эта компоновка не демонстрирует чрезмерного соотношения поверхности к объему обечайки, как в камерах сгорания обратного потока. Однако основным недостатком является относительно низкая аэродинамическая эффективность из-за больших потерь давления, возникающих в зоне диффузии.

Проектирование камеры сгорания было выполнено в соответствии с правилами, предписанными Лефевром. [15]: Рассматривались две основные проблемы, которые привели к сложному проектированию, а именно правильная рециркуляция первичной зоны и проблема стабилизации пламени.

Так называемые вихревые лопатки на входе в камеру сгорания, решение, которое широко используется в больших газовых турбинах, не были использованы из-за трудностей в производстве и потому, что топливо не планировалось впрыскивать с помощью отдельных форсунок. Вместо этого широкомасштабная рециркуляция первичной зоны с использованием небольшого количества крупных воздушных струй в конечном итоге привела к успешному проектированию. При правильном размещении эти отверстия рециркуляции значительно улучшили смешивание и стабильность сгорания, а испытания показали безупречную камеру сгорания.

Что касается стабильности пламени, некоторые проблемы заслуживают обсуждения. Как хорошо известно, пределы стабильности для устойчивого сгорания в отношении соотношения топлива к воздуху широки, но эти пределы гораздо уже для зажигания. Поэтому хорошие характеристики зажигания в значительной степени зависят от дизайна форсунки и достижимого качества атомизации. В первичной зоне требуется хорошо атомизированное или испаренное топливо (предпочтительно близкое к стехиометрическому соотношению топлива к воздуху), особенно на низких оборотах, когда температура и давление воздуха на входе в камеру сгорания почти равны окружающей среде. Это особенно негативно сказывается на производительности зажигания из-за больших потерь тепла при зажигании и очень плохого качества атомизации топлива, которое на самом деле может быть достигнуто.

Исследовалось высококачественное распыление топлива с использованием простых форсунок с отверстием, но небольшие высокопроизводительные форсунки требуют высокого давления топлива и тяжелых бортовых насосов для достижения тонкого распыления топлива. Более того, они, как правило, создают большие углы конуса распыла, и более тонкое распыление топлива будет означать больший угол конуса. Теплопередача, вызванная ударом горящих капель о внутреннюю стенку корпуса, высока, особенно в очень



небольшой камере сгорания. По этим причинам предварительное испарение топлива обеспечивало лучшее решение. Конструкция состоит из коллектора предварительного испарения топлива, расположенного внутри камеры сгорания. Поскольку топливо и камера сгорания холодные при запуске, топливо не может быть предварительно испарено, если его не подогреть до высоких температур испарения непосредственно перед зажиганием, что является громоздким процессом. Решением было использование природного газа в качестве топлива для запуска и зажигания. Последнее было осуществлено с помощью блока искрового зажигания, разработанного внутри компании.

Для работы этого турбореактивного двигателя после запуска было выбрано керосиновое топливо. При минимальном холостом ходе переход на керосиновое топливо инициируется через тот же газовый коллектор с использованием синхронизированных клапанов. Уже горячие газы в камере сгорания предварительно нагревают топливо в коллекторе до высокого уровня испарения, прежде чем оно попадет в камеру сгорания. Керосин обладает хорошими характеристиками сгорания при правильном испарении и гораздо безопаснее в обращении, чем бензин или сжиженный нефтяной газ. Хотя он очень воспламеняем, керосин имеет меньшую склонность к быстрому образованию взрывоопасных смесей при утечке, например, из насосов или подающих трубопроводов. Безопасность при обращении с топливом и эксплуатации двигателя была серьезной проблемой при проектировании. Наконец, поскольку керосин при высоких температурах склонен к образованию кокса в результате термического крекинга углеводородов, мы особенно беспокоились о формировании слоя кокса на внутренней стенке испарителей.

Использование керосина потребовало добавления насоса-усилителя для прессуризации топлива. Основная трудность с керосиновым топливом заключалась в правильном испарении в ограниченном пространстве камеры сгорания. Достаточные запасы по температуре (термическое напряжение) и скорости ротора

(нагрузки компонентов) были предоставлены для обеспечения долгого срока службы, особенно для компонентов горячей секции. Максимальная рабочая температура на входе в турбину 1000 К оказалась значительно ниже возможностей турбины. Конструируемая камера сгорания (с использованием стали AISI 316L) изображена в Рис. 6.

### 3.4. Дизайн турбины

В результате проектирования камеры сгорания, а также исходя из знаний о расходе жидкости/массы, который необходимо расширить, а также о температуре и давлении жидкости на выходе из камеры сгорания, была выбрана одноступенчатая осевая турбина в качестве предпочтительной конфигурации для привода компрессора. Она состоит из ряда сопел и реактивного колеса турбины  $\alpha_0 = 55^\circ$ . Профили сопел и ротора являются внутренними разработками стандартных аэродинамических профилей  $A_{A_3K_7}$ , которые мы изучали для достижения удовлетворительной производительности как с аэродинамической, так и с конструктивной точки зрения. Они были фактически получены с использованием метода лопастей турбины с заданной кривизной [19].

Предварительное проектирование было выполнено с использованием одномерной процедуры на среднем радиусе турбины, следуя известной процедуре, иллюстрированной Хорлоком [18] и используя корреляции потерь, предложенные Крейгом и Коксом [17] и корреляцию отклонения, выраженную Эйли и Мэтиенсоном [20]. Ряд сопел имел  $25^\circ$  лопасти с постоянными углами смещения по радиусу, в то время как для определения углов на различных радиусах 29 лопастей ротора использовался критерий свободного вихря (Рис. 7). Оптимальная плотность каждой лопасти была найдена с использованием критерия Цвайфеля, однако коэффициент тангенциальной подъемной силы был установлен на уровне 1.1, как предложено в [16]. Таким образом, нагрузка на лопасть была увеличена по сравнению с традиционной практикой проектирования.

Ряд лопаток сопла был изготовлен из рефракторной стали 310S. С другой стороны, материал, использованный для лопаток ротора турбины, представляет собой сталь W 302 (оба компонента являются

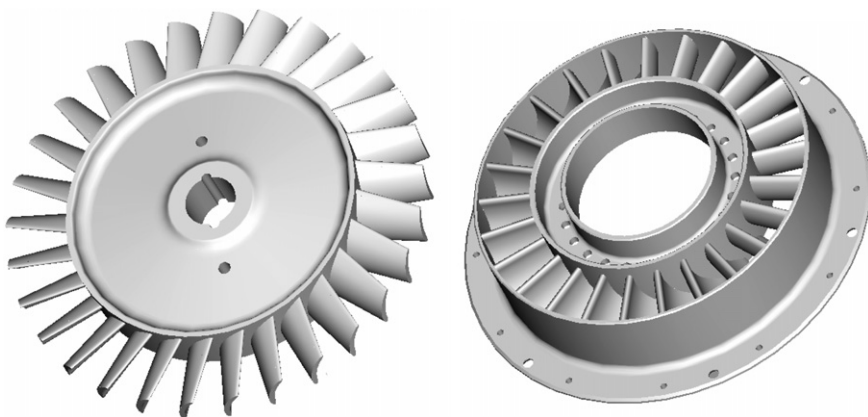


Рис. 7. Компьютерное представление ротора турбины (слева) и лопаток сопла (справа).

представлены на Рис. 8). Компрессор и турбина соединены с помощью вала из стали V V145 , поддерживаемого парой предварительно нагруженных шариковых подшипников. Модуль ротора и подшипника был точно выровнен и сбалансирован со всеми другими компонентами для контроля за зазорами на концах как компрессора, так и турбины.

Оба подшипника смазываются и охлаждаются маслом, подаваемым из внешнего бака через трубку, проходящую через корпус компрессора. Эта система смазочного масла является системой полного расхода.



Рис. 8. Фотографии изготовленной турбины.

Во время нормальной работы требуется лишь немного масла. Закрытая система была бы слишком тяжелой и сложной в проектировании, а также потребовала бы чрезмерно сложной системы уплотнений. Поток смазочного масла контролируется небольшим отверстием проприетарного размера, и масло подается к обоим подшипникам с использованием воздуха, выходящего из компрессора. Перед запуском, когда давление отсутствует, масло подается вручную. Все масло в конечном итоге теряется в вытяжном канале, где оно уносится горячими газами.

### 3.5. Проектирование сопла

Была разработана простая конвергентная форма сопла с эффективной выходной площадью  $6013 \text{ см}^2$ , что делает сопло не критичным на проектной точке. Этот компонент был изготовлен из стальных пластин AISI 316L и произведен, как показано на Рис. 9.

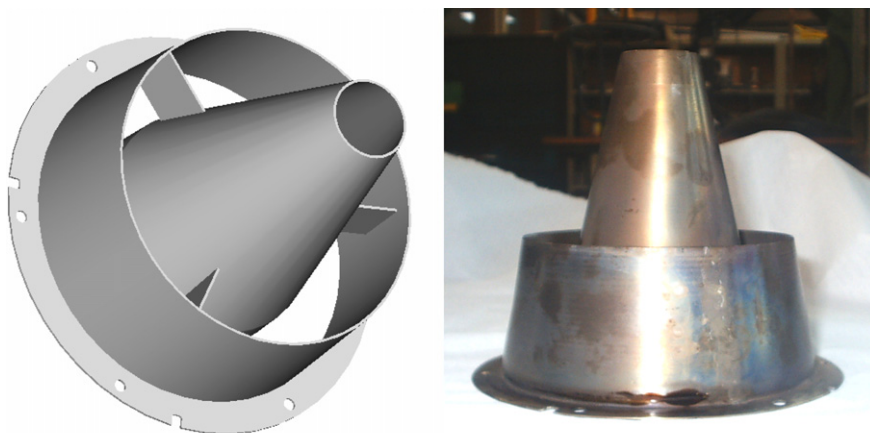


Рис. 9. Сопло для слива: Компьютерное представление (слева) и изготовленный компонент (справа).

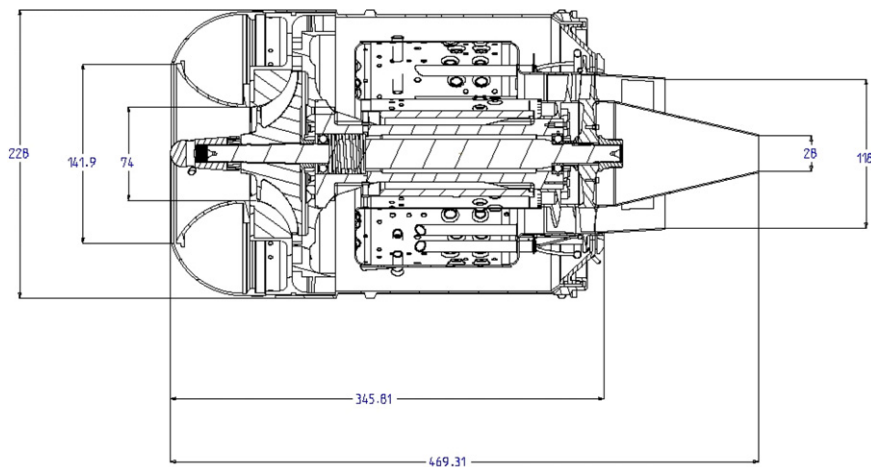


Рис. 10. Двухмерный чертеж спроектированного турбореактивного двигателя (размеры в мм).

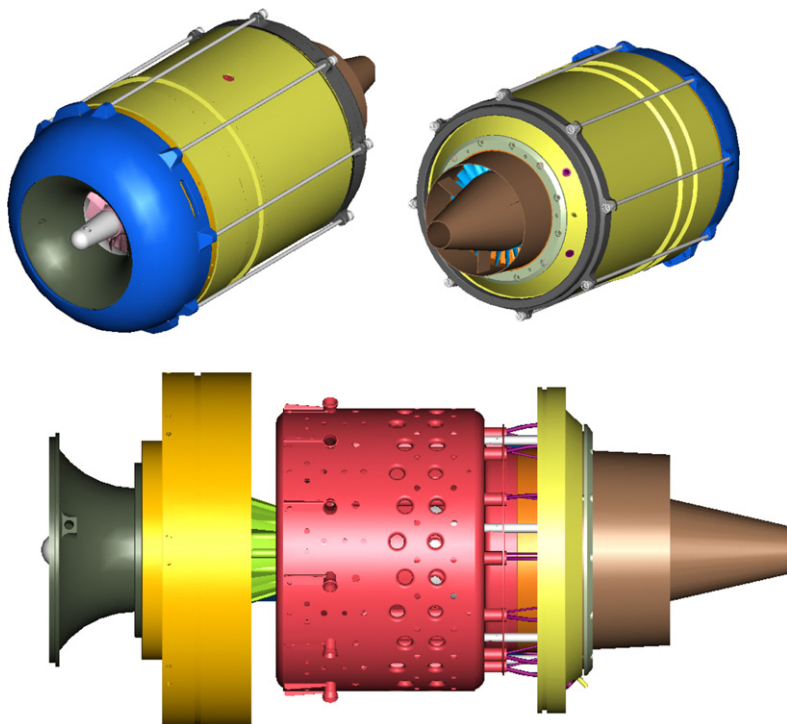


Рис. 11. Компьютерное представление спроектированного турбореактивного двигателя.

### 3.6. Проектирование сборки

На протяжении всего двигателя сохранялась модульная концепция дизайна. Все компоненты были спроектированы так, чтобы их можно было легко производить и собирать. Турбореактивный двигатель был разделен на несколько модулей, которые соединяются с помощью болтов, натяжных соединений и специальных зажимов. Рис. 10 и 11 показывают меридиональное сечение и трехмерный вид сборки.

## 4. Испытание турбореактивного двигателя

Разработанный турбореактивный двигатель, после точной балансировки корпуса, был установлен и протестирован на испытательном стенде, на котором можно измерять угловую скорость, статическую температуру выхлопных горячих газов, статическое давление на выходе компрессора, тягу (статическую), температуру подшипников и масла, а также давление и температуру топлива.

### 4.1. Испытательный стенд и инструменты

Испытательный стенд состоял из платформы, на которой установлен двигатель, как показано на Рис. 12. Испытательный стенд оснащен следующими приборами:

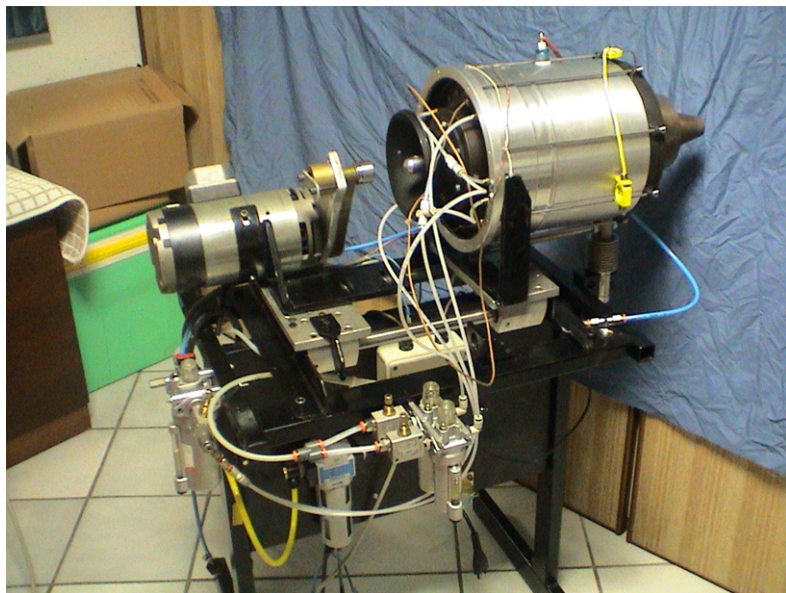


Рис. 12. Турбореактивный двигатель, установленный на испытательном стенде.

- (1) Три изолированных термопары типа К, которые расположены ниже ротора турбины.
- (2) Аналоговый манометр типа Бурдона, подключенный к статическим точкам давления, расположенным на выходе компрессора.
- (3) Датчик нагрузки для измерения тяги, развиваемой двигателем.
- (4) Магнитный тахометр, с помощью которого можно измерять режим вращения двигателя.
- (5) Объемный шестеренчатый насос для перекачки топлива в камеру сгорания.
- (6) Электродвигатель для запуска двигателя (т.е. до достижения самоработы).
- (7) Блок искрового зажигания для воспламенителя.
- (8) Синхронизированные регулирующие клапаны как для природного газа, так и для керосина.
- (9) Масляный насос для смазки подшипников.

#### 4.2. Процедура испытаний и результаты

При запуске двигателя электрическая энергия от вспомогательного двигателя используется для разгона корпуса до примерно 10, 000 г об/мин.

На этом этапе включается зажигание, открывается клапан газового топлива, и происходит воспламенение, что дополнительно разгоняет двигатель до его минимального холостого хода примерно 20, 000 г об/мин. С этого момента электродвигатель отключается, и двигатель работает самостоятельно. Получаемая тяга может быть довольно легко контролируема путем воздействия на расход топлива, который, в свою очередь, определяет мгновенную угловую скорость турбореактивного двигателя.

Переход с природного газа на керосин осуществляется с использованием той же системы распределения топлива, путем одновременного закрытия клапана газового топлива и открытия клапана жидкого топлива. Во время перехода турбореактивный двигатель работает на смеси газового топлива и керосина.



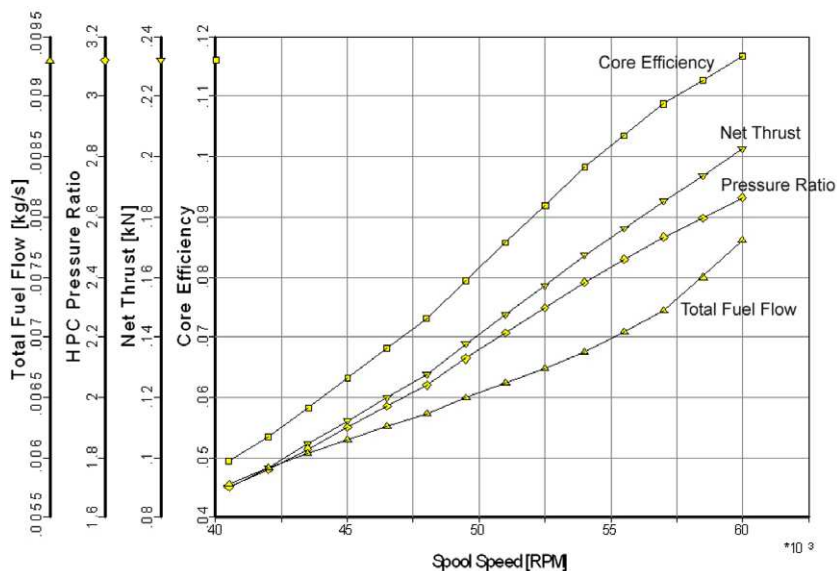


Рис. 13. Результаты испытаний производительности.

в течение нескольких секунд. Этот метод оказался очень успешным. Затем можно инициировать дальнейшее ускорение до максимальной непрерывной скорости двигателя 60,000 г/об/мин.

Основные результаты испытаний (Рис. 13) представляют собой кривые, которые связывают статический чистый тяговый усилие, общее потребление топлива, статический коэффициент сжатия и тепловую эффективность

(также называемая эффективностью сердечника) с частотой вращения двигателя.

На данный момент двигатель прошел более 500 h работы и хорошо функционировал без снижения производительности; более того, мы не зарегистрировали образование кокса на стенках испарителя, но необходимо провести дальнейшие долгосрочные испытания производительности для анализа поведения камеры сгорания с течением времени.

## 5. Заключение и будущие исследования

В Департаменте машиностроения Университета Падовы было проведено большое количество исследований для проектирования и разработки небольшого, недорогого 200 Н тягового реактивного двигателя, который может использоваться для исследовательских и учебных целей. Проект позволил приобрести необходимые знания для самостоятельного проектирования, производства, эксплуатации и испытания такого двигателя и заложил основу для дальнейших исследований. Фактически, следующие шаги будут направлены на повышение эффективности двигателя за счет увеличения коэффициента давления цикла и температуры на входе в турбину (для чего необходимо использование супер никелевых сплавов и/или керамических материалов), за которыми последуют испытания на выносливость и надежность.

## Ссылки

- [1] Чу Х. Х., Чанг Сяо-Вэй. Развитие аэрокосмических технологий – Разработка малых газовых турбин. Тайвань, КНР: Планирование развития аэрокосмической технологии, Национальный научный совет; 1996. с. 4–22.

- [2] Джексон АДБ, Ласкаридис П, Пилидис П. Испытательный стенд для малых азрогазовых турбин для образования и для сотрудничества университетов с промышленностью. Доклад ASME GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] Дэвисон КР, Бирк АМ. Настройка и эксплуатационный опыт с микротурбинным двигателем для исследований и образования. ASME Paper GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] Эпштейн АХ. Газовые турбины MEMS в миллиметровом масштабе. ASME Paper GT-2003-38866 .
- [5] Роджерс С. Некоторые эффекты размера на характеристики малых газовых турбин. ASME Paper GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] Хилл ПГ, Петерсон КР. Механика и термодинамика реактивного движения. Ридинг (МА): Эддисон-Уэсли; 1992.
- [7] Кампсти Н. Реактивный двигатель. Кембридж: Кембриджский университетский пресс; 1997.
- [8] Япиксе Д. Дизайн и производительность центробежного компрессора. Уайлдер, Вермонт: Концепции ETI, Инк.; 1994.
- [9] Уитфилд А, Бейнс НК. Дизайн радиальных турбомашин. Лондон, Великобритания: Лонгман; 1990.
- [10] Зангенех М, Гото А, Харада Х. О критериях дизайна для подавления вторичных потоков в центробежных и с мешанных импеллерах. ASME J Turbomachinery 1998;120:723–35.
- [11] Бенини Е. Оптимальный дизайн Навье–Стокса импеллеров компрессора с использованием эволюционных вычислений. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357–69.
- [12] Бенини Е, Тоффоло А, Лаззаретто А. Экспериментальные и численные анализы для повышения производительности диффузора микротурбины. ExpThermal Fluid Sci 2006;30(5):427–40.
- [13] Аунгиер РХ. Центробежные компрессоры – стратегия аэродинамического дизайна и анализа. Нью-Йорк: ASME Press; 2000.
- [14] Кампсти НА. Аэродинамика компрессора. Великобритания: Группа Лонгман; 1989.
- [15] Лефевр А. Г. Сгорание газовых турбин. 2-е изд. Лондон: Тейлор и Франсис; 1999.
- [16] Уилсон Д. Г., Коракианитис Т. Дизайн высокоэффективного турбомашиностроения и газовых турбин. 2-е изд. Энглвуд-Клифс (Нью-Джерси): Прентис-Холл; 1998.
- [17] Крейг Х. Р. М., Кокс Х. Дж. А. Прогнозирование производительности осевых турбин. Труды Института механических инженеров 1971;185( 32/71 ).
- [18] Хорлок Дж. Х. Осевая турбина. Лондон: Баттеруортс; 1966.
- [19] Коракианитис Т. Воздушноеfoil с заданным распределением кривизны для предварительного геометрического дизайна каскадов осевого турбомашиностроения. Журнал турбомашиностроения 1993;115(2):325–33.
- [20] Эйли Д. Г., Мэтиенсон Г. К. Р. Исследование потерь потока и давления в рядах лопастей осевых турбин R&M № 2892 (март). Великобритания: Аэрон. Исследовательский комитет; 1951.