

# Very Small Gas Turbine Jet Engines – Current Limits and Potential for Improvement

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

\*Institute for Flight Propulsion

Technische Universität München, 85747 Garching, Germany

# 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

## Abstract

Gas turbine technology offers propulsion devices with excellent thrust-to-weight ratios for a broad range of flight conditions. However, the low efficiency and the high operating costs of current small gas turbine engines substantially restrict their use in new emerging markets. This paper evaluates the performance of small gas turbines based on thermodynamic cycle data obtained from a test stand. It analyses the effect of component-based parameters and proposes measures to increase efficiency. After having carried out the analysis, the intersection between compressor diffuser and combustion chamber was identified as an area with high potential for improvement.

## 1. Introduction

In recent years a variety of new gas turbine jet engines in the thrust range of 1000 N and below (very small gas turbine jet engines) have been designed. Their small size and light weight make them attractive for new emerging markets like model aircrafts, UAVs, remotely piloted vehicles and autonomous flight systems. However, due to scaling effects and the lack of design guidance for key components such as the combustion chamber or the compressor diffuser vanes, the low efficiency of these engines still restricts their use in many instances.

At the Institute for Flight Propulsion of the Technische Universität München investigations on very small gas turbines have been conducted in order to evaluate the current state-of-the-art technology as well as to assess potential for improvement. The thermodynamic cycle process of a gas turbine Frank Turbine TJ 74 [1] was analyzed on a test stand (see Figure 1). However, some representative state conditions could not be determined accurately due to circumferentially uneven distributions. Numerical analyses were performed in order to account for measurement uncertainties and provide more detailed information on flow conditions. Design Parameters and component efficiencies were iteratively calculated using the GasTurb 12 performance software [2].

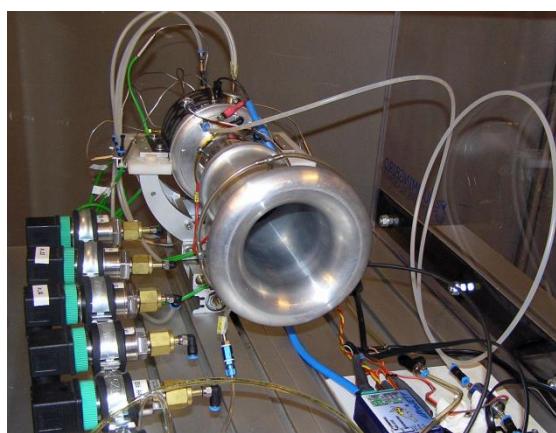


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74

## 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 circumferenciais. 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].

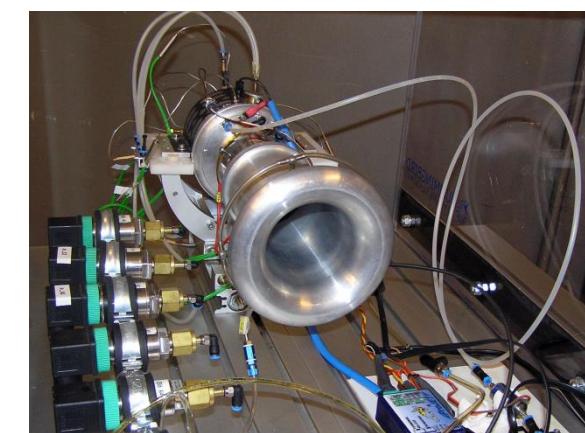


Figura 1: Banco de testes com turbina a gás Turbina Frank TJ 74

## 2. Configuration of small gas turbines

The configuration of most of the small gas turbine jet engines is based on the guidelines of Kurt Schreckling [3]. Ambient air enters the gas turbine through the engine intake and proceeds to the compressor. The compressor consists of a centrifugal impeller and subsequent diffusor vanes, which deflect the air in axial direction and reduce its velocity by increasing the static pressure. The air enters the combustion zone through several holes in the inner and outer liner of the combustion chamber. A small part of air is guided to the vaporizer sticks at the rear side of the combustor. Inside the sticks this part of air is mixed with fuel, which vaporizes on the hot wall of the sticks. The fuel-air-mixture ignites after leaving the vaporizer sticks. Downstream of the combustion chamber the exhaust gas expands in the turbine, which supplies power for the compressor impeller. The exhaust gas exits the gas turbine via the convergent nozzle, where the flow is accelerated in order to create thrust. Figure 2 shows the entire configuration of the gas turbine.

A major difference compared to larger gas turbine engines is the absence of a separate oil system for cooling and lubricating the bearings. Instead, a fuel mixture of kerosene and about 5% turbine oil supplies both the combustion and the lubrication. The mixture is split after the fuel pump so that about 5 % of the total fuel flow is channeled through the bearings [3]. This fraction unites with the main exhaust gas flow not before the turbine section – it bypasses the combustion chamber and therefore remains unburned.

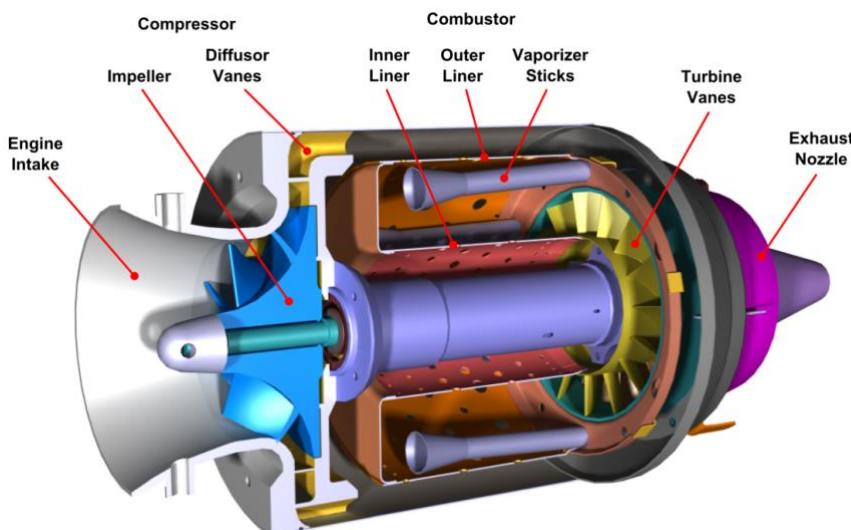


Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

## 3. Performance evaluation of single-spool turbojets

In order to evaluate the performance of a jet engine, the thrust specific fuel consumption  $SFC$  as well as the specific thrust  $F_{sp}$  can be quantified. The  $SFC$  relates the fuel mass flow to the thrust output, therefore characterizing the overall efficiency of the engine (see Eq. (1)). The specific thrust is the quotient of thrust and engine mass flow making it primarily a function of the exhaust gas velocity  $v_9$  and thus the specific kinetic energy of the exhaust (see Eq. (2)). This value is explicitly important for small engines in which size is a limiting factor and where thrust has to be created by low mass flows and high velocities.

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

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

## 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 láminas 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.

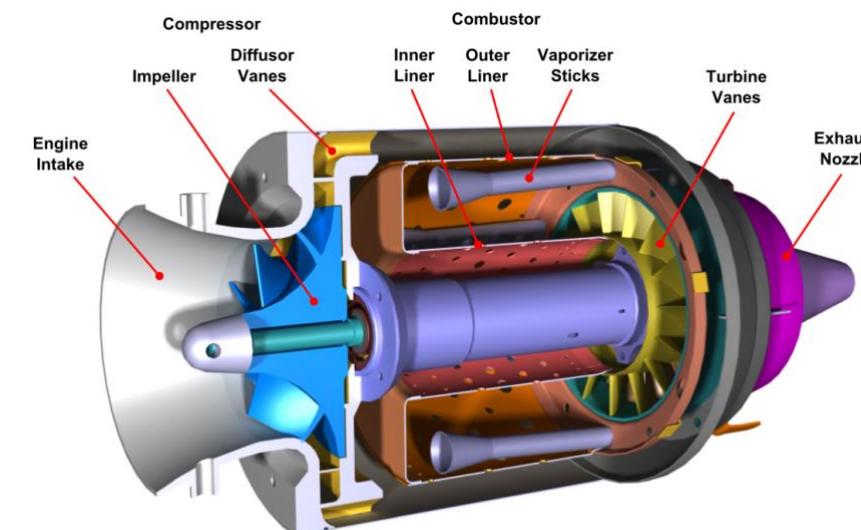


Figura 2: Configuração de uma turbina a gás muito pequena

## 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.

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

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

Both equations are presented without showing the influence of flight velocity. The fuel-to-air ratio  $FAR = \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0$  relates the fuel mass flow to the engine air mass flow  $\dot{m}_0$ . As Eq. (1) and (2) show, both performance values are closely correlated to each other. However, the conversion from kinetic energy into thrust becomes generally less efficient with higher velocities [4]. Therefore, engine design always has to be a compromise, because a low  $SFC$  and a high  $F_{sp}$  cannot be achieved at the same time.

The performance values are a function of design parameters and component efficiencies of the engine. For a single-spool turbojet, the  $SFC$  is a result of the compressor total pressure ratio  $\Pi_{t,C}$ , the turbine inlet temperature  $T_{t,4}$  as well as the efficiencies and pressure losses of the individual components (see Eq. (3)).  $\eta_{is,C}$  and  $\eta_{is,T}$  are the isentropic efficiencies of compressor and turbine, respectively.  $\eta_{Comb}$  evaluates the efficiency of the combustion defining the portion of injected fuel that is actually combusted.  $\eta_{mech}$  is the mechanical efficiency resulting from bearing losses. Pressure losses occurring in the inlet section, the combustion chamber and the thrust nozzle are taken into account with their respective total pressure ratios  $\Pi_{t,I}$ ,  $\Pi_{t,CC}$  and  $\Pi_{t,N}$ .

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

The correlations shown above are also valid for the specific thrust  $F_{sp}$ . However, the influence of the combustion efficiency  $\eta_{Comb}$  is very low as long as the turbine inlet temperature  $T_{t,4}$  remains constant. In this case, a less efficient combustion would require a higher fuel-to-air ratio.

#### 4. Cycle analysis of a small jet engine

##### 4.1 Measurements

To evaluate the performance of a small gas turbine jet engine a Frank Turbine TJ 74 was under investigation on a test stand. Thermodynamic cycle parameters were measured at a high load reference operating point at 107 000 rpm. The measurements were taken at stationary conditions. All values were time-averaged over a period of 20 seconds. Following data was obtained (see Table 1):

Table 1: Measured Cycle Data for the TJ 74 jet engine

Static Ambient Pressure	$p_0$	96 kPa
Static Ambient Temperature	$T_0$	280 K
Net Thrust	$F_N$	106.4 N
Engine Air Mass Flow	$\dot{m}_0$	300.7 g/s
Total Fuel Flow	$\dot{m}_{fuel}$	5.31 g/s
Total Compressor Outlet Pressure	$p_{t,3}$	273 kPa
Static Compressor Outlet Pressure	$p_3$	251 kPa
Total Compressor Outlet Temperature	$T_{t,3}$	407 K
Total Combustion Chamber Outlet Pressure	$p_{t,4}$	236 kPa
Total Turbine Outlet Temperatures	$T_{t,5a}$	873 K
	$T_{t,5b}$	899 K
	$T_{t,5c}$	869 K
Total Averaged Turbine Outlet Temperature	$\bar{T}_{t,5}$	880 K

On the test stand a standardized bell-mouth air inlet duct was fitted to the engine. Air mass flow  $\dot{m}_0$  was calculated from the ambient density, the inlet cross section area and a corresponding measured difference in static pressure  $\Delta p = p_{Inlet} - p_0$ . The average temperature  $\bar{T}_{t,5}$  at the turbine outlet is determined by arithmetic mean of the temperatures measured by three separate probes (a, b, c) which were circumferentially distributed within the same cross section.

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. 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  $F_{sp}$  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.  $\eta_{Comb}$  avalia a eficiência da combustão, definindo a parte do combustível injetado que é realmente combustida.  $\eta_{mech}$  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  $F_{sp}$ . No entanto, a influência da eficiência de combustão  $\eta_{Comb}$  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  $\Delta p$ . A temperatura média  $\bar{T}_{t,5}$  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.

To analyze the entire thermodynamic cycle of the engine, pressure losses of inlet and nozzle were estimated to one percent each. The mechanical efficiency was assumed to be 98 percent. All design parameters were iterated to match the data obtained from the test stand. The results are shown in Table 2, Column 1 at the end of this chapter. The cycle analysis yielded a specific fuel consumption SFC of 49.9 g/(kNs) and a specific thrust  $F_{sp}$  of 354 m/s.

Compared to larger engines the thermodynamic efficiency of small gas turbines is very low. The measured *SFC* is higher than the value achieved by the modern military used EJ200 engine with an activated afterburner of 48 g/(kNs) [5]. The main factor contributing to this inefficiency can be found in the combination of the low pressure ratio of 2.87 (26 for EJ200) and the turbine inlet temperature of 995 K (about 1800 K for EJ200). Both values are bound to certain constraints and therefore remain on fairly low level. The turbine inlet temperature is limited by the sustainable material temperature of the turbine, which determines the overall lifetime of the engine. As turbines of small jet engines are generally not cooled, the turbine inlet temperature is on a far lower level compared to larger engines with a secondary air system. Additionally, as will be discussed in the following section, temperature distribution is not even over the turbine inlet cross section. As hot spots define the local maximum temperature and thus material strain, the average temperature over the cross section remains lower. For some applications the pressure ratio may be limited by the geometric size of the engine, as higher pressure ratios require larger compressors. Moreover, higher compressor outlet temperatures resulting from increased pressure ratios would require other materials like aluminum, such as steel or titanium. This would increase the engine mass as well as the manufacturing complexity and finally the overall costs of the engine. Higher pressure ratios would also require more specific power provided by the turbine. This could lead to the necessity of a second axial turbine stage which would further enhance complexity.

Several small size effects lead to higher losses, which have a further impact on performance. This is particularly relevant for turbo components. Low Reynolds numbers lead to high friction factors due to a low ratio of inertial to viscous forces. The surface-to-area ratio, which is inversely proportional to the geometrical size, increases the friction even more at small dimensions. Moreover, the influence of clearance gaps becomes more significant as they result from manufacturing tolerances and therefore do not scale with size. These factors lead to comparably low efficiencies for compressor (74.6 %) and turbine (78.5 %). Detailed analyses of small size effects and their impact on engine performance are presented in [6] and [7].

The combustion constitutes another major influence on the performance of small gas turbine. While combustion efficiencies of larger engines normally range above 99 percent in design conditions, the analysis shows a significantly lower efficiency of 85.7 percent. Even if the fuel flow through the bearings (approx. 5% of the total fuel flow) is subtracted, almost ten percent of the fuel in the combustion chamber still remains unburned.

## 4.2 Assessment of measured values

The measured data is sufficient to reconstruct the entire thermodynamic cycle and thus all design parameters and efficiencies. However, the reliability of the measurement has to be assessed. As the thrust and the fuel mass flow are determined via a force sensor respectively via a Coriolis flow sensor, both values can be considered reliable. This means that the specific fuel consumption can be calculated accurately. However, problems occur when measuring state values at specific cross sections between the components of the engine. Particularly total values have to be handled with care as they depend on local flow phenomena, which are often circumferentially asymmetric. Therefore a more detailed investigation on these measured values has to be performed.

### Compressor outlet pressure

The measurement of the total as well as the static pressure at the compressor outlet (station 3) yields a Mach number  $M_{a3}$  of 0.35 and a corresponding velocity  $v_3$  of 141 m/s. According to recent numerical investigations on the compressor diffuser vanes [8] these numbers are too high. As Figure 3 shows, the velocity of the flow leaving the diffuser varies significantly along the cross section between two vanes. This is a result of the angular momentum of the flow coming from the impeller, which causes a separation of the flow from the stator vanes. This leads to local reverse flow zones as well as to velocity peaks in the magnitude of about 240 m/s. The averaged absolute flow velocity  $v_{3,avg}$  in this area is 102 m/s. This leads to the conclusion that the probe measuring  $p_{t,3}$  was located at a position where the local velocity is higher than the average. With the assumption that the static pressure  $p_3$  remains constant within the entire cross section and was therefore measured accurately, the compressor outlet total pressure  $p_{t,3}$  can be corrected to the cross section averaged value 262 kPa. The change of the design parameters is shown in Table 2, Column 2.

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 iniciais 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 (estaçao 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.

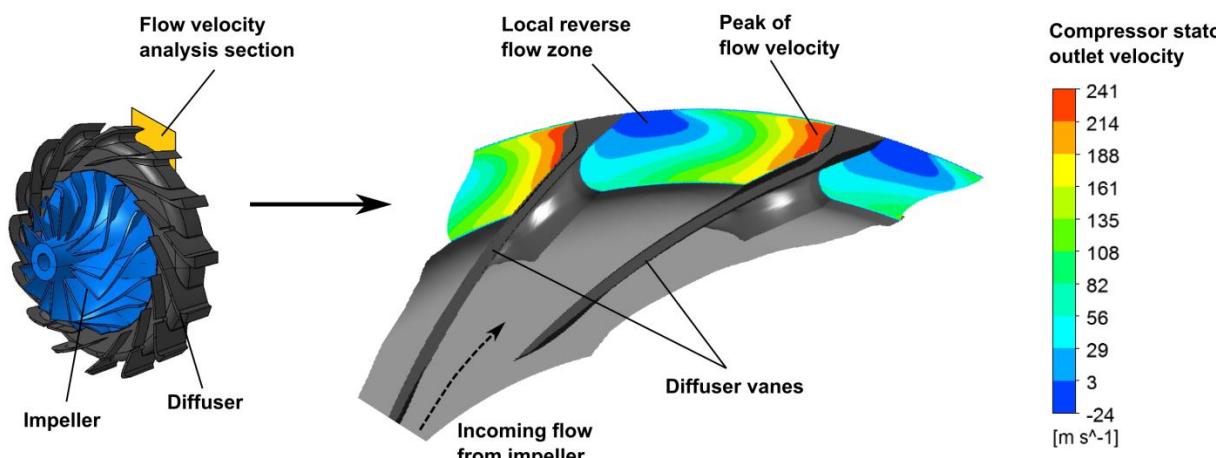


Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

The lower outlet pressure directly leads to a reduced compressor pressure ratio of 2.76. With the measured total combustion chamber outlet pressure the combustion chamber pressure loss is significantly reduced from 13.6 to 10.1 percent. This value appears to be more realistic as it comes closer to values obtained from numerical investigations of the combustion chamber, which estimate the pressure loss between 8 to 9 percent [9], respectively 10 percent [10].

A noticeable effect is the influence on the turbine efficiency, which decreases about 2.5 basis points. With the ambient pressure, the assumed nozzle pressure loss and the measured values for mass flow, thrust and turbine outlet temperature the position of point  $5_t$  in the temperature-entropy diagram (see Figure 5 at the end of this chapter) is fixed. Due to the reduced specific power required for compression, the total turbine inlet temperature has to decrease. As Table 2 shows the temperature drop is 4 K. With the measured total turbine inlet pressure  $p_{t,4}$  remaining constant in this analysis, the position of point  $4_t$  shifts to  $4'_t$  to lower entropy. This leads to an increase in entropy change over the turbine from  $4'_t$  to  $5_t$  which reduces the turbine efficiency. However, the measurement of  $p_{t,4}$  also constitutes an uncertainty which effects the assessment of the turbine efficiency. An evaluation of this effect has already been carried out in [11].

#### Turbine Temperature Distribution

The total turbine outlet temperature was averaged from three measurements taken from probes circumferentially distributed within this station. Kügler et al. [9] showed that severe hot and cold spots occur at the combustion chamber outlet (see Figure 4). This is a consequence of the combustion chamber design featuring vaporizer sticks. The hot spot at the outer casing is a side-effect of the turbulence modeling in the combustion chamber flow. The model results in very high reaction rates in the boundary layer, which do not occur in reality. This effect, therefore, is not further regarded in this analysis. The combustion primarily takes place in the spaces between two sticks where vortices emerge supporting mixing and reaction. Although these hot spots level out while proceeding downstream, they are clearly observable at the turbine inlet. However, as the flow entering the combustion chamber through the outer liner still has an angular momentum [12], the hot and cold spots shift circumferentially and do no longer correspond with the position of the vaporizer sticks. Measurements of turbine inlet temperature in former publications using only one single probe were found to be either too low (only qualitatively discussed [13]) or too high (up to 1300 K [14]) by their authors. Hot and cold spots coming from the combustion appear to be a sound explanation for these results. However, too low temperatures can also result to a minor degree from combustion partially continuing through the turbine and the exhaust nozzle.

Measurements carried out by Weber [15] confirm that severe hot spots originate from the combustion. Measurements were taken at four different circumferential positions directly at the combustion chamber outlet yielding temperatures ranging from 746 to 1156 K. These values comply very well with the numerical investigation in [9], which estimates hot and cold spots within the same range. Weber also took four measurements of the temperature at the turbine outlet. Here, the circumferential differences reduced significantly compared to the combustion chamber outlet as all measurements were within a spread of about 80 K. The spread among the measured turbine outlet temperatures in the present analysis is with 30 K significantly lower (see Table 1). However, the probes were not specifically placed so that hot and cold spots may not have been explicitly detected.

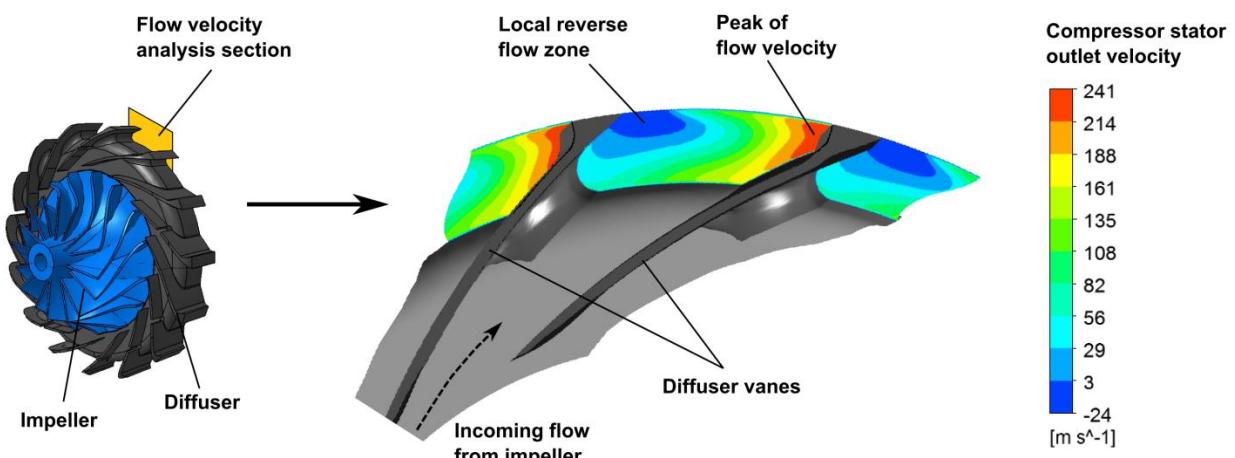


Figura 3: Perfil de velocidade na saída do difusor do compressor (estação 3)

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 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  $t_4$  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  $t_4$  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 circumferenciais 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 circumferenciais 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.

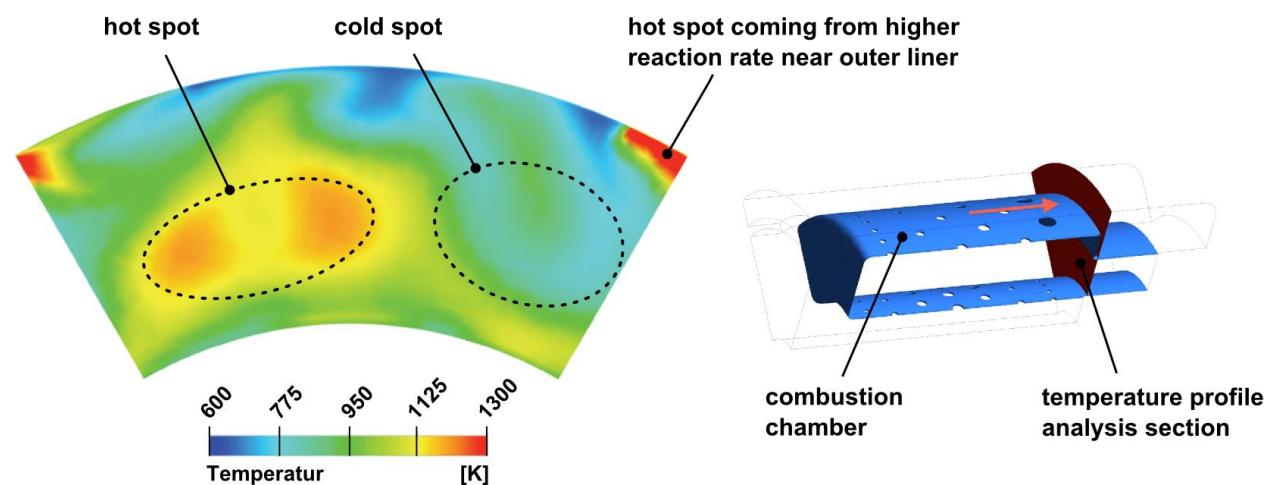


Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

The circumferential temperature profile illustrates that a cross section averaged temperature, which would be suitable to represent the thermodynamic cycle, cannot accurately be determined by the measurements. The numerical analysis of the combustion yields a cross section averaged total turbine inlet temperature of 971 K. The cycle calculation can be adapted to match this value. The results for the design parameters and efficiencies are shown in Table 2, Column 3. The new positions of the thermodynamic states in the temperature-entropy diagram are marked with a double apostrophe (see Figure 5). The correction for the compressor outlet velocity is still applied. As the turbine inlet temperature is reduced while the pressure remains constant,  $4_t''$  moves to lower entropy. The turbine still has to provide the same power for the compressor, therefore the turbine outlet temperature decreases to 860 K. In order to maintain the thrust at a constant level, the turbine efficiency increases from 76.0 to 78.3 percent. The lower turbine inlet temperature at a constant fuel mass flow yields a decreased combustion efficiency of 82.5 percent. However, this value corresponds well with Hupfer et al. [11], who identified combustion efficiencies between 82.9 and 83.7 percent depending on the engine rating. When the bearing fuel mass flow is subtracted, the combustion efficiency in the burner alone is 86.8 percent.

Table 2: Calculated design parameters and component efficiencies

		(1)	(2)	(3)
		Directly calculated from measurement	Corrected with diffuser outlet velocity profile	Corrected with diffuser outlet velocity and turbine temperature profile
Compressor Pressure Ratio	$\Pi_{t,C}$	2.87	2.76	2.76
Turbine Inlet Temperature	$T_{t,4}$	995 K	991 K	971 K
Isentropic Compressor Efficiency	$\eta_{is,C}$	0.746	0.739	0.739
Isentropic Turbine Efficiency	$\eta_{is,T}$	0.785	0.760	0.783
Combustion Efficiency	$\eta_{Comb}$	0.857	0.857	0.825
Combustion Chamber Pressure Ratio	$\Pi_{t,CC}$	0.864	0.899	0.899

These analyses illustrate the problem that occurs when measuring data from a very small gas turbine. The complex flow conditions in the compressor diffuser as well as the combustion chamber design with vaporizer sticks cause high local gradients of state values such as velocities and temperatures. Moreover, as flow paths in small gas turbines are narrow, a sufficient high resolution of measuring probes cannot be realized. The result is an inaccurate experimental evaluation of loss sources. Potential for the improvement of components cannot be precisely assessed. This is especially true for components in the hot gas section, as thermal conditions in the turbine inlet cross section cannot be quantified accurately. Assumptions and values for combustion efficiency, combustion chamber pressure loss and turbine efficiency are therefore flawed with uncertainties.

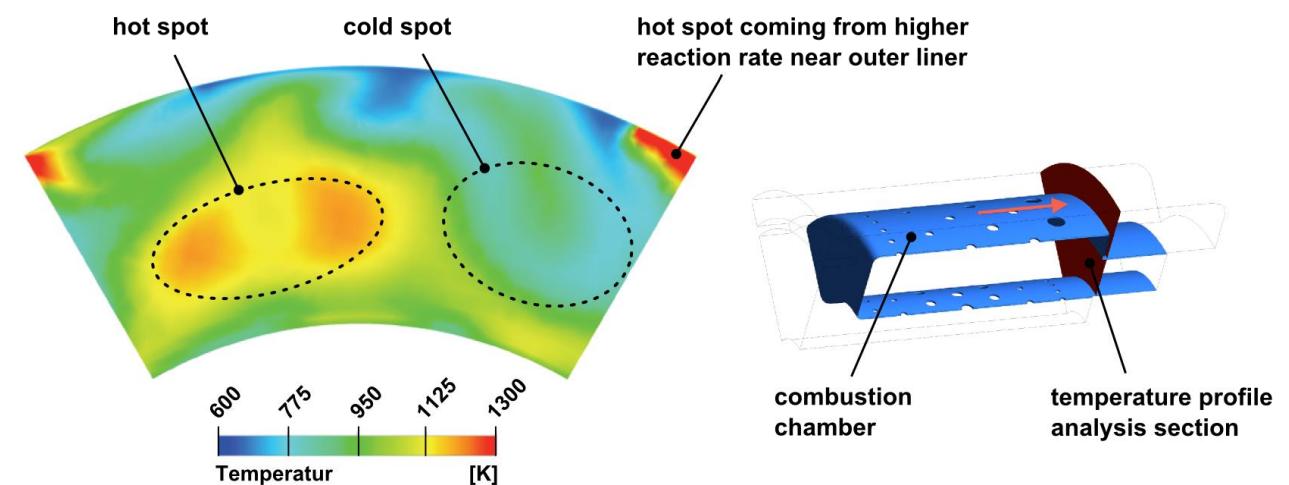


Figura 4: Distribuição de temperatura na entrada da turbina

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,  $t_4''$  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
Temperatura de Entrada da Turbina			995 K	991 K
Eficiência Isentrópica do Compressor			0.746	0.739
Eficiência Isentrópica da Turbina			0.785	0.760
Eficiência de Combustão			0.857	0.857
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.

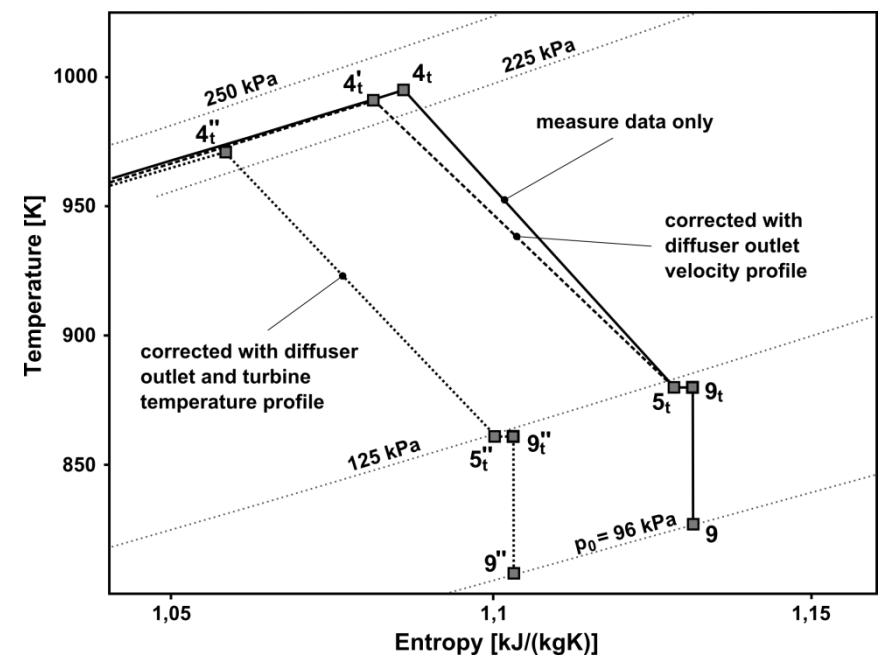


Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

Current investigations therefore rely on measurements corrected with numerical analyses in order to account for these effects. For further studies within this paper the parameters calculated with the corrections for compressor outlet velocity and turbine inlet temperature are used. However, these analyses still need validation. At the Institute for Flight Propulsion, current research aims to accomplish this task. A new adjustable measurement installation is under development. The measuring position can be shifted circumferentially to record the total compressor outlet pressure across an entire segment between two stator vanes. Additionally, a three-hole pressure probe is used that can be turned in order to find the local flow direction. This installation promises a better experimental evaluation of the compressor outlet conditions. For the investigation of the turbine inlet conditions a separate combustion chamber test stand is in development, which allows a detailed measurement of temperatures, pressures and velocities over the entire cross section [16].

## 5. Evaluation of potential for improvement

The efficiency of a real Brayton cycle with component losses is primarily determined by the combination of pressure ratio and turbine inlet temperature. The turbine inlet temperature is limited due to the maximal allowable material temperature of the engine components. This affects stator and rotor of the turbine as well as the rearward bearing. It has already been shown that the turbine stator is exposed to a circumferential temperature profile with hot spots of about 1150 K while the cross section averaged temperature is 971 K. If a more equal distribution could be achieved, the averaged turbine inlet temperature could be increased without affecting the operational reliability of the engine in a negative way. However, as Figure 6 illustrates, a sole increase of the turbine inlet temperature does not yield better specific fuel consumption. The optimal temperature of 1003 K would reduce the *SFC* by only 0.15 percent (Point HT in Figure 6). Higher temperatures would again increase the *SFC*. This can be explained by the increase of specific thrust due to a higher enthalpy level in the exhaust. High exhaust gas velocities lead to higher specific fuel consumptions as power conversion becomes less efficient.

The driving factor for a better overall efficiency is the compressor pressure ratio. Within the range of reasonable values for small gas turbines, a higher pressure ratio always leads to reduced specific fuel consumption. However, as mentioned before, pressure ratio is limited due to constraints applicable for small gas turbines such as geometry, material temperature and single stage turbine configuration. Market research has shown that none of the existing engines in the thrust range of 1000 N and below operates at a pressure ratio larger than 4. Higher pressure ratios would furthermore lead to additional shock losses, as transonically optimized blades cause manufacturing problems at small sizes [7]. Still, a pressure ratio of 4 could reduce the *SFC* of the analyzed engine by 14.2 percent (Point HP in Figure 6).

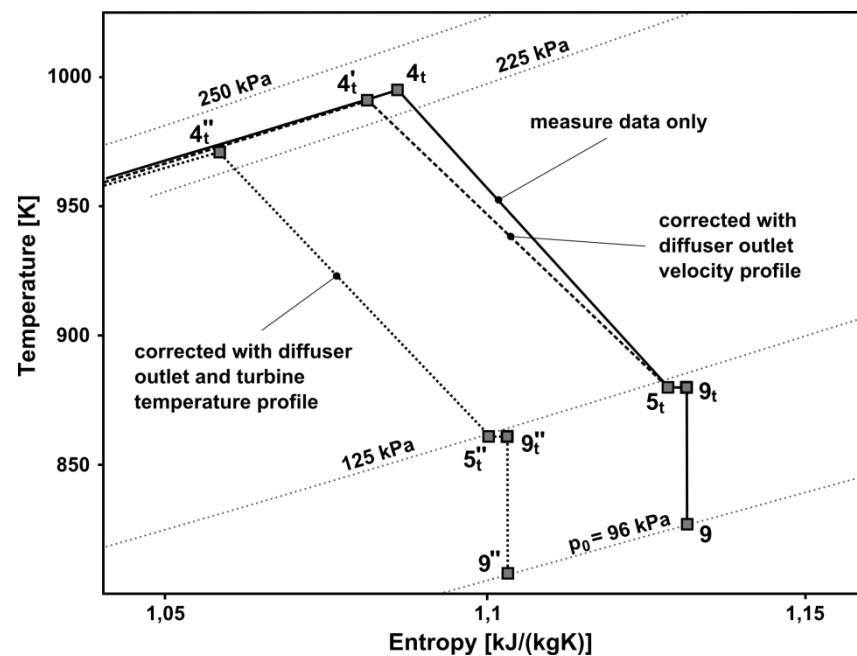


Figura 5: Diagrama temperatura-entropia para expansão na turbina

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).

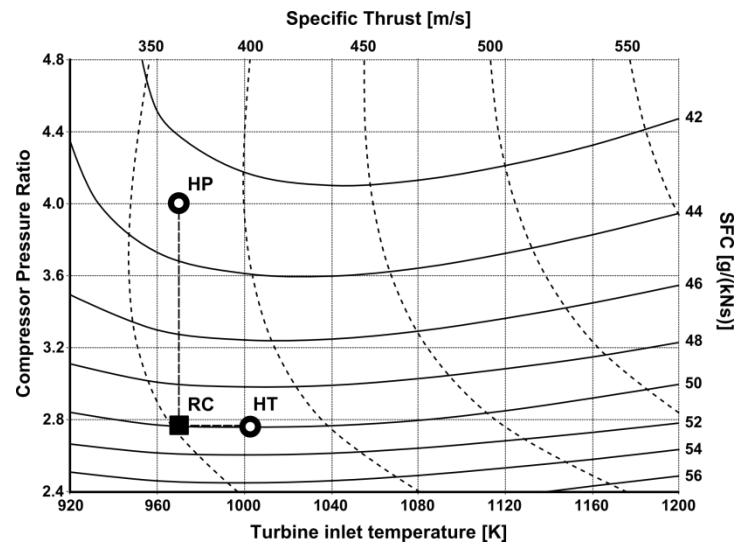


Figure 6: Performance over Design Parameters  
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)

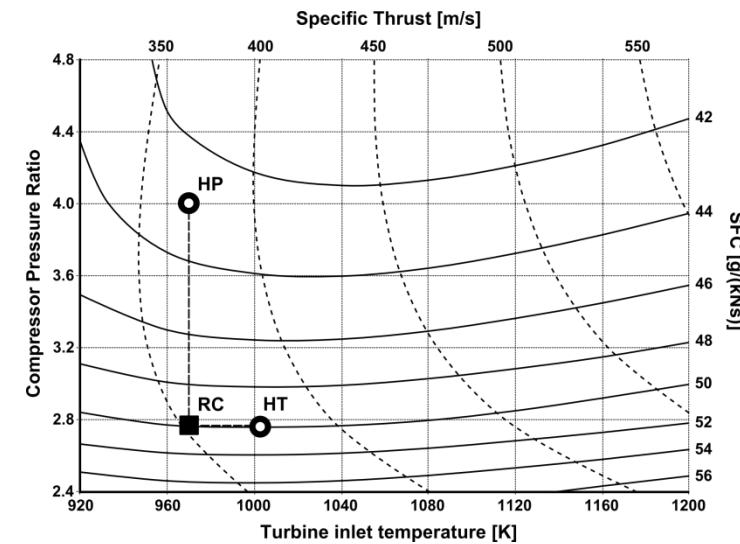


Figura 6: Desempenho em Relação aos Parâmetros de Projeto  
(RC – ciclo de referência, HT – alta temperatura, HP – relação de alta pressão)

### 5.1 Identification of loss factors

A promising method to increase pressure ratio is to reduce losses occurring within the compressor diffuser vanes. This would lead to an improved efficiency without requiring higher compressor outlet temperatures or higher work transfer from the turbine. According to the numerical investigation the pressure loss of the diffusor is in the range of 12 percent.

Figure 7 shows the compression process in the temperature-entropy diagram. While point  $2_t$  and  $3_t$  represent the total conditions at inlet and outlet of the entire compressor section, point  $21_t$  shows the conditions between impeller and diffuser. The analysis shows that the efficiency of the impeller is at 84.9 percent at a pressure ratio of 3.14.

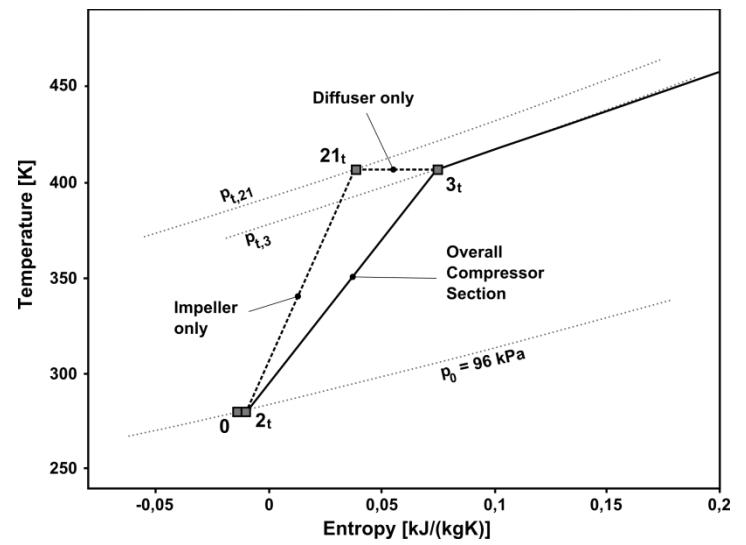


Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

Figure 8 shows the impact of compressor diffuser pressure loss on specific fuel consumption and specific thrust. It is clearly visible that the diffuser losses are responsible for a large part of fuel consumption. An ideal diffuser would decrease the SFC by 17.8 percent. Current diffusers are designed primarily with respect to simple manufacturing and low costs. They do not incorporate aerodynamically optimized vane design. Investigations of the flow through the diffuser vanes indicate that there are severe flow separations. Improved stator vane geometry can help to reduce

### 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.

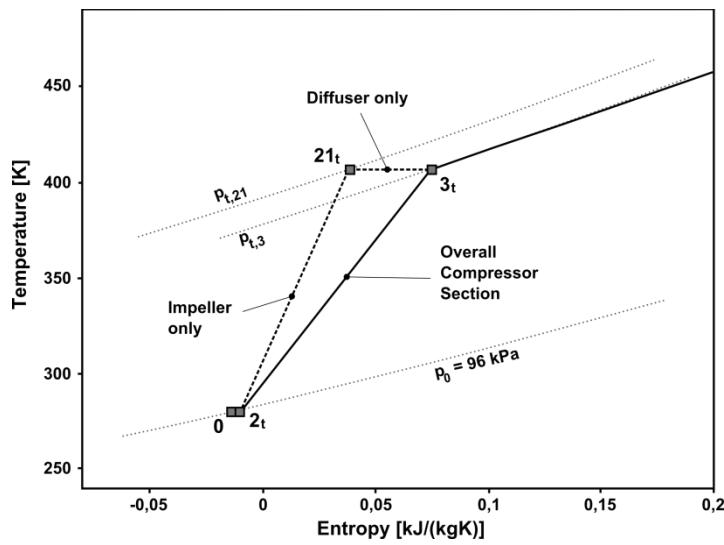


Figura 7: Diagrama temperatura-entropia para compressão

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

losses and thus increase overall efficiency. Numerical analyses on different geometries such as tandem stators are currently being carried out.

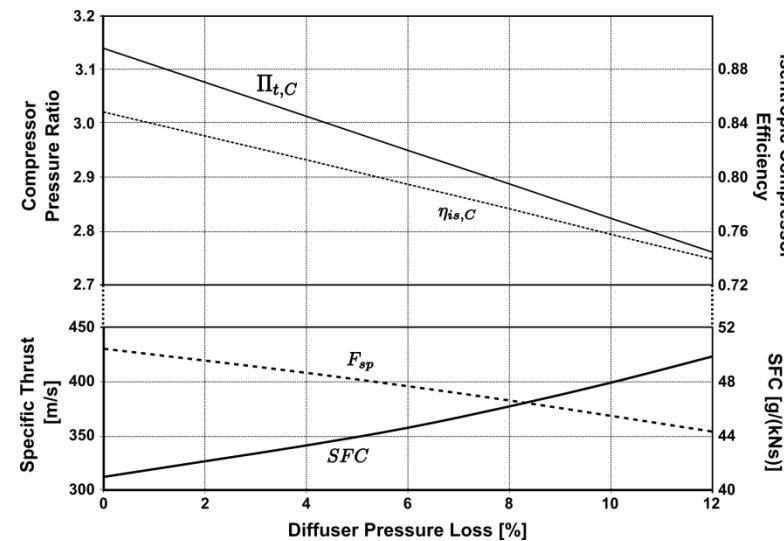


Figure 8: Effect of diffusor pressure loss

The thermodynamically relevant effect of compressor diffuser losses is the reduction of the turbine inlet pressure and therefore the achievable enthalpy gain when expanding the fluid. This is also true for the pressure losses in the combustion chamber. Hence, for an analysis of the overall performance, the origin of the losses does not matter. Figure 9 shows the result of a parametric study where both the compressor diffuser losses and the combustion chamber pressure losses are varied independently. The effect on SFC and  $F_{sp}$  is only dependent on the sum of both pressure losses.

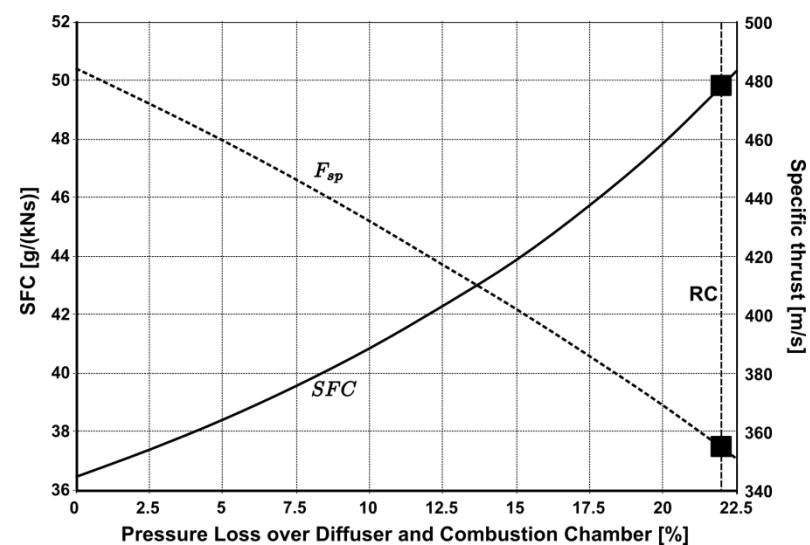


Figure 9: Combined effect of diffusor and combustion chamber pressure loss  
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

The main purpose of the diffuser is to reduce the flow velocity coming from the impeller in order to maintain a stable combustion. However, influence parameters on combustion such as velocity profiles and pressure distribution are not yet fully understood. Experimental as well as numerical analyses have shown that the diffuser does not completely remove the angular momentum from the flow. This, however, might benefit the combustion efficiency due to better mixing characteristics. The intersection between diffuser and combustion chamber therefore poses promising optimization potential. It leads to the conclusion that diffusor and combustion chamber should not be approached as individual components but rather as a single unit.

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

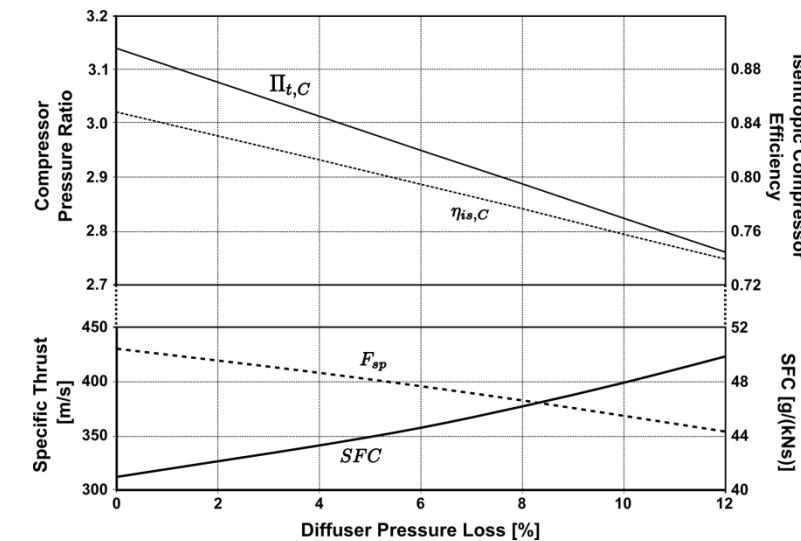


Figura 8: Efeito da perda de pressão do difusor

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.

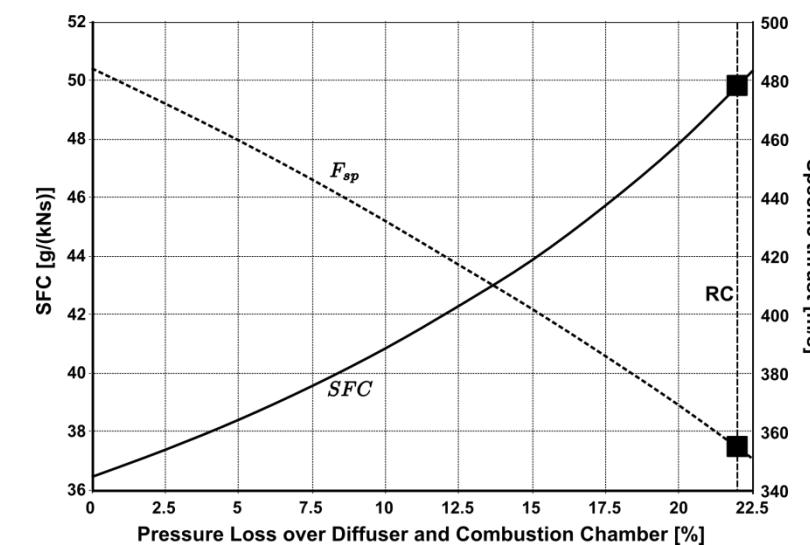


Figura 9: Efeito combinado da perda de pressão do difusor e da câmara de combustão  
(Ciclo de referência RC a 22,1 por cento)

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.

Combustion efficiency directly affects the amount of fuel mass flow necessary for maintaining the cycle. It also has a minor effect on power balance between turbine and compressor as it adds to the exhaust mass flow. Improving the combustion efficiency can be achieved via two ways. The first method is to increase the efficiency of the burner as such. New combustion chamber design with optimized liner perforation can improve mixing and ignition in the combustion zone. Combustion chamber liner design is subject of current research at the Institute for Flight Propulsion. The second possibility is to recycle the lubrication fuel mass flow into the combustion zone. This could be accomplished by hollow turbine vanes guiding inside to the vaporizer sticks. However, realizations have not yet been carried out. The same task could also be achieved with a separate oil system. This, however, appears not to be a viable option for small jet engines below 1000 N as it would increase engine size, weight, complexity and cost.

The turbine efficiency in this analysis is very low compared to larger axial turbines. This can partly be explained by small size effects such as low Reynolds numbers, clearance gaps and surface quality. However, the lubrication system of the bearings also has an impact on turbine efficiency. As the lubrication mass flow unites with the main exhaust gas flow between turbine vane and rotor, mixing losses occur. As Figure 10 illustrates, the lubrication mass flow has a radial direction leading to a 90° shear flow in the mixing zone. Moreover, the TJ 74 engine, which is analyzed in this study, utilizes a point welded steel turbine stator. Newer gas turbines are equipped with integral investment casted parts out of nickel alloys. This is primarily because of better temperature resistance. However, smoother surfaces and lower manufacturing tolerances help reducing friction losses and therefore increase turbine efficiency.

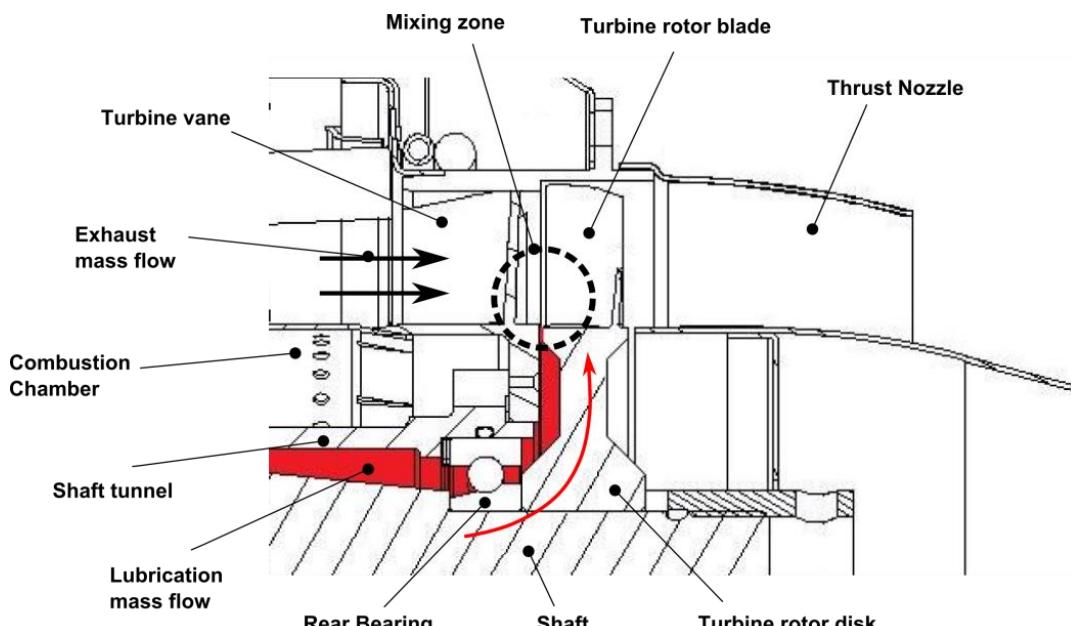


Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

## 5.2 Comparison of loss factors on performance

Improvement of components can be quantified in relative reduction of the occurring losses. Loss reduction  $LR_x$  can be evaluated with

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

where  $x$  represents the loss factor, i.e. pressure ratios if pressure losses occur or efficiencies if applicable.  $x_{ref}$  is the reference value of the loss factor from the cycle calculation above. Pressure ratios, respectively efficiencies of 1 would therefore reduce losses by 100 percent. Figure 11 shows the influence of loss reduction on specific fuel

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 ocas 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.

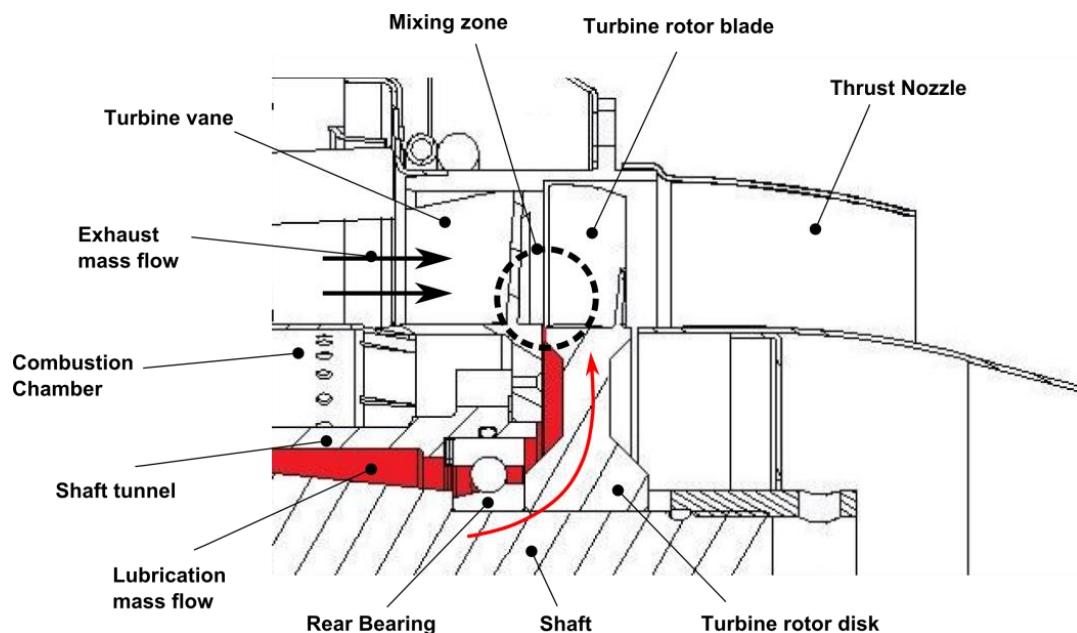


Figura 10: Mistura de fluxo de massa de lubrificação e de exaustão

## 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.  $x_{ref}$  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.

consumption and specific thrust. The loss factors are diffusor pressure ratio, combustion efficiency, combustion chamber pressure ratio and turbine efficiency. The graphs each result from the change of a single parameter.

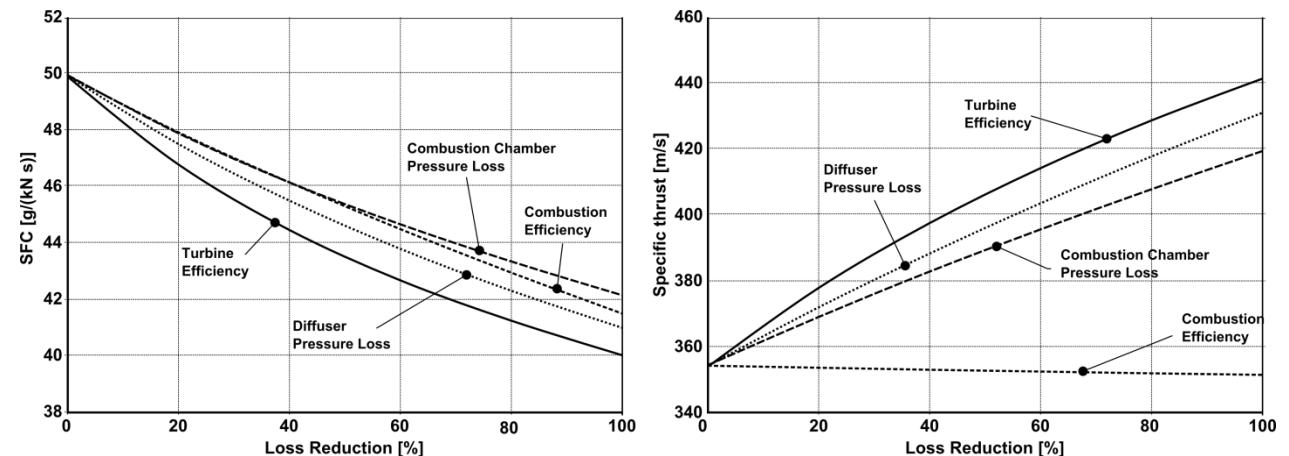


Figure 11: Influence of loss reduction on performance

The result shows that turbine efficiency theoretically poses the highest potential to increase engine performance. Partial improvement can be achieved with new turbine vane design and investment casting technique. Alternative lubrication systems might also increase turbine efficiency. However, as small size effects in turbo machinery remain, further improvement has to be considered as limited.

The effect of the other three factors is smaller but still significant. The influence of the combustion efficiency on specific thrust is an exception as an improvement only reduced the required fuel mass flow. This leads to a slightly lower exhaust mass flow requiring a higher specific work output from the turbine. The result is a reduced enthalpy level in the thrust nozzle, which entails a small reduction in specific thrust.

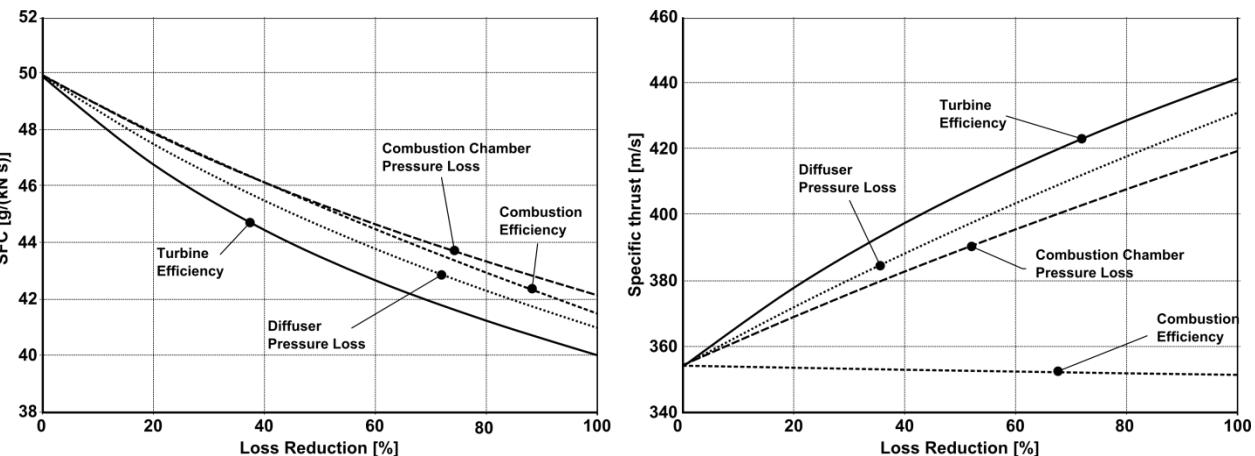
This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffusor and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is injected into the combustion zone. This, however, still requires a better understanding of mixing and vaporization processes with combustion chambers of small gas turbines. New diffusor geometry can then provide appropriate flow conditions. An optimized intersection can further lead to reduced pressure losses in both the diffusor and the combustion chamber.

### 5.3 Effects of improved components on optimal design parameters

Recycling of the lubrication mass flow into the combustion chamber is a method to increase both combustion efficiency as well as turbine efficiency. Assuming five percent lubrication fuel flow, combustion efficiency rises to 86.8 percent, which corresponds with a loss reduction of 24.6 percent. With the assumption, that losses within the turbine can be reduced by 10 percent by avoiding mixture losses, recycling can decrease specific fuel consumption by 8 percent and raise specific thrust by 3.2 percent.

In the following, a generic case is presented in order to evaluate the effect of component improvements on optimal design parameter, i.e. compressor pressure ratio and turbine inlet temperature. For this analysis a reduction of 30 percent for all loss factors is applied. This leads to a new compressor efficiency  $\eta_{is,C}$  of 0.773, a combustion efficiency  $\eta_{Comb}$  of 0.878, a combustion chamber pressure ratio  $\Pi_{t,CC}$  of 0.929 and a turbine efficiency  $\eta_{is,T}$  of 0.848. For a constant work balance between the rotating components, this leads to an increased compressor pressure ratio  $\Pi_{t,C}$  of 2.88 due to reduced losses in the diffusor. Figure 12 shows the result of this case study.

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.



FFigura 11: Influência da redução de perdas no desempenho ce

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  $\eta_{is,C}$  de 0,773, uma eficiência de combustão  $\eta_{Comb}$  de 0,878, uma relação de pressão da câmara de combustão  $\Pi_{t,CC}$  de 0,929 e uma eficiência da turbina  $\eta_{is,T}$  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.

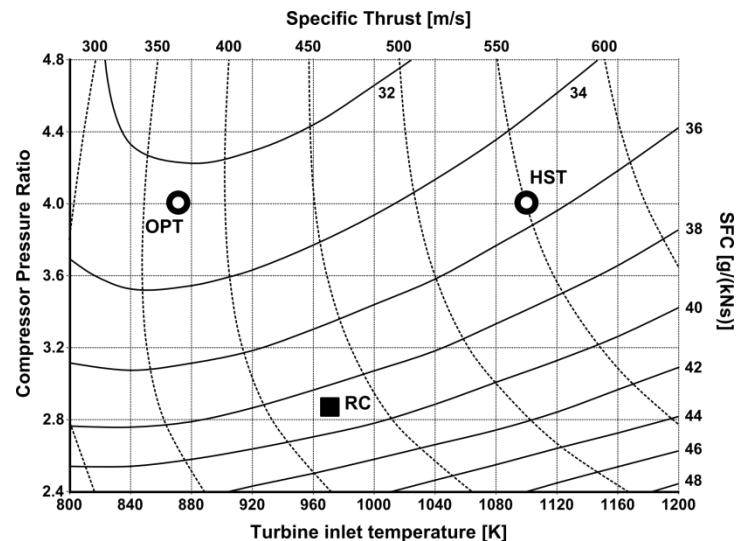


Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components  
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

The loss reduction (point RC in Figure 12) leads to a reduction of specific fuel consumption by 22.4 percent to 38.7 g/(kNs) compared to the former reference cycle. The specific thrust is 429 m/s, an increase by 21.2 percent. For minimum *SFC* the optimal turbine inlet temperature is between 800 and 900 K, depending on compressor pressure ratio. For a pressure ratio of 4 and a turbine inlet temperature of 868 K a specific fuel consumption of 32.5 g/(kNs) could be achieved (point OPT in Figure 12). Compared to the reference cycle, turbine inlet temperature has to be reduced for higher efficiency. However, specific thrust increases with higher temperatures. A turbine inlet temperature of 1100 K at a pressure ratio of 4 would increase the specific thrust by 49 percent to 550 m/s compared to point OPT but also increase the *SFC* by 9.2 percent to 35.5 g/(kNs) (point HST in Figure 12). This trade-off in performance can be viable for applications with high thrust requirements. Higher temperatures demand either a reduction of hot spots through new combustion chamber design or reduced lifetime requirements. Investigations of advanced nickel-alloy materials indicate that turbine inlet temperatures of more than 1300 K are possible with a completely even temperature profile [17].

## 6. Concluding remarks

The investigation of a small gas turbine through experimental testing as well as numerical simulations exposed that accurate thermodynamic data from the cycle process is difficult to access. This is mainly due to circumferentially uneven velocity and temperature profiles. A sufficient high resolution of measuring probes cannot be installed because geometries are too small. Numerical analyses help identifying such uncertainties; however, they have not yet been validated. A sensitivity analysis has shown that very small changes of measured data can already lead to significant deviations of iterated design values.

Nevertheless, the thermodynamic analysis was extended in order to evaluate improvement potentials for small gas turbines. The definition of component loss reductions was used to quantify improvement potentials. It could be shown that the intersection between compressor diffuser and combustion chamber poses considerable potential as it affects diffusor as well as combustion chamber pressure losses. Moreover, combustion efficiency is strongly dependent on mixing quality, which is affected by air flow velocity and direction coming from the diffuser. In contrast to conservative approaches, both components should not be assessed individually but rather as a single unit.

Realistic assumptions for component improvement lead to specific fuel consumptions far lower than state-of-the-art engines achieve. Higher pressure ratios benefit performance but increase complexity and weight of the engine. The reduction of hot spots in the turbine section with new combustion techniques can provide higher average turbine inlet temperatures and therefore increase specific thrust without reducing turbine lifetime. A homogenous temperature and velocity profile at turbine inlet section is an important prerequisite for the success of further optimization of turbine efficiency.

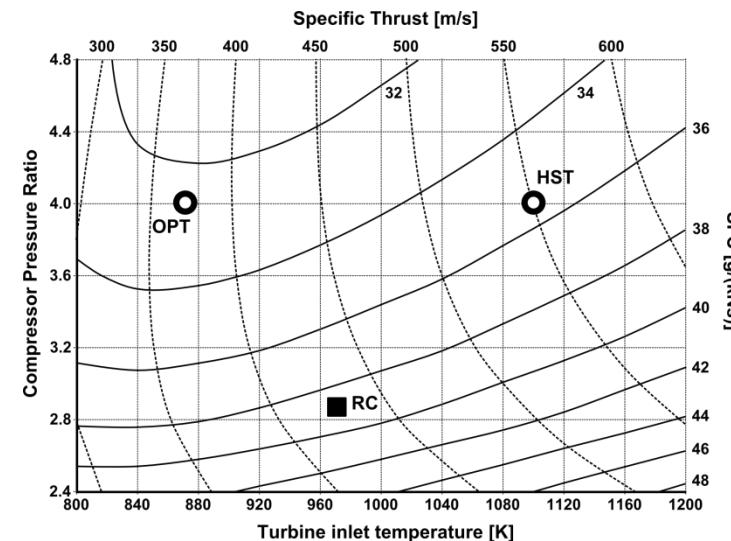


Figura 12: Desempenho em relação aos Parâmetros de Projeto com componentes melhorados  
(RC – ciclo de referência, OPT – consumo específico de combustível ótimo, HST – empuxo específico alto)

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.

Due to the diversity in applications of small gas turbines, an overall optimization of small gas turbines includes additional key aspects. Besides efficiency and thrust requirements, there are also requirements like small engine size, fuel flexibility, low complexity and acquisition cost. Small gas turbine design remains primarily an application-driven task, but still with great potential for additional improvements.

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.

## References

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Website of the manufacturer: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)
- [2] Kurzke J. 2012. *GasTurb 12*. Gas turbine performance software. Website: [www.gasturb.de](http://www.gasturb.de)
- [3] Schreckling K. 1994. *Gas Turbines for Model Aircraft*. Traplet Publications.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. *Jet Propulsion: A Simple Guide to the Aerodynamic and Thermodynamic Design and Performance of Jet Engines*. Cambridge University Press, Cambridge, UK
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. *EJ200 Turbofan Engine – The Innovative Power*. Data Fact Sheet
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. *Scaling 3-36kW Microturbines*. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark
- [7] Rodgers C. 2003. *Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines*. 48<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. *Numerical Investigation on the Compressor Diffuser for Small Gas Turbines*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. *Numerical Investigation of Combustion Chambers for Small Gas Turbines*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. *Computational study of an aerodynamic flow through a micro-turbine engine combustor*. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79.
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. *Investigation of Combustor Concepts for Micro Gas Turbine Jet Engines*, 23<sup>rd</sup> International Symposium in Transport Phenomena, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. *Konstruktion und Inbetriebnahme einer gläsernen Brennkammer in einer Modell gasturbine*. Technical Report. LFA-2011-007. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. *Set Up and Operational Experience with a Micro-Turbine Engine for Research and Education*. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Development of a Very Small Aero-Engine. 45<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Munich, GER
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. *Experimentelle Untersuchungen an einer Modellgasturbine zur Bestimmung der Betriebseigenschaften*, Technical Report, LFA-2011-100, Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. *Konstruktion und Inbetriebnahme eines Brennkammerprüfstands einer Kleingasturbine*. Unpublished Report. Institute for Flight Propulsion, Technische Universität München
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. *Development of a 3kW Micro Turbine for CHP Applications*. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, UK

## Referências

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Site do fabricante: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)
- [2] Kurzke J. 2012. Software de desempenho de turbinas a gás. Site: [www.gasturb.de](http://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. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Copenhague, Dinamarca
- [7] Rodgers C. 2003. Alguns Efeitos do Tamanho no Desempenho de Pequenas Turbinas a Gás. 48<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, EUA
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Investigaçāo 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. Investigaçāo 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, 23<sup>rd</sup> 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. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Viena, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Desenvolvimento de um Motor Aeroespacial Muito Pequeno. 45<sup>th</sup> 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. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, Reino Unido