

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

Molto Piccole Turbine a Gas per Motori a Reazione – Limiti Attuali e Potenziale di Miglioramento

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

*Istituto per la Propulsione Aeronautica

慕尼黑工业大学, 85747 加尔兴, 德国

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].

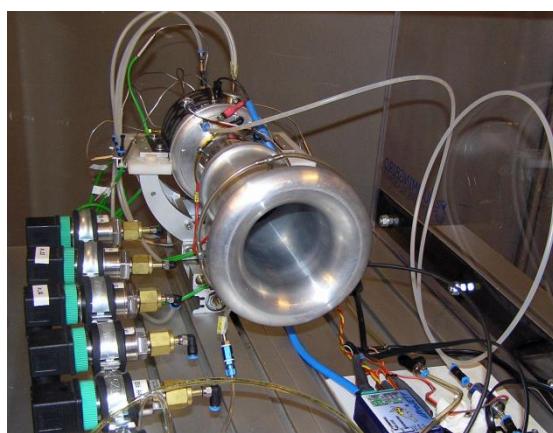


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74

摘要

燃气涡轮技术提供了具有出色推重比的推进装置，适用于广泛的飞行条件。然而，当前小型燃气涡轮发动机的低效率和高运营成本极大地限制了它们在新兴市场的应用。本文基于试验台获得的热力学循环数据评估了小型燃气涡轮发动机的性能。它分析了基于组件参数的影响，并提出了提高效率的措施。在完成分析后，压缩机扩散器与燃烧室的交界处被识别为具有高改进潜力的区域。

1. Introduzione

Negli ultimi anni sono stati progettati una varietà di nuovi motori a turbina a gas nel range di spinta di 1000 N e inferiori (motori a turbina a gas molto piccoli). La loro piccola dimensione e il peso leggero li rendono attrattivi per nuovi mercati emergenti come modelli di aerei, UAV, veicoli pilotati a distanza e sistemi di volo autonomi. Tuttavia, a causa degli effetti di scala e della mancanza di linee guida progettuali per componenti chiave come la camera di combustione o le pale del diffusore del compressore, l'efficienza ridotta di questi motori limita ancora il loro utilizzo in molte situazioni.

在慕尼黑工业大学的飞行推进研究所，针对非常小的燃气涡轮进行了研究，以评估当前的最先进技术以及评估改进的潜力。弗兰克涡轮 TJ 74 [1] 的热力学循环过程在测试台上进行了分析（见图1）。然而，由于周向不均匀分布，一些代表性的状态条件无法准确确定。进行了分析以考虑测量不确定性，并提供有关流动条件的更详细信息。设计参数和组件效率使用 GasTurb 12 性能软件 [2] 进行了迭代计算。

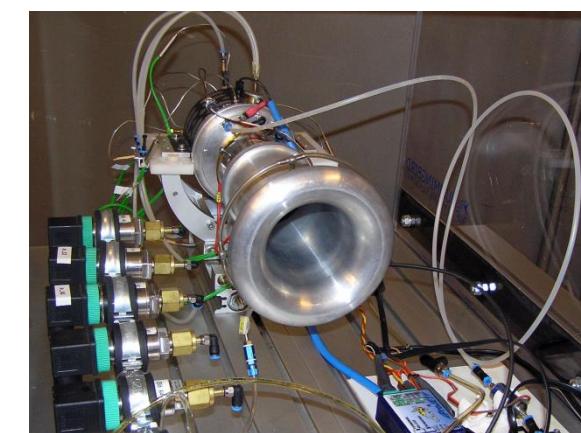


Figura 1: Test stand con la turbina a gas Frank Turbine TJ 74

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.

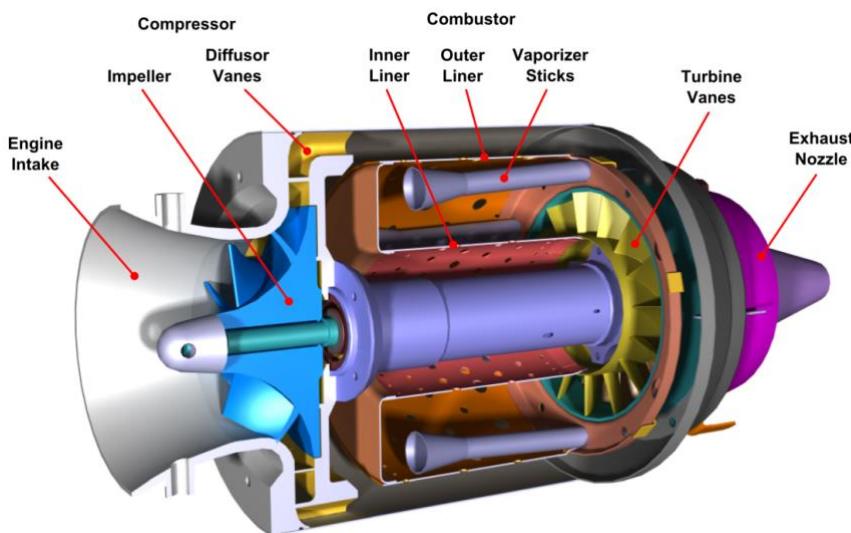


Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

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. Configurazione delle piccole turbine a gas

La configurazione della maggior parte dei piccoli motori a getto a turbina a gas si basa sulle linee guida di Kurt Schreckling [3]. L'aria ambiente entra nella turbina a gas attraverso l'ingresso del motore e procede verso il compressore. Il compressore è composto da un'ala centrifuga e successivi alette di diffusore, che deviano l'aria in direzione assiale e riducono la sua velocità aumentando la pressione statica. L'aria entra nella zona di combustione attraverso diversi fori nella guaina interna ed esterna della camera di combustione. Una piccola parte dell'aria è guidata verso le aste dell'evaporatore sul lato posteriore del combustore. All'interno delle aste, questa parte dell'aria viene mescolata con il combustibile, che si vaporizza sulla parete calda delle aste. La miscela di combustibile-aria si accende dopo essere uscita dalle aste dell'evaporatore. A valle della camera di combustione, i gas di scarico si espandono nella turbina, che fornisce potenza per l'ala del compressore. I gas di scarico escono dalla turbina a gas attraverso il ugello convergente, dove il flusso viene accelerato per creare spinta. La figura 2 mostra l'intera configurazione della turbina a gas.

Una differenza principale rispetto ai motori a gas turbine più grandi è l'assenza di un sistema di olio separato per il raffreddamento e la lubrificazione dei cuscinetti. Invece, una miscela di combustibile di kerosene e circa 5% di olio per turbine fornisce sia la combustione che la lubrificazione. La miscela viene suddivisa dopo la pompa del combustibile in modo che circa 5% del flusso totale di combustibile venga canalizzato attraverso i cuscinetti [3]. Questa frazione si unisce al flusso principale di gas di scarico non prima della sezione della turbina – bypassa la camera di combustione e quindi rimane non bruciata.

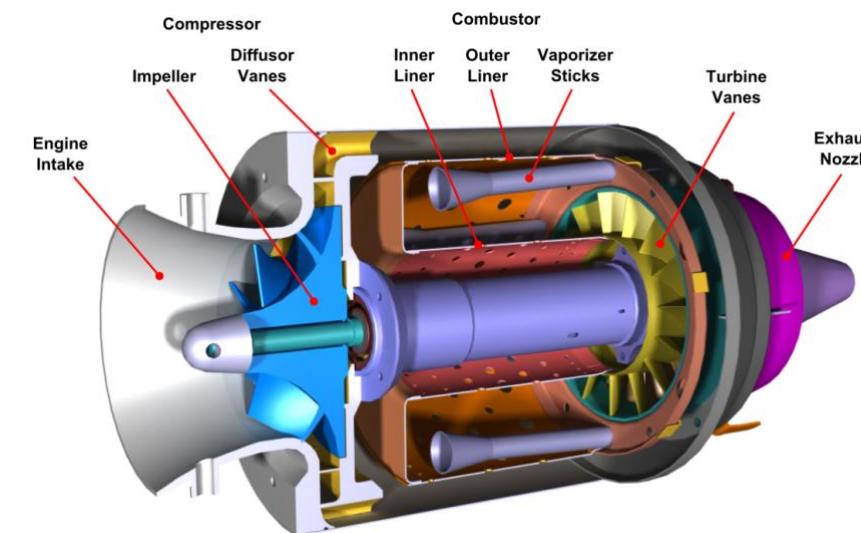


Figura 2: Configurazione di una turbina a gas molto piccola

3. Valutazione delle prestazioni dei turbojet a singolo asse

Per valutare le prestazioni di un motore a reazione, il consumo specifico di carburante per spinta così come la spinta specifica s_p possono essere quantificati. Il primo mette in relazione il flusso di massa del carburante con l'output di spinta, caratterizzando quindi l'efficienza complessiva del motore (vedi Eq. (1)). La spinta specifica è il quoziente tra spinta e flusso di massa del motore, rendendola principalmente una funzione della velocità dei gas di scarico v_9 e quindi dell'energia cinetica specifica dei gas di scarico (vedi Eq. (2)). Questo valore è esplicitamente importante per i motori piccoli in cui la dimensione è un fattore limitante e dove la spinta deve essere creata da flussi di massa bassi e alte velocità.

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

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

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. η_{Comb} evaluates the efficiency of the combustion defining the portion of injected fuel that is actually combusted. η_{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 η_{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.

Entrambi gli equazioni sono presentate senza mostrare l'influenza della velocità di volo. Il rapporto combustibile-aria \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0 collega il flusso di massa del combustibile al flusso di massa dell'aria del motore \dot{m}_0 . Come mostrano le Eq. (1) e (2), entrambi i valori di prestazione sono strettamente correlati tra loro. Tuttavia, la conversione dell'energia cinetica in spinta diventa generalmente meno efficiente con velocità più elevate [4]. Pertanto, il design del motore deve sempre essere un compromesso, poiché un F_{sp} basso e uno alto non possono essere raggiunti contemporaneamente.

I valori di prestazione sono una funzione dei parametri di progettazione e delle efficienze dei componenti del motore. Per un turbojet a singolo stadio, il risultato è dato dal rapporto di pressione totale del compressore t,C , dalla temperatura all'ingresso della turbina $t,4$ e dalle efficienze e perdite di pressione dei singoli componenti (vedi Eq. (3)). is,C e is,T sono le efficienze isentropiche del compressore e della turbina, rispettivamente. $comb$ valuta l'efficienza della combustione definendo la porzione di combustibile iniettato che viene effettivamente bruciata. $mech$ è l'efficienza meccanica risultante dalle perdite nei cuscinetti. Le perdite di pressione che si verificano nella sezione di ingresso, nella camera di combustione e nel ugello di spinta sono considerate con i rispettivi rapporti di pressione totale t,I , t,CC e t,N .

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

Le correlazioni mostrate sopra sono valide anche per il spinta specifica F_{sp} . Tuttavia, l'influenza dell'efficienza di combustione $comb$ è molto bassa finché la temperatura all'ingresso della turbina $t,4$ rimane costante. In questo caso, una combustione meno efficiente richiederebbe un rapporto combustibile-aria più elevato.

4. Analisi del ciclo di un piccolo motore a reazione

4.1 Misurazioni

Per valutare le prestazioni di un piccolo motore a reazione a gas, è stata esaminata una Frank Turbine TJ 74 su un banco di prova. I parametri del ciclo termodinamico sono stati misurati a un alto punto di riferimento operativo a carico a 107.000 rpm. Le misurazioni sono state effettuate in condizioni stazionarie. Tutti i valori sono stati mediati nel tempo su un periodo di 20 secondi. I seguenti dati sono stati ottenuti (vedi Tabella 1):

Tabella 1: Dati del ciclo misurati per il motore a reazione TJ 74

Pressione ambientale statica		96 kPa
Temperatura ambientale statica		280 K
Net Thrust		106.4 N
Flusso di massa d'aria del motore		300.7 g/s
Flusso totale di carburante		5.31 g/s
Pressione Totale di Uscita del Compressore		273 kPa
Pressione Statica di Uscita del Compressore		251 kPa
Temperatura Totale di Uscita del Compressore		407 K
Pressione Totale dell'Uscita della Camera di Combustione		236 kPa
Temperature Totali dell'Uscita della Turbina		873 K
		899 K
		869 K
总平均涡轮出口温度		880 K

Sulla piastra di prova è stato installato un condotto di ingresso dell'aria a forma di campana standardizzata. Il flusso di massa d'aria \dot{m}_0 è stato calcolato a partire dalla densità ambientale, dall'area della sezione trasversale dell'ingresso e da una corrispondente differenza misurata nella pressione statica. La temperatura media $\bar{T}_{t,5}$ all'uscita della turbina è determinata dalla media aritmetica delle temperature misurate da tre sonde separate (a, b, c) che erano distribuite circonferenzialmente all'interno della stessa sezione trasversale.

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 Ma_3 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.

Per analizzare l'intero ciclo termodinamico del motore, le perdite di pressione dell'ingresso e dell'ugello sono state stimate all'uno per cento ciascuna. L'efficienza meccanica è stata assunta pari al 98 per cento. Tutti i parametri di design sono stati iterati per corrispondere ai dati ottenuti dalla piastra di prova. I risultati sono mostrati nella Tabella 2, Colonna 1 alla fine di questo capitolo. L'analisi del ciclo ha prodotto un consumo specifico di carburante SFC di 49,9 g/(kNs) e una spinta specifica sp di 354 m/s.

Rispetto ai motori più grandi, l'efficienza termodinamica delle piccole turbine a gas è molto bassa. Il valore misurato è superiore a quello ottenuto dal moderno motore militare EJ200 con un postcombustore attivato di 48 g/(kNs).

[5]. Il principale fattore che contribuisce a questa inefficienza si trova nella combinazione del basso rapporto di pressione di 2,87 (26 per EJ200) e della temperatura di ingresso della turbina di 995 K (circa 1800 K per EJ200). Entrambi i valori sono vincolati a determinate limitazioni e quindi rimangono su un livello piuttosto basso. La temperatura di ingresso della turbina è limitata dalla temperatura sostenibile del materiale della turbina, che determina la durata complessiva del motore. Poiché le turbine dei piccoli motori a getto generalmente non sono raffreddate, la temperatura di ingresso della turbina è a un livello molto inferiore rispetto ai motori più grandi con un sistema di aria secondaria. Inoltre, come sarà discusso nella sezione seguente, la distribuzione della temperatura non è uniforme attraverso il cross section di ingresso della turbina. Poiché i punti caldi definiscono la temperatura massima locale e quindi lo stress del materiale, la temperatura media attraverso il cross section rimane più bassa. Per alcune applicazioni, il rapporto di pressione può essere limitato dalle dimensioni geometriche del motore, poiché rapporti di pressione più elevati richiedono compressori più grandi. Inoltre, temperature di uscita del compressore più elevate risultanti da rapporti di pressione aumentati richiederebbero altri materiali come l'alluminio, come l'acciaio o il titanio. Questo aumenterebbe la massa del motore così come la complessità della produzione e infine i costi complessivi del motore. Rapporti di pressione più elevati richiederebbero anche una potenza specifica maggiore fornita dalla turbina. Ciò potrebbe portare alla necessità di un secondo stadio assiale della turbina, il che aumenterebbe ulteriormente la complessità.

Diversi effetti di piccole dimensioni portano a perdite maggiori, che hanno un ulteriore impatto sulle prestazioni. Questo è particolarmente rilevante per i componenti turbo. I bassi numeri di Reynolds portano a fattori di attrito elevati a causa di un basso rapporto tra forze inerziali e viscose. Il rapporto superficie-area, che è inversamente proporzionale alla dimensione geometrica, aumenta ulteriormente l'attrito a dimensioni ridotte. Inoltre, l'influenza degli spazi di gioco diventa più significativa poiché derivano dalle tolleranze di fabbricazione e quindi non scalano con la dimensione. Questi fattori portano a efficienze comparativamente basse per il compressore (74,6 %) e la turbina (78,5 %). Analisi dettagliate degli effetti di piccole dimensioni e del loro impatto sulle prestazioni del motore sono presentate in [6] e [7].

La combustione costituisce un'altra influenza principale sulle prestazioni delle piccole turbine a gas. Mentre le efficienze di combustione dei motori più grandi normalmente superano il 99 per cento in condizioni di progetto, l'analisi mostra un'efficienza significativamente inferiore dell'85,7 per cento. Anche se il flusso di combustibile attraverso i cuscinetti (circa 5% del flusso totale di combustibile) viene sottratto, quasi il dieci per cento del combustibile nella camera di combustione rimane ancora non bruciato.

4.2 Valutazione dei valori misurati

I dati misurati sono sufficienti per ricostruire l'intero ciclo termodinamico e quindi tutti i parametri di progettazione e le efficienze. Tuttavia, è necessario valutare l'affidabilità della misurazione. Poiché la spinta e il flusso di massa del combustibile sono determinati rispettivamente tramite un sensore di forza e un sensore di flusso Coriolis, entrambi i valori possono essere considerati affidabili. Ciò significa che il consumo specifico di combustibile può essere calcolato con precisione. Tuttavia, si presentano problemi quando si misurano i valori di stato in specifici sezioni trasversali tra i componenti del motore. In particolare, i valori totali devono essere gestiti con attenzione poiché dipendono da fenomeni di flusso locali, che sono spesso asimmetrici circonferenzialmente. Pertanto, è necessario eseguire un'indagine più dettagliata su questi valori misurati.

Pressione di uscita del compressore

La misurazione della pressione totale e della pressione statica all'uscita del compressore (stazione 3) fornisce un numero di Mach di 0,35 e una velocità corrispondente di 141 m/s. Secondo recenti indagini numeriche sulle pale del diffusore del compressore [8], questi valori sono troppo elevati. Come mostrato nella Figura 3, la velocità del flusso in uscita dal diffusore varia significativamente lungo il cross section tra due pale. Questo è il risultato dell'angolo di momento del flusso proveniente dall'impeller, che causa una separazione del flusso dalle pale del statore. Ciò porta a zone di flusso inverso locali e a picchi di velocità dell'ordine di circa 240 m/s. La velocità assoluta media $v_{3,avg}$ in quest'area è di 102 m/s. Questo porta alla conclusione che la sonda che misura $t,3$ si trovava in una posizione in cui la velocità locale è superiore alla media. Con l'assunzione che la pressione statica s rimanga costante all'interno dell'intero cross section e sia quindi stata misurata con precisione, la pressione totale all'uscita del compressore può essere corretta al valore medio del cross section di 262 kPa. La variazione dei parametri di design è mostrata nella Tabella 2, Colonna 2.

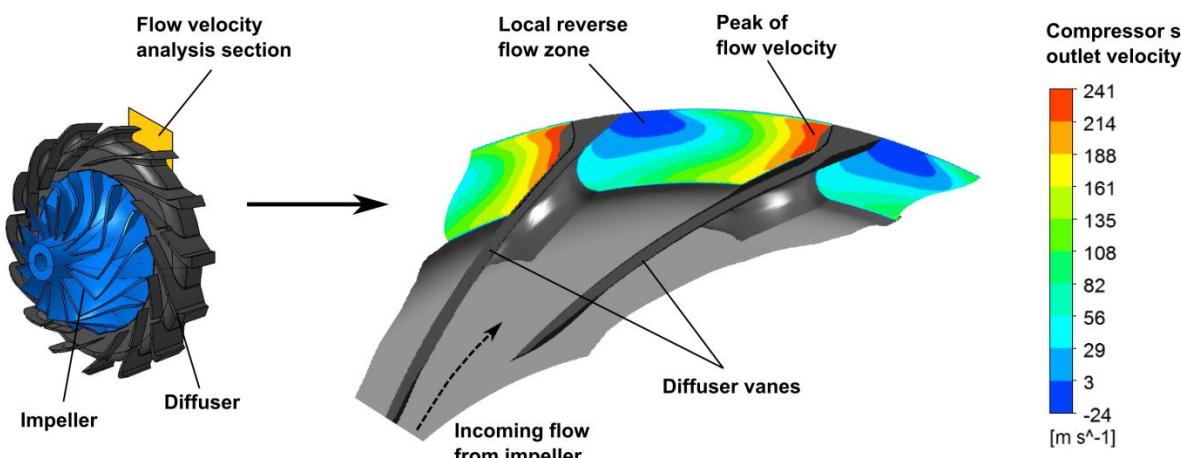


Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

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.

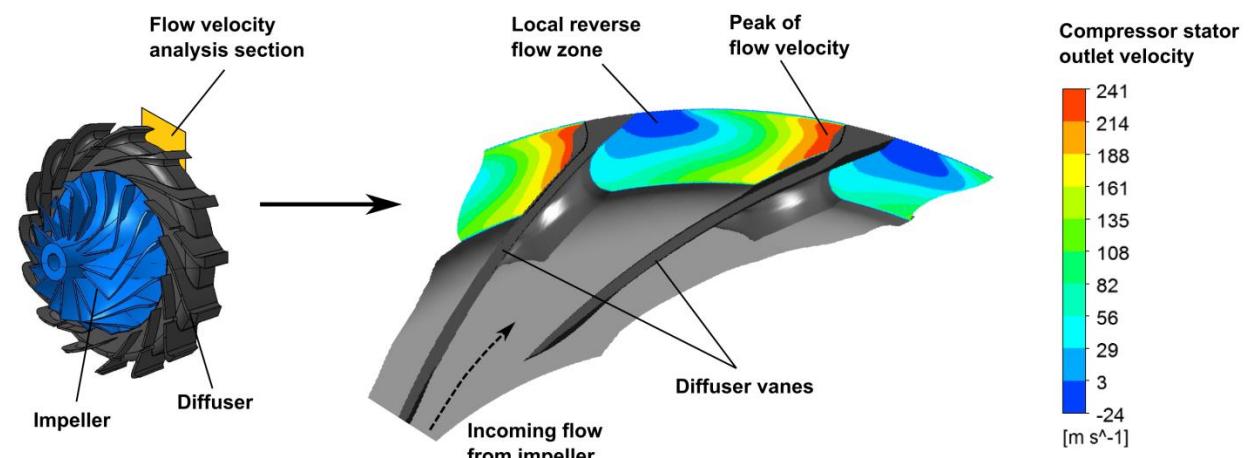


Figura 3: Profilo di velocità all'uscita del compressore (stazione 3)

La pressione di uscita più bassa porta direttamente a un ridotto rapporto di pressione del compressore di 2,76. Con la pressione totale misurata all'uscita della camera di combustione, la perdita di pressione nella camera di combustione è significativamente ridotta dal 13,6 al 10,1 per cento. Questo valore appare più realistico poiché si avvicina ai valori ottenuti da indagini numeriche della camera di combustione, che stimano la perdita di pressione tra l'8 e il 9 per cento [9], rispettivamente il 10 per cento [10].

Un effetto notevole è l'influenza sull'efficienza della turbina, che diminuisce di circa 2,5 punti base. Con la pressione ambientale, la perdita di pressione dell'ugello assunta e i valori misurati per il flusso di massa, la spinta e la temperatura all'uscita della turbina, la posizione del punto t nel diagramma temperatura-entropia (vedi Figura 5 alla fine di questo capitolo) è fissata. A causa della riduzione della potenza specifica richiesta per la compressione, la temperatura totale all'ingresso della turbina deve diminuire. Come mostrato nella Tabella 2, la diminuzione della temperatura è di 4 K. Con la pressione totale all'ingresso della turbina $t,4$ che rimane costante in questa analisi, la posizione del punto t si sposta verso t' per ridurre l'entropia. Questo porta a un aumento del cambiamento di entropia attraverso la turbina da t' a t , il che riduce l'efficienza della turbina. Tuttavia, la misurazione di $t,4$ costituisce anche un'incertezza che influisce sulla valutazione dell'efficienza della turbina. Una valutazione di questo effetto è già stata effettuata in [11].

Distribuzione della temperatura della turbina

La temperatura totale in uscita dalla turbina è stata mediata da tre misurazioni effettuate con probe distribuiti circumferenzialmente all'interno di questa stazione. Kügler et al. [9] hanno dimostrato che si verificano gravi punti caldi e freddi all'uscita della camera di combustione (vedi Figura 4). Questo è una conseguenza del design della camera di combustione che presenta barre di evaporazione. Il punto caldo sulla carcassa esterna è un effetto collaterale della modellazione della turbolenza nel flusso della camera di combustione. Il modello risulta in tassi di reazione molto elevati nella boundary layer, che in realtà non si verificano. Questo effetto, pertanto, non è ulteriormente considerato in questa analisi. La combustione avviene principalmente negli spazi tra due barre dove emergono vortici che supportano il mescolamento e la reazione. Sebbene questi punti caldi si livellino procedendo a valle, sono chiaramente osservabili all'ingresso della turbina. Tuttavia, poiché il flusso che entra nella camera di combustione attraverso il rivestimento esterno ha ancora un momento angolare [12], i punti caldi e freddi si spostano circumferenzialmente e non corrispondono più alla posizione delle barre di evaporazione. Le misurazioni della temperatura all'ingresso della turbina in pubblicazioni precedenti, utilizzando solo un singolo probe, sono state trovate essere troppo basse (discussione solo qualitativa [13] o troppo alte (fino a 1300 K [14]) dai loro autori. I punti caldi e freddi derivanti dalla combustione sembrano essere una spiegazione valida per questi risultati. Tuttavia, temperature troppo basse possono anche derivare, in misura minore, dalla combustione che continua parzialmente attraverso la turbina e l'ugello di scarico.

Le misurazioni effettuate da Weber [15] confermano che i gravi punti caldi originano dalla combustione. Le misurazioni sono state effettuate in quattro diverse posizioni circonferenziali direttamente all'uscita della camera di combustione, ottenendo temperature che variano da 746 a 1156 K. Questi valori si allineano molto bene con l'indagine numerica in [9], che stima punti caldi e freddi all'interno dello stesso intervallo. Weber ha anche effettuato quattro misurazioni della temperatura all'uscita della turbina. Qui, le differenze circonferenziali si sono ridotte significativamente rispetto all'uscita della camera di combustione, poiché tutte le misurazioni erano all'interno di una distribuzione di circa 80 K. La distribuzione tra le temperature misurate all'uscita della turbina nell'analisi attuale è di 30 K, significativamente inferiore (vedi Tabella 1). Tuttavia, le sonde non sono state posizionate specificamente, quindi i punti caldi e freddi potrebbero non essere stati rilevati esplicitamente.

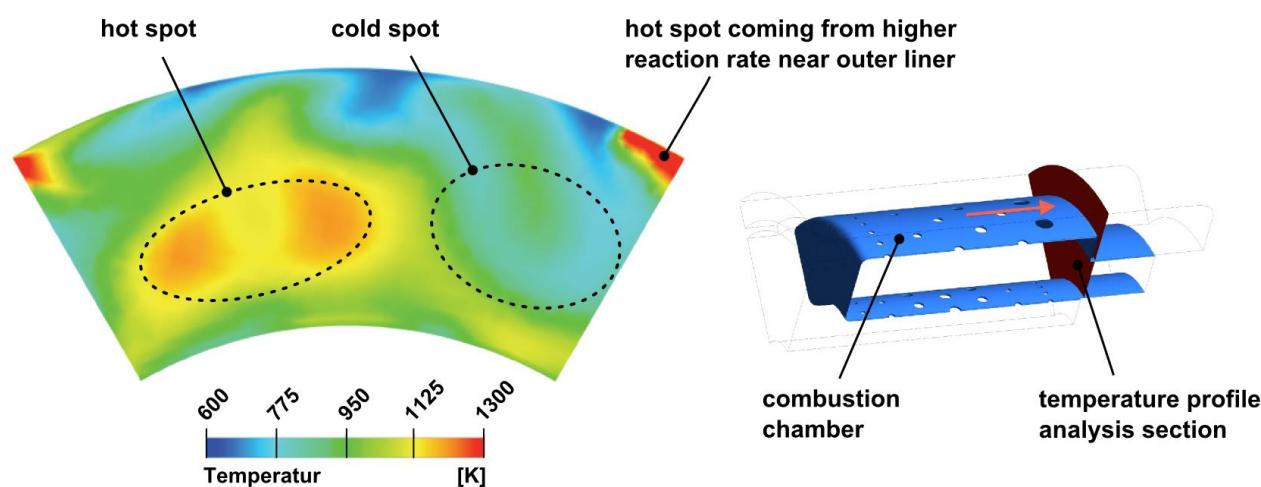


Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

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	η_{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.

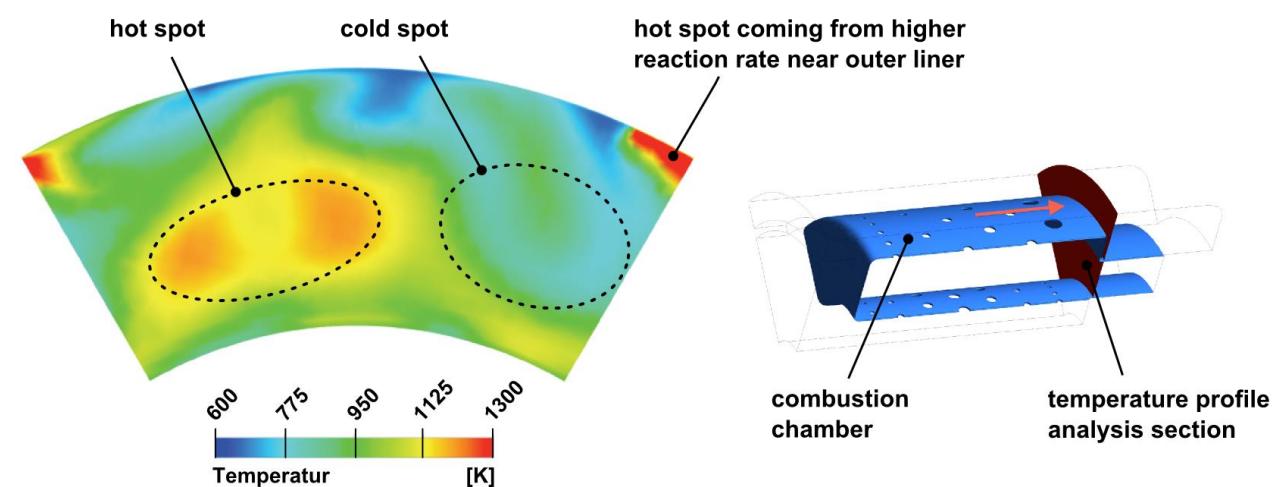


Figura 4: Distribuzione della temperatura all'ingresso della turbina

Il profilo di temperatura circonferenziale illustra che una temperatura media su sezione trasversale, che sarebbe adatta a rappresentare il ciclo termodinamico, non può essere determinata con precisione dalle misurazioni. L'analisi numerica della combustione fornisce una temperatura totale media all'ingresso della turbina di 971 K. Il calcolo del ciclo può essere adattato per corrispondere a questo valore. I risultati per i parametri di progettazione e le efficienze sono mostrati nella Tabella 2, Colonna 3. Le nuove posizioni degli stati termodinamici nel diagramma temperatura-entropia sono contrassegnate con un doppio apostrofo (vedi Figura 5). La correzione per la velocità di uscita del compressore è ancora applicata. Poiché la temperatura all'ingresso della turbina è ridotta mentre la pressione rimane costante, t'' si sposta verso una minore entropia. La turbina deve ancora fornire la stessa potenza per il compressore, quindi la temperatura all'uscita della turbina diminuisce a 860 K. Per mantenere la spinta a un livello costante, l'efficienza della turbina aumenta dal 76,0 al 78,3 percento. La temperatura all'ingresso della turbina più bassa a un flusso di massa di combustibile costante produce un'efficienza di combustione ridotta dell'82,5 percento. Tuttavia, questo valore corrisponde bene a Hupfer et al. [11] che hanno identificato efficienze di combustione tra l'82,9 e l'83,7 percento a seconda della classificazione del motore. Quando si sottrae il flusso di massa di combustibile del cuscinetto, l'efficienza di combustione nel bruciatore da sola è dell'86,8 percento.

Tabella 2: Parametri di design calcolati e efficienze dei componenti

		(1)	(2)	(3)
		Direttamente calcolato da misurazione	Corretto con profilo di velocità	Corretto con 扩散器出口 velocità e 温度分布
压缩机压力比			2.87	2.76
涡轮入口温度			995 K	991 K
等熵压缩机效率			0.746	0.739
等熵涡轮效率			0.785	0.760
燃烧效率			0.857	0.857
燃烧室压力比			0.864	0.899

Queste analisi illustrano il problema che si verifica quando si misurano dati da una molto piccola turbina a gas. Le complesse condizioni di flusso nell'espansore del compressore così come il design della camera di combustione con le aste del vaporizzatore causano elevati gradienti locali di valori di stato come velocità e temperature. Inoltre, poiché i percorsi di flusso nelle piccole turbine a gas sono stretti, non è possibile realizzare una risoluzione sufficientemente alta delle sonde di misurazione. Il risultato è una valutazione sperimentale imprecisa delle fonti di perdita. Il potenziale per il miglioramento dei componenti non può essere valutato con precisione. Questo è particolarmente vero per i componenti nella sezione del gas caldo, poiché le condizioni termiche nella sezione trasversale dell'ingresso della turbina non possono essere quantificate con precisione. Le assunzioni e i valori per la combustione efficienza, la perdita di pressione della camera di combustione e l'efficienza della turbina sono quindi affetti da incertezze.

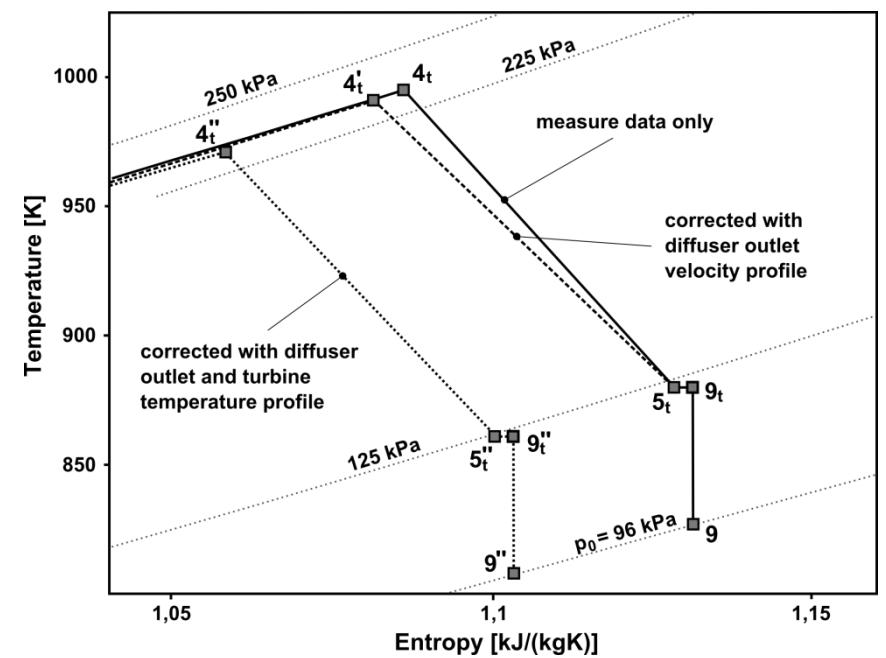


Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

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).

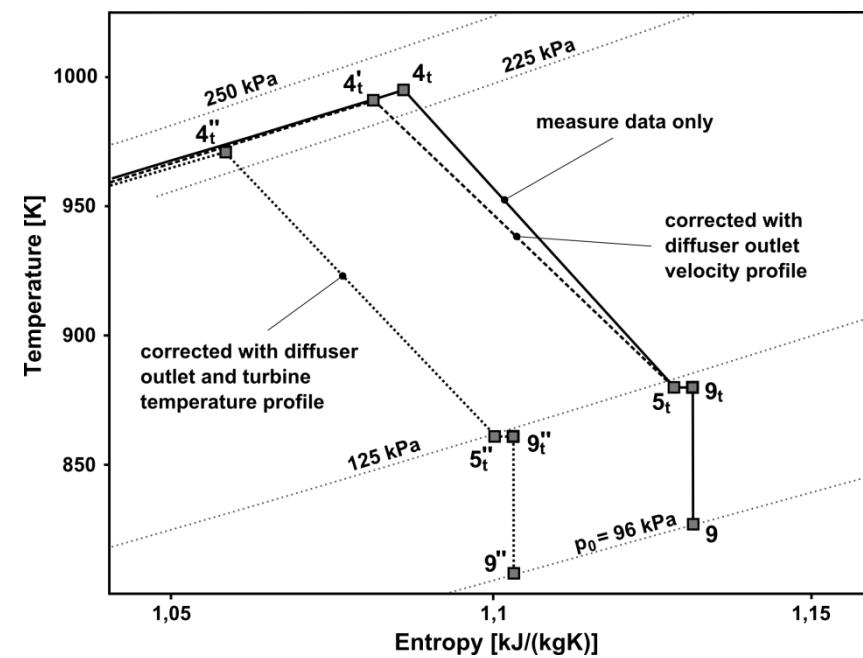


图 5: 涡轮膨胀的温度-熵图

Le indagini attuali si basano quindi su misurazioni corrette con analisi numeriche per tenere conto di questi effetti. Per ulteriori studi all'interno di questo documento, i parametri calcolati con le correzioni per la velocità di uscita del compressore e la temperatura di ingresso della turbina sono utilizzati. Tuttavia, queste analisi necessitano ancora di validazione. Presso il 飞行推进研究所, la ricerca attuale mira a portare a termine questo compito. Una nuova installazione di misurazione regolabile è in fase di sviluppo. La posizione di misurazione può essere spostata circonferenzialmente per registrare la pressione totale di uscita del compressore su un intero segmento tra due 定子叶片. Inoltre, viene utilizzata una sonda di pressione a tre fori che può essere ruotata per trovare la direzione del flusso locale. Questa installazione promette una migliore valutazione sperimentale delle condizioni di uscita del compressore. Per l'indagine delle condizioni di ingresso della turbina, è in fase di sviluppo un separato combustione室测试台, che consente una misurazione dettagliata di 温度, pressioni e 速度 su tutta la sezione trasversale [16].

5. 改进潜力的评估

实际布雷顿循环的效率与组件损失主要由压力比和涡轮入口温度的组合决定。涡轮入口温度受到发动机组件最大允许材料温度的限制。这影响了涡轮的定子和转子以及后方轴承。已经显示，涡轮定子暴露于具有约 1150 K 热点的周向温度分布中，而横截面平均温度为 971 K。如果能够实现更均匀的分布，平均涡轮入口温度可以在不负面影响发动机操作可靠性的情况下提高。然而，正如图 6 所示，单纯提高涡轮入口温度并不会带来更好的特定燃料消耗。最佳温度为 1003 K 仅会减少 0.15%（图 6 中的 HT 点）。更高的温度将再次增加。这可以通过废气中更高的焓水平导致的特定推力增加来解释。高废气速度导致更高的特定燃料消耗，因为功率转换变得效率降低。

Il fattore determinante per una migliore efficienza complessiva è il rapporto di pressione del compressore. All'interno dell'intervallo di valori ragionevoli per le piccole turbine a gas, un rapporto di pressione più elevato porta sempre a una riduzione del consumo specifico di combustibile. Tuttavia, come accennato in precedenza, il rapporto di pressione è limitato a causa di vincoli applicabili alle piccole turbine a gas, come geometria, temperatura del materiale e configurazione della turbina a stadio singolo. Ricerche di mercato hanno dimostrato che nessuno dei motori esistenti nel range di spinta di 1000 N e inferiore opera a un rapporto di pressione superiore a 4. Rapporti di pressione più elevati porterebbero inoltre a ulteriori perdite da shock, poiché e pale ottimizzate transoniche causano problemi di produzione a dimensioni ridotte [7]. Tuttavia, un rapporto di pressione di 4 potrebbe ridurre l'efficienza del motore analizzato del 14,2 percento (Punto HP nella Figura 6).

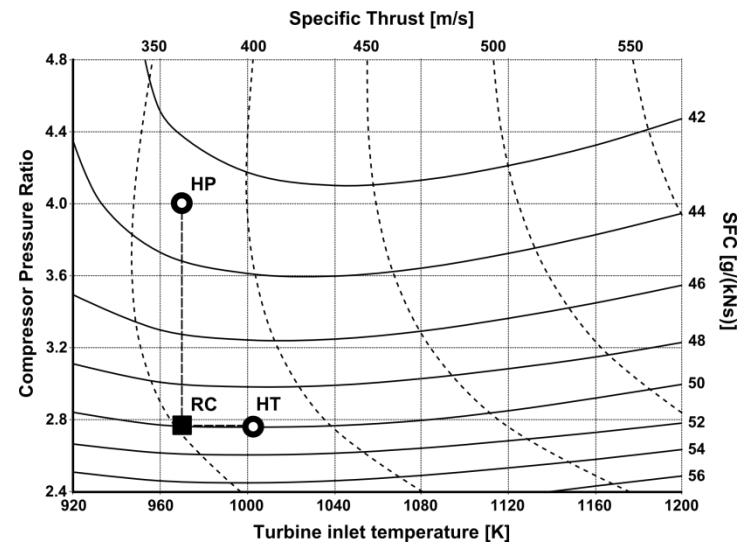


Figure 6: Performance over Design Parameters
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)

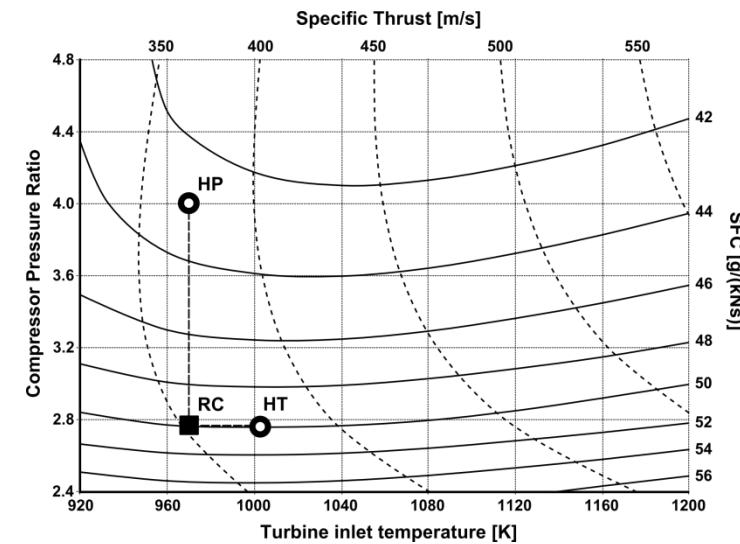


Figura 6: Prestazioni sui parametri di design
(RC – ciclo di riferimento, HT – alta temperatura, HP – rapporto di pressione elevato)

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.

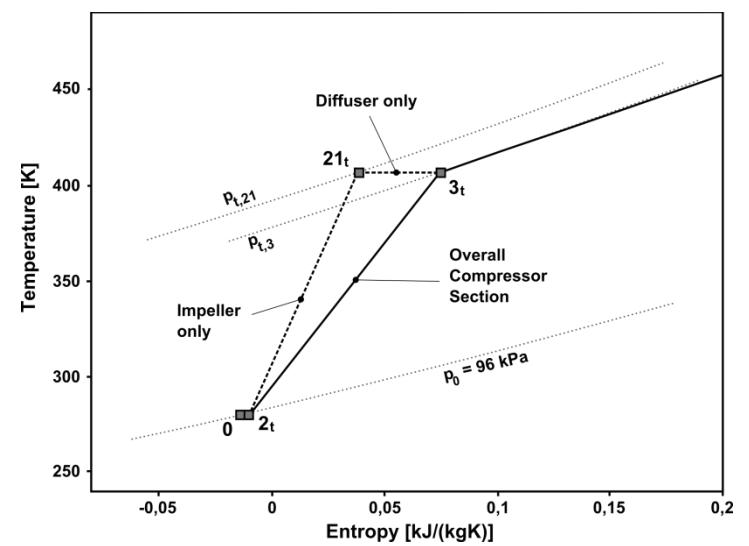


Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

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 Identificazione dei fattori di perdita

Un metodo promettente per aumentare il rapporto di pressione è ridurre le perdite che si verificano all'interno delle pale del diffusore del compressore. Questo porterebbe a un miglioramento dell'efficienza senza richiedere temperature di uscita del compressore più elevate o un maggiore trasferimento di lavoro dalla turbina. Secondo la ricerca numerica, la perdita di pressione del diffusore è nell'intervallo del 12 percento.

La figura 7 mostra il processo di compressione nel diagramma temperatura-entropia. Mentre il punto t e t rappresentano le condizioni totali all'ingresso e all'uscita dell'intera sezione del compressore, il punto t mostra le condizioni tra il rotore e l'espansore. L'analisi mostra che l'efficienza del rotore è dell'84,9 percento a un rapporto di pressione di 3,14.

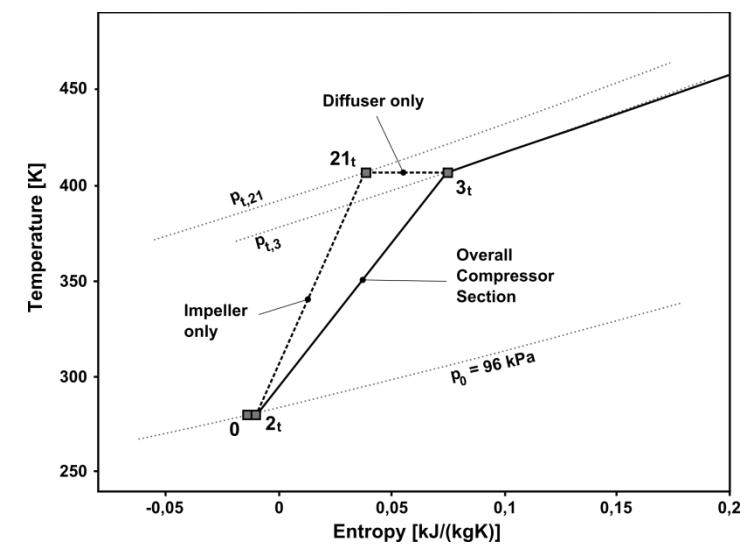


Figura 7: Diagramma temperatura-entropy per la compressione

Figura 8 mostra l'impatto della perdita di pressione del compressore espansore sul consumo specifico di carburante e sulla spinta specifica. È chiaramente visibile che le perdite dell'espansore sono responsabili di una grande parte del consumo di carburante. Un diffusore ideale ridurrebbe il consumo del 17,8 percento. Gli attuali diffusori sono progettati principalmente tenendo conto di una semplice produzione e di costi contenuti. Non incorporano un design delle pale ottimizzato aerodinamicamente. Le indagini sul flusso attraverso le pale dell'espansore indicano che ci sono gravi separazioni del flusso. Una geometria migliorata delle pale del statore può aiutare a ridurre

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

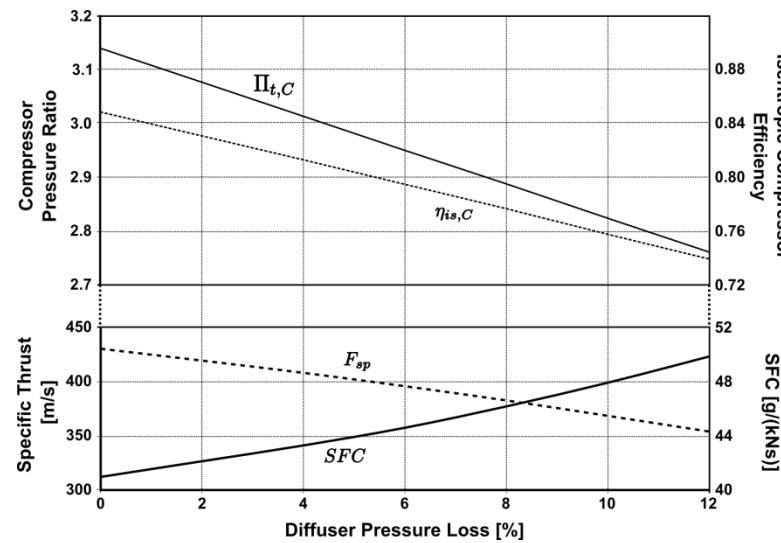


Figure 8: Effect of diffusor pressure loss

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.

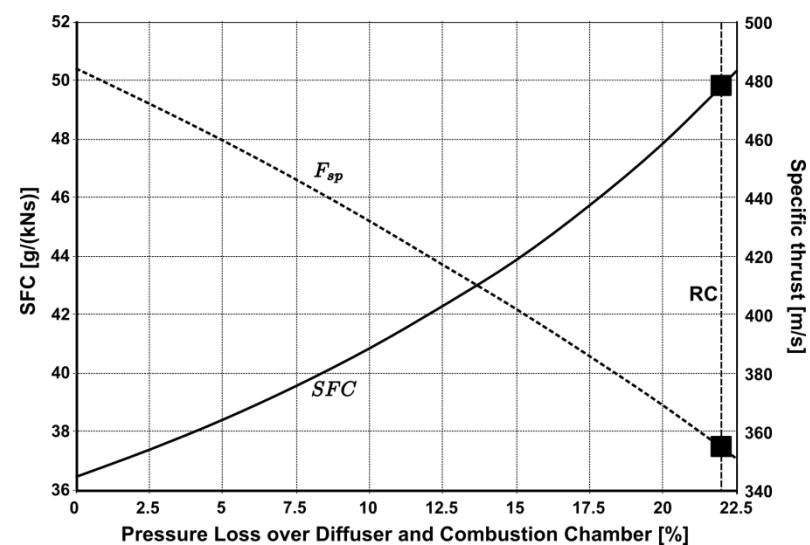


Figure 9: Combined effect of diffuser and combustion chamber pressure loss
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

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.

perdite e quindi aumentare l'efficienza complessiva. Analisi numeriche su diverse geometrie come i statori in tandem sono attualmente in corso.

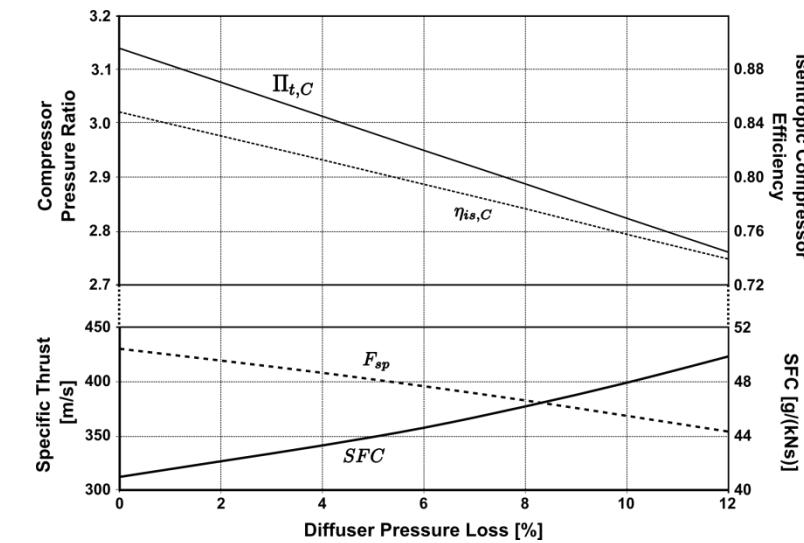


Figura 8: Effetto della perdita di pressione dell'espansore

L'effetto termodinamicamente rilevante delle perdite del compressore espansore è la riduzione della pressione all'ingresso della turbina e quindi il guadagno di entalpia raggiungibile durante l'espansione del fluido. Questo è vero anche per le perdite di pressione nella camera di combustione. Pertanto, per un'analisi delle prestazioni complessive, l'origine delle perdite non ha importanza. La figura 9 mostra il risultato di uno studio parametrico in cui sia le perdite del compressore espansore che le perdite di pressione della camera di combustione vengono variate indipendentemente. L'effetto su F_{sp} dipende solo dalla somma di entrambe le perdite di pressione.

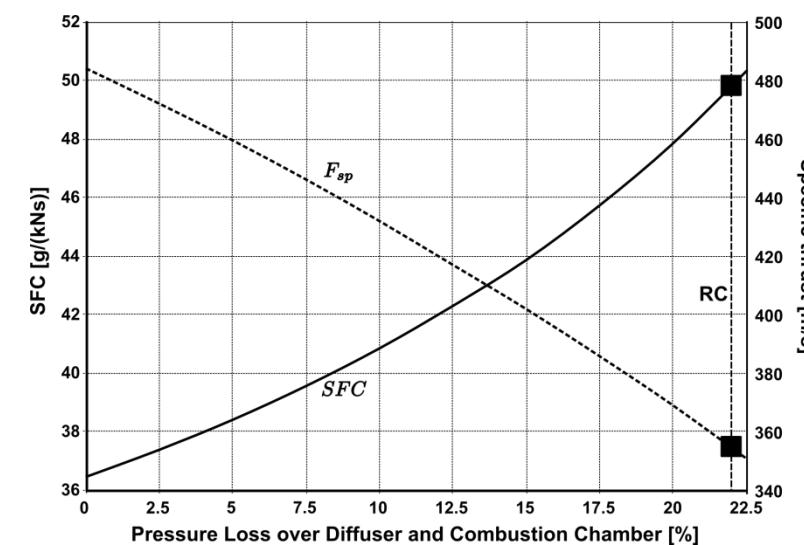


Figura 9: Effetto combinato della perdita di pressione dell'espansore e della camera di combustione
(Ciclo di riferimento RC al 22,1 per cento)

Lo scopo principale dell'espansore è ridurre la velocità del flusso proveniente dall'impeller per mantenere una combustione stabile. Tuttavia, i parametri che influenzano la combustione, come i profili di velocità e la distribuzione della pressione, non sono ancora completamente compresi. Analisi sperimentali e numeriche hanno dimostrato che l'espansore non rimuove completamente l'angolo di momento dal flusso. Questo, tuttavia, potrebbe giovare alla combustione grazie a migliori caratteristiche di miscelazione. L'intersezione tra l'espansore e la camera di combustione presenta quindi un promettente potenziale di ottimizzazione. Si giunge alla conclusione che l'espansore e la camera di combustione non dovrebbero essere considerati come componenti singoli, ma piuttosto come un'unità unica.

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.

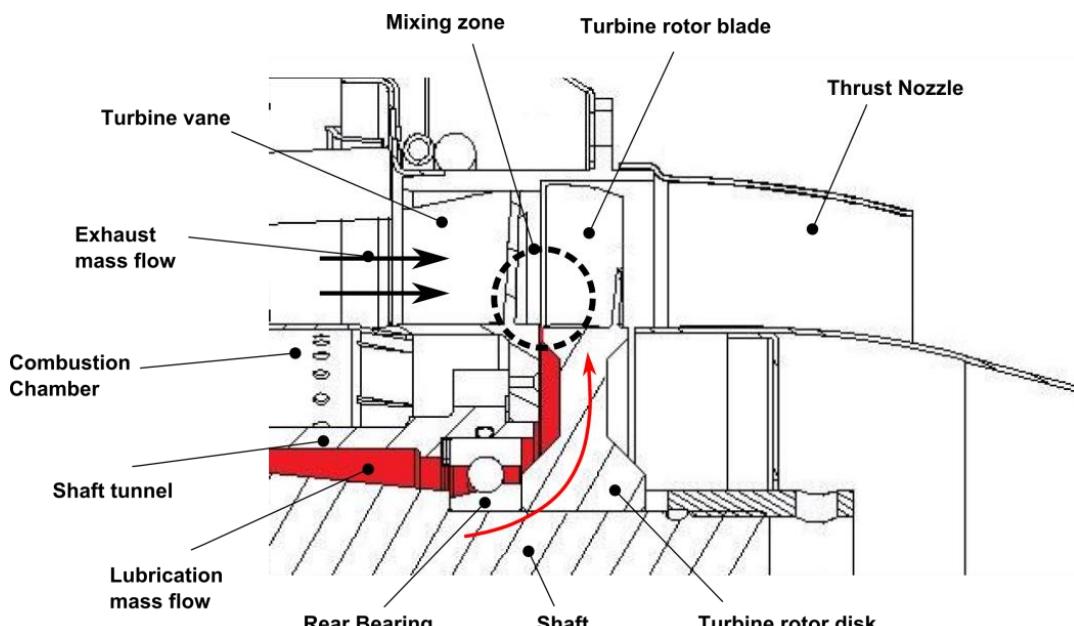


Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

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

L'efficienza della combustione influenza direttamente sulla quantità di flusso di massa del combustibile necessaria per mantenere il ciclo. Ha anche un effetto minore sul bilancio energetico tra turbina e compressore, poiché contribuisce al flusso di massa di scarico. Migliorare l'efficienza della combustione può essere realizzato in due modi. Il primo metodo consiste nell'aumentare l'efficienza del bruciatore in sé. Un nuovo design della camera di combustione con perforazione del rivestimento ottimizzata può migliorare la miscelazione e l'accensione nella zona di combustione. Il design del rivestimento della camera di combustione è oggetto di attuali ricerche presso l'Istituto per la Propulsione Aeronautica. La seconda possibilità è riciclare il flusso di massa del combustibile di lubrificazione nella zona di combustione. Questo potrebbe essere realizzato tramite pale della turbina cave che guidano all'interno verso le aste di evaporazione. Tuttavia, le realizzazioni non sono ancora state effettuate. Lo stesso compito potrebbe essere raggiunto anche con un sistema di olio separato. Tuttavia, questo sembra non essere un'opzione praticabile per i piccoli motori a reazione al di sotto di 1000 N, poiché aumenterebbe le dimensioni, il peso, la complessità e i costi del motore.

L'efficienza della turbina in questa analisi è molto bassa rispetto alle turbine assiali più grandi. Questo può essere in parte spiegato da effetti di piccole dimensioni come bassi numeri di Reynolds, spazi di clearance e qualità della superficie. Tuttavia, anche il sistema di lubrificazione dei cuscinetti ha un impatto sull'efficienza della turbina. Poiché il flusso di massa di lubrificazione si unisce al flusso principale di gas di scarico tra la pala della turbina e il rotore, si verificano perdite di miscelazione. Come illustra la Figura 10, il flusso di massa di lubrificazione ha una direzione radiale che porta a un flusso di taglio 90° nella zona di miscelazione. Inoltre, il motore TJ 74, che viene analizzato in questo studio, utilizza un statore della turbina in acciaio saldato a punto. Le turbine a gas più recenti sono dotate di parti in fusione integrale in leghe di nichel. Questo è principalmente dovuto a una migliore resistenza alle temperature. Tuttavia, superfici più lisce e tolleranze di produzione più basse aiutano a ridurre le perdite per attrito e quindi aumentare l'efficienza della turbina.

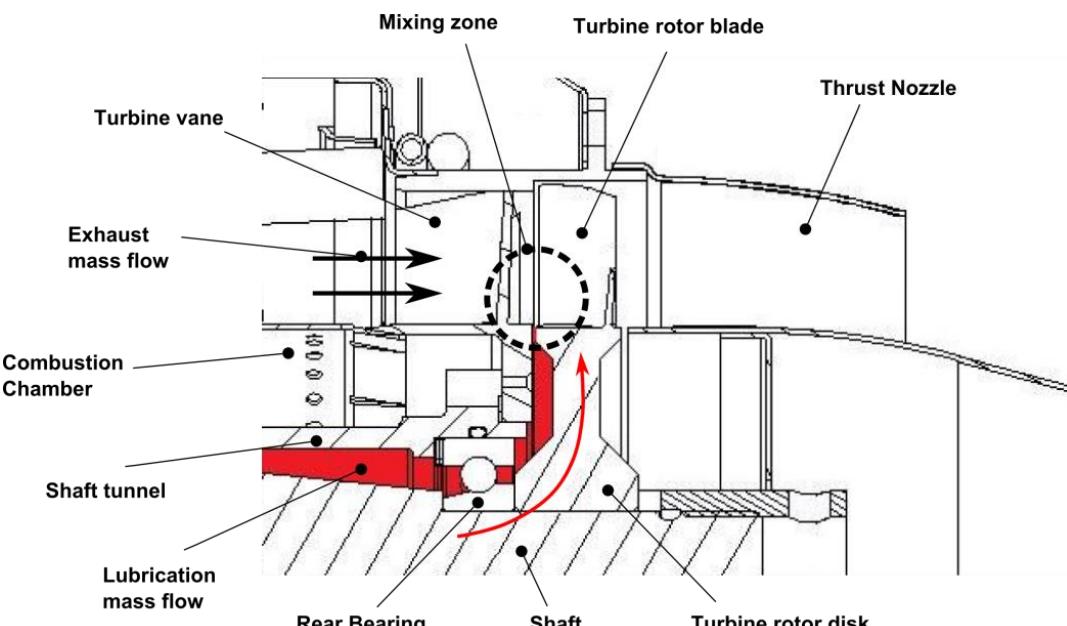


Figura 10: Miscelazione del flusso di massa di lubrificazione e di scarico

5.2 Confronto dei 损失因素 sulle prestazioni

Il miglioramento dei componenti può essere quantificato nella riduzione relativa delle perdite che si verificano. La riduzione delle perdite x può essere valutata con

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

dove rappresenta il fattore di perdita, ovvero i rapporti di pressione se si verificano perdite di pressione o le efficienze se applicabili. x_{ref} è il valore di riferimento del fattore di perdita dal calcolo del ciclo sopra. I rapporti di pressione, rispettivamente le efficienze di 1 ridurrebbero quindi le perdite del 100 percento. Figura 11 mostra l'influenza della riduzione delle perdite sul consumo specifico di carburante

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.

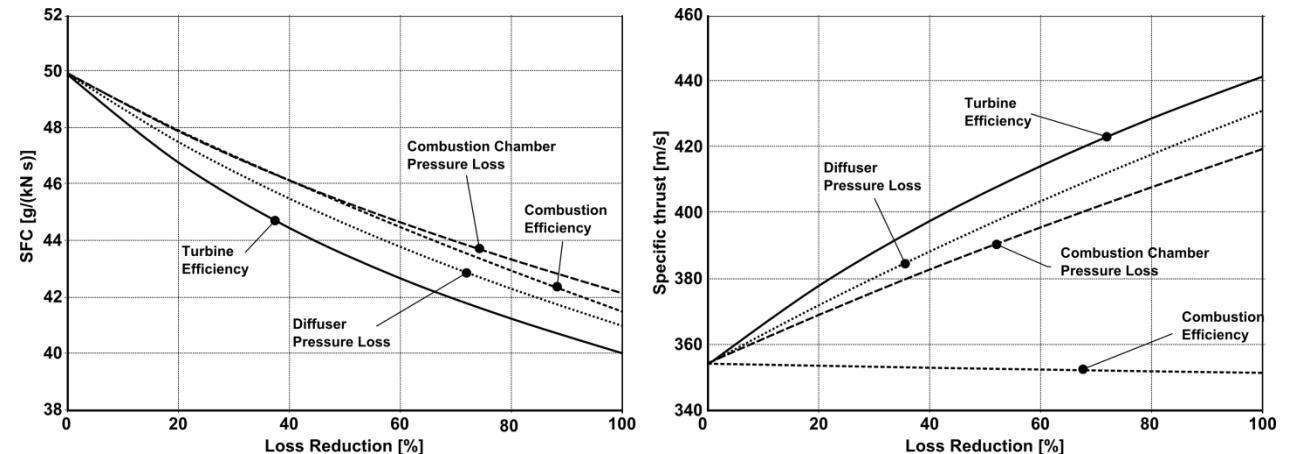


Figure 11: Influence of loss reduction on performance

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.

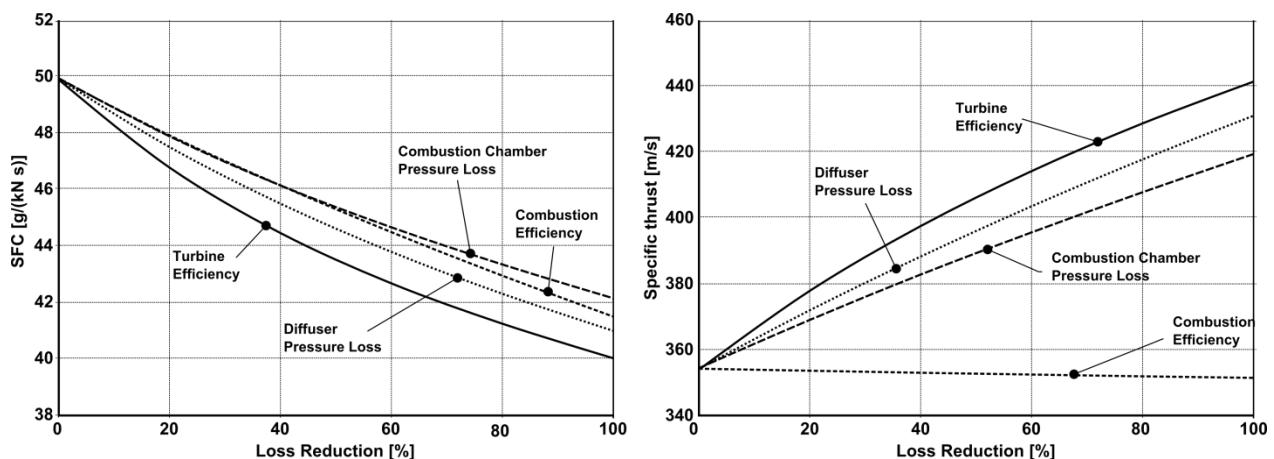
This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffusor and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is 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 η_{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.

e sullo spinta specifica. I fattori di perdita sono il rapporto di pressione del diffusore, l'efficienza di combustione, il rapporto di pressione della camera di combustione e l'efficienza della turbina. I grafici risultano ciascuno dalla variazione di un singolo parametro.



F图11：损失减少对性能的影响

结果表明，涡轮效率在理论上具有提高发动机性能的最高潜力。通过新的涡轮叶片设计和投资铸造技术可以实现部分改进。替代的润滑系统也可能提高涡轮效率。然而，由于涡轮机械中的小尺寸效应仍然存在，进一步的改进必须被视为有限的。

其他三个因素的影响较小，但仍然显著。燃烧效率对特定推力的影响是一个例外，因为改进仅减少了所需的燃料质量流量。这导致排气质量流略微降低，从而需要涡轮提供更高的特定功输出。结果是在推力喷嘴中焓水平降低，这导致特定推力略微减少。

该分析还显示了在压缩机扩散器与燃烧室之间的交汇处改进所蕴含的巨大潜力。更高的燃烧效率需要更好的燃料与空气质量流的混合。在很大程度上，混合质量是空气质量流如何注入燃烧区的结果。然而，这仍然需要对小型燃气涡轮的燃烧室中的混合和蒸发过程有更好的理解。新的扩散器几何形状可以提供适当的流动条件。优化的交汇处还可以进一步减少扩散器和燃烧室中的压力损失。

5.3 Effetti dei componenti migliorati sui parametri di design ottimali

Il riciclo del flusso di massa di lubrificazione nella camera di combustione è un metodo per aumentare sia la 燃烧效率 che la 涡轮效率. Assumendo un flusso di lubrificazione del cinque percento, la 燃烧效率 sale all'86,8 percento, il che corrisponde a una riduzione delle perdite del 24,6 percento. Con l'assunzione che le perdite all'interno della 涡轮 possano essere ridotte del 10 percento evitando le perdite di miscela, il riciclo può ridurre il 特定燃料消耗 dell'8 percento e aumentare il 特定推力 del 3,2 percento.

Nel seguito, viene presentato un caso generico al fine di valutare l'effetto dei miglioramenti dei componenti sui parametri di design ottimali, ovvero il rapporto di pressione del compressore e la temperatura all'ingresso della turbina. Per questa analisi viene applicata una riduzione del 30 percento per tutti i fattori di perdita. Questo porta a una nuova efficienza del compressore $\eta_{is,C}$ di 0.773, a un'efficienza di combustione η_{Comb} di 0.878, a un rapporto di pressione della camera di combustione $\Pi_{t,CC}$ di 0.929 e a un'efficienza della turbina $\eta_{is,T}$ di 0.848. Per un bilancio di lavoro costante tra i componenti rotanti, questo porta a un aumento del rapporto di pressione del compressore $\Pi_{t,C}$ di 2.88 a causa della riduzione delle perdite nell'espansore. Figura 12 mostra il risultato di questo studio di caso.

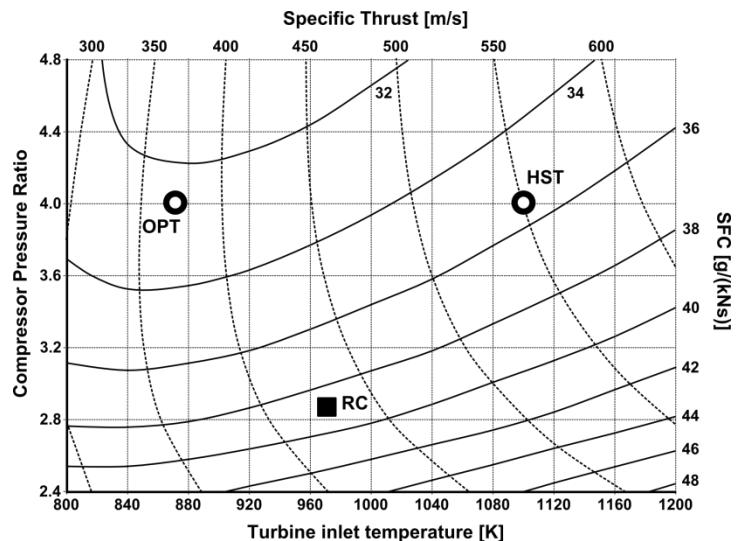


Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

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.

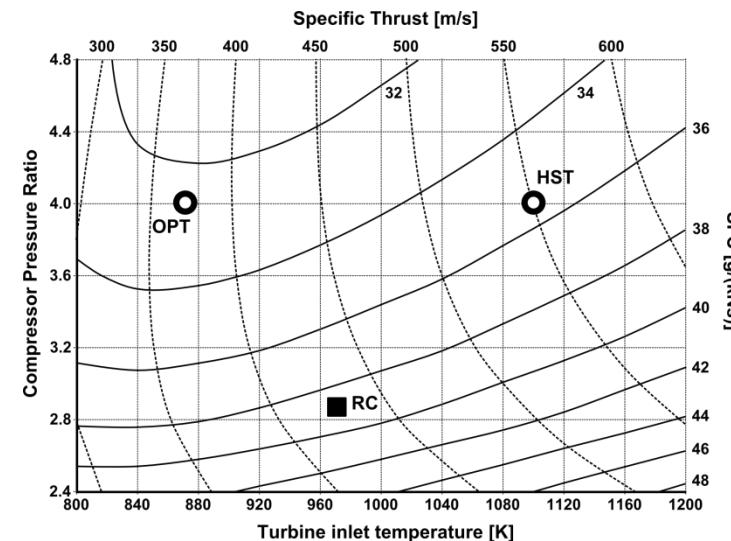


Figura 12: Prestazioni rispetto ai parametri di design con componenti migliorati
(RC – ciclo di riferimento, OPT – consumo specifico di carburante ottimale, HST – spinta specifica elevata)

La riduzione delle perdite (punto RC nella Figura 12) porta a una riduzione del consumo specifico di combustibile del 22,4 per cento a 38,7 g/(kNs) rispetto al precedente ciclo di riferimento. Il thrust specifico è di 429 m/s, un aumento del 21,2 per cento. Per il minimo, la temperatura ottimale di ingresso della turbina è compresa tra 800 e 900 K, a seconda del rapporto di pressione del compressore. Per un rapporto di pressione di 4 e una temperatura di ingresso della turbina di 868 K, si potrebbe ottenere un consumo specifico di combustibile di 32,5 g/(kNs) (punto OPT nella Figura 12). Rispetto al ciclo di riferimento, la temperatura di ingresso della turbina deve essere ridotta per una maggiore efficienza. Tuttavia, il thrust specifico aumenta con temperature più elevate. Una temperatura di ingresso della turbina di 1100 K a un rapporto di pressione di 4 aumenterebbe il thrust specifico del 49 per cento a 550 m/s rispetto al punto OPT, ma aumenterebbe anche del 9,2 per cento a 35,5 g/(kNs) (punto HST nella Figura 12). Questo compromesso nelle prestazioni può essere valido per applicazioni con elevate esigenze di thrust. Temperature più elevate richiedono o una riduzione dei punti caldi attraverso un nuovo design della camera di combustione o requisiti di vita ridotti. Indagini su materiali avanzati in lega di nichel indicano che temperature di ingresso della turbina superiori a 1300 K sono possibili con un profilo di temperatura completamente uniforme [17].

6. Osservazioni conclusive

L'indagine su una piccola turbina a gas attraverso test sperimentali e simulazioni numeriche ha rivelato che i dati termodinamici accurati del processo ciclico sono difficili da ottenere. Questo è principalmente dovuto a profili di velocità e temperatura non uniformi circonferenzialmente. Non è possibile installare una risoluzione sufficientemente alta delle sonde di misurazione poiché le geometrie sono troppo piccole. Le analisi numeriche aiutano a identificare tali incertezze; tuttavia, non sono ancora state validate. Un'analisi di sensibilità ha mostrato che piccole variazioni nei dati misurati possono già portare a deviazioni significative dei valori di design iterati.

Tuttavia, l'analisi termodinamica è stata estesa per valutare i potenziali di miglioramento per le piccole turbine a gas. La definizione delle riduzioni delle perdite dei componenti è stata utilizzata per quantificare i potenziali di miglioramento. È stato dimostrato che l'intersezione tra il diffusore del compressore e la camera di combustione presenta un potenziale considerevole poiché influenza sia sulle perdite di pressione del diffusore che su quelle della camera di combustione. Inoltre, l'efficienza della combustione dipende fortemente dalla qualità di miscelazione, che è influenzata dalla velocità e dalla direzione del flusso d'aria proveniente dal diffusore. A differenza degli approcci conservativi, entrambi i componenti non dovrebbero essere valutati singolarmente, ma piuttosto come un'unità unica.

Assunzioni realistiche per il miglioramento dei componenti portano a consumi specifici di carburante molto inferiori rispetto a quelli raggiunti dai motori all'avanguardia. Rapporti di pressione più elevati beneficiano le prestazioni ma aumentano la complessità e il peso del motore. La riduzione dei punti caldi nella sezione della turbina con nuove tecniche di combustione può fornire temperature medie di ingresso della turbina più elevate e quindi aumentare il specifico spinta senza ridurre la durata della turbina. Un profilo di temperatura e velocità omogeneo nella sezione di ingresso della turbina è un prerequisito importante per il successo di ulteriori ottimizzazioni dell'efficienza della 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.

A causa della diversità nelle applicazioni delle piccole turbine a gas, un'ottimizzazione complessiva delle piccole turbine a gas include ulteriori aspetti chiave. Oltre ai requisiti di efficienza e spinta, ci sono anche requisiti come dimensioni ridotte del motore, flessibilità del carburante, bassa complessità e costo di acquisizione. Il design delle piccole turbine a gas rimane principalmente un compito guidato dall'applicazione, ma presenta ancora un grande potenziale per ulteriori miglioramenti.

References

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Website of the manufacturer: www.frankturbine.de
- [2] Kurzke J. 2012. *GasTurb 12*. Gas turbine performance software. Website: 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*. 57th ASME Turbo Expo, Copenhagen, Denmark
- [7] Rodgers C. 2003. *Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines*. 48th 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*, 23rd 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*. 49th ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Development of a Very Small Aero-Engine. 45th 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*. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, UK

Riferimenti

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Sito del produttore: www.frankturbine.de
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Software per le prestazioni delle turbine a gas. Sito: www.gasturb.de
- [3] Schreckling K. 1994. Turbine a gas per aerei modello. Traplet Publications.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Propulsione a getto: Una guida semplice al design aerodinamico e termodinamico e alle prestazioni dei motori a getto. Cambridge University Press, Cambridge, Regno Unito
- [5] MTU 航空发动机有限公司。2010. EJ200 涡扇发动机 – La Potenza Innovativa. Scheda Informativa
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Scalabilità 3-36k W Microturbine. 57th ASME Turbo Expo, Copenhagen, Danimarca
- [7] Rodgers C. 2003. Alcuni effetti delle dimensioni sulle prestazioni delle piccole turbine a gas. 48th ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Indagine numerica sul diffusore del compressore per piccole turbine a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Indagine numerica sulle camere di combustione per piccole turbine a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Studio computazionale di un flusso aerodinamico attraverso una camera di combustione di un motore micro-turbina. Journal of Power Technologies 92, pp. 68-79.
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Indagine sui concetti di combustore per motori a getto a micro turbina a gas, 23rd Simposio Internazionale sui Fenomeni di Trasporto, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Costruzione e messa in servizio di una camera di combustione in vetro in una modellgasturbine. Rapporto Tecnico. LFA-2011-007. Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Impostazione e esperienza operativa con un motore a micro-turbina per ricerca e istruzione. 49th ASME Turbo Expo, Vienna, AUS.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Sviluppo di un motore aeronautico molto piccolo. 45th ASME Turbo Expo, Monaco, GER
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Indagini sperimentali su una modellgasturbine per la determinazione delle caratteristiche operative, Rapporto Tecnico, LFA-2011-100, Istituto per la Propulsione Aerea, Technische Universität München
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Costruzione e messa in servizio di un banco di prova per camere di combustione di una piccola turbina a gas. Rapporto non pubblicato. Istituto per la Propulsione Aeronautica, Technische Universität München
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Sviluppo di una turbina micro 3k W per applicazioni di CHP. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, Regno Unito