



# Projeto, fabricação e operação de um pequeno motor turbojato para fins de pesquisa

Ernesto Benini \*, Stefano Giacometti

Dipartimento de Engenharia Mecânica, Universidade de Pádua, Via Venezia, 1 – 35131 Pádua, Itália

Disponível online 27 Julho de 2007

---

## Resumo

Um projeto de pesquisa está em andamento na Universidade de Pádua para desenvolver um 200 N motor de empuxo estático a ser utilizado tanto para atividades didáticas quanto de pesquisa. Este artigo descreve em detalhes todas as fases necessárias para a configuração de tal motor, incluindo projeto, fabricação e operação. O motor a jato possui um compressor centrífugo de estágio único com relação de compressão de 2,66:1 a 60,000 r rpm, uma câmara de combustão anular de fluxo direto e uma turbina axial de estágio único com 950 K temperatura de entrada da turbina (TIT). Todos os detalhes de projeto e fabricação são fornecidos, assim como o procedimento de operação juntamente com resultados experimentais.

© 2007 Elsevier Ltd. Todos os direitos reservados.

Palavras-chave: Pequeno turbojato; Motor turbojato; Design; Operação; Combustão

---

## 1. Introdução e contexto

Nos últimos anos, o interesse por motores a gás-turbina de pequeno porte aumentou tanto para usos terrestres quanto veiculares. Em particular, os motores turbojato de pequeno porte estão se tornando atraentes devido à sua potencial aplicação em aviões controlados remotamente ou em veículos aéreos não tripulados (VANTs) por causa de sua relação empuxo-peso extremamente alta [1]. Existem vários exemplos de design de pequenos turbojatos que desenvolvem menos de 200 N empuxo estático (por exemplo, [2,3]), que foram derivados de procedimentos de redução de escala de grandes turbojatos, mas em uma escala micro [4]. No entanto, uma compreensão profunda do comportamento desses motores está longe de ser assegurada.

---

A falta de conhecimento envolve quase todas as fases da configuração e desenvolvimento do motor: o design, a fabricação, a operação e os testes de pequenos motores são regulados por conceitos diferentes em relação aos propulsores de grandes aeronaves e requerem procedimentos personalizados.

O design de tais máquinas é inevitavelmente influenciado pelo seu pequeno tamanho. Para uma turbina a gás em escala milímetro/centímetro, [5] os projetistas têm que lidar com desafios de engenharia comparáveis àqueles que caracterizam grandes máquinas convencionais, além do fato de que os critérios de design tradicionais não se aplicam necessariamente no novo espaço de design. Isso envolve particularmente o comportamento aero-termo-mecânico dos componentes do motor, uma vez que o ciclo termodinâmico é caracterizado por temperaturas de operação relativamente altas, razões de pressão de componente muito baixas e eficiências, e altas velocidades de rotação da montagem do núcleo. Nesse contexto, o papel desempenhado pelos baixos números de Reynolds no desempenho do motor é significativo e indica a dominância das forças de atrito sobre as iniciais. Além disso, problemas relacionados à transferência de calor devido ao motor compacto podem afetar o design do motor e a escolha da arquitetura do motor principal. O resultado é a necessidade de um design aero-termo-dinâmico preciso e, em última análise, um motor muito sensível em termos de operação e comportamento fora do projeto.

Além disso, os problemas relacionados à combustão são enormes, especialmente em termos de estabilização da chama. Isso envolve um projeto preciso da câmara de combustão e a configuração de uma recirculação eficiente dentro da zona primária da combustão.

Os aspectos de fabricação também são peculiares a esses motores devido ao seu pequeno tamanho. Os componentes giram em velocidades muito altas ( $>30,000$  r rpm), de modo que o balanceamento se torna decisivo para uma operação segura e durável. Isso implica que as partes rotativas devem ser usinadas com alta precisão. O uso de rolamentos com excelentes propriedades de rigidez e amortecimento é, portanto, de importância primordial.

A Universidade de Pádua está desenvolvendo um projeto voltado para o desenvolvimento de pequenos turbojatos para fins de pesquisa e educação. O objetivo final deste projeto é adquirir a competência necessária para projetar, fabricar, operar e testar tais motores.

## 2. Especificações de projeto

Ao definir as especificações para o motor turbojato, pensamos em um sistema compacto, leve e possivelmente de baixo custo, capaz de desenvolver aproximadamente 200 N de empuxo sob condições ISO, uma escolha que identificamos como razoável para um experimento de pesquisa/didático eficaz, sem gastos excessivos em relação ao propulsor e à bancada de testes. Essas características foram alcançadas de acordo com algumas regras básicas termodinâmicas e mecânicas, descritas a seguir:

1. Selecione um ciclo termodinâmico Brayton-Joule aberto simples para tornar o design geral e a arquitetura do sistema o mais simples possível, evitando assim qualquer sofisticação do ciclo, como regeneração interna, sangria de ar, resfriamento de lâminas, etc.
2. Adote uma temperatura de entrada da turbina menor que 1000 K. Mesmo que essa escolha limite a eficiência térmica máxima obtível a valores inferiores a 20% (quando o motor é operado em condições de nível do mar), ela possibilita o uso de um aço de baixo custo para construir as partes da turbina.
3. Escolha uma configuração de eixo único. Tal característica tem um impacto positivo no peso e tamanho do motor, bem como na simplicidade dos componentes, embora torne o motor menos flexível em sua operação.

4. Utilize turbomáquinas e design de rotodinâmica de tecnologia padrão, sem qualquer dispositivo de geometria variável e usando rolamentos de esferas padrão para suportar o motor central. 5. Use um bocal de exaustão com formato convergente para que o fluxo seja sempre subsônico na exaustão do motor, exceto quando o motor opera em condição de estrangulamento.

### 3. Procedimento de design do motor turbojato

Os seguintes são os passos que seguimos no desenvolvimento do turbojato.

#### 3.1. Design e análise do ciclo termodinâmico

Um simulador de ciclo Brayton–Joule foi utilizado para prever o desempenho do motor turbojato; o simulador foi implementado conforme descrito em detalhes em [6]. No modelo termodinâmico, as seguintes suposições foram feitas:

- A pressão ambiente e a temperatura do ar são 288,15 K e 101.3 k Pa, respectivamente.
- O ar se comporta como um gás semi-ideal com calores específicos variáveis com a temperatura.
- A mistura de combustível/ar se comporta como um gás equivalente semi-ideal, com entalpia, entropia e calores específicos dependendo da temperatura e da razão de equivalência combustível/ar [7].
- A eficiência isentrópica da admissão é  $s_0 = 0.97$ .
- A eficiência isentrópica do compressor é  $s_0 = 0.78$ .
- A eficiência do queimador é 0.94.
- A eficiência pneumática da câmara de combustão é 0.9.
- A eficiência isentrópica da turbina é  $s_0 = 0.8$ .
- A eficiência isentrópica do bocal é 0.98.
- O bocal não está estrangulado.

O combustível é considerado como querosene líquido para uso residencial, com um valor de aquecimento de 42.700 kJ/kg.

Usando tais hipóteses, uma análise paramétrica foi realizada para derivar a razão de pressão do ciclo que garantiu o máximo empuxo específico do motor de 377 N/(kg/s). Portanto, uma razão de pressão de 2.66 foi selecionada e uma temperatura máxima do ciclo de 950 K foi adotada em conformidade. Correspondentemente, para o empuxo de projeto de 200 N no ponto fixo, a taxa de fluxo de massa de ar é 0.53 kg/s. Os outros parâmetros relevantes do ciclo estão reportados na Tabela 1.

#### 3.2. Projeto do compressor

Para motores a jato pequenos, compactos e leves, a escolha de um compressor centrífugo de estágio único com um difusor de dois estágios (radial e de desvio) é obrigatória [8]. Usando os dados de projeto do estudo do ciclo, o impulsor e o difusor foram projetados seguindo o procedimento descrito por [8,9]. Para simplificar, decidimos projetar um impulsor com lâminas radiais, pois essa tipologia é mais fácil de ser fabricada, mesmo que seja reconhecido que não é tão otimizada quanto um impulsor com lâminas inclinadas para trás [8,10,11] no que diz respeito à eficiência máxima e operação em carga parcial.

O primeiro passo consistiu em um cálculo unidimensional do impulsor e do difusor, incluindo correlações de perda e desvio fornecidas por Aungier [13].

Tabela 1 Parâmetros relevantes em operação em ponto fixo a partir da análise do ciclo

|  |            |
|--|------------|
| Empuxo estático requerido em condições ISO | 200 N      |
| Temperatura de entrada da turbina (TTT)    | 950 K      |
| relação de compressão                      | 2.66       |
| Pressão de entrega do Compressor           | 262 kPa    |
| Temperatura de entrega do Compressor       | 407 K      |
| Pressão de entrada da Turbina              | 246 kPa    |
| Pressão de saída da turbina                | 137 kPa    |
| Temperatura de saída da turbina            | 847 K      |
| Relação combustível/ar                     | 0.0137     |
| Empuxo específico                          | 377 m/s    |
| Velocidade nominal                         | 60.000 rpm |
| Eficiência térmica                         | 12%        |

Em seguida, um modelo tridimensional do compressor foi implementado e simulado usando um resolvelor de Navier–Stokes (Ansys CFX 10©), onde uma interface de “estágio” entre o impulsor e o difusor foi adotada durante os cálculos [12], dos quais um trecho é relatado em Fig.1. As simulações previram os valores para a relação de compressão e eficiência isotrópica, que eram diferentes daqueles adotados na análise do primeiro ciclo. Portanto, uma nova simulação do ciclo do motor foi realizada e um redesenho do compressor foi executado de acordo. Este procedimento foi repetido até que a convergência da análise do ciclo e o desempenho do componente fossem alcançados com sucesso. O compressor finalmente projetado (Figs. 2 e 3) apresentava um impulsor com 20 lâminas radiais (incluindo 10 s lâminas divisórias para melhorar a orientação do fluxo em operação de carga parcial), um diâmetro externo de 129 mm, um diâmetro de entrada de 74 m m e uma velocidade de ponta no ponto de projeto (60.000 rpm) de 405 m/ s. O difusor a jusante apresenta 19 lâminas radiais e 38 lâminas de desvio, sendo estas últimas projetadas para fornecer um fluxo axial de ar sem muito redemoinho na câmara de combustão

(a quantidade de rotação deve ser contida na porção da saída do impulsor do compressor até a entrada da câmara de combustão, para não introduzir perdas de pressão excessivas aqui).

Os mapas previstos do compressor estão ilustrados em Fig. 4.

O impulsor do compressor foi obtido de uma peça de Liga de Alumínio (Ergal) usando uma máquina de controle numérico de a 5- eixos. O difusor foi construído da mesma forma a partir de uma peça de magnésio. A carcaça do compressor foi finalmente obtida a partir de magnésio forjado.

Uma entrada típica em forma de boca de sino foi utilizada neste motor para garantir boas características de fluxo de entrada para o compressor, uma vez que o empuxo estático deve ser desenvolvido [14]. A entrada e a carcaça do compressor são dois itens separados feitos de uma liga de alumínio. A usinagem da carcaça do rotor teve que ser altamente precisa. Grandes folgas de ponta são prejudiciais ao desempenho geral do motor e à eficiência do compressor, especialmente com diâmetros de entrada pequenos. As folgas de ponta foram mantidas em torno de 0. 2 m m, o mínimo prático para controle e alinhamento do deslocamento radial e axial do rotor.

### 3.3. design da câmara de combustão

Como se poderia esperar, o design da câmara de combustão é uma tarefa muito complicada em motores a gás-turbina pequenos, sendo seu tamanho limitado pelos fortes problemas de acoplamento em relação ao compressor e à turbina, tipicamente limitações construtivas no comprimento e diâmetro do eixo. Esses

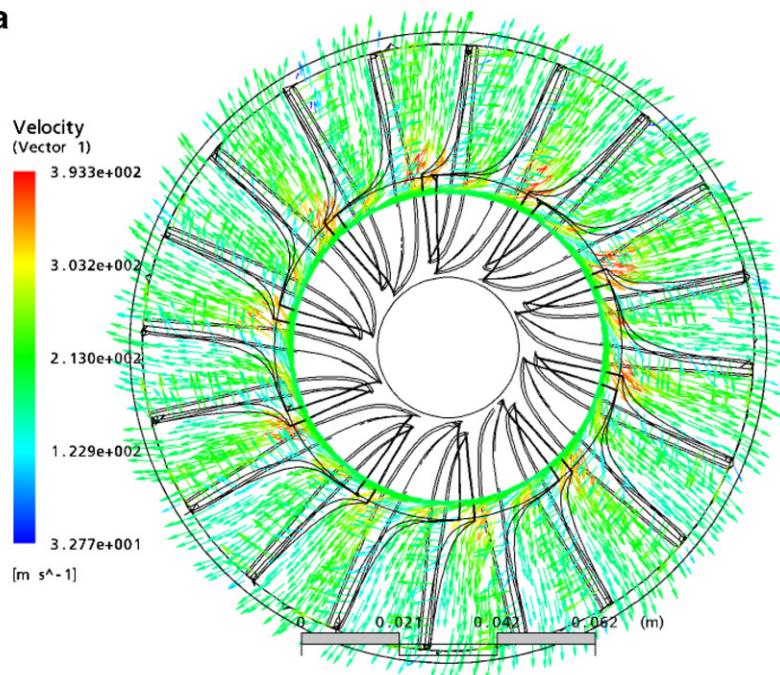
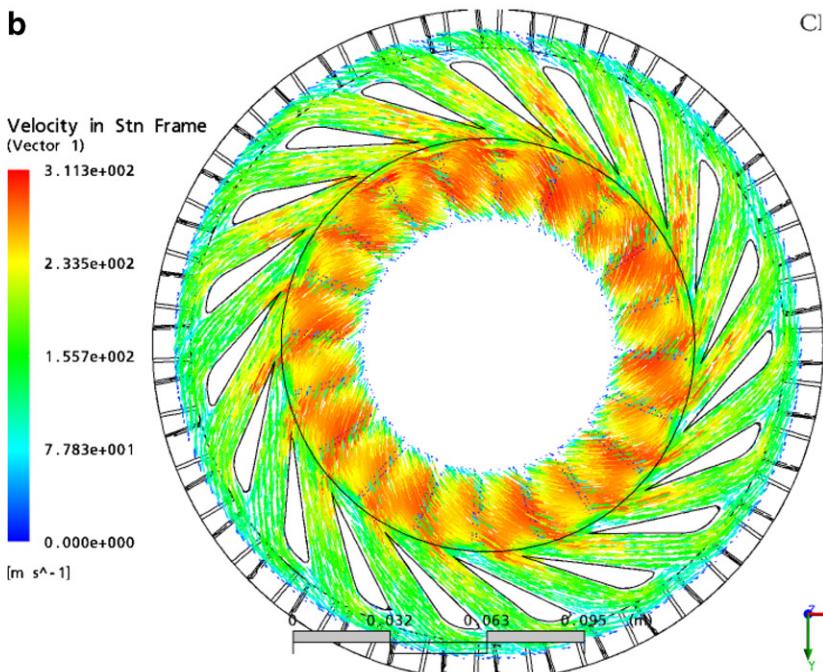
**a****b**

Fig. 1. Campo de velocidade em (a) o impulsor e (b) o difusor obtido a partir da simulação CFD do compressor a 60, 000 r p m.

os requisitos concentraram nossa atenção em um tipo particular de câmara de combustão, ou seja, uma câmara anular de fluxo direto. Este layout é ilustrado em Fig. 5, 6 e 10: o ar que sai do compressor é submetido a uma difusão bastante repentina entre a saída do difusor do compressor e o revestimento da câmara de combustão, e então forçado a entrar diretamente na câmara

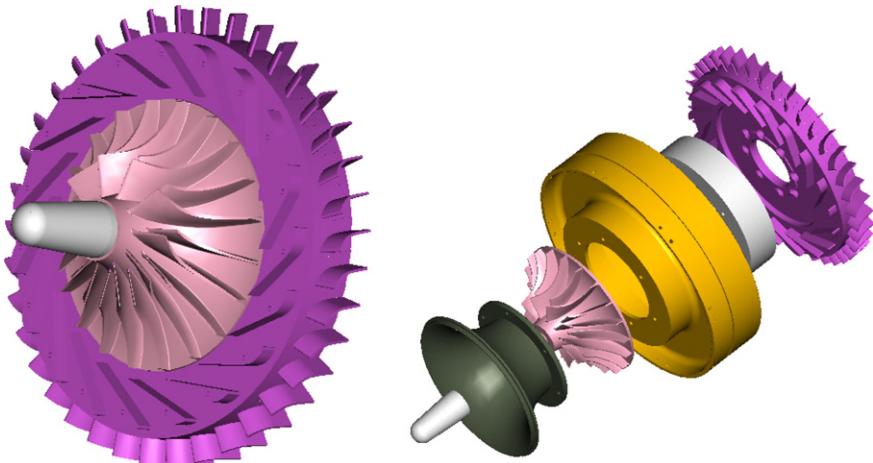


Fig. 2. Representação computacional do conjunto do compressor.



Fig. 3. Fotos do compressor fabricado.

embora furos circunferenciais (portanto, sem o uso de um swirl), onde se mistura com o combustível evaporado que atinge o fluxo de ar dos tubos injetores de combustível cilíndricos. A mistura é aumentada pela presença de turbuladores e pela recirculação no

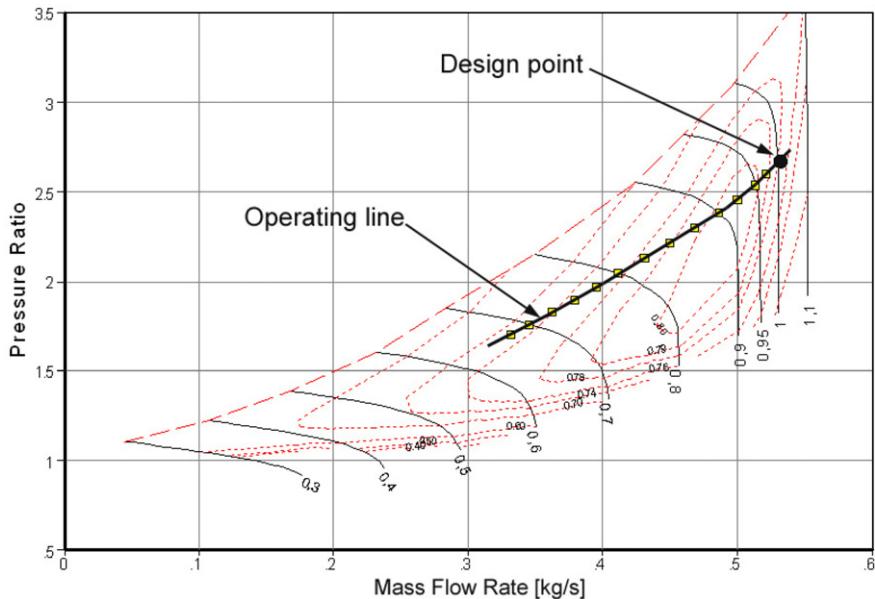


Fig. 4. Mapa do compressor previsto.

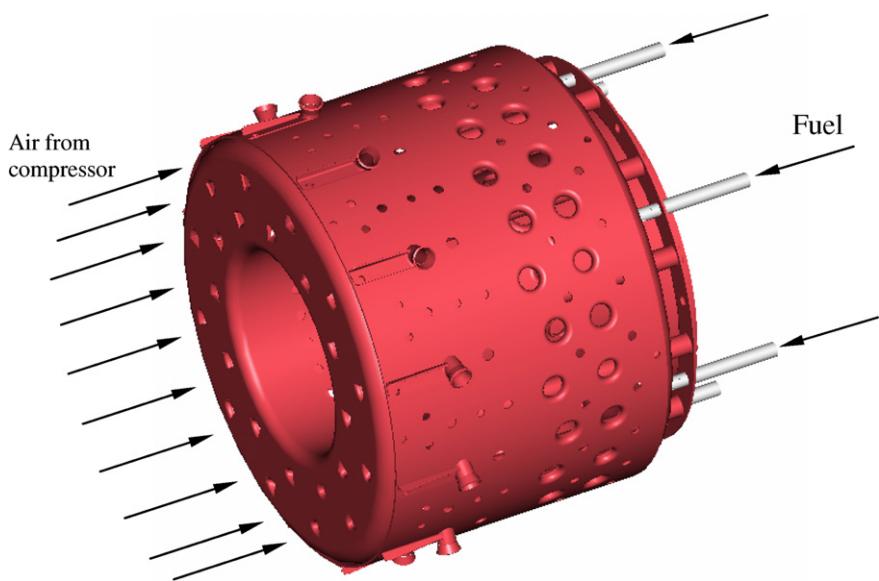


Fig. 5. Representação computacional da câmara de combustão.

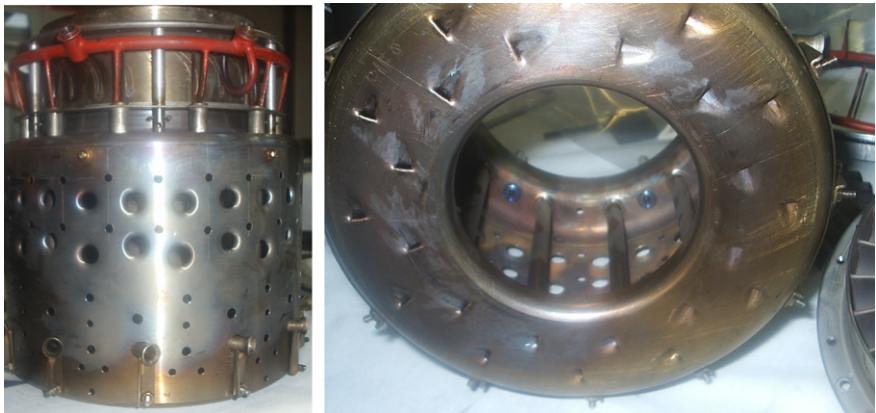


Fig. 6. Fotos da câmara de combustão construída.

A zona primária é criada a partir da interação entre o ar primário que entra na câmara de combustão pela frente e os jatos de ar que entram de fora do revestimento.

As principais vantagens dessa configuração são semelhantes às que caracterizam a câmara de combustão anular tradicional de motores de grande porte [15] : mistura satisfatória de combustível e ar, compacidade, leveza e resfriamento eficiente do revestimento. De fato, esse arranjo não apresenta uma relação superfície-volume excessiva do revestimento, como nos combustores de fluxo reverso. No entanto, a principal desvantagem é o desempenho aerodinâmico relativamente ruim devido à alta perda de pressão que ocorre na zona de difusão.

O projeto da câmara de combustão foi realizado seguindo as regras ditadas por Lefebvre.

[15] : Duas questões principais foram consideradas e levaram a um projeto complicado, ou seja, uma correta recirculação da zona primária e o problema da estabilização da chama.

As chamadas pás de rotação na entrada da câmara de combustão, uma solução amplamente utilizada em grandes turbinas a gás, não foram utilizadas devido a dificuldades na fabricação e porque o combustível não deveria ser injetado por meio de bicos individuais. Em vez disso, a recirculação em grande escala da zona primária, utilizando um pequeno número de grandes jatos de ar, levou finalmente ao projeto bem-sucedido. Quando corretamente posicionados, esses buracos de recirculação melhoraram significativamente a mistura e a estabilidade da combustão, e os testes resultaram em uma câmara de combustão impecável.

Quanto à estabilidade da chama, algumas questões merecem ser discutidas. Como é bem conhecido, os limites de estabilidade para a combustão sustentada em relação à relação combustível-ar são amplos, mas esses limites são muito mais estreitos para a ignição. Portanto, boas características de ignição dependem muito do design do injetor de combustível e da qualidade de atomização que pode ser alcançada. Um combustível bem atomizado ou evaporado (preferencialmente próximo da relação combustível-ar estequiométrica) é necessário na zona primária, especialmente em baixas rotações, quando a temperatura e a pressão do ar na entrada da câmara de combustão estão quase em níveis ambientes. Isso é especialmente prejudicial ao desempenho de ignição devido à grande perda de calor de ignição e à qualidade de atomização de combustível muito pobre que pode ser realmente alcançada.

alta qualidade de atomização de combustível usando bicos de orifício simples foi investigada, mas bicos de orifício pequenos e de alto desempenho requerem altas pressões de combustível e bombas de reforço pesadas a bordo para alcançar sprays de combustível finos. Além disso, eles tendem a criar grandes ângulos de cone de spray, e um spray de combustível mais fino significará um ângulo de cone maior. A transferência de calor causada pelo impacto de gotas em combustão na parede interna do revestimento é alta, especialmente em um muito

câmara de combustão pequena. Por essas razões, a pré-evaporação de combustível forneceu a melhor solução. O projeto consiste em um coletor de pré-evaporação de combustível localizado dentro da câmara de combustão. Como o combustível e a câmara de combustão estão frios na partida, o combustível não pode ser pré-evaporado a menos que seja pré-aquecido a suas altas temperaturas de evaporação logo antes da ignição, o que é complicado. A solução foi usar um combustível de gás natural para a partida e ignição. Esta última foi realizada por uma unidade de ignição por centelha desenvolvida internamente.

Um combustível de querosene foi então selecionado para operar este motor turbojato após a partida. Na velocidade mínima de marcha lenta, a transferência para o combustível de querosene é iniciada através do mesmo coletor de gás, utilizando válvulas sincronizadas. Os gases já quentes na câmara de combustão então pré-aquecem o combustível no coletor a um nível elevado de evaporação antes de entrar na câmara de combustão. O querosene possui boas características de combustão quando devidamente evaporado e é muito mais seguro de manusear do que gasolina ou gás de petróleo liquefeito. Embora seja muito inflamável, o querosene tem menos tendência a formar misturas explosivas rapidamente quando ocorre um vazamento, como de bombas ou linhas de alimentação. A segurança no manuseio de combustível e na operação do motor tem sido uma questão de design séria. Finalmente, como o querosene em altas temperaturas tende a produzir coque como resultado da craqueamento térmico de hidrocarbonetos, estávamos particularmente preocupados com a formação de camadas de coque na parede interna dos evaporadores.

O uso de querosene exigiu a adição de uma bomba de reforço para a pressurização de combustível. A principal dificuldade com o combustível de querosene foi a evaporação adequada dentro do espaço limitado da câmara de combustão. Margens amplas em temperatura (estresse térmico) e velocidade do rotor

(cargas de componentes) foram fornecidas para garantir uma longa vida, particularmente para os componentes da seção quente. A temperatura máxima de operação de entrada da turbina de 1000 K provou estar bem abaixo da capacidade da turbina. A câmara de combustão construída (usando aço AISI 316L) é representada em Fig. 6.

### 3.4. Design de turbina

Como resultado do design da câmara de combustão, e portanto a partir do conhecimento da taxa de fluxo de massa/fluidos a ser expandida, assim como a temperatura de estagnação e pressão do fluido na saída do combustor, uma turbina de fluxo axial de estágio único foi selecionada como a configuração preferida para acionar o compressor. Ela consiste em uma linha de bicos e uma roda de turbina de reação de 0.55. Os perfis do bico e do rotor são evoluções internas dos perfis aerodinâmicos padrão A3K7 que estudamos para obter um desempenho satisfatório tanto do ponto de vista aerodinâmico quanto estrutural. Eles foram, na verdade, derivados usando um método de lâmina de turbina de curvatura prescrita [19].

O projeto preliminar foi realizado utilizando um procedimento unidimensional no raio médio da turbina, seguindo o procedimento bem conhecido ilustrado por Horlock [18] e utilizando correlações de perda fornecidas por Craig e Cox [17], e a correlação de desvio expressa por Ainley e Mathienson [20]. A linha de bicos apresentava 25 b lâminas com ângulos de desvio constantes em relação ao raio, enquanto um critério de vórtice livre foi utilizado para determinar os ângulos em vários raios das 29 lâminas do rotor (Fig. 7). A solidez ótima de cada linha de lâminas foi encontrada utilizando o critério de Zweifel, no entanto, o coeficiente de sustentação tangencial foi definido como 1.1, conforme sugerido em [16]. Dessa forma, a carga na lâmina foi aumentada em relação à prática de design convencional.

A linha de lâminas do bico foi construída utilizando aço refratário 310S. Por outro lado, o material utilizado para as lâminas do rotor da turbina é um aço W302 (ambos os componentes são

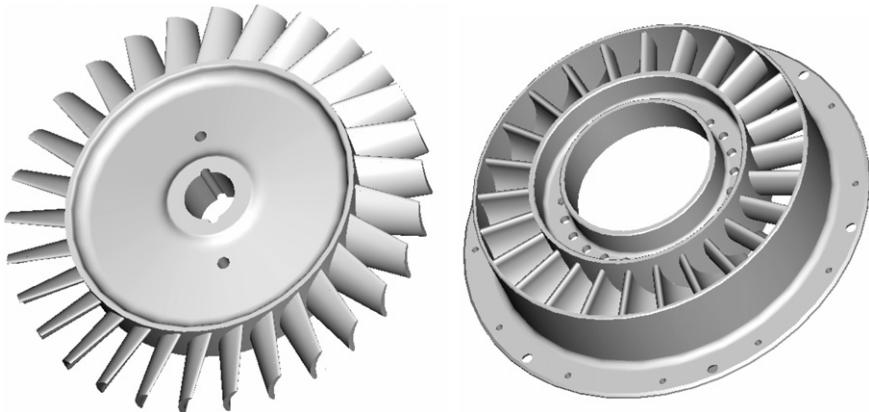


Fig. 7. Representação computacional do rotor da turbina (esquerda) e das pás do bico (direita).

representado em Fig. 8). O compressor e a turbina estão conectados por um eixo de aço suportado por um par de rolamentos de esferas pré-carregados. O módulo rotor-rolamento foi alinhado e balanceado com precisão com todos os outros componentes para controlar os espaços de ponta tanto do compressor quanto da turbina.

Ambos os rolamentos são lubrificados e resfriados com óleo fornecido pelo tanque montado externamente através de um tubo que passa pelo invólucro do compressor. Este sistema de óleo lubrificante é do tipo de perda total.



Fig. 8. Fotos da turbina fabricada.

Apenas um pouco de óleo é necessário durante a operação normal. Um sistema de circuito fechado seria muito pesado e difícil de projetar, além de exigir um arranjo de vedação excessivamente complexo. O fluxo de óleo lubrificante é controlado por um pequeno orifício de tamanho proprietário, e o óleo é fornecido a ambos os rolamentos usando ar de descarga do compressor. Antes da partida, quando não há pressão disponível, o óleo é alimentado manualmente. Todo o óleo é finalmente perdido no duto de escape, onde é arrastado pelos gases quentes.

### 3.5. Projeto do bocal

Um bocal de escape simples em forma convergente foi projetado, apresentando uma área de saída efetiva de  $6013 \text{ cm}^2$ , o que torna o bocal não estrangulado no ponto de projeto. Este componente foi construído a partir de chapas de aço AISI 316L, e fabricado conforme ilustrado em Fig. 9.

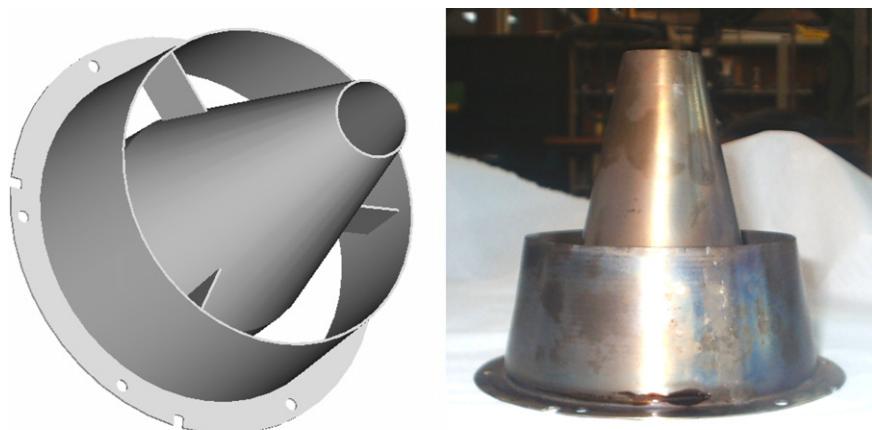


Fig. 9. Bocal de descarga: Representação computacional (esquerda) e componente fabricado (direita) .

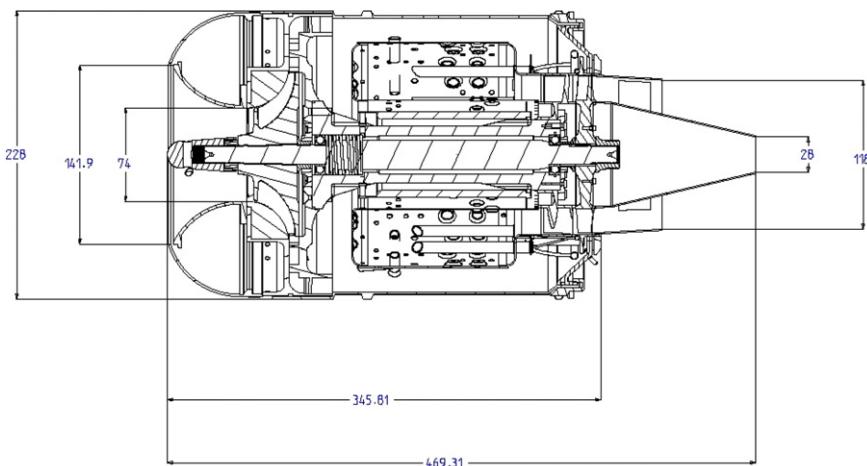


Fig. 10. Desenho bidimensional do turbojato projetado (dimensões em mm).

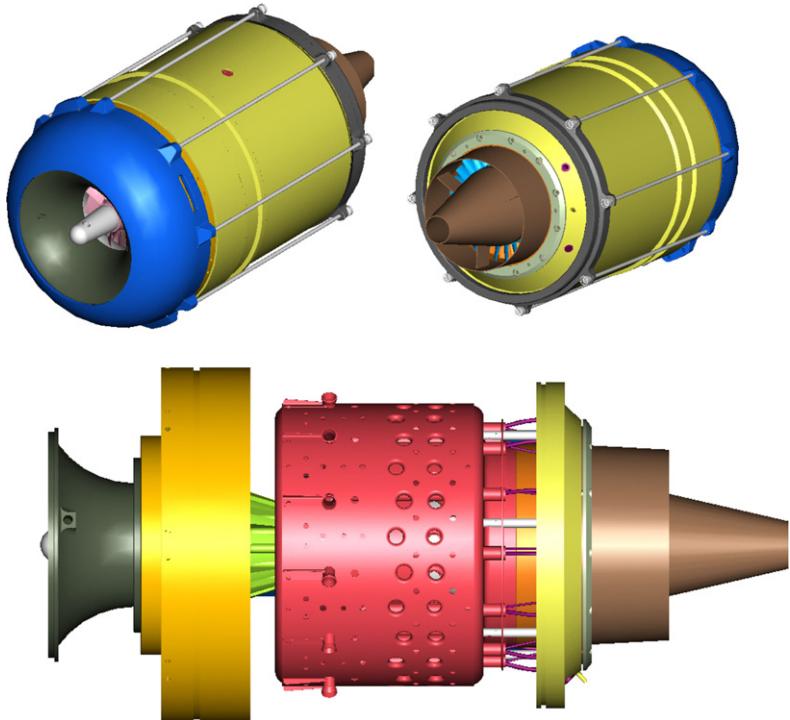


Fig. 11. Representação computacional do turbojato projetado.

### 3.6. Design da Montagem

Um conceito de design modular foi mantido durante todo o motor. Todos os componentes foram projetados para serem facilmente fabricados e montados. O motor turbojato foi dividido em vários módulos que são combinados por meio de parafusos, conexões de ajuste a pressão e grampos especiais. As Figs. 10 e 11 mostram uma seção meridional e uma vista tridimensional da montagem.

### 4. Teste do turbojato

O turbojato desenvolvido, após um balanceamento preciso da montagem do núcleo, foi montado e testado em um banco de testes, onde a velocidade de rotação, a temperatura estática de exaustão dos gases quentes, a pressão de descarga estática do compressor, o empuxo (estático), a temperatura do rolamento e do óleo, e a pressão e temperatura do combustível podem ser medidas.

#### 4.1. Banco de testes e instrumentação

O banco de testes consistia em uma bancada onde o motor é montado, conforme ilustrado em Fig. 12. O banco de testes está equipado com a seguinte instrumentação:

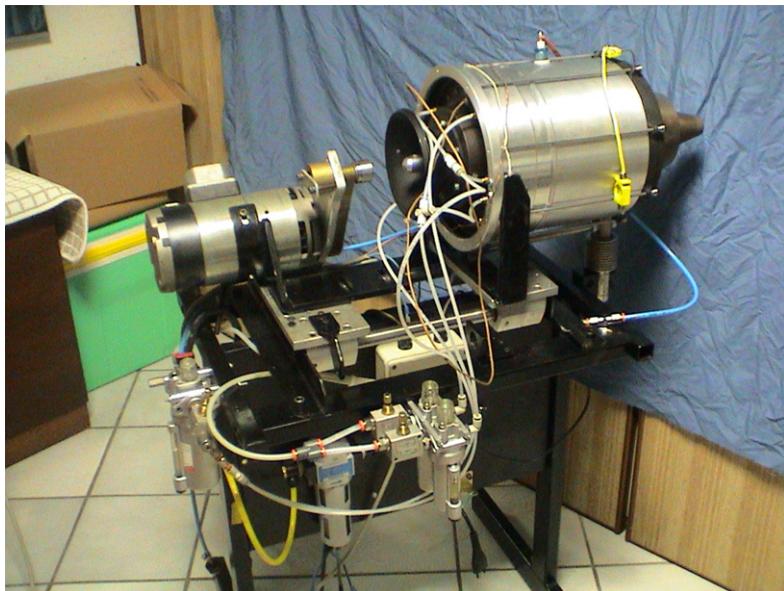


Fig. 12. O turbojato montado no banco de testes.

- (1) Três termojunções isoladas do tipo K, que estão colocadas a jusante do rotor da turbina.
- (2) Um manômetro tipo Bourdon analógico, conectado a tomadas de pressão estática localizadas na saída do compressor.
- (3) Uma célula de carga para medir o empuxo desenvolvido pelo motor.
- (4) Um taquímetro magnético, através do qual o regime de rotação do motor pode ser medido.
- (5) Uma bomba de engrenagem volumétrica para bombear o combustível para a câmara de combustão.
- (6) Um motor elétrico para dar partida no motor (ou seja, até que a autooperação seja alcançada).
- (7) Uma unidade de ignição por centelha para o ignitor.
- (8) Válvulas de controle sincronizadas para combustível de gás natural e querosene.
- (9) Uma bomba de óleo para a lubrificação dos rolamentos.

#### 4.2. Procedimento de teste e resultados

Na partida do motor, a energia elétrica do motor auxiliar é utilizada para acelerar a montagem do núcleo a aproximadamente 10,000 r rpm.

Neste ponto, a ignição é ativada, a válvula de combustível de gás natural é aberta e a ignição ocorre, acelerando o motor ainda mais até sua velocidade mínima de marcha lenta de aproximadamente 20,000 r rpm. A partir deste ponto, o motor elétrico é desconectado e o motor opera de forma autônoma. O empuxo então produzido pode ser controlado com bastante facilidade atuando na taxa de fluxo de combustível, que por sua vez determina a velocidade rotacional instantânea do turbojato.

A troca do combustível de gás natural para querosene é realizada utilizando o mesmo sistema de coletor de combustível, fechando simultaneamente a válvula do combustível gasoso e abrindo a válvula do combustível líquido. Durante a troca, o motor turbojato opera com uma mistura de combustível gasoso e querosene.

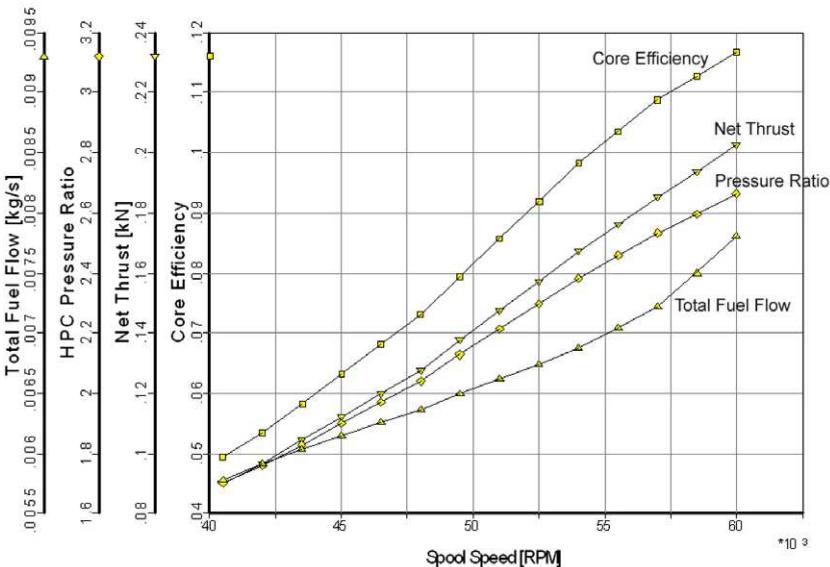


Fig. 13. Resultados do teste de desempenho.

por alguns segundos. Este método tem sido muito bem-sucedido. Acelerações adicionais até a velocidade contínua máxima do motor de 60, 000 r rpm podem então ser iniciadas.

Os principais resultados dos testes (Fig. 13) são as curvas que relacionam o empuxo líquido estático produzido, o consumo total de combustível, a relação de compressão estática e a eficiência térmica (também chamada de eficiência do núcleo) à velocidade de rotação do motor.

Atualmente, o motor passou por mais de 500 h de operação e apresentou um bom desempenho sem diminuição de performance; além disso, não registramos formação de coque nas paredes do evaporador, mas testes de desempenho a longo prazo devem ser realizados para analisar o comportamento da câmara de combustão ao longo do tempo.

## 5. Conclusões e investigações futuras

Uma grande quantidade de pesquisa foi realizada no Dept. de Engenharia Mecânica, Universidade de Pádua, para projetar e desenvolver um pequeno motor a jato de empuxo baixo custo 200 N- que pode ser utilizado para fins de pesquisa e didáticos. O projeto possibilitou a aquisição da expertise necessária para projetar, fabricar, operar e testar tal motor, e estabeleceu a base sobre a qual mais trabalhos de pesquisa podem ser realizados. De fato, os próximos passos serão direcionados para melhorar a eficiência do motor através do aumento da razão de pressão do ciclo e da temperatura de entrada da turbina (para os quais o uso de ligas de super Níquel e/ou materiais cerâmicos é obrigatório), seguidos por testes de resistência e confiabilidade.

## Referências

- [1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Desenvolvimento de tecnologia aeroespacial – Desenvolvimento de pequenas turbinas a gás. Taiwan, ROC: Planejamento de Desenvolvimento Aeroespacial, Conselho Nacional de Ciência; 1996. p. 4–22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Banco de testes para pequenas turbinas a gás aeroespaciais para educação e para colaboração entre universidades e indústrias. ASME Paper GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Configuração e experiência operacional com um motor microturbina para pesquisa e educação. ASME Paper GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Motores a gás MEMS em escala milimétrica. ASME Paper GT-2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Alguns efeitos do tamanho sobre o desempenho de pequenas turbinas a gás. ASME Paper GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. Mecânica e termodinâmica da propulsão. Reading (MA): Addison-Wesley; 1992.
- [7] Cumpsty N. Propulsão a jato. Cambridge: Cambridge University Press; 1997.
- [8] Japikse D. Projeto e desempenho de compressor centrífugo. Wilder, Vermont: Concepts ETI, Inc.; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. O design de turbomáquinas radiais. Londres, Reino Unido: Longman; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Sobre os critérios de design para supressão de fluxos secundários em impelidores centrífugos e de fluxo misto. ASME J Turbomachinery 1998;120:723-35.
- [11] Benini E. Design ótimo de Navier-Stokes de impelidores de compressor usando computação evolutiva. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357-69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Análises experimentais e numéricas para melhorar o desempenho de um difusor de microturbina. Exp Thermal Fluid Sci 2006;30(5):427-40.
- [13] Aungier RH. Compressores centrífugos – Uma estratégia para design e análise aerodinâmicos. Nova Iorque: ASME Press; 2000.
- [14] Cumpsty NA. Aerodinâmica de compressor. Reino Unido: Longman Group; 1989.
- [15] Lefebvre AH. Combustão de turbinas a gás. 2<sup>a</sup> ed. Londres: Taylor & Francis; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. O design de turbomáquinas de alta eficiência e turbinas a gás. 2<sup>a</sup> ed. Englewood Cliffs (NJ): Prentice-Hall; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Previsão de desempenho de turbinas de fluxo axial. Proc Inst Mech Engrs 1971;185( 32/71 ).
- [18] Horlock JH. Turbinas de fluxo axial. Londres: Butterworths; 1966.
- [19] Korakianitis T. Perfis de asa de distribuição de curvatura prescrita para o design geométrico preliminar de cascatas de turbomáquinas de fluxo axial. J Turbomachinery 1993;115(2):325-33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Um exame das perdas de fluxo e pressão em fileiras de lâminas de turbinas de fluxo axial R&M No. 2892 (março). Reino Unido: Aeron. Research Comm.; 1951.