

CONCEITO DE DESIGN TERMODINÂMICO E MECÂNICO PARA A CONVERSÃO DE MICRO-TURBOJATO EM MICRO-TURBINA DE EIXO

Christoph Ottl, Reinhard Willinger
Instituto de Sistemas de Energia e Termodinâmica
Technische Universität Wien
Getreidemarkt 9/302, A-1060 Viena, Áustria
christoph.oettl@tuwien.ac.at
reinhard.willinger@tuwien.ac.at

RESUMO

Neste trabalho, é apresentado um conceito de design para a conversão de motor micro-turbojato para motor micro-turbina de eixo. Isso é motivado pela falta de motores micro-turbina de eixo disponíveis, conforme mostrado na pesquisa de mercado realizada. Assim, o conceito apresentado trata da conversão de um motor micro-turbojato existente em um motor micro-turbina de eixo para uma potência específica de saída. A conversão é demonstrada utilizando o motor micro-turbojato OLYMPUS HP da AMT Países Baixos. Além disso, o design preliminar analítico desenvolvido simultaneamente da turbina de potência de estágio único adicional é apresentado, juntamente com uma simulação do ciclo termodinâmico. Isso foi feito para obter a condição de saída do gerador de gás desconhecida, que é semelhante à condição de entrada da turbina de potência. Dentro do cálculo do ciclo, as perdas ocorrentes devido às pequenas dimensões também foram consideradas. Durante o processo de design, diferentes combinações de coeficiente de trabalho e diâmetro médio da turbina de potência foram investigadas para minimizar a relação da caixa de engrenagens necessária para uma determinada velocidade do rotor em termos de minimização de peso. Para manter as perdas na turbina de potência baixas, a fileira de lâminas preliminar foi finalmente aprimorada utilizando cálculos de CFD.

NOMENCLATURA

trabalho específico
área de fluxo
b comprimento da corda axial

c velocidade absoluta
d diâmetro
F empuxo
h entalpia específica
H₀ valor de aquecimento
l comprimento da lâmina
· m taxa de fluxo de massa
Ma número de Mach
p pressão
P potência
R_k grau de reação
Re número de Reynolds
t passo da lâmina
T temperatura
u velocidade circumferencial
w velocidade relativa
y⁺ distância de parede adimensional
α ângulo de fluxo absoluto
β ângulo de fluxo relativo
η eficiência
λ coeficiente de trabalho
φ coeficiente de fluxo
Π razão de pressão
Ψ coeficiente de Zweifel
ρ densidade
ω coeficiente de perda de pressão total

Subscritos

- 4 entrada do estator da turbina geradora de gás
- 5 entrada do rotor da turbina geradora de gás
- 6 saída do rotor da turbina geradora de gás
- 7 turbina de potência entrada do estator
- 8 turbina de potência entrada do rotor
- 9 turbina de potência saída do rotor
- 10 nozzle exit

- B* lâmina
- C* compressor
- in* inicial
- ex* estendido
- GG* gerador de gás
- m* média
- P* hélice
- PT* turbina de potência
- s* isentrópico
- t* total
- T* turboalimentador
- u* circunferencial
- z* direção axial

Sobrescritos

- * palpite inicial
- quantidade
- média de massa

Abreviações

- CFD dinâmica de fluidos computacional
- EGT temperatura dos gases de escape
- GGT turbina geradora de gás
- ITD duto de turbina intermediária
- VANT veículo aéreo não tripulado

INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a demanda por veículos aéreos não tripulados (VANT) para uso privado e comercial cresceu muito rapidamente. Várias tecnologias podem ser usadas para alimentar um VANT: motor elétrico, motor de combustão interna, turbina a gás. Cada tecnologia tem suas vantagens e desvantagens específicas. A turbina a gás apresenta um comportamento favorável de torque em relação à velocidade de rotação, bem como menores vibrações em comparação com motores de combustão interna, por exemplo. Por outro lado, o alto peso de um motor elétrico e sua bateria é uma desvantagem para qualquer aplicação aeronáutica. Como a tendência é em direção a pesos máximos de decolagem (MTOW) mais altos, a potência de acionamento necessária aumenta. Além disso, a potência do eixo é necessária para a propulsão de drones. O conceito de design de motor apresentado foi criado para os requisitos de um drone de hélice única em voo pairado. Para um MTOW dado de 25 kg, uma demanda de potência entre 20 a 40 kW, dependendo do design da hélice, é estimada. Este design não é exatamente conhecido.

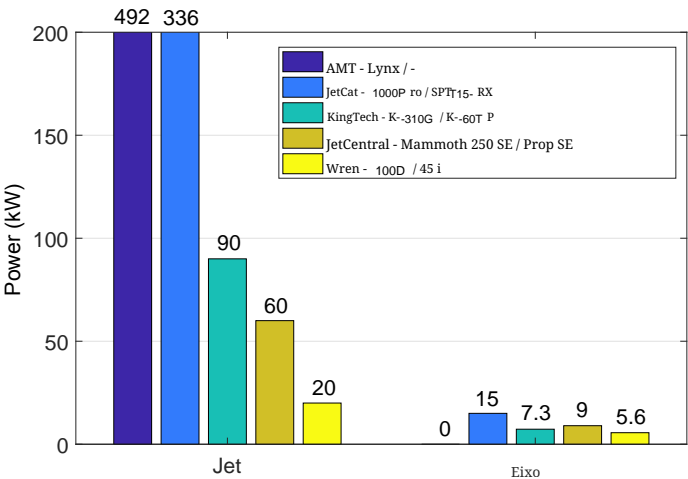


FIGURA 1. POTÊNCIA MÁXIMA DISPONÍVEL DE MOTORES MICRO-TURBOJATO E MICRO-TURBINA DE EIXO

neste momento, mas o diâmetro da hélice é de cerca de 0.7 m. Uma pesquisa de mercado preliminar mostrou que não há motores turboshaft disponíveis acima de 15 kW, mas motores a jato para faixas de potência equivalente mais altas podem ser obtidos (Fig. 1, veja também [1]). Para reduzir o esforço de design, um motor a jato existente pode, portanto, ser usado como base para um novo motor turboshaft [1] com uma potência de mais de 15 kW. O motor turboprop existente serve como um gerador de gás para o motor turboshaft, onde um duto de turbina intermediário (ITD) substitui o bico de jato e conecta a turbina do gerador de gás com a turbina de potência. Além da turbina do gerador de gás existente, apenas a turbina de potência precisa ser projetada. Devido ao design simples desses motores de baixa faixa de potência, a parte de design da conversão é relativamente fácil de realizar e o gerador de gás existente é fácil de integrar. Já foram realizadas conversões utilizando os motores micro-turboprop JetCat-P-200 [2] e Wren-100 [3]. Neste artigo, dados do motor Olympus HP da AMT Países Baixos foram utilizados para a conversão [4]. Uma seção transversal deste motor é mostrada na Fig. 2. Como a AMT oferece uma "configuração universitária", vários trabalhos dependendo deste motor já foram publicados [5-9]. Bakalis e Stamatis [7] já publicaram uma calibração de modelo para fins educacionais relacionados a este motor. Uma ampla gama de dados de desempenho do Olympus HP sob condições operacionais transitórias também foi publicada por Leylek et al. [5] e Leylek [6], bem como por Rahman e Whidborne [8], com base em investigações experimentais e cálculos numéricos.

O conceito de design atual é limitado à operação em velocidade constante do rotor. Assim como nos helicópteros, é óbvio que os drones com propulsão a turbina a gás também devem ser operados em velocidade constante do rotor. Além disso, apenas dados do ponto de design são fornecidos pelo fabricante. Devido a essa falta de informações, as eficiências e perdas dos componentes do gerador de gás devem ser estimadas para determinar as condições de contorno da potência.

A Eqn. (3) leva a uma potência do eixo convertível de 58.8 kW . O en- as especificações do motor fornecidas pela AMT Países Baixos podem ser vistas em Tab. 1.

MODELO DE CICLO TERMODINÂMICO

De acordo com o motor a jato Olympus HP escolhido, um modelo de ciclo apropriado foi criado com o software IPSEpro. Um primeiro modelo simplificado é mostrado na Fig. 4. Portanto, o motor a jato existente, que serve como gerador de gás (GG), foi ampliado por uma turbina de potência (PT) de funcionamento livre. Como a razão de pressão do compressor Π_C é definida como um valor estático para estático de acordo com a AMT, o cálculo do ciclo foi realizado com valores estáticos, desconsiderando quaisquer perdas de pressão. As condições ambientais devem ser definidas na entrada do compressor, assim como a pressão ambiental na saída da PT. Devido às condições de voo mencionadas, a temperatura e pressão padrão (STP) foram definidas. As eficiências de componentes desconhecidas devem ser estimadas o melhor possível inicialmente e o valor de aquecimento deve ser definido de acordo com o propelente utilizado. Como as especificações do motor dadas são válidas sob o uso de Kerosene Jet A-1, o valor de aquecimento deve corresponder a este propelente e, portanto, foi definido como $H_{17} = 42800 \text{ kJ/kg}$. Os primeiros resultados, considerando as especificações do motor dadas, mostram que, especialmente, a temperatura de saída da turbina desvia fortemente do valor especificado (Modelo inicial na Tab. 2). Como as condições de saída da turbina são as mais importantes para a conversão, uma vez que as condições de saída da turbina do gerador de gás são semelhantes às condições de entrada da turbina de potência, o modelo foi ampliado por várias modificações para atender aos valores dados.

(Fig. 5). O objetivo é mapear o motor selecionado da melhor maneira possível, limitando os parâmetros desconhecidos tanto quanto possível.

Primeiramente, a relação de pressão do compressor foi reduzida para considerar a compressão não adiabática [11] uma vez que o ar de entrada é pré-aquecido devido às pequenas dimensões. Como [5] e [7] ambos mediram uma relação de pressão de 3.5 em relação ao valor dado de 3.8 da AMT no ponto de projeto, pode-se assumir que a compressão não adiabática pode ser levada em conta reduzindo o

a relação de pressão em aproximadamente 8% (Eqn. (4)).

$$\Pi_{C,ex} = 0.92 \cdot \Pi_{C,in} \quad (4)$$

Além disso, a taxa de fluxo de massa de ar especificada pela AMT foi aumentada em 10% de acordo com [6] (Eqn. (5)).

$$\dot{m}_{Air,ex} = 1.1 \cdot \dot{m}_{Air,in} \quad (5)$$

A taxa de fluxo de massa de combustível fornecida também foi reduzida e em 11% , para atender a um EGT apropriado na saída da turbina de acordo com as medições de [5] conforme listado na Tab. 2. Isso leva a um fluxo de massa de combustível de acordo com a Eqn. (6).

$$\dot{m}_{Fuel,ex} = 0.89 \cdot \dot{m}_{Fuel,in} \quad (6)$$

Como [5] também descreve, o fluxo de massa de combustível fornecido pela AMT é medido diretamente na saída do tanque de combustível e inclui combustível para lubrificação. Para considerar isso, o fluxo de massa de combustível definido na entrada da câmara de combustão deve ser reduzido no modelo atual. Além disso, uma perda de calor através da carcaça do motor foi levada em conta. Um valor de 3 kW foi considerado e em uma primeira estimativa grosseira para a transferência de calor estática. Ao variar a perda de calor entre 0 e 3 kW , verifica-se que a perda de calor tem apenas um efeito menor no EGT nessa faixa. Além disso, o resfriamento de disco e o resfriamento de revestimento foram considerados, conforme mostrado na Fig. 6. De acordo com Rodgers [14], não é possível fornecer passagem de resfriamento interno do rotor devido às pequenas dimensões das micro-turbinas. Dependendo da temperatura de entrada do GGT, uma taxa de fluxo de massa de ar de 2% para fins de resfriamento de disco é assumida [14]. Essa taxa de fluxo não participa da combustão e é misturada ao fluxo de gás quente na entrada da turbina. Também se assume que outro 3% do fluxo de massa de ar.

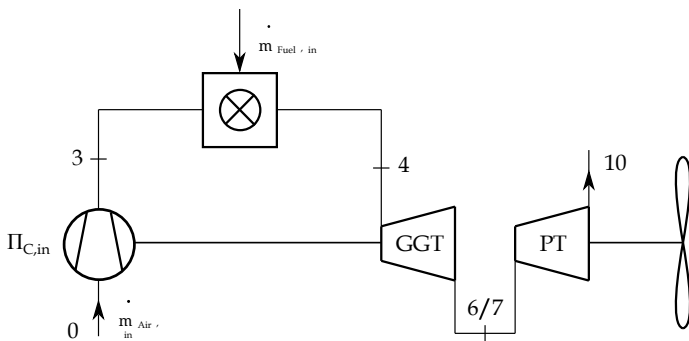


FIGURA 4. MODELO INICIAL DO CICLO

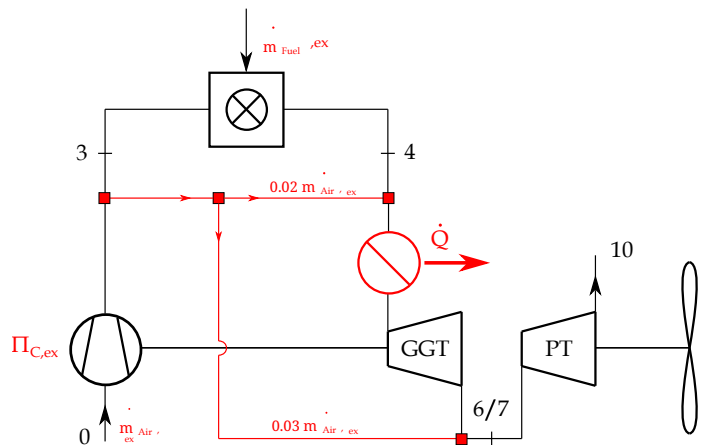


FIGURA 5. MODELO DE CICLO ESTENDIDO

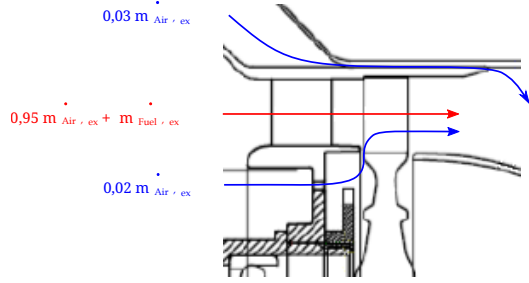


FIGURA 6. FLUXO DE MASSA DE AR DE RESFRIAMENTO DA TURBINA [13]

a taxa não participa da expansão através da turbina e é misturada ao fluxo de gás na saída da turbina. Isso é feito para o propósito de resfriamento de revestimento. Este método é uma maneira comum de resfriamento dentro da micro-turbomáquina. Todas essas considerações levam a uma redução do EGT ao usar o modelo estendido. A comparação dos resultados é mostrada na Tab. 2. Devido à falta de informações, as eficiências do compressor e da turbina foram estimadas em $\eta_{sC} = 0.74$ e $\eta_{sT} = 0.92$. De acordo com [9]

($\eta_{sC} = 0.72$ e $\eta_{sT} = 0.85$), as eficiências escolhidas representam uma boa aproximação, uma vez que o modelo desenvolvido por Vannoy e Cadou se ajusta bastante bem às medições. A eficiência da turbina é ligeiramente superior à de [9], mas é, no entanto, ainda mais reduzida devido à quantidade considerada de fluxo de massa de ar, que não participa da expansão. Além disso, [2] utiliza uma eficiência de turbina de 0.89 para um motor comparável (JetCat P 200, $F = 230$ N, $\Pi_C = 3.7$, $\dot{V}_{Air} = 0.45$ m³/s). Comparando os EGTs obtidos, há uma boa concordância entre o modelo estendido e os valores fornecidos. Para tornar os EGTs comparáveis, a temperatura estática obtida a partir da modelagem foi convertida em temperatura total. Além disso, o valor medido de [5] foi extrapolado para a velocidade máxima do eixo ($n = 108500$ rpm) do GG, uma vez que a temperatura é fornecida apenas a $n = 105700$ rpm. Além disso, o modelo estendido mostra uma melhoria significativa em relação ao modelo inicial. Pode-se, portanto, supor que todos esses fatores devem ser levados em conta na modelagem. Um esquema do modelo final estendido

TABELA 2. COMPARAÇÃO DOS EGTs ESPECIFICADOS E CALCULADOS COM DIFERENTES MODELOS

Modelo / Exp.	EGT [°C]
especificações AMT (máx)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leylek [5]	754
Modelo inicial	908
Modelo estendido	752

é mostrado na Fig. 5. Além disso, perdas de calor e fricção provavelmente ocorrerão no ITD e podem ser facilmente adaptadas. Como as dimensões finais do ITD não são conhecidas neste momento, essa perda de calor não foi levada em conta para este modelo. Além da EGT adequada, o modelo estendido calcula uma potência do eixo de cerca de 60 kW (sem perdas mecânicas), o que está em boa concordância com a potência estimada de 58,8 kW de acordo com a Eqn. (3).

CONDIÇÕES DE FLUXO

Turbina do gerador de gás

A Figura 7 mostra a turbina axial de estágio único do GG. Enquanto a pressão p , a densidade ρ e a temperatura T na entrada e saída da turbina (seções 4 e 6) foram obtidas através do cálculo do ciclo termodinâmico, as velocidades de fluxo ainda não foram consideradas. No entanto, isso é necessário para o projeto da turbina de potência. Portanto, pelo menos o diâmetro médio d_m e os comprimentos das lâminas l_{l4} e l_{l6} , assim como as áreas de fluxo A_4 e A_6 precisam ser conhecidos. Para o motor dado, as dimensões são $d_m = 73$ mm, $l_{l4} = 10$ mm e $l_{l6} = 12$ mm. De acordo com o balanço de massa, a velocidade de entrada da lâmina guia c_{c4} pode então ser calculada com

$$c_{i,z} = \frac{\dot{m}_{Air,ex} + \dot{m}_{Fuel,ex}}{\rho_i \cdot d_m \cdot \pi \cdot l_i} \Bigg|_{i=4,5,6} \quad (7)$$

Devido à falta de informações, foi assumido um fluxo de entrada sem vórtices ($c_{c4} = c = c_{c6}$ e $\alpha_4 = 90^\circ$). Também se deve assumir que a turbina é projetada de forma que a velocidade absoluta na saída da turbina seja amplamente sem vórtice ($c_{c6} = c = c_{c6}$ e $\alpha_6 = 90^\circ$). Isso ocorre porque o empuxo é o mais alto possível neste caso para uma velocidade especificada. Sob essa suposição, a velocidade absoluta c_{c6} também pode ser obtida com o balanço de massa de acordo com a Eqn. (7). Para apoiar a suposição, uma análise da linha média foi realizada. Portanto, um loop iterativo usando MATHCAD foi criado, conforme mostrado na Fig. 8. Com as entalpias obtidas h_{t4} e h_{t6} do cálculo do ciclo termodinâmico e as velocidades pré-calculadas c_{c4} e c_{c6} , pode-se calcular as velocidades absolutas e relativas na seção 5, sendo que o grau de reação R_k e o ângulo de fluxo absoluto α_5 também devem ser estimados com um palpite inicial a princípio. Portanto, valores comuns para estágios de reação de acordo com a Tab. 3 podem ser utilizados.

TABELA 3. VALORES DE DIRETRIZ PARA ESTÁGIOS DE REAÇÃO

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

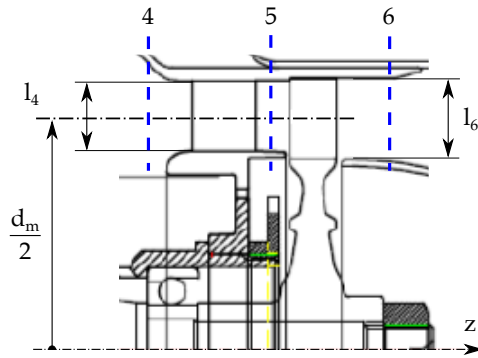


FIGURA 7. AMTOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]

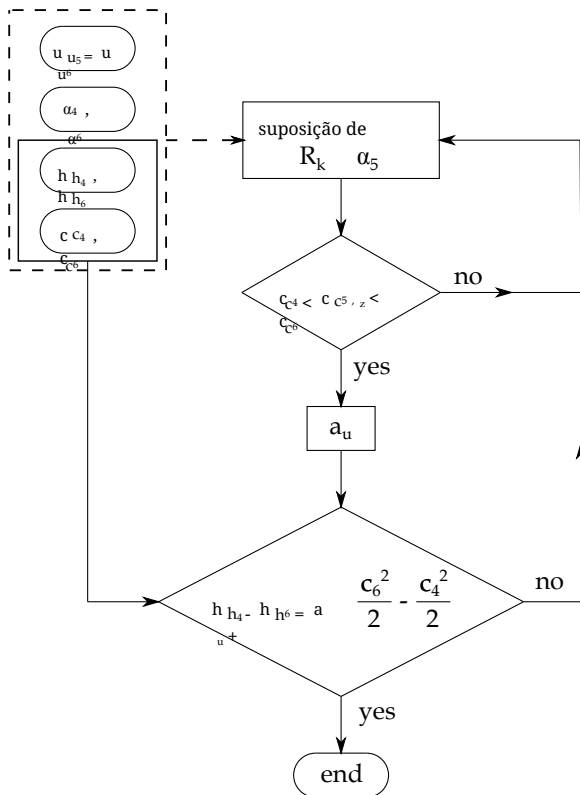


FIGURA 8. FLUXOGRAMA GG-TURBINE

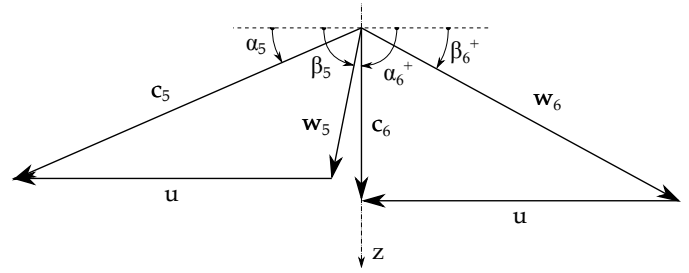


FIGURA 9. TRIÂNGULO DE VELOCIDADE GG-TURBINE

assumir valores convencionais. Isso também indica que os valores assumidos correspondem bastante bem ao motor real. A Figura 9 mostra os triângulos de velocidade da etapa da turbina. A expansão da seção transversal ao longo da etapa é muito fraca para garantir uma velocidade meridional constante c_z devido à diminuição dominante da densidade. Portanto, é óbvio que a velocidade meridional aumenta.

TABELA 4. CONDIÇÕES DE FLUXO GG-TURBINE

Seção	4	5	6
h [kJ/kg]	1005	906	799
c [m/s]	205	490	297
c_z [m/s]	205	281	297

DESENHO DE TURBINA DE POTÊNCIA Dimensões principais

Para projetar a turbina de potência, um novo ciclo de iteração foi desenvolvido para obter as dimensões principais da turbina por meio da análise da linha média (Fig. 10). Além do cálculo das velocidades de fluxo, as conservações de energia e massa devem ser atendidas. A potência P_p e a velocidade n_p do eixo da hélice são fornecidas e dependem dos requisitos mencionados do VANT. Além disso, a taxa de fluxo de massa é fornecida e um fluxo de saída ideal sem vórtices ($\alpha_9 = 90^\circ$) é assumido. O coeficiente de trabalho λ_{PT} , o diâmetro médio $d_{m,PT}$ e a altura da lâmina l_{PT}^* devem ser escolhidos inicialmente. Em seguida, uma relação de caixa de câmbio i pode já ser calculada. Como diretriz para o palpite inicial, as seguintes limitações foram especificadas:

- $1 \leq \lambda_{PT} \leq 2$
- $\alpha_8 \leq 40^\circ$
- $d_{m,PT,max} = 2 \cdot d_{m,GG}$
- $l_{PT} \leq l_{GG}$

Finalmente, o trabalho específico e a potência da turbina podem ser calculados, respectivamente. Este valor pode agora ser comparado com o valor obtido a partir do cálculo do ciclo termodinâmico. Em caso de boa concordância, o cálculo está finalizado e pode-se assumir que o escoamento sem vórtices representa uma condição de escoamento ótima convencionalmente buscada. Os resultados para o motor escolhido estão mostrados na Tab. 4. Coeficiente de fluxo $\varphi = c_{5m}/u_m = 0,68$, coeficiente de trabalho $\lambda = a_u/u/u_m^2 = 0,97$ e grau de reação $R_k = 0,52$.

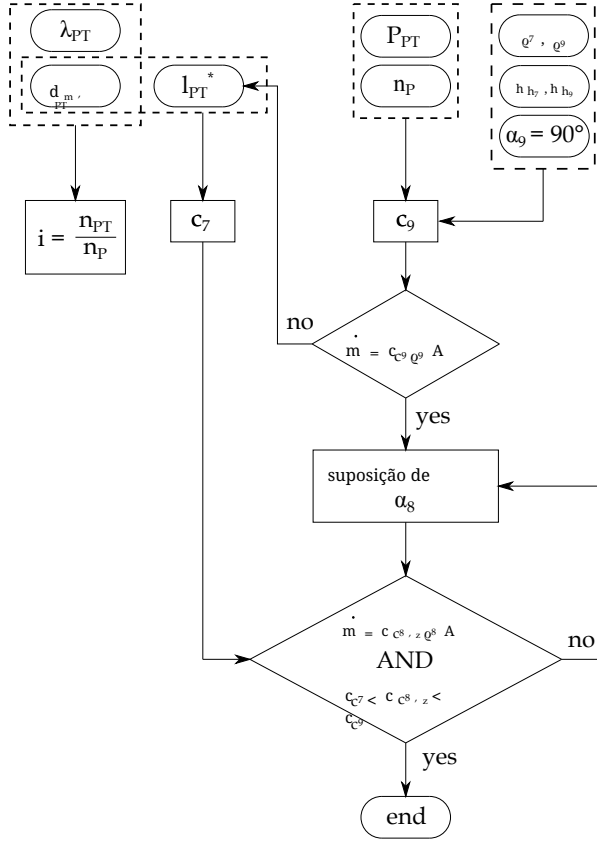


FIGURA 10. FLUXOGRAMA DE DESIGN DA TURBINA PT

Com a conservação de energia e as condições de contorno obtidas a partir do cálculo do ciclo, a velocidade de saída absoluta c_{9g} pode ser obtida. Usando a velocidade calculada, a taxa de fluxo de massa deve corresponder ao valor dado para atender ao balanço de massa. Se os valores não concordarem, a altura da lâmina deve ser alterada. Deve-se mencionar que a altura da lâmina foi escolhida para ser constante ao longo de todo o estágio. Como já mostrado para a turbina GG, o ângulo de fluxo absoluto α_8 deve ser escolhido para atender à conservação de massa na seção 8. Enquanto o cálculo do ciclo fornece apenas valores nas seções 7 e 9, a densidade na saída da lâmina guia foi calculada sob a suposição de expansão isentrópica. Este loop de cálculo foi finalmente realizado para diferentes coeficientes de trabalho ($1 \leq \lambda \leq 1.8$). Para cada λ , três diâmetros médios diferentes (90 mm, 95 mm e 100 mm) foram escolhidos. Isso leva a diferentes graus de reação, relações de caixa de câmbio, ângulos de saída do fluxo da lâmina guia e velocidades circunferenciais, conforme mostrado na Tab. 5. Um coeficiente de trabalho de 1,1 resulta em um grau de reação de ~ 0.5 . Como as lâminas guia e as lâminas do rotor podem ser projetadas da mesma forma com esta configuração, esses valores foram escolhidos para a conversão. Além disso, a caixa de câmbio com a menor relação de caixa de câmbio foi selecionada em favor do menor peso em $\lambda = 1.1$. Portanto, o diâmetro médio do estágio foi definido como 100.

mm, o que leva a uma altura de lâmina de 12,5 mm e, além disso, a uma razão da área ITD de $AR = 1.43$.

TABELA 5. VARIANTES DE DESIGN DA TURBINA DE POTÊNCIA

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

Fileira de lâminas

Com base na análise da linha média, uma fileira de lâminas preliminar foi criada. Portanto, parâmetros adequados da fileira de lâminas de acordo com as velocidades de fluxo e ângulos de fluxo calculados devem ser escolhidos. Estes são basicamente ângulo de deslocamento, relação de corda para passo, raio da borda de ataque e raio da borda de fuga, além dos ângulos de cunha. Antes de tudo, um coeficiente de Zweifel Ψ foi escolhido, que descreve a relação entre a força aerodinâmica tangencial real e a máxima possível atuando na lâmina (8).

$$\Psi = 2 \left(\frac{t}{b} \right) \sin^2 \beta_9 (\cot \beta_8 - \cot \beta_9) \quad (8)$$

Depois disso, uma relação de corda para passo axial ótima baseada nos ângulos de fluxo obtidos pode ser calculada de acordo com [15]. Para isso, Ψ foi definido como 1 inicialmente. Valores comuns estão em uma faixa de $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, como mostram Wilson e Korakianitis [16]. Eles também fornecem boas diretrizes para o cálculo do projeto preliminar de

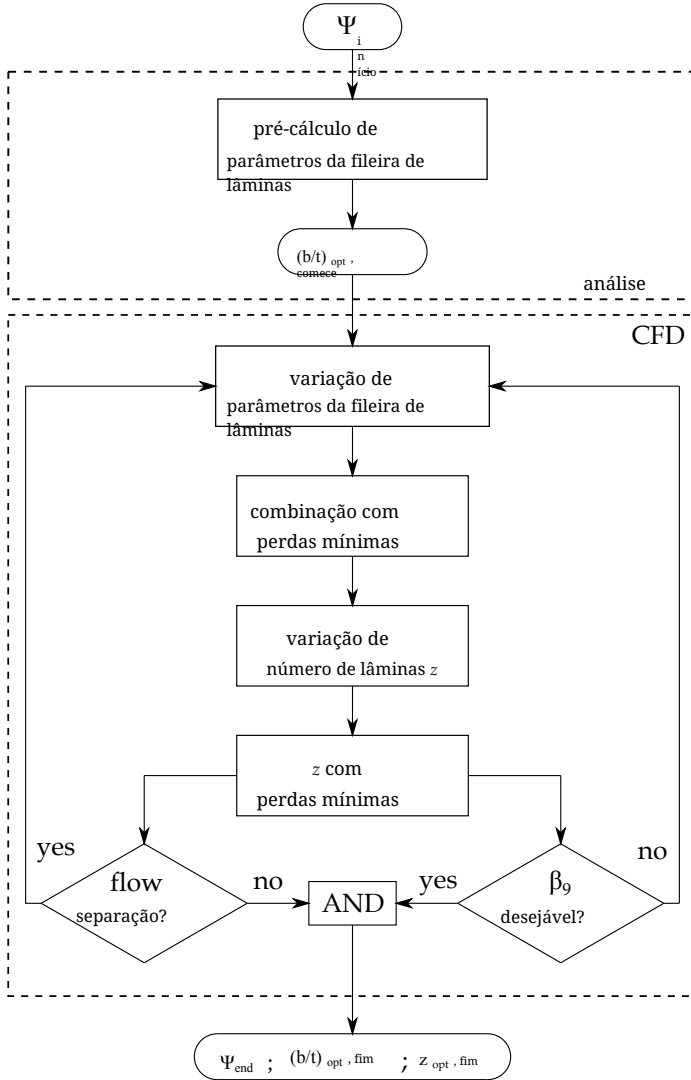


FIGURA 11. GRÁFICO DO NÚMERO ÓTIMO DE LÂMINAS

o perfil da lâmina e a seleção de parâmetros que foram utilizados durante este design. Após a obtenção de uma fileira de lâminas preliminar, simulações de CFD foram utilizadas para melhorar a geometria da lâmina em termos de minimização de perdas. Portanto, diferentes pontos de design cobrindo diferentes combinações de parâmetros da fileira de lâminas foram investigados para encontrar uma configuração com perdas mínimas. Os diferentes pontos de design foram criados automaticamente usando o método de preenchimento de espaço ótimo. Os parâmetros da lâmina variados são ângulo de deslocamento, raio da borda de ataque/fuga e ângulos de cunha, largura da garganta, ângulo da garganta e ângulo da lâmina de saída. Como função objetivo, foi escolhido o coeficiente de perda de pressão total.

$$\omega = \frac{\bar{p}_{18} - \bar{p}_{19}}{\bar{p}_{19} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

Os valores de pressão foram calculados pela média da massa. Além dos parâmetros da fileira de lâminas, o número de lâminas z_B foi variado para uma corda axial de lâmina selecionada constante b . De acordo com a Eqn. (8), uma relação ótima de corda axial para passo pode ser obtida alterando o número de lâminas. Para cada variação dos parâmetros da fileira de lâminas, o número de lâminas foi alterado entre 27 (primeiro obtido através do método de Wilson) e 60. Além disso, deve-se verificar se o campo de fluxo calculado está livre de separação de fluxo e se o ângulo de saída real está de acordo com o valor calculado a partir da análise da linha média (Fig. 11). Devido às pequenas alturas das lâminas, as lâminas foram projetadas de forma cilíndrica.

Configuração de CFD

Os cálculos de CFD foram realizados com o software comercial ANSYS FLUENT T 18.1, assumindo fluxo compressível em estado estacionário com um número de Mach de entrada relativo de $Ma_{w,1} = 0.42$, que foi obtido anteriormente através do projeto analítico. Em primeiro lugar, a fileira de lâminas foi projetada com o ANSYS DESIGN MODELER e a malha 3D foi criada com o ANSYS TURBO GRID, consistindo de cerca de 78000 células por setor de lâmina com $y^+ < 1$. Sob a suposição de condições de fluxo uniforme, um modelo de setor com condições de contorno periódicas foi utilizado. Como se supõe fluxo compressível, a pressão total na entrada e a pressão estática, considerando o equilíbrio radial na saída, foram utilizadas como condições de contorno. Devido às pequenas dimensões, o número de Reynolds do perfil está na ordem de $5 \cdot 10^4$. Para cobrir os efeitos turbulentos, foi utilizado o modelo de turbulência SST $k-\omega$ de Menter [17], incluindo correção para baixo número de Reynolds. A intensidade turbulenta foi definida como 2% e uma escala de comprimento turbulento de $0.01 \cdot t$ de acordo com [18] foi utilizada na entrada.

Resultados

A FIGURA 12 mostra o campo de velocidade com linhas de corrente de três fileiras de lâminas diferentes na seção média. A figura 12- (a) mostra a geometria inicial da fileira de lâminas que foi obtida analiticamente. O número de lâminas foi escolhido para uma relação ótima de corda para passo de acordo com a Eqn. (8) para $\Psi = 1$. Os resultados do cálculo mostram uma separação de fluxo significativa no lado de sucção devido à baixa relação de corda para passo e parâmetros insuficientes da fileira de lâminas. Aumentar o número de lâminas e, consequentemente, aumentar a relação de b/t para esta geometria inicial da lâmina mostra que as perdas mínimas não ocorrem em $b/t = 1.12$ como esperado através do cálculo com os critérios de Zweifel de acordo com a Eqn. (8). Suspeita-se que isso se deva ao maior risco de separação de fluxo no lado de sucção, quando o número de Reynolds do perfil é baixo. A figura 12- (b) mostra as linhas de corrente no número ótimo de lâminas para uma geometria de lâmina melhorada. Pode-se ver que a separação de fluxo agora é menor em comparação com (a). Para o número ótimo de lâminas ($b/t = 1.41$), onde ω está em um mínimo para esta geometria, Ψ assume um valor de 0.79. Este cor-

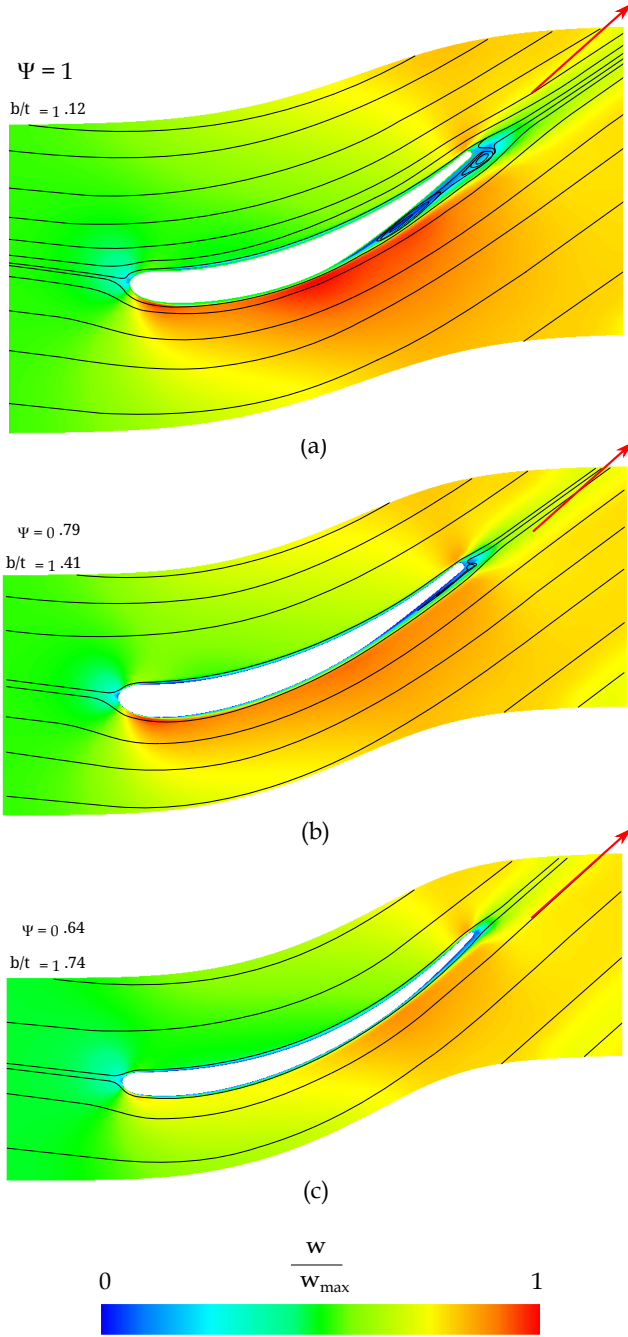


FIGURA 12. GRÁFICO DE VELOCIDADE DE LINHA DE CORRENTE

responde muito bem ao Zweifel, onde a relação ótima de corda para passo assume um valor de 1.40 para $\Psi = 0.8$ em ângulos de fluxo dados. Além disso, pode-se observar que o ângulo de escoamento β_2 não atende ao valor requerido para as configurações (a) e (b). A Figura 12. (c) mostra a fileira final preliminar de lâminas. A separação de fluxo agora desapareceu completamente e o ângulo de fluxo de saída corresponde bem ao

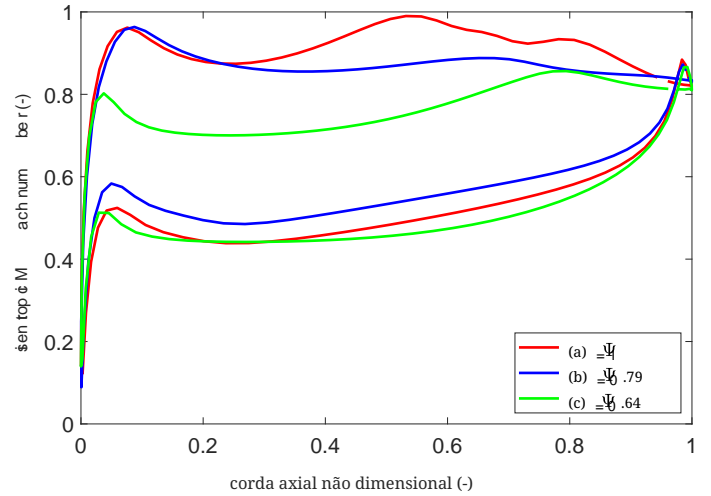


FIGURA 13. DISTRIBUIÇÃO DO NÚMERO DE MACH ISENTRÓPICO

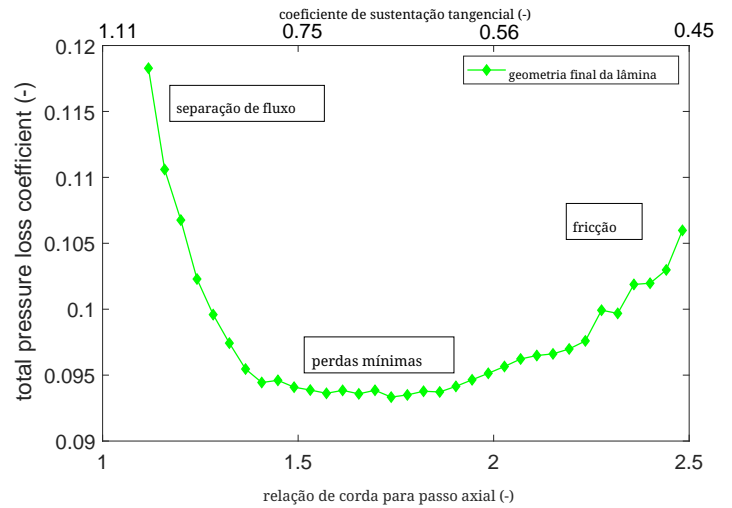


FIGURA 14. PERDA DE PRESSÃO TOTAL

valor obtido através da análise da linha média para a potência de saída especificada. A seta vermelha na Fig. 12 representa a direção desejada do fluxo de saída. Durante o processo de design, pode-se ver que a geometria da lâmina se torna mais fina à medida que o processo avança. A curvatura do lado de sucção torna-se mais suave em direção à configuração (c), o que pode ser uma razão adicional para a divergência da previsão de Zweifel para o perfil (a). Além disso, a velocidade máxima no lado de sucção é deslocada em direção à borda de saída.

As distribuições do número de Mach sobre as superfícies da lâmina são mostradas na Fig. 13. As distribuições no lado de pressão são amplamente semelhantes para todos os casos, pois a geometria do lado de pressão praticamente não foi alterada. Por outro lado, a distribuição do lado de sucção mostra uma mudança significativa durante o processo de melhoria. A linha inicial da lâmina apresenta uma alta flutuação

distribuição devido à aceleração seguida pela separação de fluxo devido à desaceleração. A fileira de lâminas melhorada (b) mostra uma distribuição relativamente constante, o que é realmente bom. No entanto, este design precisa ser modificado devido às más condições de fluxo na saída. Para a configuração final, a Fig. 14 mostra a variação do coeficiente de perda de pressão total em função da relação de corda para passo. O gráfico pode ser dividido em três áreas principais. Para poucas lâminas, ocorrem altas perdas devido à separação de fluxo. Com o aumento do número de lâminas, a separação de fluxo desaparece e as perdas se tornam minimamente constantes em uma faixa relativamente ampla. Um aumento adicional de lâminas leva a perdas devido ao atrito. Pode-se ver claramente que as perdas são mais influenciadas pela separação de fluxo do que pelo atrito, devido a um alto gradiente em baixa relação de corda para passo axial. Assume-se que a atual ampla faixa de relação de corda para passo axial ótima se deve à baixa deflexão da fileira de lâminas selecionada. Devido ao mínimo plano, uma configuração ótima pode ser encontrada em uma faixa entre $0,6 \leq \psi \leq 0,8$ com quase as mesmas baixas perdas. Em termos de redução de peso e esforço de produção, ψ deve ser escolhido o mais alto possível. Como o grau de reação do estágio é cerca de 0,5 e a geometria da lâmina para a lâmina guia e a lâmina do rotor pode ser projetada da mesma forma, a fileira de lâminas guia não é considerada em detalhes neste projeto preliminar.

CONCLUSÕES

Neste trabalho, um conceito para conversão de micro-turbojato para motor turboshaft foi apresentado. Através de uma primeira estimativa, a quantidade de potência do eixo convertível pôde ser obtida. Além disso, um modelo de ciclo termodinâmico foi desenvolvido considerando os efeitos devido às pequenas dimensões. Como as informações sobre motores existentes são geralmente raras, um recálculo do gerador de gás de um motor escolhido foi apresentado para especificar condições de contorno desconhecidas. Com uma análise da linha média realizada simultaneamente, parâmetros desconhecidos, por exemplo, eficiências de componentes, puderam ser estimados. Após o cálculo das condições de contorno, o projeto da turbina de potência adicional foi apresentado. Portanto, um método de design preliminar analítico também baseado na análise da linha média foi mostrado. Além disso, uma combinação suficiente de diâmetro médio e coeficiente de trabalho da turbina de potência foi encontrada em termos de peso mínimo da caixa de engrenagens. Os cálculos mostram que o peso mínimo poderia ser obtido usando um coeficiente de trabalho de 1,1 e um diâmetro médio de 100 mm, considerando um grau de reação favorável. A potência PT é cerca de 50% da potência GGT a uma eficiência térmica de 13% e um consumo específico de combustível de $180 \cdot 10^{-6}$ (kg/s)/kW. Além disso, a geometria da fileira de lâminas foi otimizada usando cálculos CFD. Especialmente, uma faixa de número ótimo de lâminas pôde ser obtida alterando a relação de corda para passo axial a uma corda constante para uma fileira de lâminas pré-otimizada. A relação ótima b/t de 1,74 levaria a 42 lâminas. Reduzir o número de lâminas para até 34 reduziria o esforço de fabricação com perdas quase tão baixas. Como uma tarefa de pesquisa adicional, uma análise estrutural deve ser realizada para

a geometria da lâmina obtida. Uma otimização do ITD também ser um tópico adicional de pesquisa em termos de minimizar perdas e o peso total do motor.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de reconhecer a Agência Austríaca de Promoção da Pesquisa FFG pelo apoio ao projeto JET T2S HAFT no âmbito do Programa de Pesquisa e Tecnologia Aeronáutica DECOLAGEM.

REFERÊNCIAS

- [1] Kadosh, K., e Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojato Conversão de Turbofan Via Transmissão Continuamente Variável: Estudo de Desempenho Termodinâmico". *Revista de Engenharia para Turbinas a Gás e Potência*, 139(2), Fevereiro, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., e Badry, B. E., 2017. "Conversão do Motor Turbojato JetCat P P200 para Motor Turboprop". *Revista Internacional de Pesquisa Científica e Engenharia*, 8(3), Março, pp. 1447-1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., e Saboohi, Z., 2019. *Como- valiação da abordagem de conversão de micro-turboprop motores*. CSAA- Jornal Chinês de Aeronáutica- <http://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Países Baixos, 2018. *Especificação Olympus HP*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., e Smith, N., 2013. *Uma Investigação sobre Modelagem de Desempenho de um Pequeno Motor a Gás Turbina*. Artigo ASME GT T2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *Uma Investigação sobre Modelagem de Desempenho de um Pequeno Motor a Gás Turbina*. Divisão de Veículos Aéreos - Organização de Ciência e Tecnologia de Defesa - Governo Australiano, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., e Stamatis, A. G., 2010. *Extensão de instrumentação e calibração de modelo para um pequeno micro-Turbina*. Artigo ASME GT T2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., e Whidborne, J. F., 2008. "Uma investigação numérica sobre o efeito da sangria do motor no desempenho de um motor turbojato de um único estágio". *Anais da Instituição de Engenheiros Mecânicos, Parte G: Jornal de Engenharia Aeroespacial*, 222(7), Julho, pp. 939-949.
- [9] Vannoy, S., e Cadou, C. P., 2016. *Desenvolvimento e Validação de um Modelo NPSS de um Pequeno Motor Turbojato*. 52nd d Conferência Conjunta de Propulsão AIAA/SAE/ASEE - AIAA A2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., e den Braembussche, R. A. V., 2006. *Estudo Numérico da Transferência de Calor em Micro Turbinas a Gás*. Artigo ASME GT T2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., e Tan, C. S.,

2004. *Aerotermodinâmica de Micro-Turbomáquinas*. ASME PaperGT T2004-53877.

- [12] AMT Países Baixos, 2018. *Imagens internas*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php.
- [13] AMT Países Baixos, 2019. *Re: Olympus HP na configuração universitária*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. “Uma Técnica de Análise de Ciclo para Pequenas Turbinas a Gás”. *Anais da Instituição de Engenheiros Mecânicos*, **183**(14), setembro, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *A questão da divisão ótima de lâminas em escavações de turbomáquinas, especialmente com grande desvio nas fileiras de lâminas*. BBC-Comunicações.
- [16] Wilson, D. G., e Korakianitis, T., 1998. *O Design de Turbomáquinas de Alta Eficiência e Turbinas a Gás*. Segunda edição, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. “Modelo de Viscosidade de Eddy de Duas Equações Turbulência para Aplicações de Engenharia”. *AIAA Journal*, **32**(8), Agosto, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. “Uma Análise de Navier-Stokes de Três-Fluxos Turbulentos Dimensionais Dentro das Linhas de Lâminas de Turbina em Condições de Projeto e Fora de Projeto”. *Revista de Engenharia para Turbinas a Gás e Potência*, **106**(2), Abril, pp. 421–429.