

TURBINAS A GÁS JET MUITO PEQUENAS – Limites Atuais e Potencial para Melhoria

*D. Hirndorf *, A. Hupfer *, W. Erhard * e H.-P. Kau **

**Instituto de Propulsão de Voo*

Universidade Técnica de Munique, 85747 Garching, Alemanha

Resumo

A tecnologia de turbinas a gás oferece dispositivos de propulsão com excelentes razões de empuxo para peso para uma ampla gama de condições de voo. No entanto, a baixa eficiência e os altos custos operacionais das atuais pequenas turbinas a gás restringem substancialmente seu uso em novos mercados emergentes. Este artigo avalia o desempenho de pequenas turbinas a gás com base em dados de ciclo termodinâmico obtidos de um banco de testes. Analisa o efeito de parâmetros baseados em componentes e propõe medidas para aumentar a eficiência. Após a análise, a interseção entre o difusor do compressor e a câmara de combustão foi identificada como uma área com alto potencial de melhoria.

1. Introdução

Nos últimos anos, uma variedade de novos motores a jato de turbinas a gás na faixa de empuxo de 1000 N e abaixo (turbinas a gás jet muito pequenas) foi projetada. Seu pequeno tamanho e peso leve os tornam atraentes para novos mercados emergentes, como aeronaves modelo, VANTs, veículos pilotados remotamente e sistemas de voo autônomos. No entanto, devido a efeitos de escalonamento e à falta de diretrizes de projeto para componentes-chave, como a câmara de combustão ou as pás do difusor do compressor, a baixa eficiência desses motores ainda restringe seu uso em muitas situações.

No Instituto de Propulsão de Voo da Universidade Técnica de Munique, investigações sobre pequenas turbinas a gás foram realizadas para avaliar o estado atual da tecnologia de ponta, bem como para avaliar o potencial de melhoria. O processo do ciclo termodinâmico de uma turbina a gás Turbina Frank TJ 74 [1] foi analisado em um banco de testes (veja a Figura 1). No entanto, algumas condições de estado representativas não puderam ser determinadas com precisão devido a distribuições irregulares circunferenciais. Análises numéricas foram realizadas para levar em conta as incertezas de medição e fornecer informações mais detalhadas sobre as condições de fluxo. Os parâmetros de projeto e as eficiências dos componentes foram calculados iterativamente usando o software de desempenho GasTurb 12 [2].

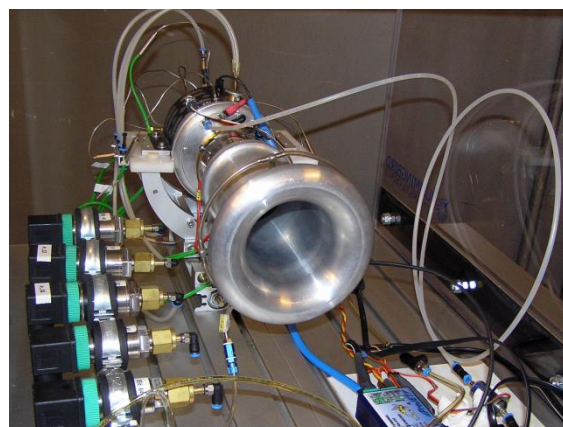


Figura 1: Banco de testes com turbina a gás Turbina Frank TJ 74

2. Configuração de pequenas turbinas a gás

A configuração da maioria dos motores a jato de pequenas turbinas a gás é baseada nas diretrizes de Kurt Schreckling [3]. O ar ambiente entra na turbina a gás através da entrada do motor e segue para o compressor. O compressor consiste em um impulsor centrífugo e lâminas de difusor subsequentes, que desviam o ar na direção axial e reduzem sua velocidade ao aumentar a pressão estática. O ar entra na zona de combustão através de vários furos na fornalha interna e externa da câmara de combustão. Uma pequena parte do ar é direcionada para as barras vaporizadoras na parte traseira do queimador. Dentro das barras, essa parte do ar é misturada com combustível, que se vaporiza na parede quente das barras. A mistura de combustível e ar se inflama após deixar as barras vaporizadoras. A jusante da câmara de combustão, o gás de escape se expande na turbina, que fornece potência para o impulsor do compressor. O gás de escape sai da turbina a gás através do bico convergente, onde o fluxo é acelerado para criar empuxo. A Figura 2 mostra toda a configuração da turbina a gás.

Uma grande diferença em comparação com motores de turbina a gás maiores é a ausência de um sistema de óleo separado para resfriar e lubrificar os rolamentos. Em vez disso, uma mistura de combustível de querosene e cerca de 5% de óleo de turbina fornece tanto a combustão quanto a lubrificação. A mistura é dividida após a bomba de combustível, de modo que cerca de 5% do fluxo total de combustível seja canalizado através dos rolamentos [3]. Essa fração se une ao fluxo principal de gás de escape não antes da seção da turbina – ela contorna a câmara de combustão e, portanto, permanece não queimada.

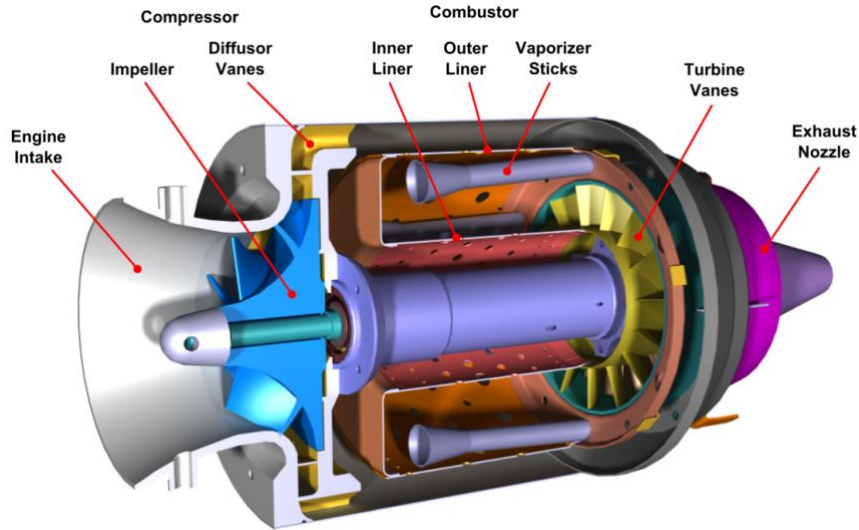


Figura 2: Configuração de uma turbina a gás muito pequena

3. Avaliação de desempenho de turbojatos de um único eixo

Para avaliar o desempenho de um motor a jato, o consumo específico de combustível por empuxo, bem como o empuxo específico sp , podem ser quantificados. O consumo específico de combustível por empuxo relaciona o fluxo de massa de combustível ao output de empuxo, caracterizando assim a eficiência geral do motor (veja a Eq. (1)). O empuxo específico é o quociente entre o empuxo e o fluxo de massa do motor, tornando-se principalmente uma função da velocidade do gás de escape v_9 e, portanto, da energia cinética específica do escape (veja a Eq. (2)). Esse valor é explicitamente importante para motores pequenos, nos quais o tamanho é um fator limitante e onde o empuxo deve ser gerado por baixos fluxos de massa e altas velocidades.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_N} \approx \frac{FAR}{(FAR + 1) \cdot v_9} \quad (1)$$

$$F_{sp} = \frac{F_N}{\dot{m}_0} \approx (FAR + 1) \cdot v_9 \quad (2)$$

Ambas as equações são apresentadas sem mostrar a influência da velocidade de voo. A relação combustível-ar \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0 relaciona o fluxo de massa de combustível ao fluxo de massa de ar do motor \dot{m}_0 . Como mostram as Eq. (1) e (2), ambos os valores de desempenho estão intimamente correlacionados entre si. No entanto, a conversão de energia cinética em empuxo torna-se geralmente menos eficiente com velocidades mais altas [4]. Portanto, o design do motor sempre deve ser um compromisso, pois um baixo e um alto sp não podem ser alcançados ao mesmo tempo.

Os valores de desempenho são uma função dos parâmetros de projeto e das eficiências dos componentes do motor. Para um turbojato de um único eixo, a eficiência é resultado da relação de pressão total do compressor $\pi_{t,C}$, da temperatura de entrada da turbina $T_{t,4}$, bem como das eficiências e perdas de pressão dos componentes individuais (veja a Eq. (3)). $\eta_{is,C}$ e $\eta_{is,T}$ são as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina, respectivamente. η_{Comb} avalia a eficiência da combustão, definindo a parte do combustível injetado que é realmente combustada. η_{mech} é a eficiência mecânica resultante das perdas nos rolamentos. As perdas de pressão que ocorrem na seção de entrada, na câmara de combustão e no bico de empuxo são levadas em conta com suas respectivas relações de pressão total $\pi_{t,I}$, $\pi_{t,CC}$ e $\pi_{t,N}$.

$$SFC = f(\pi_{t,C}, T_{t,4}, \eta_{is,C}, \eta_{is,T}, \eta_{Comb}, \eta_{mech}, \pi_{t,I}, \pi_{t,CC}, \pi_{t,N}) \quad (3)$$

As correlações mostradas acima também são válidas para o empuxo específico sp . No entanto, a influência da eficiência de combustão η_{Comb} é muito baixa, desde que a temperatura de entrada da turbina $T_{t,4}$ permaneça constante. Nesse caso, uma combustão menos eficiente exigiria uma relação combustível-ar mais alta.

4. Análise do ciclo de um pequeno motor a jato

4.1 Medições

Para avaliar o desempenho de uma pequena turbina a gás, uma Turbina Frank TJ 74 foi investigada em um banco de testes. Os parâmetros do ciclo termodinâmico foram medidos em um ponto de operação de referência de alta carga a 107 000 rpm. As medições foram realizadas em condições estacionárias. Todos os valores foram média temporal ao longo de um período de 20 segundos. Os seguintes dados foram obtidos (veja a Tabela 1):

Tabela 1: Dados do Ciclo Medidos para o motor a jato TJ 74

Pressão Ambiente Estática		96 kPa
Temperatura Ambiente Estática		280 K
Empuxo Líquido		106,4 N
Fluxo de Massa de Ar do Motor		300,7 g/s
Fluxo Total de Combustível		5,31 g/s
Pressão Total de Saída do Compressor		273 kPa
Pressão Estática de Saída do Compressor		251 kPa
Temperatura Total de Saída do Compressor		407 K
Pressão Total de Saída da Câmara de Combustão		236 kPa
Temperaturas Totais de Saída da Turbina		873 K
		899 K
		869 K
Temperatura Média Total de Saída da Turbina		880 K

No banco de testes, um duto de entrada de ar em formato de boca de sino padronizado foi instalado no motor. O fluxo de massa de ar \dot{m}_0 foi calculado a partir da densidade ambiente, da área da seção transversal de entrada e de uma diferença de pressão estática medida correspondente $\pi_{t,I}$. A temperatura média $T_{t,5}$ na saída da turbina é determinada pela média aritmética das temperaturas medidas por três sondas separadas (a, b, c) que foram distribuídas circumferencialmente dentro da mesma seção transversal.

Para analisar todo o ciclo termodinâmico do motor, as perdas de pressão da entrada e do bico foram estimadas em um por cento cada. A eficiência mecânica foi assumida como 98 por cento. Todos os parâmetros de projeto foram iterados para corresponder aos dados obtidos do banco de testes. Os resultados estão mostrados na Tabela 2, Coluna 1, no final deste capítulo. A análise do ciclo resultou em um consumo específico de combustível SFC de 49,9 g/(kNs) e um empuxo específico sp de 354 m/s.

Comparado a motores maiores, a eficiência termodinâmica das pequenas turbinas a gás é muito baixa. O medido é superior ao valor alcançado pelo moderno motor militar EJ200 com um pós-combustor ativado de 48 g/(kNs).

[5]. O principal fator que contribui para essa ineficiência pode ser encontrado na combinação da baixa relação de pressão de 2,87 (26 para EJ200) e da temperatura de entrada da turbina de 995 K (cerca de 1800 K para EJ200). Ambos os valores estão sujeitos a certas restrições e, portanto, permanecem em um nível bastante baixo. A temperatura de entrada da turbina é limitada pela temperatura de material sustentável da turbina, que determina a vida útil geral do motor. Como as turbinas de pequenos motores a jato geralmente não são resfriadas, a temperatura de entrada da turbina está em um nível muito mais baixo em comparação com motores maiores que possuem um sistema de ar secundário. Além disso, como será discutido na seção seguinte, a distribuição de temperatura não é uniforme ao longo da seção transversal de entrada da turbina. Como os pontos quentes definem a temperatura máxima local e, portanto, a tensão do material, a temperatura média ao longo da seção transversal permanece mais baixa. Para algumas aplicações, a relação de pressão pode ser limitada pelo tamanho geométrico do motor, uma vez que relações de pressão mais altas exigem compressores maiores. Além disso, temperaturas de saída do compressor mais altas resultantes de relações de pressão aumentadas exigiriam outros materiais, como alumínio, em vez de aço ou titânio. Isso aumentaria a massa do motor, bem como a complexidade de fabricação e, finalmente, os custos gerais do motor. Relações de pressão mais altas também exigiriam mais potência específica fornecida pela turbina. Isso poderia levar à necessidade de um segundo estágio axial de turbina, o que aumentaria ainda mais a complexidade.

Vários efeitos de tamanho pequeno levam a perdas maiores, o que tem um impacto adicional no desempenho. Isso é particularmente relevante para componentes turbo. Números de Reynolds baixos levam a altos fatores de atrito devido a uma baixa relação entre forças inerciais e viscosas. A relação superfície-área, que é inversamente proporcional ao tamanho geométrico, aumenta ainda mais o atrito em dimensões pequenas. Além disso, a influência dos gaps de folga torna-se mais significativa, pois resulta de tolerâncias de fabricação e, portanto, não escala com o tamanho. Esses fatores levam a eficiências comparativamente baixas para o compressor (74.6 %) e a turbina (78.5 %). Análises detalhadas dos efeitos de tamanho pequeno e seu impacto no desempenho do motor são apresentadas em [6] e [7].

A combustão constitui outra influência importante no desempenho de pequenas turbinas a gás. Enquanto as eficiências de combustão de motores maiores normalmente variam acima de 99 por cento em condições de projeto, a análise mostra uma eficiência significativamente mais baixa de 85,7 por cento. Mesmo se o fluxo de combustível através dos rolamentos (aproximadamente 5% do fluxo total de combustível) for subtraído, quase dez por cento do combustível na câmara de combustão ainda permanece não queimado.

4.2 Avaliação dos valores medidos

Os dados medidos são suficientes para reconstruir todo o ciclo termodinâmico e, assim, todos os parâmetros de projeto e eficiências. No entanto, a confiabilidade da medição precisa ser avaliada. Como o empuxo e o fluxo de massa de combustível são determinados por meio de um sensor de força e, respectivamente, por um sensor de fluxo de Coriolis, ambos os valores podem ser considerados confiáveis. Isso significa que o consumo específico de combustível pode ser calculado com precisão. No entanto, problemas ocorrem ao medir os valores de estado em seções transversais específicas entre os componentes do motor. Valores totais, em particular, devem ser tratados com cuidado, pois dependem de fenômenos de fluxo locais, que muitas vezes são assimétricos e em relação à circunferência. Portanto, uma investigação mais detalhada sobre esses valores medidos deve ser realizada.

Pressão de saída do compressor

A medição da pressão total, bem como da pressão estática na saída do compressor (estação 3), resulta em um número de Mach 3 de 0,35 e uma velocidade correspondente 3 de 141 m/s. De acordo com investigações numéricas recentes sobre as pás do difusor do compressor [8], esses números são muito altos. Como a Figura 3 mostra, a velocidade do fluxo que sai do difusor varia significativamente ao longo da seção transversal entre duas pás. Isso é resultado do momento angular do fluxo proveniente do impulsor, que causa uma separação do fluxo das pás do estator. Isso leva a zonas de fluxo reverso locais, bem como a picos de velocidade na magnitude de cerca de 240 m/s. A velocidade de fluxo absoluta média $3,avg$ nesta área é de 102 m/s. Isso leva à conclusão de que a sonda que mede $t,3$ estava localizada em uma posição onde a velocidade local é maior do que a média. Com a suposição de que a pressão estática 3 permanece constante em toda a seção transversal e, portanto, foi medida com precisão, a pressão total de saída do compressor $t,3$ pode ser corrigida para o valor médio da seção transversal de 262 kPa. A mudança dos parâmetros de projeto é mostrada na Tabela 2, Coluna 2.

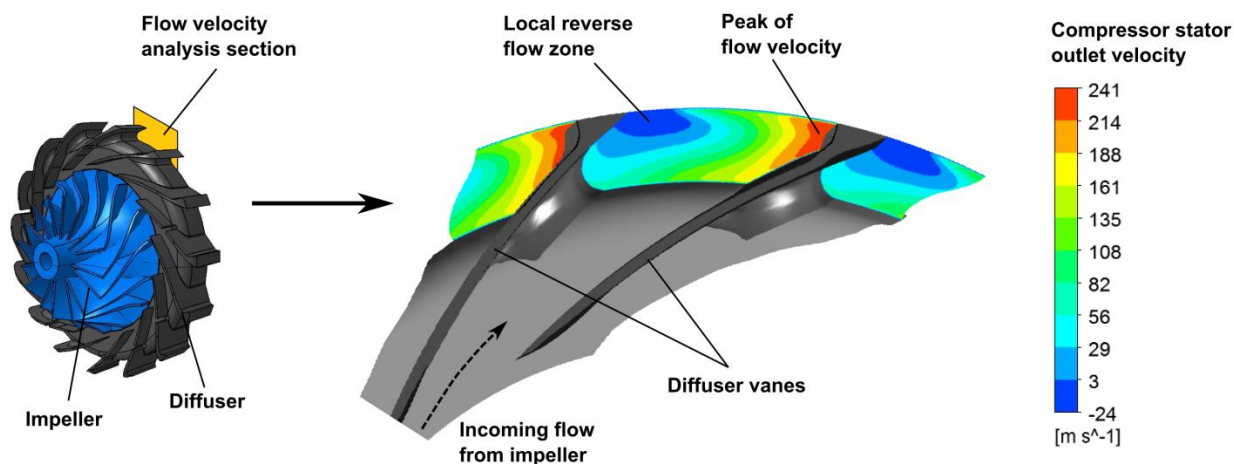


Figura 3: Perfil de velocidade na saída do difusor do compressor (estação 3)

A pressão de saída mais baixa leva diretamente a uma redução da relação de pressão do compressor de 2,76. Com a pressão de saída total medida da câmara de combustão, a perda de pressão na câmara de combustão é significativamente reduzida de 13,6 para 10,1 por cento. Este valor parece ser mais realista, pois se aproxima dos valores obtidos a partir de investigações numéricas da câmara de combustão, que estimam a perda de pressão entre 8 a 9 por cento [9], respectivamente 10 por cento [10].

Um efeito notável é a influência na eficiência da turbina, que diminui cerca de 2,5 pontos base. Com a pressão ambiente, a perda de pressão do bico assumida e os valores medidos para fluxo de massa, empuxo e temperatura de saída da turbina, a posição do ponto t no diagrama temperatura-entropia (veja a Figura 5 no final deste capítulo) é fixada. Devido à redução da potência específica necessária para compressão, a temperatura total de entrada da turbina deve diminuir. Como a Tabela 2 mostra, a queda de temperatura é de 4 K. Com a pressão total de entrada da turbina $t_{4.4}$ medida permanecendo constante nesta análise, a posição do ponto t se desloca para t' para uma menor entropia. Isso leva a um aumento na mudança de entropia sobre a turbina de t' para t , o que reduz a eficiência da turbina. No entanto, a medição de $t_{4.4}$ também constitui uma incerteza que afeta a avaliação da eficiência da turbina. Uma avaliação desse efeito já foi realizada em [11].

Distribuição de Temperatura da Turbina

A temperatura total de saída da turbina foi média de três medições realizadas a partir de sondas distribuídas circumferencialmente dentro desta estação. Kügler et al. [9] mostraram que ocorrem severos pontos quentes e frios na saída da câmara de combustão (veja a Figura 4). Isso é uma consequência do design da câmara de combustão que apresenta barras vaporizadoras. O ponto quente na carcaça externa é um efeito colateral da modelagem de turbulência no fluxo da câmara de combustão. O modelo resulta em taxas de reação muito altas na camada limite, que não ocorrem na realidade. Portanto, esse efeito não é considerado mais nesta análise. A combustão ocorre principalmente nos espaços entre duas barras, onde vórtices surgem apoiando a mistura e a reação. Embora esses pontos quentes se nivelam ao prosseguir rio abaixo, eles são claramente observáveis na entrada da turbina. No entanto, como o fluxo que entra na câmara de combustão através do revestimento externo ainda possui um momento angular [12], os pontos quentes e frios se deslocam circumferencialmente e não correspondem mais à posição das barras vaporizadoras. Medições da temperatura de entrada da turbina em publicações anteriores usando apenas uma única sonda foram consideradas pelos seus autores como sendo muito baixas (discutidas apenas qualitativamente [13]) ou muito altas (até 1300 K [14]). Pontos quentes e frios provenientes da combustão parecem ser uma explicação válida para esses resultados. No entanto, temperaturas muito baixas também podem resultar, em menor grau, da combustão continuando parcialmente através da turbina e do bocal de escape.

As medições realizadas por Weber [15] confirmam que pontos quentes severos se originam da combustão. As medições foram feitas em quatro posições circunferenciais diferentes, diretamente na saída da câmara de combustão, resultando em temperaturas variando de 746 a 1156 K. Esses valores estão em conformidade muito boa com a investigação numérica em [9] que estima pontos quentes e frios dentro da mesma faixa. Weber também fez quatro medições da temperatura na saída da turbina. Aqui, as diferenças circunferenciais reduziram significativamente em comparação com a saída da câmara de combustão, pois todas as medições estavam dentro de uma variação de cerca de 80 K. A variação entre as temperaturas medidas na saída da turbina na análise atual é de 30 K, significativamente mais baixa (veja a Tabela 1). No entanto, as sondas não foram colocadas especificamente, de modo que pontos quentes e frios podem não ter sido detectados explicitamente.

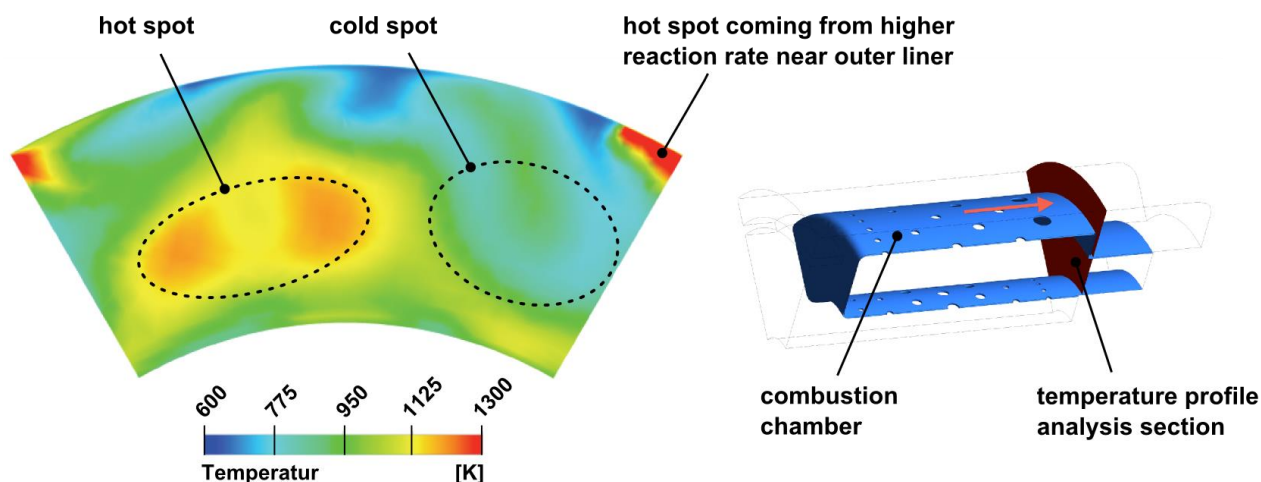


Figura 4: Distribuição de temperatura na entrada da turbina

O perfil de temperatura circumferencial ilustra que uma temperatura média de seção transversal, que seria adequada para representar o ciclo termodinâmico, não pode ser determinada com precisão pelas medições. A análise numérica da combustão resulta em uma temperatura total média de entrada da turbina de 971 K. O cálculo do ciclo pode ser adaptado para corresponder a esse valor. Os resultados para os parâmetros de projeto e eficiências estão mostrados na Tabela 2, Coluna 3. As novas posições dos estados termodinâmicos no diagrama temperatura-entropia estão marcadas com um apóstrofo duplo (veja a Figura 5). A correção para a velocidade de saída do compressor ainda é aplicada. À medida que a temperatura de entrada da turbina é reduzida enquanto a pressão permanece constante, t_{04} se move para uma entropia mais baixa. A turbina ainda precisa fornecer a mesma potência para o compressor, portanto, a temperatura de saída da turbina diminui para 860 K. Para manter o empuxo em um nível constante, a eficiência da turbina aumenta de 76,0 para 78,3 por cento. A temperatura de entrada da turbina mais baixa, com um fluxo de massa de combustível constante, resulta em uma eficiência de combustão reduzida de 82,5 por cento. No entanto, esse valor corresponde bem ao identificado por Hupfer et al. [11], que identificaram eficiências de combustão entre 82,9 e 83,7 por cento, dependendo da classificação do motor. Quando o fluxo de massa de combustível do rolamento é subtraído, a eficiência de combustão no queimador sozinha é de 86,8 por cento.

Tabela 2: Parâmetros de projeto calculados e eficiências dos componentes

		(1)	(2)	(3)
		Diretamente calculado a partir de medição	Corrigido com saída do difusor perfil de velocidade	Corrigido com saída do difusor velocidade e turbina perfil de temperatura
Relação de Pressão do Compressor		2.87	2.76	2.76
Temperatura de Entrada da Turbina		995 K	991 K	971 K
Eficiência Isentrópica do Compressor		0.746	0.739	0.739
Eficiência Isentrópica da Turbina		0.785	0.760	0.783
Eficiência de Combustão		0.857	0.857	0.825
Relação de Pressão da Câmara de Combustão		0.864	0.899	0.899

Essas análises ilustram o problema que ocorre ao medir dados de uma turbina a gás muito pequena. As condições de fluxo complexas no difusor do compressor, bem como o design da câmara de combustão com barras vaporizadoras, causam altos gradientes locais de valores de estado, como velocidades e temperaturas. Além disso, como os caminhos de fluxo em pequenas turbinas a gás são estreitos, uma resolução suficientemente alta das sondas de medição não pode ser realizada. O resultado é uma avaliação experimental imprecisa das fontes de perda. O potencial para a melhoria dos componentes não pode ser avaliado com precisão. Isso é especialmente verdadeiro para componentes na seção de gás quente, uma vez que as condições térmicas na seção transversal de entrada da turbina não podem ser quantificadas com precisão. Assumptions e valores para eficiência de combustão, perda de pressão na câmara de combustão e eficiência da turbina estão, portanto, repletos de incertezas.

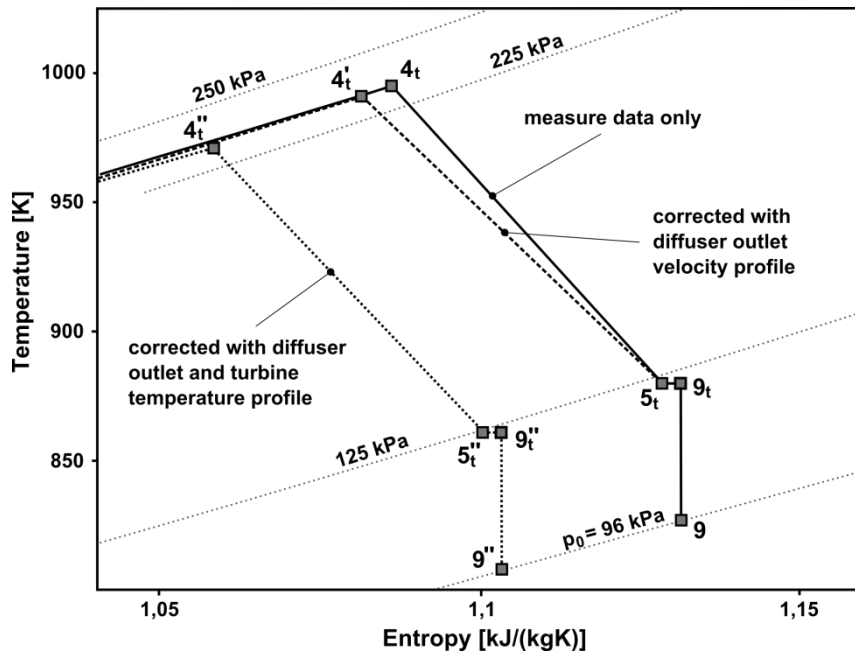


Figura 5: Diagrama temperatura-entropia para expansão na turbina

As investigações atuais, portanto, dependem de medições corrigidas com análises numéricas para levar em conta esses efeitos. Para estudos adicionais neste artigo, os parâmetros calculados com as correções para a velocidade de saída do compressor e a temperatura de entrada da turbina são utilizados. No entanto, essas análises ainda precisam de validação. No Instituto de Propulsão de Voo, a pesquisa atual visa realizar essa tarefa. Uma nova instalação de medição ajustável está em desenvolvimento. A posição de medição pode ser deslocada circumferencialmente para registrar a pressão total de saída do compressor em todo um segmento entre duas lâminas de estator. Além disso, uma sonda de pressão de três furos é utilizada, que pode ser girada para encontrar a direção do fluxo local. Esta instalação promete uma melhor avaliação experimental das condições de saída do compressor. Para a investigação das condições de entrada da turbina, um banco de testes de câmara de combustão separado está em desenvolvimento, o que permite uma medição detalhada de temperaturas, pressões e velocidades em toda a seção transversal [16].

5. Avaliação do potencial para melhoria

A eficiência de um ciclo Brayton real com perdas nos componentes é determinada principalmente pela combinação da relação de pressão e da temperatura de entrada da turbina. A temperatura de entrada da turbina é limitada devido à temperatura máxima permitida dos materiais dos componentes do motor. Isso afeta o estator e o rotor da turbina, bem como o rolamento traseiro. Já foi demonstrado que o estator da turbina está exposto a um perfil de temperatura circumferencial com pontos quentes de cerca de 1150 K, enquanto a temperatura média da seção transversal é de 971 K. Se uma distribuição mais uniforme pudesse ser alcançada, a temperatura média de entrada da turbina poderia ser aumentada sem afetar negativamente a confiabilidade operacional do motor. No entanto, como ilustra a Figura 6, um aumento isolado da temperatura de entrada da turbina não resulta em um melhor consumo específico de combustível. A temperatura ideal de 1003 K reduziria o consumo em apenas 0,15 por cento (Ponto HT na Figura 6). Temperaturas mais altas novamente aumentariam o . Isso pode ser explicado pelo aumento do empuxo específico devido a um nível de entalpia mais alto nos gases de escape. Altas velocidades dos gases de escape levam a consumos específicos de combustível mais altos, à medida que a conversão de energia se torna menos eficiente.

O fator determinante para uma melhor eficiência geral é a relação de pressão do compressor. Dentro da faixa de valores razoáveis para pequenas turbinas a gás, uma relação de pressão mais alta sempre leva a uma redução no consumo específico de combustível. No entanto, como mencionado anteriormente, a relação de pressão é limitada devido a restrições aplicáveis a pequenas turbinas a gás, como geometria, temperatura do material e configuração de turbina de estágio único. Pesquisas de mercado mostraram que nenhum dos motores existentes na faixa de empuxo de 1000 N ou menos opera com uma relação de pressão maior que 4. Relações de pressão mais altas também levariam a perdas adicionais por choque, uma vez que lâminas otimizadas transonicamente causam problemas de fabricação em tamanhos pequenos [7]. Ainda assim, uma relação de pressão de 4 poderia reduzir a eficiência do motor analisado em 14,2 por cento (Ponto HP na Figura 6).

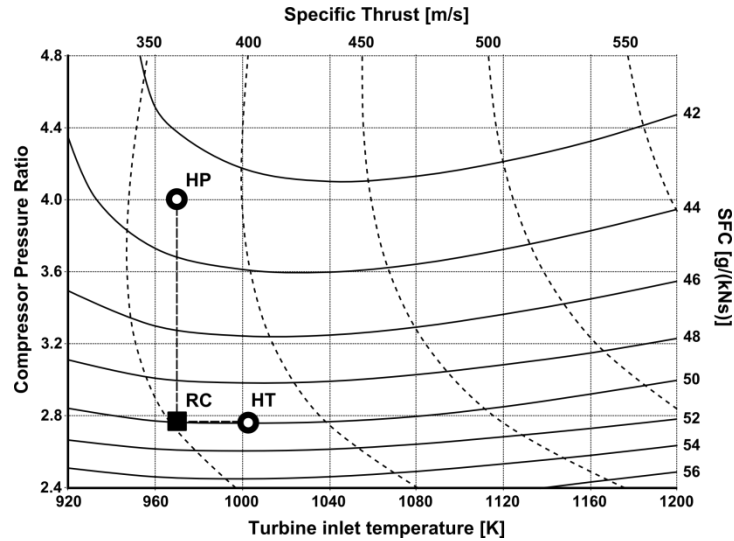


Figura 6: Desempenho em Relação aos Parâmetros de Projeto
(RC – ciclo de referência, HT – alta temperatura, HP – relação de alta pressão)

5.1 Identificação dos fatores de perda

Um método promissor para aumentar a relação de pressão é reduzir as perdas que ocorrem nas pás do difusor do compressor. Isso levaria a uma eficiência melhorada sem exigir temperaturas de saída do compressor mais altas ou maior transferência de trabalho da turbina. De acordo com a investigação numérica, a perda de pressão do difusor está na faixa de 12 por cento.

A Figura 7 mostra o processo de compressão no diagrama temperatura-entropia. Enquanto o ponto t e t representam as condições totais na entrada e saída de toda a seção do compressor, o ponto t mostra as condições entre o impulsor e o difusor. A análise mostra que a eficiência do impulsor é de 84,9 por cento a uma relação de pressão de 3,14.

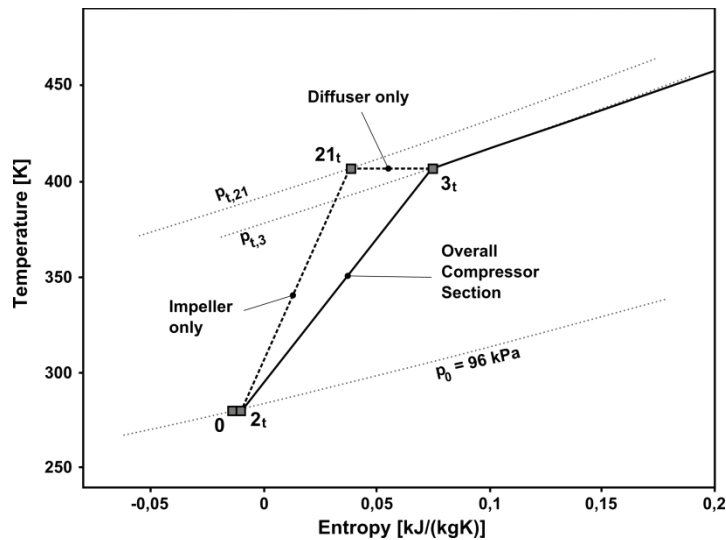


Figura 7: Diagrama temperatura-entropia para compressão

A Figura 8 mostra o impacto da perda de pressão do difusor do compressor no consumo específico de combustível e no empuxo específico. É claramente visível que as perdas do difusor são responsáveis por uma grande parte do consumo de combustível. Um difusor ideal reduziria em 17,8 por cento. Os difusores atuais são projetados principalmente com respeito à fabricação simples e baixos custos. Eles não incorporam design de pás otimizado aerodinamicamente. Investigações do fluxo através das pás do difusor indicam que há severas separações de fluxo. Uma geometria melhorada da pá do estator pode ajudar a reduzir

perdas e, assim, aumentar a eficiência geral. Análises numéricas em diferentes geometrias, como estatores em tandem, estão sendo realizadas atualmente.

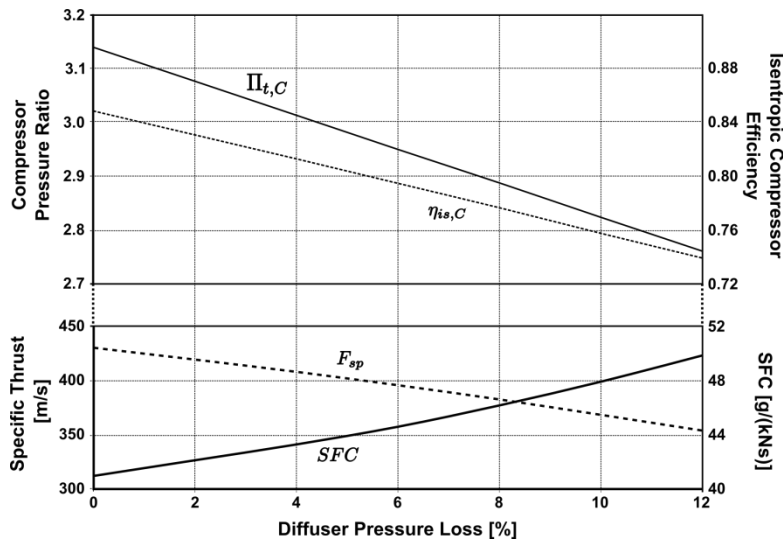


Figura 8: Efeito da perda de pressão do difusor

O efeito termodinâmico relevante das perdas do difusor do compressor é a redução da pressão de entrada da turbina e, portanto, o ganho de entalpia alcançável ao expandir o fluido. Isso também é verdade para as perdas de pressão na câmara de combustão. Assim, para uma análise do desempenho geral, a origem das perdas não importa. A Figura 9 mostra o resultado de um estudo paramétrico onde tanto as perdas do difusor do compressor quanto as perdas de pressão na câmara de combustão são variáveis de forma independente. O efeito sobre sp depende apenas da soma de ambas as perdas de pressão.

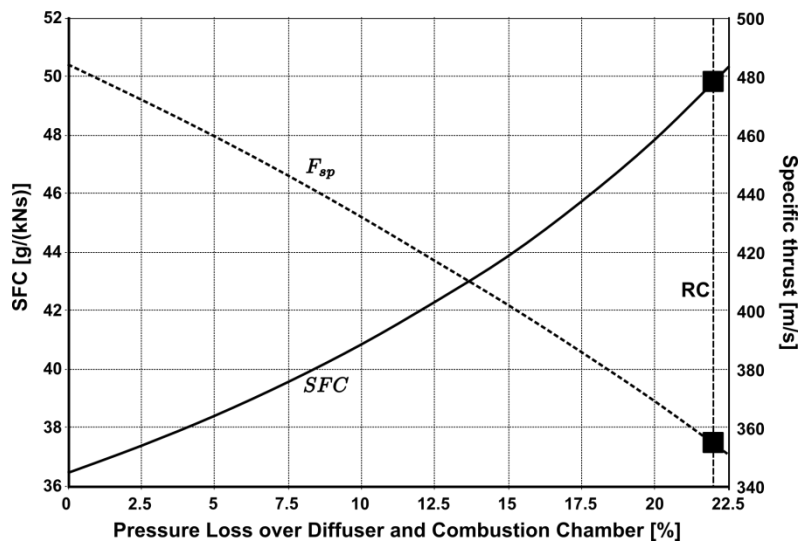


Figura 9: Efeito combinado da perda de pressão do difusor e da câmara de combustão
(Ciclo de referência RC a 22,1 por cento)

O principal objetivo do difusor é reduzir a velocidade do fluxo proveniente do impulsor, a fim de manter uma combustão estável. No entanto, os parâmetros de influência na combustão, como perfis de velocidade e distribuição de pressão, ainda não são totalmente compreendidos. Análises experimentais e numéricas mostraram que o difusor não remove completamente o momento angular do fluxo. Isso, no entanto, pode beneficiar a eficiência de combustão devido a melhores características de mistura. A interseção entre o difusor e a câmara de combustão, portanto, apresenta um potencial de otimização promissor. Isso leva à conclusão de que o difusor e a câmara de combustão não devem ser abordados como componentes individuais, mas sim como uma única unidade.

A eficiência de combustão afeta diretamente a quantidade de fluxo de massa de combustível necessário para manter o ciclo. Ela também tem um efeito menor no equilíbrio de potência entre a turbina e o compressor, pois contribui para o fluxo de massa de exaustão. Melhorar a eficiência de combustão pode ser alcançado de duas maneiras. O primeiro método é aumentar a eficiência do queimador como tal. Um novo design da câmara de combustão com perfuração de revestimento otimizada pode melhorar a mistura e a ignição na zona de combustão. O design do revestimento da câmara de combustão é objeto de pesquisa atual no Instituto de Propulsão de Voo. A segunda possibilidade é reciclar o fluxo de massa de combustível de lubrificação na zona de combustão. Isso poderia ser realizado por meio de pás de turbina ocultas guiando para dentro das barras vaporizadoras. No entanto, as realizações ainda não foram realizadas. A mesma tarefa também poderia ser alcançada com um sistema de óleo separado. Isso, no entanto, parece não ser uma opção viável para motores a jato pequenos abaixo de 1000 N, pois aumentaria o tamanho, peso, complexidade e custo do motor.

A eficiência da turbina nesta análise é muito baixa em comparação com turbinas axiais maiores. Isso pode ser parcialmente explicado por efeitos de tamanho pequeno, como números de Reynolds baixos, gaps de folga e qualidade da superfície. No entanto, o sistema de lubrificação dos rolamentos também impacta a eficiência da turbina. À medida que o fluxo de massa de lubrificação se une ao fluxo de gás de escape principal entre a lâmina da turbina e o rotor, ocorrem perdas de mistura. Como ilustra a Figura 10, o fluxo de massa de lubrificação tem uma direção radial, levando a um fluxo de cisalhamento 90° na zona de mistura. Além disso, o motor TJ 74, que é analisado neste estudo, utiliza um estator de turbina de aço soldado por ponto. Turbinas a gás mais novas são equipadas com peças fundidas por investimento integral feitas de ligas de níquel. Isso se deve principalmente à melhor resistência à temperatura. No entanto, superfícies mais lisas e tolerâncias de fabricação mais baixas ajudam a reduzir as perdas por atrito e, portanto, aumentam a eficiência da turbina.

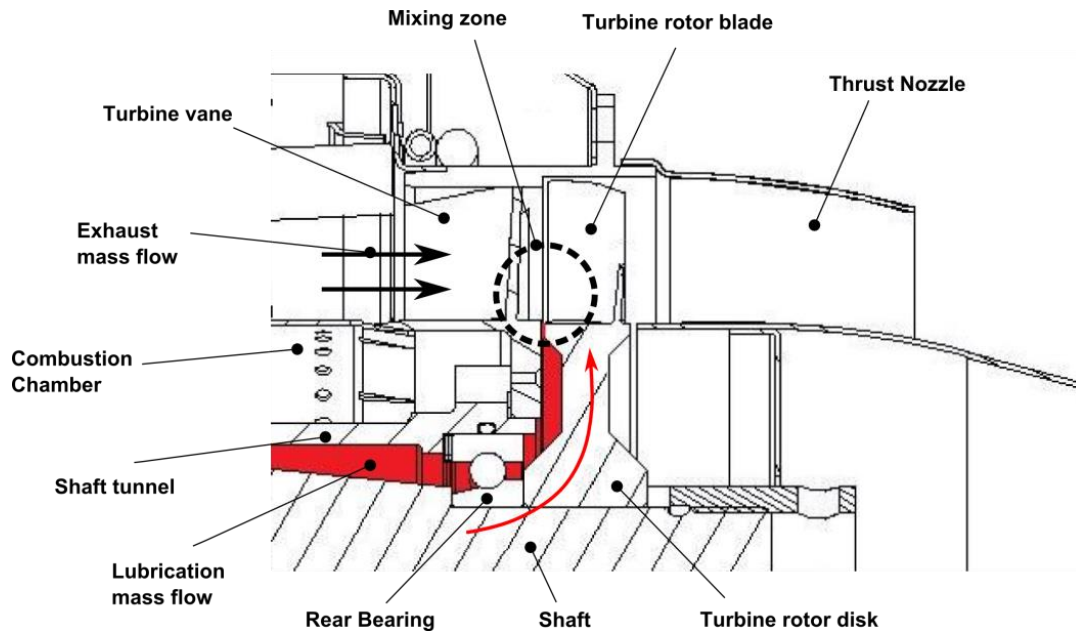


Figura 10: Mistura de fluxo de massa de lubrificação e de exaustão

5.2 Comparação de fatores de perda no desempenho

A melhoria dos componentes pode ser quantificada na redução relativa das perdas ocorrentes. A redução de perdas x pode ser avaliada com

$$LR_x = 100\% \cdot \left(\frac{x - x_{ref}}{1 - x_{ref}} \right) \quad (4)$$

onde representa o fator de perda, ou seja, razões de pressão se ocorrerem perdas de pressão ou eficiências, se aplicável. $_{ref}$ é o valor de referência do fator de perda do cálculo do ciclo acima. Razões de pressão, respectivamente eficiências de 1, reduziriam, portanto, as perdas em 100 por cento. A Figura 11 mostra a influência da redução de perdas no combustível específico.

consumo e empuxo específico. Os fatores de perda são a relação de pressão do difusor, a eficiência de combustão, a relação de pressão da câmara de combustão e a eficiência da turbina. Os gráficos resultam de mudanças em um único parâmetro.

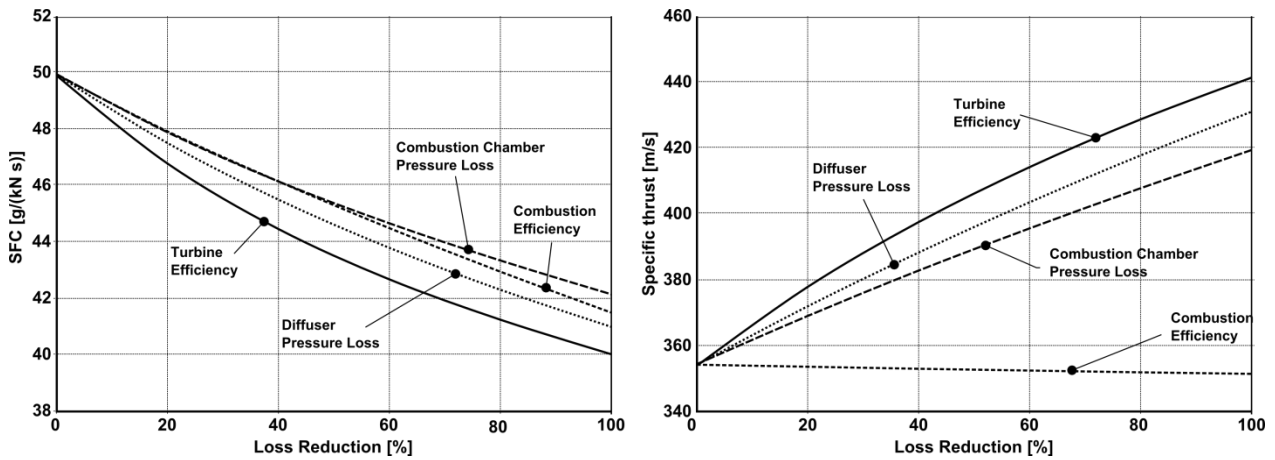


Figura 11: Influência da redução de perdas no desempenho

O resultado mostra que a eficiência da turbina teoricamente apresenta o maior potencial para aumentar o desempenho do motor. Melhorias parciais podem ser alcançadas com um novo design de lâmina de turbina e técnica de fundição de investimento. Sistemas de lubrificação alternativos também podem aumentar a eficiência da turbina. No entanto, como os efeitos de tamanho pequeno em máquinas turbo permanecem, melhorias adicionais devem ser consideradas como limitadas.

O efeito dos outros três fatores é menor, mas ainda significativo. A influência da eficiência de combustão no empuxo específico é uma exceção, pois uma melhoria apenas reduziu o fluxo de massa de combustível necessário. Isso leva a um fluxo de massa de exaustão ligeiramente menor, exigindo um maior trabalho específico da turbina. O resultado é um nível de entalpia reduzido no bico de empuxo, o que implica uma pequena redução no empuxo específico.

Esta análise também mostra o grande potencial que existe na melhoria da interseção entre o difusor do compressor e a câmara de combustão. Uma maior eficiência de combustão requer uma melhor mistura dos fluxos de massa de combustível e ar. Em grande parte, a qualidade da mistura é resultado de como o fluxo de massa de ar é injetado na zona de combustão. No entanto, isso ainda requer uma melhor compreensão dos processos de mistura e vaporização nas câmaras de combustão de pequenas turbinas a gás. Uma nova geometria de difusor pode então proporcionar condições de fluxo adequadas. Uma interseção otimizada pode ainda levar a uma redução das perdas de pressão tanto no difusor quanto na câmara de combustão.

5.3 Efeitos de componentes melhorados nos parâmetros de projeto ótimos

A reciclagem do fluxo de massa de lubrificação na câmara de combustão é um método para aumentar tanto a eficiência de combustão quanto a eficiência da turbina. Assumindo um fluxo de combustível de lubrificação de cinco por cento, a eficiência de combustão sobe para 86,8 por cento, o que corresponde a uma redução de perdas de 24,6 por cento. Com a suposição de que as perdas dentro da turbina podem ser reduzidas em 10 por cento ao evitar perdas de mistura, a reciclagem pode diminuir o consumo específico de combustível em 8 por cento e aumentar o empuxo específico em 3,2 por cento.

A seguir, um caso genérico é apresentado para avaliar o efeito das melhorias de componentes nos parâmetros de design ótimos, ou seja, a relação de pressão do compressor e a temperatura de entrada da turbina. Para esta análise, uma redução de 30 por cento para todos os fatores de perda é aplicada. Isso resulta em uma nova eficiência do compressor $\eta_{s,C}$ de 0,773, uma eficiência de combustão η_{comb} de 0,878, uma relação de pressão da câmara de combustão $\pi_{t,CC}$ de 0,929 e uma eficiência da turbina $\eta_{s,T}$ de 0,848. Para um equilíbrio de trabalho constante entre os componentes rotativos, isso leva a uma relação de pressão do compressor $\pi_{t,C}$ aumentada de 2,88 devido à redução das perdas no difusor. A Figura 12 mostra o resultado deste estudo de caso.

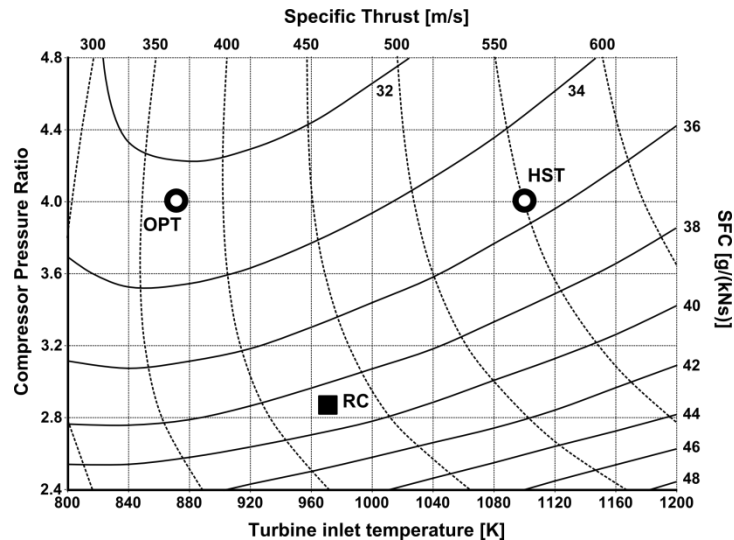


Figura 12: Desempenho em relação aos Parâmetros de Projeto com componentes melhorados
(RC – ciclo de referência, OPT – consumo específico de combustível ótimo, HST – empuxo específico alto)

A redução de perdas (ponto RC na Figura 12) leva a uma redução do consumo específico de combustível em 22,4 por cento para 38,7 g/(kNs) em comparação com o ciclo de referência anterior. O empuxo específico é de 429 m/s, um aumento de 21,2 por cento. Para o mínimo, a temperatura de entrada da turbina ótima está entre 800 e 900 K, dependendo da relação de pressão do compressor. Para uma relação de pressão de 4 e uma temperatura de entrada da turbina de 868 K, um consumo específico de combustível de 32,5 g/(kNs) poderia ser alcançado (ponto OPT na Figura 12). Em comparação com o ciclo de referência, a temperatura de entrada da turbina deve ser reduzida para maior eficiência. No entanto, o empuxo específico aumenta com temperaturas mais altas. Uma temperatura de entrada da turbina de 1100 K a uma relação de pressão de 4 aumentaria o empuxo específico em 49 por cento para 550 m/s em comparação com o ponto OPT, mas também aumentaria o consumo específico de combustível em 9,2 por cento para 35,5 g/(kNs) (ponto HST na Figura 12). Esse compromisso no desempenho pode ser viável para aplicações com altas exigências de empuxo. Temperaturas mais altas exigem uma redução dos pontos quentes através de um novo design da câmara de combustão ou requisitos de vida útil reduzidos. Investigações de materiais avançados à base de níquel indicam que temperaturas de entrada da turbina superiores a 1300 K são possíveis com um perfil de temperatura completamente uniforme [17].

6. Considerações finais

A investigação de uma pequena turbina a gás por meio de testes experimentais, bem como simulações numéricas, revelou que dados termodinâmicos precisos do processo cíclico são difíceis de acessar. Isso se deve principalmente a perfis de velocidade e temperatura desiguais circumferencialmente. Uma resolução suficientemente alta das sondas de medição não pode ser instalada porque as geometrias são muito pequenas. Análises numéricas ajudam a identificar tais incertezas; no entanto, ainda não foram validadas. Uma análise de sensibilidade mostrou que mudanças muito pequenas nos dados medidos podem já levar a desvios significativos dos valores de design iterados.

No entanto, a análise termodinâmica foi ampliada para avaliar potenciais de melhoria para pequenas turbinas a gás. A definição de reduções de perda de componentes foi utilizada para quantificar os potenciais de melhoria. Foi demonstrado que a interseção entre o difusor do compressor e a câmara de combustão apresenta um potencial considerável, pois afeta tanto as perdas de pressão do difusor quanto da câmara de combustão. Além disso, a eficiência de combustão depende fortemente da qualidade de mistura, que é afetada pela velocidade e direção do fluxo de ar proveniente do difusor. Em contraste com abordagens conservadoras, ambos os componentes não devem ser avaliados individualmente, mas sim como uma única unidade.

Assumptions realistas para a melhoria de componentes levam a consumos específicos de combustível muito inferiores aos alcançados por motores de última geração. Relações de pressão mais altas beneficiam o desempenho, mas aumentam a complexidade e o peso do motor. A redução de pontos quentes na seção da turbina com novas técnicas de combustão pode proporcionar temperaturas médias de entrada da turbina mais altas e, portanto, aumentar o empuxo específico sem reduzir a vida útil da turbina. Um perfil de temperatura e velocidade homogêneo na seção de entrada da turbina é um pré-requisito importante para o sucesso da otimização adicional da eficiência da turbina.

Devido à diversidade nas aplicações de pequenas turbinas a gás, uma otimização geral das pequenas turbinas a gás inclui aspectos adicionais importantes. Além dos requisitos de eficiência e empuxo, também existem exigências como tamanho reduzido do motor, flexibilidade de combustível, baixa complexidade e custo de aquisição. O design de pequenas turbinas a gás continua sendo principalmente uma tarefa orientada pela aplicação, mas ainda com grande potencial para melhorias adicionais.

Referências

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Site do fabricante: www.frankturbine.de
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Software de desempenho de turbinas a gás. Site: www.gasturb.de
- [3] Schreckling K. 1994. Turbinas a Gás para Aeronaves de Modelo. Traplet Publications.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Propulsão a Jato: Um Guia Simples para o Design Aerodinâmico e Termodinâmico e Desempenho de Motores a Jato. Cambridge University Press, Cambridge, Reino Unido
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. Motor Turbofan EJ200 – O Poder Inovador. Ficha de Dados
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Escalonamento de Microturbinas 3-36k W. 57th ASME Turbo Expo, Copenhagen, Dinamarca
- [7] Rodgers C. 2003. Alguns Efeitos do Tamanho no Desempenho de Pequenas Turbinas a Gás. 48th ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, EUA
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Investigação Numérica sobre o Difusor do Compressor para Pequenas Turbinas a Gás. Relatório Não Publicado. Instituto de Propulsão de Voo, Universidade Técnica de Munique
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Investigação Numérica das Câmaras de Combustão para Pequenas Turbinas a Gás. Relatório Não Publicado. Instituto de Propulsão de Voo, Universidade Técnica de Munique
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Estudo computacional de um fluxo aerodinâmico através de uma câmara de combustão de motor de microturbina. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79 .
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Investigação de Conceitos de Câmara de Combustão para Motores a Jato de Micro Turbina a Gás, 23rd Simpósio Internacional em Fenômenos de Transporte, Auckland, NZL.
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Construção e Comissionamento de uma câmara de combustão de vidro em uma turbina a gás modelo. Relatório Técnico. LFA-2011-007 . Instituto de Propulsão de Voo, Universidade Técnica de Munique.
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Configuração e Experiência Operacional com um Motor de Microturbina para Pesquisa e Educação. 49th ASME Turbo Expo, Viena, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Desenvolvimento de um Motor Aeroespacial Muito Pequeno. 45th ASME Turbo Expo, Munique, GER
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Investigações Experimentais em uma turbina a gás modelo para determinação das Propriedades Operacionais, Relatório Técnico, LFA-2011-100 , Instituto de Propulsão de Voo, Universidade Técnica de Munique
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Construção e Comissionamento de um banco de testes de câmara de combustão de uma microturbina. Relatório Não Publicado. Instituto de Propulsão de Voo, Universidade Técnica de Munique
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Desenvolvimento de uma 3k W Micro Turbine para Aplicações de CHP. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, Reino Unido