

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

Çok Küçük Gaz Türbinli Jet Motorları – Mevcut Sınırlamalar ve Geliştirme Potansiyeli

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

*Uçuş İtme Enstitüsü

Münih Teknik Üniversitesi, 85747 Garching, Almanya

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].

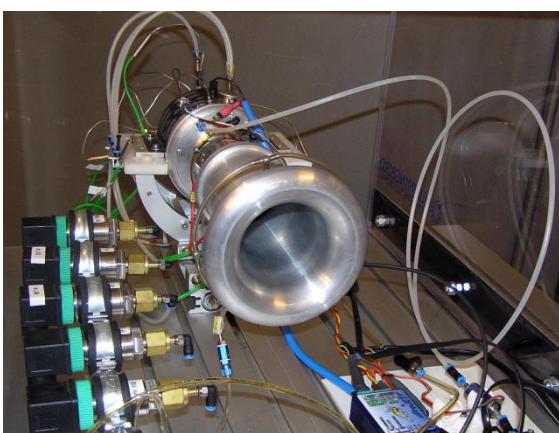


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74

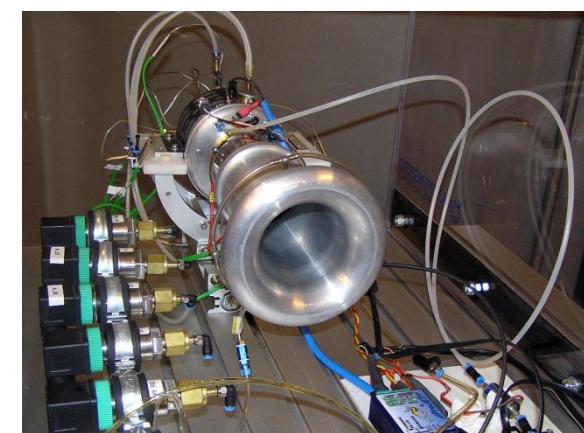
Özet

Gaz türbini teknolojisi, geniş bir uçuş koşulları yelpazesesi için mükemmel itki-ağırlık oranlarına sahip itme cihazları sunmaktadır. Ancak, mevcut küçük gaz türbini motorlarının düşük verimliliği ve yüksek işletme maliyetleri, bunların yeni ortaya çıkan pazarlardaki kullanımını önemli ölçüde kısıtlamaktadır. Bu çalışma, bir test standından elde edilen termodynamik döngü verilerine dayanarak küçük gaz türbinlerinin performansını değerlendirmektedir. Bileşen bazlı parametrelerin etkisini analiz etmekte ve verimliliği artırmak için önlemler önermektedir. Analiz yapıldıktan sonra, kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesişim, iyileştirme potansiyeli yüksek bir alan olarak belirlenmiştir.

1. Giriş

Son yıllarda, 1000 N ve altındaki itki aralığında (çok küçük gaz türbini jet motorları) çeşitli yeni gaz türbini jet motorları tasarlanmıştır. Küçük boyutları ve hafif ağırlıkları, bunları model uçaklar, İHA'lar, uzaktan kumandalı araçlar ve otomatik uçuş sistemleri gibi yeni ortaya çıkan pazarlar için cazip kılmaktadır. Ancak, ölçekleme etkileri ve yanma odası veya kompresör difüzör kanatları gibi ana bileşenler için tasarım kılavuzluğunun eksikliği nedeniyle, bu motorların düşük verimliliği hâlâ birçok durumda kullanımını kısıtlamaktadır.

Münih Teknik Üniversitesi'ndeki Uçuş İtme Enstitüsü'nde, mevcut en son teknoloji değerlendirilmesi ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi amacıyla çok küçük gaz türbinleri üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bir gaz türbini Frank Turbine TJ 74 [1] termodynamik döngü süreci bir test standında analiz edilmiştir (bkz. Şekil 1). Ancak, bazı temsilci durum koşulları, çevresel olarak düzensiz dağılımlar nedeniyle doğru bir şekilde belirlenmemiştir. Ölüm belirsizliklerini hesaba katmak ve akış koşulları hakkında daha ayrıntılı bilgi sağlamak amacıyla sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri, GasTurb 12 performans yazılımı [2] kullanılarak iteratif olarak hesaplanmıştır.



FŞekil 1: Gaz türbini Frank Turbini ile test standı 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.

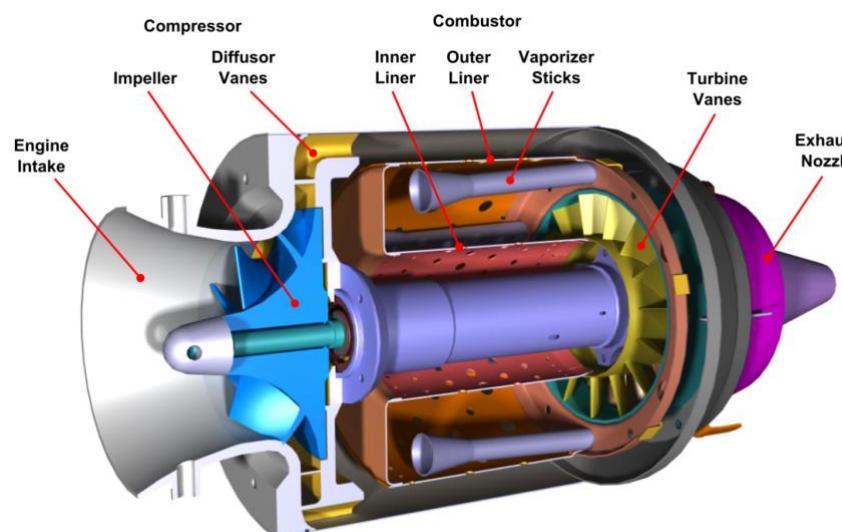
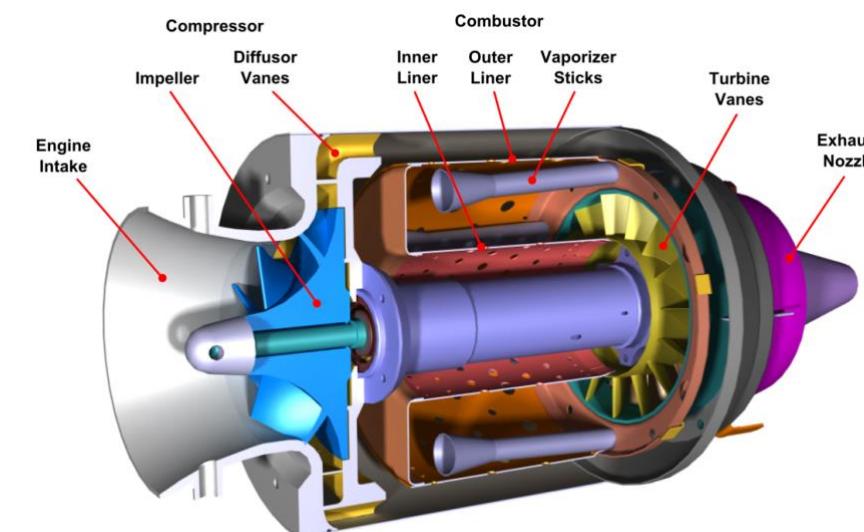


Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

2. Küçük gaz turbinlerinin konfigürasyonu

Çoğu küçük gaz turbini jet motorunun konfigürasyonu, Kurt Schreckling'in [3] yönnergelerine dayanmaktadır. Ortam havası, gaz turbinine motor girişinden girer ve kompresöre yönelir. Kompresör, santrifüj pale ve ardından difüzör kanatlarından oluşur; bu kanatlar havayı eksenel yönde saptırır ve statik basıncı artırarak hızını azaltır. Hava, yanma odasının iç ve dış astarındaki birkaç delikten yanma bölgесine girer. Havamız küçük bir kısmı, yanıcı bölgenin arka tarafındaki buharlaştırcı çubuklara yönlendirilir. Çubukların içinde bu hava kısmı, çubukların sıcak duvarında buharlaşan yakıt ile karıştırılır. Yakıt-hava karışımı, buharlaştırcı çubuklardan çıktıktan sonra tutuşur. Yanma odasının aşağısında, egzoz gazı turbinde genişler ve kompresör paletine güç sağlar. Egzoz gazı, akışı hızlandırmak için daralan memeden gaz turbininden çıkararak itme oluşturur. Şekil 2, gaz turbininin tüm konfigürasyonunu göstermektedir.

Daha büyük gaz turbini motorlarına kıyasla önemli bir fark, yatakları soğutmak ve yağlamak için ayrı bir yağ sisteminin olmamasıdır. Bunun yerine, kerosen ve yaklaşık 5% turbin yağı karışımı hem yanma hem de yağlamayı sağlar. Karışım, yakıt pompasından sonra ayrılır, böylece toplam yakıt akışının yaklaşık 5 %'si yataklardan [3] geçer. Bu oran, ana egzoz gazı akışıyla turbin bölümünden önce birleşmez – yanma odasını atlar ve bu nedenle yanmamış kalır.



Şekil 2: Çok küçük bir gaz turbininin konfigürasyonu

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.

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

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

3. Tek sargılı turbojetlerin performans değerlendirmesi

Jet motorunun performansını değerlendirmek için, itme spesifik yakıt tüketimi ve spesifik itme sp nicelendirilebilir. Bu, yakıt kütlesi akışını itme çıkışına ilişkilendirerek motorun genel verimliliğini karakterize eder (bkz. Denklem (1)). Spesifik itme, itme ve motor kütlesi akışının bölümündür ve bu nedenle esasen egzoz gazı hızı v_9 ve dolayısıyla egzozun spesifik kinetik enerjisi ile bir fonksiyondur (bkz. Denklem (2)). Bu değer, boyutun sınırlayıcı bir faktör olduğu ve itmenin düşük kütle akışları ve yüksek hızlar ile oluşturulması gereken küçük motorlar için açıkça önemlidir.

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

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

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.

Her iki denklem, uçuş hızının etkisini göstermeden sunulmuştur. Yakıt-hava oranı \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0 , yakıt kütle akışını motorun hava kütle akışı \dot{m}_0 ile ilişkilendirir. Denklem (1) ve (2)'de gösterildiği gibi, her iki performans değeri birbirileyle yakından ilişkilidir. Ancak, kinetik enerjinin itmeye dönüşümü, genellikle daha yüksek hızlarda [4] daha az verimli hale gelir. Bu nedenle, motor tasarımları her zaman bir uzlaşma olmalıdır, çünkü düşük ve yüksek F_{sp} aynı anda elde edilemez.

Performans değerleri, motorun tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri ile ilişkilidir. Tek spool turbojet için, bu, kompresör toplam basınç oranının t,C , türbin giriş sıcaklığının $t,4$ yanı sıra bireysel bileşenlerin verimlilikleri ve basınç kayiplarının bir sonucudur (bkz. Eq. (3)). $\eta_{is,C}$ ve $\eta_{is,T}$, sırasıyla kompresör ve türbinin isentropik verimlilikleridir. η_{Comb} , enjekte edilen yakıtın gerçekten yanmış olan kısmını tanumlayarak yanmanın verimliliğini değerlendirir. η_{mech} , yatak kayiplarından kaynaklanan mekanik verimlilikdir. Giriş bölümünde, yanma odasında ve itme memesinde meydana gelen basınç kayipları, ilgili toplam basınç oranları t,I , t,CC ve t,N ile dikkate alınmaktadır.

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

Yukarıda gösterilen korelasyonlar, spesifik itme F_{sp} için de geçerlidir. Ancak, türbin giriş sıcaklığı $t,4$ sabit kaldığı sürece yanma verimliliğinin η_{Comb} etkisi çok düşüktür. Bu durumda, daha az verimli bir yanma, daha yüksek bir yakıt-hava oranı gereklerecektir.

4. Küçük bir jet motorunun çevrim analizi

4.1 Ölçümler

Küçük bir gaz turbini jet motorunun performansını değerlendirmek için bir Frank Turbini TJ 74 test standında incelemiştir. Termodynamik çevrim parametreleri 107 000 rpm'de yüksek yük referans çalışma noktasında ölçülmüştür. Ölçümler sabit koşullarda alınmıştır. Tüm değerler 20 saniyelik bir süre boyunca zaman ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki veriler elde edilmiştir (bkz. Tablo 1):

Tablo 1: TJ 74 jet motoru için Ölçülen Çevrim Verileri

Statik Ortam Basıncı		96 kPa
Statik Ortam Sıcaklığı		280 K
Net İtme		106.4 N
Motor Hava Kütle Akışı		300.7 g/s
Toplam Yakıt Akışı		5.31 g/s
Toplam Kompresör Çıkış Basıncı		273 kPa
Statik Kompresör Çıkış Basıncı		251 kPa
Toplam Kompresör Çıkış Sıcaklığı		407 K
Toplam Yanma Odası Çıkış Basıncı		236 kPa
Toplam Türbin Çıkış Sıcaklıkları		873 K
		899 K
		869 K
Toplam Ortalama Türbin Çıkış Sıcaklığı		880 K

Test standda, motora standart bir çan ağızı hava giriş kanalı takıldı. Hava kütle akışı \dot{m}_0 , çevresel yoğunluktan, giriş kesit alanından ve karşılık gelen ölçülen statik basınç farkından hesaplandı. Türbin çıkışındaki ortalama sıcaklık $\bar{T}_{t,5}$, aynı kesitte çevresel olarak dağıtılmış üç ayrı prob (a, b, c) tarafından ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması ile belirlenir.

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.

Motorun tüm termodinamik döngüsünü analiz etmek için, giriş ve memedeği basınç kayıplarının her birinin yüzde bir olduğu tahmin edildi. Mekanik verimliliğin yüzde 98 olduğu varsayıldı. Tüm tasarım parametreleri, test standından elde edilen verilerle eşleşecek şekilde yinelemeli olarak ayarlandı. Sonuçlar, bu bölümün sonunda Tablo 2, Sütun 1'de gösterilmektedir. Döngü analizi, 49.9 g/(kNs) spesifik yakıt tüketimi SFC ve 354 m/s spesifik itme sp sağladı.

Daha büyük motorlarla karşılaşıldığında, küçük gaz türbinlerinin termodinamik verimliliği çok düşüktür. Ölçülen değer, aktif bir afterburner ile 48 g/(kNs) olan modern askeri kullanılan EJ200 motorunun elde ettiği değerden daha yüksektir.

[5] . Bu verimsizligi katkıda bulunan ana faktör, 2.87'lik düşük basınç oranı (EJ200 için 26) ve 995 K (EJ200 için yaklaşık 1800 K) olan türbin girişi sıcaklığında bulunabilir. Her iki değer de belirli kısıtlamalara bağlıdır ve bu nedenle oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır. Türbin girişi sıcaklığı, motorun genel ömrünü belirleyen türbinin sürdürilebilir malzeme sıcaklığı ile sınırlıdır. Küçük jet motorlarının türbinleri genellikle soğutulmadığı için, türbin girişi sıcaklığı, ikinci hava sistemine sahip daha büyük motorlarla karşılaşıldığında çok daha düşük bir seviyedendir. Ayrıca, bir sonraki bölümde tartışılacığı gibi, sıcaklık dağılımı türbin girişi kesitinde eşit değildir. Sıcak noktalar, yerel maksimum sıcaklığı ve dolayısıyla malzeme gerilimini tanımladığından, kesit üzerindeki ortalama sıcaklık daha düşüklü kahr. Bazı uygula malarda, basınç oranı motorun geometrik boyutu ile sınırlı olabilir, çünkü daha yüksek basınç oranları daha büyük kompresörler gerektirir. Ayrıca, artan basınç oranlarından kaynaklanan daha yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarını, alüminyum gibi diğer malzemeleri gerektirecektir; çelik veya titanyum gibi. Bu, motorun kütlesini ve üretim karmaşıklığını artıracak ve nihayetinde motorun toplam maliyetini yükseltecektir. Daha yüksek basınç oranları, türbin tarafından sağlanan daha fazla özel güç gerektirecektir. Bu, ikinci bir eksenel türbin aşamasının gerekliliğine yol açabilir ve bu da karmaşıklığı daha da artırır.

Birçok küçük boyut etkisi, daha yüksek kayıplara yol açar ve bu da performansı daha da etkiler. Bu, turbo bileşenleri için özellikle önemlidir. Düşük Reynolds sayıları, atalet ile viskoz kuvvetler arasındaki düşük oran nedeniyle yüksek sürtünme faktörlerine yol açar. Geometrik boyutla ters orantılı olan yüzey-alan oranı, küçük boyutlarda sürtünmeyi daha da artırır. Ayrıca, boşluk aralıklarının etkisi, üretim toleranslarından kaynaklandığı için daha belirgin hale gelir ve bu nedenle boyutla ölçeklenmez. Bu faktörler, kompresör (74.6 %) ve türbin (78.5 %) için karşılaştırılabilir düşük verimliliklere yol açar. Küçük boyut etkileri ve bunların motor performansı üzerindeki etkileri ile ilgili ayrıntılı analizler [6] ve [7] içinde sunulmaktadır.

Yanma, küçük gaz türbininin performansı üzerinde başka bir önemli etki oluşturur. Daha büyük motorların yanma verimlilikleri genellikle tasarım koşullarında yüzde 99'un üzerinde iken, analiz yüzde 85.7 gibi ölçüde daha düşük bir verimlilik göstermektedir. Rulmanlar üzerinden geçen yakıt akışı (toplam yakıt akışının yaklaşık 5%) çıkarılsa bile, yanma odasında hala neredeyse yüzde on yakıt yanmamış kalmaktadır.

4.2 Ölçülen değerlerin değerlendirilmesi

Ölçülen veriler, tüm termodinamik döngüyü ve dolayısıyla tüm tasarım parametrelerini ve verimlilikleri yeniden oluşturmak için yeterlidir. Ancak, ölçümün güvenilirliği değerlendirilmelidir. İtme ve yakıt kütle akışı, sırasıyla bir kuvvet sensörü ve bir Coriolis akış sensörü aracılığıyla belirlendiğinden, her iki değer de güvenilir olarak kabul edilebilir. Bu, spesifik yakıt tüketiminin doğru bir şekilde hesaplanabilecegi anlamına gelir. Ancak, motor bileşenleri arasındaki belirli kesitlerde durum değerlerini ölçen sorunlar ortaya çıkmaktadır. Özellikle toplam değerler, genellikle çevresel olarak asimetrik olan yerel akış fenomenlerine bağlı olduğundan dikkatle ele alınmalıdır. Bu nedenle, ölçülen değerler üzerinde daha ayrıntılı bir inceleme yapılması gerekmektedir.

Kompresör çıkış basıncı

Kompresör çıkışındaki toplam ve statik basıncın ölçümü (istasyon 3) 0.35 Mach sayısı ve 141 m/s'lik karşılık gelen bir hız $3,avg$ vermektedir. Kompresör difüzör kanatları üzerindeki son sayısal araştırmalara göre [8] bu sayılar çok yüksektir. Şekil 3'te gösterildiği gibi, difüzörden çıkan akışın hızı iki kanat arasındaki kesit boyunca önemli ölçüde değişmektedir. Bu, pale tarafından gelen akışın açısal momentumu sonucudur ve bu durum akışın stator kanatlarından ayrılmamasına neden olmaktadır. Bu, yerel ters akış bölgelerine ve yaklaşık 240 m/s büyüklüğünde hız zirvelerine yol açmaktadır. Bu alanlarda ortalama mutlak akış hızı $3,avg$ 102 m/s'dir. Bu, $t,3$ ölçen probun yerel hızın ortalamaдан daha yüksek olduğu bir konumda bulunduğu sonucuna varılmasına yol açmaktadır. Statik basıncın 3 tüm kesit boyunca sabit kaldığı ve bu nedenle doğru bir şekilde ölçüldüğü varsayımyla, kompresör çıkış toplam basıncı kesit ortalaması değeri olan 262 kPa'ya düzeltilebilir. Tasarım parametrelerindeki değişiklikler Tablo 2, Sütun 2'de gösterilmektedir.

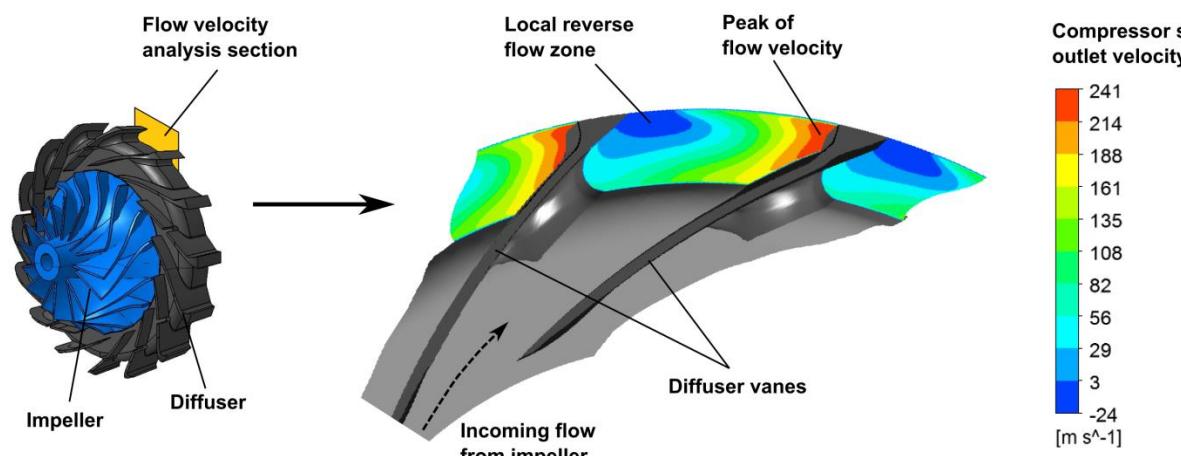


Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

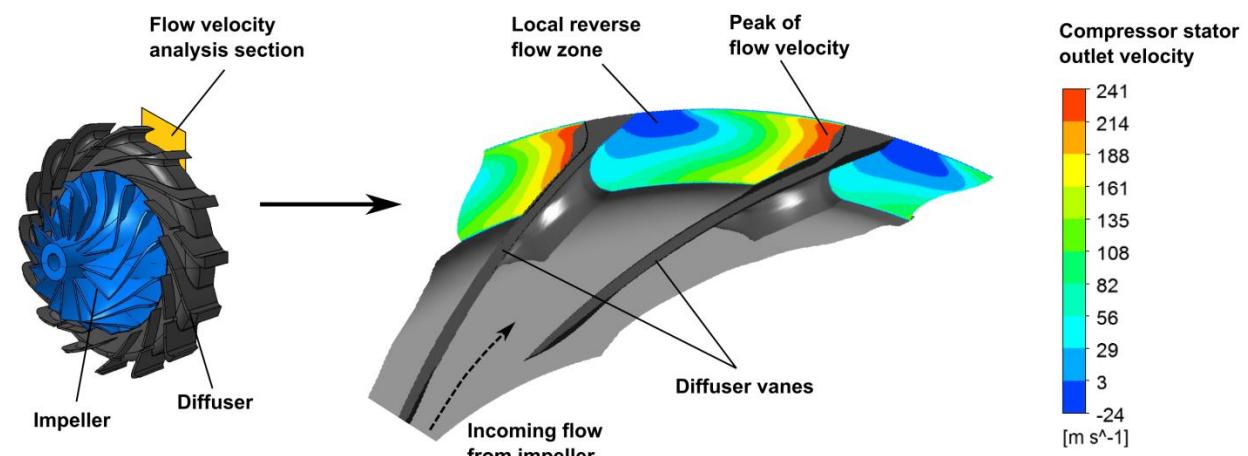
The lower outlet pressure directly leads to a reduced compressor pressure ratio of 2.76. With the measured total combustion chamber outlet pressure the combustion chamber pressure loss is significantly reduced from 13.6 to 10.1 percent. This value appears to be more realistic as it comes closer to values 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.



Şekil 3: Kompresör difüzörü çıkışındaki hız profili (istasyon 3)

Daha düşük çıkış basıncı, doğrudan 2.76'lık bir azaltılmış kompresör basınç oranına yol açar. Ölçülen toplam yanma odası çıkış basıncı ile yanma odası basınç kaybı, %13.6'dan %10.1'e önemli ölçüde azaltılmıştır. Bu değer, sayısal araştırmalardan elde edilen yanma odası değerlerine daha yakın olduğu için daha gerçekçi görülmektedir; bu araştırmalar basınç kaybını sırasıyla %8 ile %9 ve %10 olarak tahmin etmektedir.

Dikkate değer bir etki, türbin verimliliği üzerindeki etkidir; bu verimlilik yaklaşık 2.5 baz puan azaltmaktadır. Çevre basıncı, varsayılan memenin basınç kaybı ve kütle akışı, itme ve türbin çıkış sıcaklığı için ölçülen değerlerle birlikte, t noktasının sıcaklık-entropi diyagramındaki konumu (bu bölümün sonunda Şekil 5'e bakınız) belirlenmiştir. Sıkıştırma içi n gereken azaltılmış özel güç nedeniyle, toplam türbin giriş sıcaklığının düşmesi gerekmektedir. Tablo 2'de gösterildiği gibi sıcaklık düşüşü 4 K'dır. Bu analizde ölçülen toplam türbin giriş basıncı $t,4$ sabit kalırken, t noktasının konumu, entropiyi düşürmek için t noktasına kayar. Bu, türbin üzerindeki entropi değişiminin t ile t arasında artmasına yol açar ve bu da türbin verimliliğini azaltır. Ancak, $t,4$ ölçümü de türbin verimliliğinin değerlendirilmesini etkileyen bir belirsizlik oluşturmaktadır. Bu etkinin değerlendirilmesi zaten [11]'te gerçekleştirilmiştir.

Türbin Sıcaklık Dağılımı

Toplam türbin çıkış sıcaklığı, bu istasyonda çevresel olarak dağıtılmış probalarдан alınan üç ölçümden ortalamaya olarak hesaplanmıştır. Kügler ve ark. [9], yanma odası çıkışında ciddi sıcak ve soğuk noktaların meydana geldiğini göstermiştir (bkz. Şekil 4). Bu, buharlaştıracı çubuklar içeren yanma odası tasarımlının bir sonucudur. Dış kaplamadaki sıcak nokta, yanma odası akışındaki türbülans modellenmesinin bir yan etkisidir. Model, sınırlı tabakasında gerçekle meydana gelmeyecek çok yüksek reaksiyon hızları üretmektedir. Bu nedenle, bu etki bu analizde daha fazla dikkate alınmamaktadır. Yanma esas olarak iki çubuk arasındaki alanlarda gerçekleşir; burada, karışımı ve reaksiyonu destekleyen girdaplar oluşur. Bu sıcak noktalar, akış aşağı doğru ilerledikçe düzleşse de, türbin girişinde açıkça gözlemlenebilir. Ancak, yanma odasına dış kaplama aracılığıyla giren akış hala bir açısal momentum taşıdığı için [12] sıcak ve soğuk noktalar çevresel olarak kayar ve buharlaştıracı çubukların konumuya artık örtüşmez. Önceki yıllarda yalnızca tek bir prob kullanılarak yapılan türbin giriş sıcaklığı ölçümleri, yazarları tarafından ya çok düşük (yalnızca niteliksel olarak tartışılmıştır [13]) ya da çok yüksek (1300 K'ya kadar [14]) olarak bulunmuştur. Yanmadan kaynaklanan sıcak ve soğuk noktalar, bu sonuçlar için mantıklı bir açıklama gibi görülmektedir. Ancak, çok düşük sıcaklıklar, türbin ve egzoz nozulunda yanmanın kısmen devam etmesinden de az bir ölçüde kaynaklanabilir.

Weber [15] tarafından gerçekleştirilen ölçümeler, şiddetli sıcak noktaların yanmadan kaynaklandığını doğrulamaktadır. Ölçümler, yanma odası çıkışında doğrudan dört farklı çevresel pozisyonda alınmış ve sıcaklıklar 746 ile 1156 K arasında değişmiştir. Bu değerler, aynı aralıktaki sıcak ve soğuk noktaları tahmin eden [9] sayısal araştırma ile çok iyi bir uyum göstermektedir. Weber ayrıca türbin çıkışındaki sıcaklık için dört ölçüm almıştır. Burada, çevresel farklılıklar yanma odası çıkışına kıyasla önemli ölçüde azalmış, çünkü tüm ölçümler yaklaşık 80 K'lık bir dağılım içinde kalmıştır. Mevcut analizde ölçülen türbin çıkış sıcaklıklarının arasındaki dağılım 30 K ile önemli ölçüde daha düşüktür (bkz. Tablo 1). Ancak, probalar özel olarak yerleştirilmemiş için sıcak ve soğuk noktaların açıkça tespit edilememiş olabileceği belirtilmektedir.

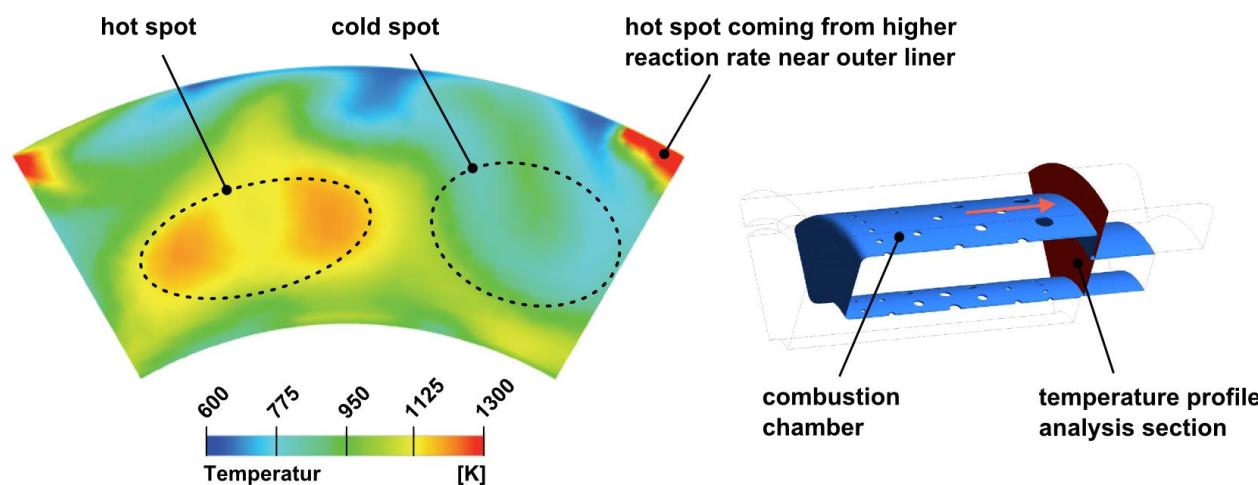


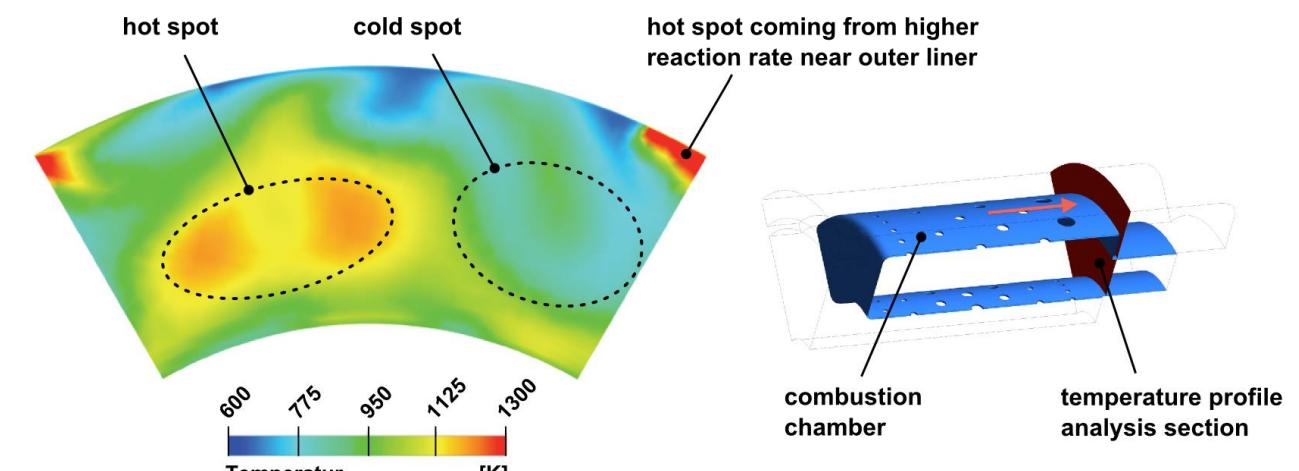
Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

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.



Şekil 4: Türbin girişindeki sıcaklık dağılımı

Çevresel sıcaklık profili, termodynamik döngüyü temsil etmek için uygun olan kesit ortalamasının ölçümleme doğru bir şekilde belirlenemeyeceğini göstermektedir. Yanmanın sayısal analizi, 971 K'lık bir kesit ortalaması toplam türbin giriş sıcaklığı sağlamaktadır. Döngü hesaplaması bu değere uyacak şekilde uyarlanabilir. Tasarım parametreleri ve verimlilikler için sonuçlar Tablo 2, Sütun 3'te gösterilmektedir. Sıcaklık-entropi diyagramındaki termodynamik durumların yeni konumları çift kesit işaretleri ile işaretlenmiştir (bkz. Şekil 5). Kompresör çıkış hızı için düzeltme hala uygulanmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı düşerken, basınç sabit kalır, t_4 daha düşük entropiye hareket eder. Türbin, kompresör için aynı gücü sağlamak için devam etmelidir, bu nedenle türbin çıkış sıcaklığı 860 K'ye düşmektedir. İtme kuvvetini sabit bir seviyede tutmak için, türbin verimliliği %76.0'dan %78.3'e yükselmektedir. Sabit bir yakıt kütleye ile daha düşük türbin giriş sıcaklığı, %82.5'lik bir azalmış yanma verimliliği sağlamaktadır. Ancak, bu değer Hupfer ve ark. ile iyi bir uyum içindedir; [11] motor derecesine bağlı olarak %82.9 ile %83.7 arasında yanma verimlilikleri belirlemiştir. Rulman yakıt akış hızı çıkarıldığında, brülördeki yanma verimliliği yalnızca %86.8'dir.

Tablo 2: Hesaplanan tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri

		(1)	(2)	(3)
		Doğrudan hesaplanan ölçüm	Düzeltilmiş ile difüzör çıkış hız profili	Düzeltilmiş ile difüzör çıkış hız ve türbin sıcaklık profili
Kompresör Basınç Oranı		2.87	2.76	2.76
Türbin Giriş Sıcaklığı		995 K	991 K	971 K
İzentrópik Kompresör Verimliliği		0.746	0.739	0.739
İzentrópik Turbin Verimliliği		0.785	0.760	0.783
Yanma Verimliliği		0.857	0.857	0.825
Yanma Odası Basınç Oranı		0.864	0.899	0.899

Bu analizler, çok küçük bir gaz türbininden veri ölçümü yapıldığında ortaya çıkan sorunu göstermektedir. Kompresör difüzöründeki karmaşık akış koşulları ve buharlaştırıcı çubuklarla tasarlanan yanma odası, hızlar ve sıcaklıklar gibi durum değerlerinin yüksek yerel gradyanlarını oluşturur. Ayrıca, küçük gaz türbinlerindeki akış yolları dar olduğundan, ölçüm probunun yeterince yüksek çözünürlüğü sağlanamaz. Sonuç olarak, kaybm kaynaklarının deneysel değerlendirmesi hatalıdır. Bileşenlerin iyileştirilmesi için potansiyel kesin bir şekilde değerlendirilemez. Bu, sıcak gaz bölümündeki bileşenler için özellikle doğrudur, çünkü türbin giriş kesitindeki termal koşullar doğru bir şekilde niceleştirilemez. Bu nedenle, yanma verimliliği, yanma odası basınç kaybı ve türbin verimliliği için varsayımlar ve değerler belirsizliklerle doludur.

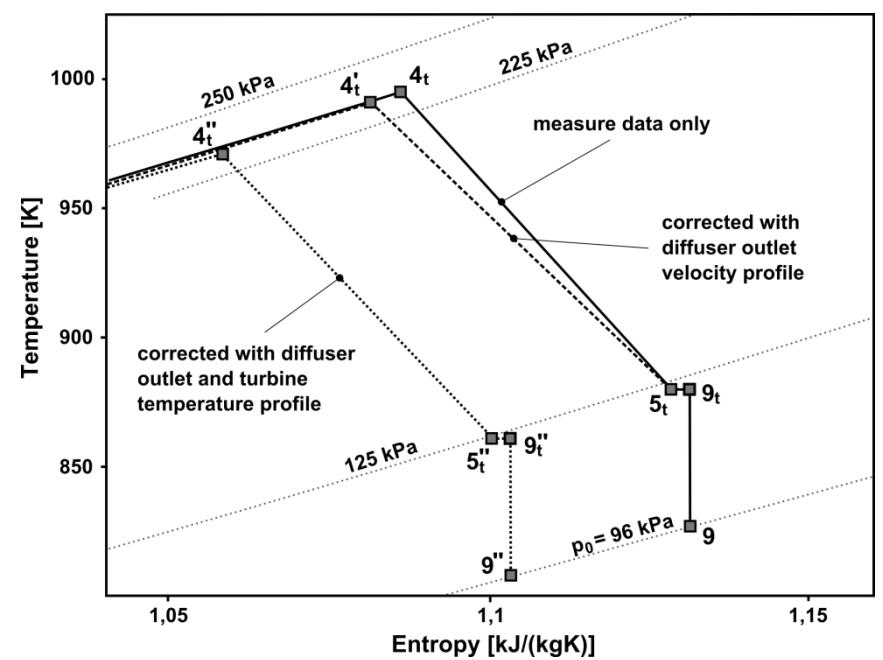


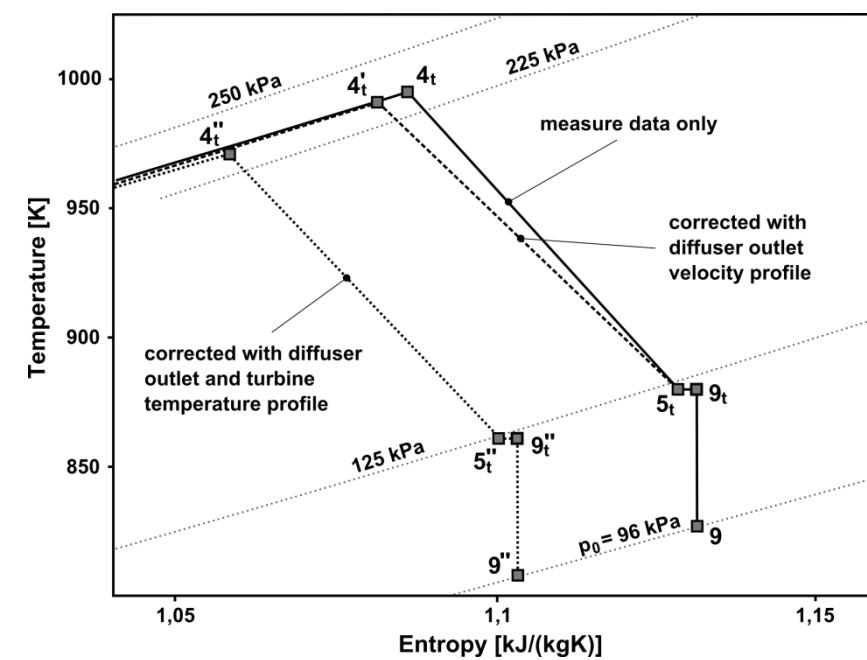
Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

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).



Şekil 5: Türbinde genişleme için sıcaklık-entropi diyagramı

Mevcut araştırmalar, bu etkileri hesaba katmak için sayısal analizlerle düzeltilmiş ölçümlere dayanmaktadır. Bu makaledeki daha ileri çalışmalar için, kompresör çıkış hızı ve türbin giriş sıcaklığı için düzeltmeler hesaplanan parametreler kullanılmaktadır. Ancak, bu analizlerin hala doğrulanması gerekmektedir. Uçuş İtme Enstitüsü'nde, mevcut araştırmalar bu görevi başarmayı hedeflemektedir. Yeni bir ayarlanabilir ölüm kurulumu geliştirilmekte. Ölüm pozisyonu, iki stator kanadı arasındaki bir segment boyunca toplam kompresör çıkış basıncını kaydetmek için çevresel olarak kaydırılabilir. Ayrıca, yerel akış yönünü bulmak için döndürülebilen üç delikli bir basınç probu kullanılmaktadır. Bu kurulum, kompresör çıkış koşullarının daha iyi bir deneyel değerlendirme vaat etmektedir. Türbin giriş koşullarının araştırılması için, kesit boyunca sıcaklıkların, basınçların ve hızların detaylı ölçümünü sağlayan ayrı bir yanma odası test standı geliştirilmekte [16].

5. İyileştirme potansiyelinin değerlendirilmesi

Gerçek bir Brayton çevriminin verimliliği, bileşen kayıpları ile birlikte, esasen basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının kombinasyonu tarafından belirlenir. Türbin giriş sıcaklığı, motor bileşenlerinin izin verilen maksimum malzeme sıcaklığı nedeniyle sınırlıdır. Bu, türbinin statorunu ve rotorunu, ayrıca arka yataklamayı etkiler. Türbin statorunun, ortalama kesit sıcaklığının 971 K olduğu sıcak noktalari yaklaşık 1150 K olan bir çevresel sıcaklık profiline maruz kaldığı daha önce gösterilmiştir. Daha eşit bir dağılım sağlanabilirse, ortalama türbin giriş sıcaklığı, motorun işletme güvenilirliğini olumsuz etkilemeden artırılabilir. Ancak, Şekil 6'nın gösterdiği gibi, yalnızca türbin giriş sıcaklığının artırılması, daha iyi spesifik yakıt tüketimi sağlamaz. 1003 K'lık optimal sıcaklık, yalnızca %0.15 oranında bir azalma sağlayacaktır (Şekil 6'daki HT Noktası). Daha yüksek sıcaklıklar, tekrar artıracaktır. Bu, egzozda daha yüksek entalpi seviyesinin neden olduğu spesifik itmenin artışı ile açıklanabilir. Yüksek egzoz gazı hızları, güç dönüşümünün daha az verimli hale gelmesi nedeniyle daha yüksek spesifik yakıt tüketimlerine yol açar.

Daha iyi bir genel verimliliğin itici faktörü, kompresör basınç oranıdır. Küçük gaz türbinleri için makul değerler aralığında, daha yüksek bir basınç oranı her zaman spesifik yakıt tüketiminin azaltmasına yol açar. Ancak daha önce de belirtildiği gibi, basınç oranı, küçük gaz türbinleri için geçerli olan geometri, malzeme sıcaklığı ve tek aşamalı türbin konfigürasyonu gibi kısıtlamalar nedeniyle sınırlıdır. Pazar araştırmaları, 1000 N ve altındaki itme aralığında mevcut olan motorların hiçbirinin 4'ten daha büyük bir basınç oranında çalışmadığını göstermiştir. Daha yüksek basınç oranları ayrıca, transonik olarak optimize edilmiş kanatların küçük boyutlarda üretim sorunlarına yol açması nedeniyle ek şok kayıplarına da neden olacaktır [7]. Yine de, 4'lük bir basınç oranı, analiz edilen motorun verimliliğini %14.2 oranında azaltabilir (Şekil 6'daki HP Noktası).

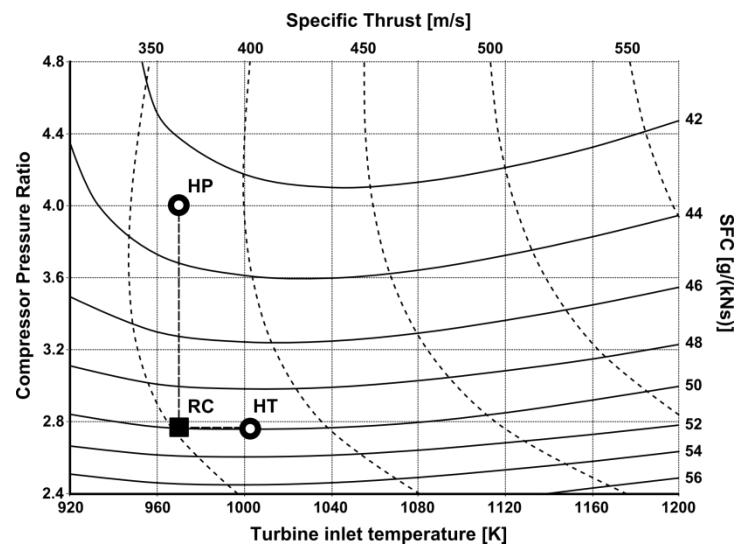
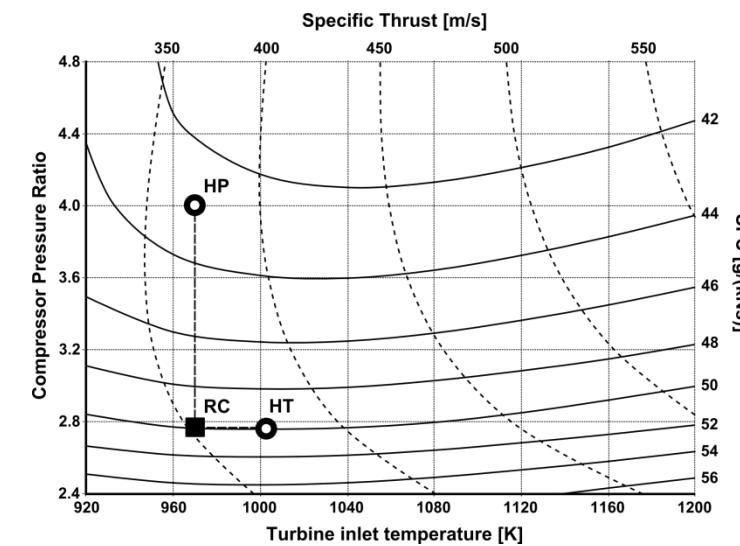


Figure 6: Performance over Design Parameters
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)



Şekil 6: Tasarım Parametreleri Üzerindeki Performans
(RC – referans döngüsü, HT – yüksek sıcaklık, HP – yüksek basınç oranı)

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.

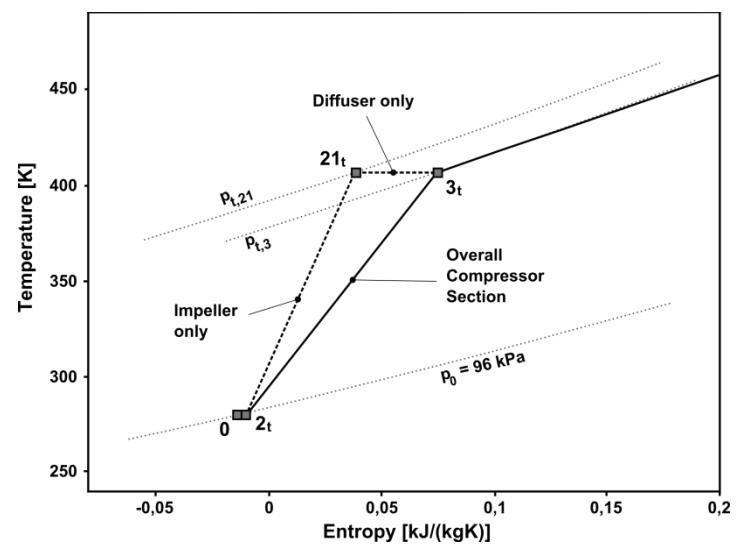


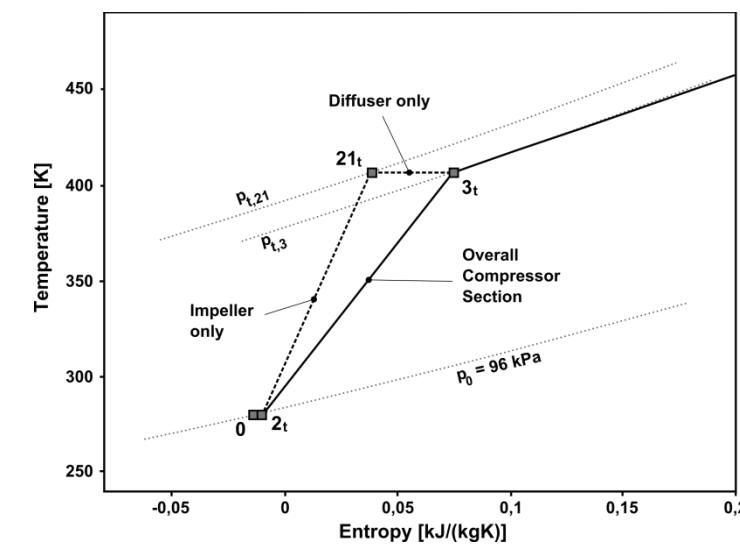
Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

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 Kaykı Faktörlerinin Tanımlanması

Basınç oranını artırmanın umut verici bir yöntemi, kompresör difüzör kanatları içinde meydana gelen kayıpları azaltmaktadır. Bu, daha yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarını veya türbinden daha fazla iş transferi gerektirmeden verimliliğin artmasına yol açacaktır. Sayısal araştırmaya göre, difüzörün basınç kaybı %12 civarındadır.

Şekil 7, sıcaklık-entropi diyagramında sıkıştırma sürecini göstermektedir. t ve t noktaları, tüm kompresör bölümünün giriş ve çıkışındaki toplam koşulları temsil ederken, t noktası, pale ve difüzör arasındaki koşulları göstermektedir. Analiz, palenin verimliliğinin 3.14 basınç oranında %84.9 olduğunu göstermektedir.



Şekil 7: Sıkıştırma için Sıcaklık-entropi Diyagramı

Şekil 8, kompresör difüzörü basınç kaybının spesifik yakıt tüketimi ve spesifik itme üzerindeki etkisini göstermektedir. Difüzör kayıplarının yakıt tüketiminin büyük bir kısmından sorumlu olduğu açıkça görülmektedir. Ideal bir difüzör, yakıt tüketimini %17.8 oranında azaltacaktır. Mevcut difüzörler, öncelikle basit üretim ve düşük maliyetler açısından tasarlanmıştır. Aerodinamik olarak optimize edilmiş palet tasarımını içermemektedirler. Difüzör paletleri üzerinden akan akışın incelenmesi, ciddi akış ayırmalarının olduğunu göstermektedir. Geliştirilmiş stator palet geometrisi, basınç kaybını azaltmaya yardımcı olabilir.

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

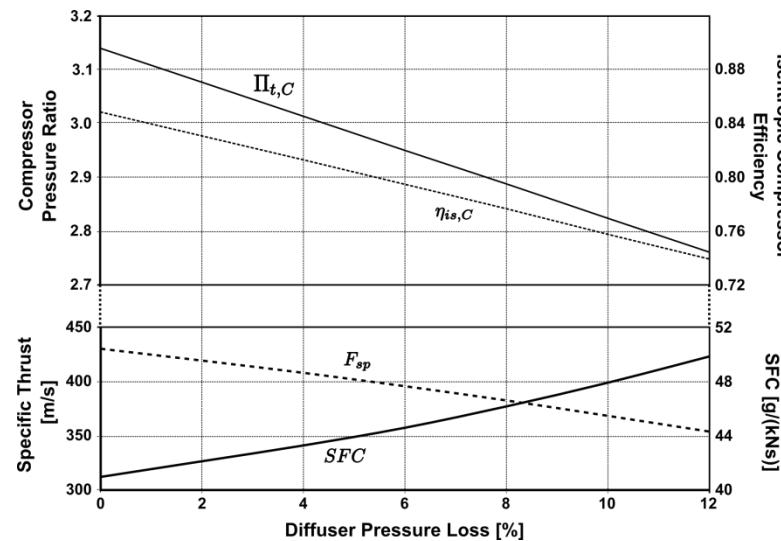


Figure 8: Effect of diffusor pressure loss

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.

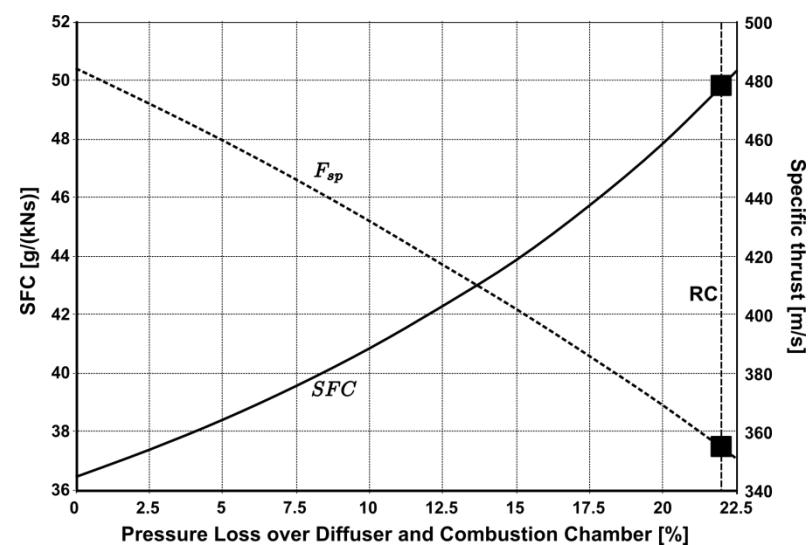
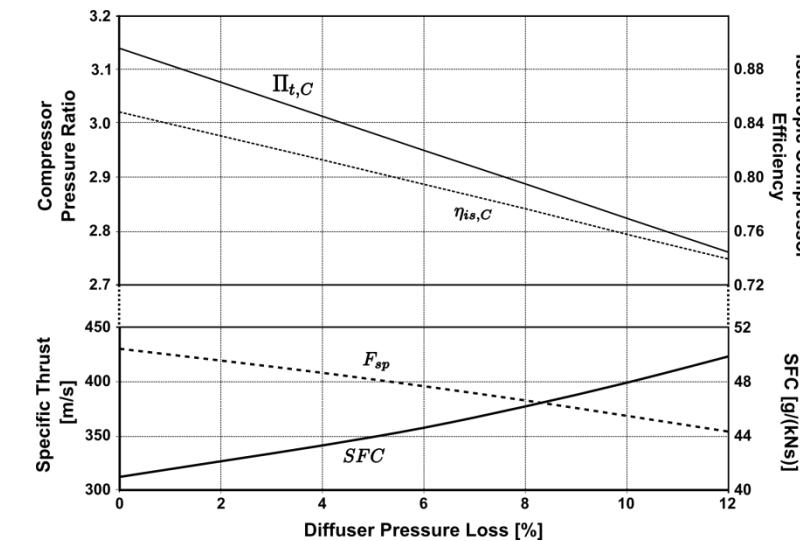


Figure 9: Combined effect of diffuser and combustion chamber pressure loss
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

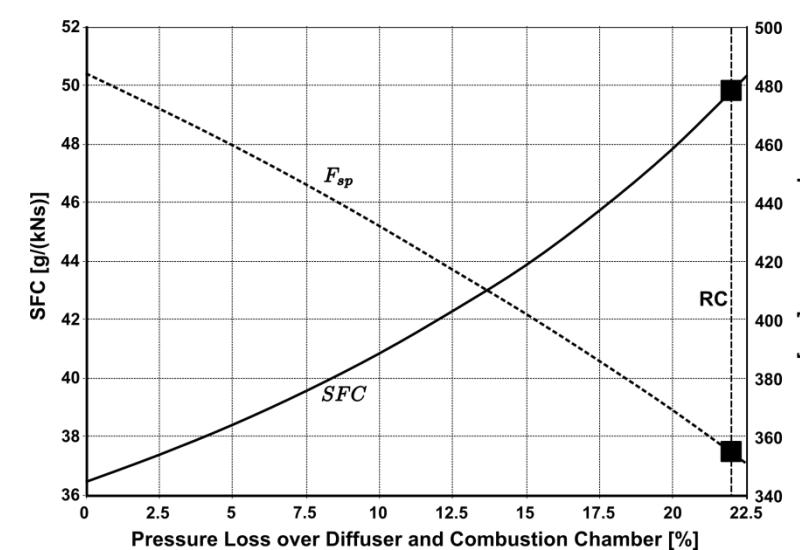
The main purpose of the diffuser is to reduce the flow velocity coming from the impeller in order to maintain a stable combustion. However, influence parameters on combustion such as velocity profiles and pressure distribution are not yet fully understood. Experimental as well as numerical analyses have 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.

kayıpları azaltmak ve böylece genel verimliliği artırmak. Farklı geometriler üzerinde, örneğin tandem statörler gibi, sayısal analizler şu anda gerçekleştirilmektedir.



Şekil 8: Difüzör basınç kaybının etkisi

Kompresör difüzör kayıplarının termodinamik olarak ilgili etkisi, türbin giriş basıncının azalması ve dolayısıyla akışkanın genişletilmesi sırasında elde edilebilecek entalpi kazancının düşmesidir. Bu, yanma odasındaki basınç kayıpları için de geçerlidir. Bu nedenle, genel performans analizi için kayıpların kaynağı önemli değildir. Şekil 9, hem kompresör difüzör kayıplarının hem de yanma odası basınç kayıplarının bağımsız olarak değiştirildiği bir parametrik çalışmanın sonucunu göstermektedir. Etki ve sp yalnızca her iki basınç kaybının toplamına bağlıdır.



Şekil 9: Difüzör ve yanma odası basınç kaybının birleşik etkisi
(Referans döngüsü RC %22.1)

Difüzörün ana amacı, stabil bir yanmayı sürdürmek için pale tarafından gelen akış hızını azaltmaktadır. Ancak, hız profilleri ve basınç dağılımı gibi yanmayı etkileyen parametreler henüz tam olarak anlaşılmamıştır. Deneyel ve sayısal analizler, difüzörün akıştan açısal momentumu tamamen kaldırıldığını göstermiştir. Ancak bu, daha iyi karıştırma özellikleri sayesinde yanma verimliliğine faydalıdır. Bu nedenle, difüzör ile yanma odası arasındaki kesişim, umut verici bir optimizasyon potansiyeli sunmaktadır. Difüzör ve yanma odasının bireysel bileşenler olarak değil, tek bir birim olarak ele alınması gereği sonucuna varılmaktadır.

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.

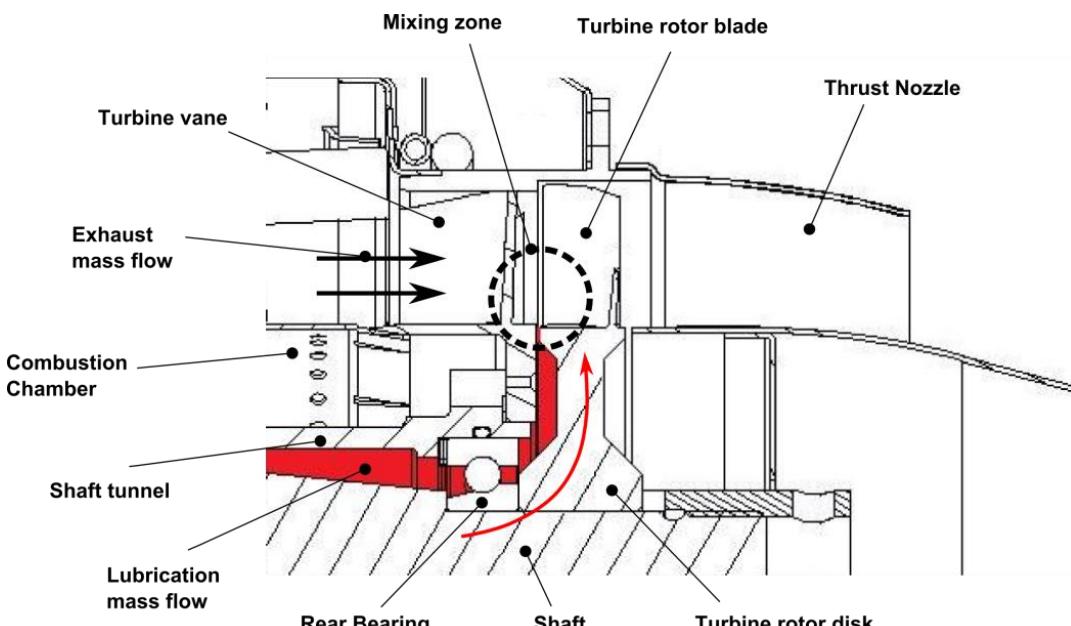


Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

5.2 Comparison of loss factors on performance

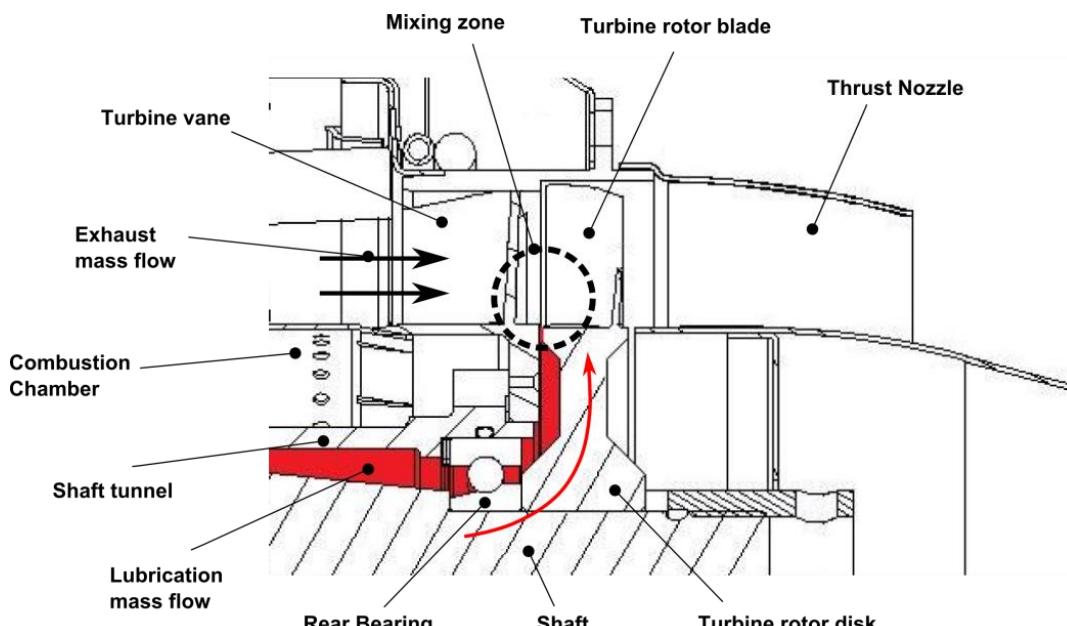
Improvement of components can be quantified in relative reduction of the occurring losses. Loss reduction LR_x can be evaluated with

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

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

Yanma verimliliği, döngüyü sürdürmek için gerekli olan yakıt miktarını doğrudan etkiler. Ayrıca, egzoz kütleye akışına katkıda bulunduğu için türbin ve kompresör arasındaki güç dengesinde de küçük bir etkiye sahiptir. Yanma verimliliğini artırmak iki şekilde gerçekleştirilebilir. İlk yöntem, brülörün verimliliğini artırmaktır. Yeni yanma odası tasarımı ile optimize edilmiş astar delikleri, yanma bölgesinde karıştırma ve ateşleme süreçlerini iyileştirebilir. Yanma odası astar tasarımı, Uçuş İtme Enstitüsü'nde mevcut araştırmaların konusudur. İkinci olasılık, yağlama yakıt kütleye akışını yanma bölge sine geri dönüştürmektir. Bu, buharlaştıracı çubuklara yönlendiren boş turbin kanatları ile gerçekleştirilebilir. Ancak, bu uygulamalar henüz gerçekleştirilmemiştir. Aynı görev, ayrı bir yağ sistemi ile de gerçekleştirilebilir. Ancak, bu, 1000 N altındaki küçük jet motorları için uygulanabilir bir seçenek gibi görünmemektedir çünkü motorun boyutunu, ağırlığını, karmaşıklığını ve malyetini artıracaktır.

Bu analizde türbin verimliliği, daha büyük eksenel türbinlerle karşılaştırıldığında çok düşüktür. Bu, kısmen düşük Reynolds sayıları, boşluk aralıkları ve yüzey kalitesi gibi küçük boyut etkileriyle açıklanabilir. Ancak, yatakların yağlama sistemi de türbin verimliliği üzerinde etkilidir. Yağlama kütleye akışı, türbin kanadı ile rotor arasındaki ana egzoz gazı akışıyla birleştiğinde, karışım kayipları meydana gelir. Şekil 10'da gösterildiği gibi, yağlama kütleye akışı, karışım bölgesinde 90° kesme akışına yol açan radyal bir yöndedir. Ayrıca, bu çalışmada analiz edilen TJ 74 moturu, nokta kaynaklı çelik türbin statoru kullanmaktadır. Daha yeni gaz türbinleri, nikel alaşımlarından entegre döküm parçalarla donatılmıştır. Bunun başlıca nedeni daha iyi sıcaklık direncidir. Ancak, daha pürüzsüz yüzeyler ve daha düşük üretim toleransları, sürtünme kayiplarını azaltmaya yardımcı olur ve dolayısıyla türbin verimliliğini artırır.



Şekil 10: Yağlama ve egzoz kütleye akışının karışımı

5.2 Performans Üzerindeki Kayıp Faktörlerinin Karşılaştırılması

Bileşenlerin iyileştirilmesi, meydana gelen kayipların göreli olarak azaltılması ile niceleştirilebilir. Kayıp azaltma x ile değerlendirilebilir

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

kayıb faktörünü temsil eder, yani basınç kayipları meydana gelirse basınç oranları veya uygulanabilir ise verimlilikler. x_{ref} yukarıdaki döngü hesaplamasından elde edilen kayıp referans değeridir. Dolayısıyla, 1 olan basınç oranları ve sırasıyla verimlilikler kayipları %100 oranında azaltır. Şekil 11, kayıp azaltmanın spesifik yakıt üzerindeki etkisini göstermektedir.

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.

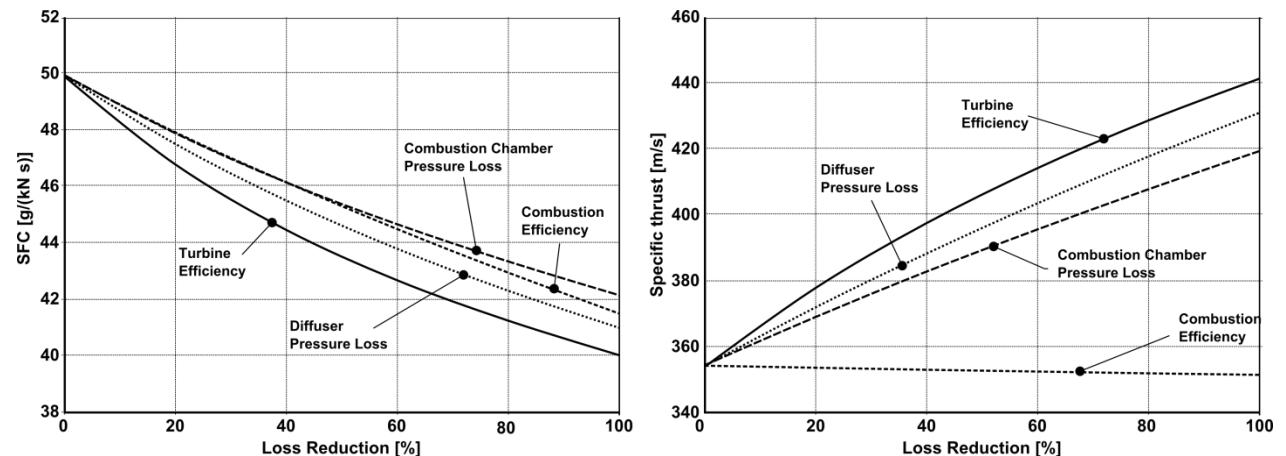


Figure 11: Influence of loss reduction on performance

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.

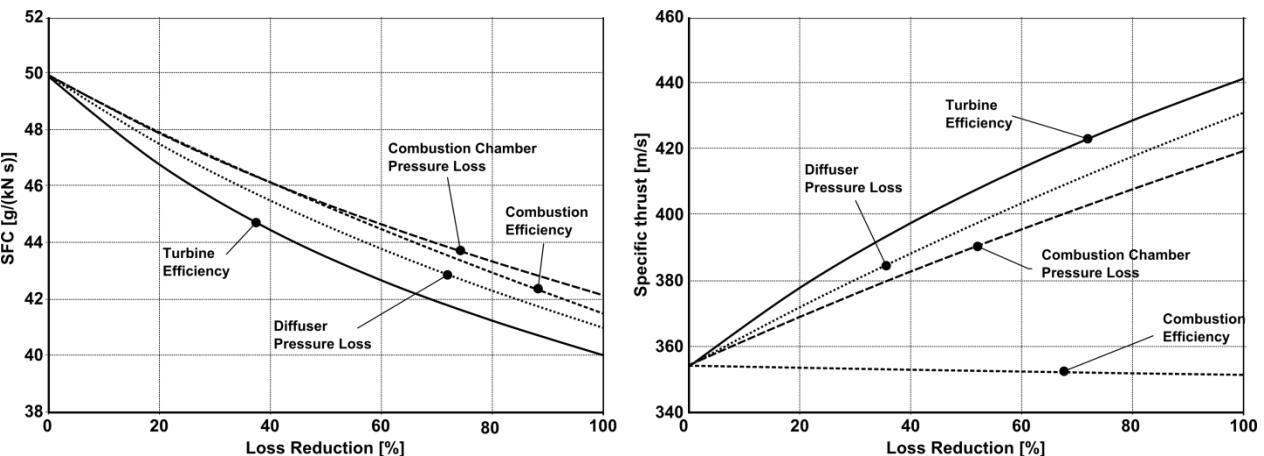
This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffusor and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is 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 diffuser 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 diffuser. Figure 12 shows the result of this case study.

tüketimi ve spesifik itme. Kayıp faktörleri, difüzör basınç oranı, yanma verimliliği, yanma odası basınç oranı ve türbin verimliliğidir. Grafikler, her biri tek bir parametrenin değişiminden kaynaklanmaktadır.



F Şekil 11: Performansa kayıp azaltmanın etkisi

ce

Sonuç, türbin verimliliğinin teorik olarak motor performansını artırma potansiyelinin en yüksek olduğunu göstermektedir. Yeni türbin kanadı tasarımını ve yatırımlık teknik ile kısmi bir iyileştirme sağlanabilir. Alternatif yağlama sistemleri de türbin verimliliğini artırabilir. Ancak, küçük boyut etkileri turbo makinelere devam ettiginden, daha fazla iyileştirme sınırlı olarak değerlendirilmelidir.

Diger üç faktörün etkisi daha küçük ama yine de önemlidir. Yanma verimliliğinin spesifik itme üzerindeki etkisi bir istisna olup, bir iyileştirme yalnızca gereken yakıt kütlesi azaltmıştır. Bu, türbinden daha yüksek bir spesifik iş çıkışına gerektiren biraz daha düşük bir egzoz kütlesi yol açar. Sonuç, itme memesindeki entalpi seviyesinin düşmesi olup, bu da spesifik itmede küçük bir azalmayı beraberinde getirir.

Bu analiz, kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesişimin iyileştirilmesinde büyük bir potansiyelin yattığını da göstermektedir. Daha yüksek yanma verimliliği, yakıt ve hava kütlesi akışlarının daha iyi bir karışımını gerektirir. Karışım kalitesi büyük ölçüde hava kütlesi akışının yanma bölgesine nasıl enjekte edildiğinin bir sonucudur. Ancak bu, küçük gaz türbinlerinin yanma odaları ile karıştırma ve buluşma süreçlerinin daha iyi anlaşılması gerektir. Yeni difüzör geometrisi uygun akış koşullarını sağlayabilir. Optimize edilmiş bir kesişim, hem difüzörde hem de yanma odasında basınç kayiplarının azaltılmasına da yol açabilir.

5.3 İyileştirilmiş bileşenlerin optimal tasarım parametreleri üzerindeki etkileri

Yağlama kütlesi akışının yanma odasına geri dönüştürülmesi, hem yanma verimliliğini hem de türbin verimliliğini artırmak bir yöntemdir. Yüzde beş yağlama yakıt akışı varsayımlıyla, yanma verimliliği yüzde 86.8'e yükselmekte ve bu da yüzde 24.6'lık bir kayıp azalması ile ilişkilendirilmektedir. Türbinde karışım kayiplarını önlerek kayipların yüzde 10 azaltılabileceği varsayımlıyla, geri dönüşüm spesifik yakıt tüketimini yüzde 8 azaltabilir ve spesifik itmeyi yüzde 3.2 artıtabilir.

Aşağıda, bileşen iyileştirmelerinin optimal tasarım parametreleri üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla genel bir durum sunulmaktadır; yani kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığı. Bu analiz için tüm kayıp faktörlerinde yüzde 30'luk bir azalma uygulanmaktadır. Bu, 0.773'lük yeni bir kompresör verimliliği $\eta_{is,C}$, 0.878'lük bir yanma verimliliği η_{Comb} , 0.929'luk bir yanma odası basınç oranı $\Pi_{t,CC}$ ve 0.848'lük bir türbin verimliliği $\eta_{is,T}$ ile sonuçlanmaktadır. Dönme bileşenleri arasında sabit bir iş dengesi için, bu, difüzördeki kayipların azalması nedeniyle 2.88'lük artan bir kompresör basınç oranı $\Pi_{t,C}$ ile sonuçlanmaktadır. Şekil 12, bu durum çalışmasının sonucunu göstermektedir.

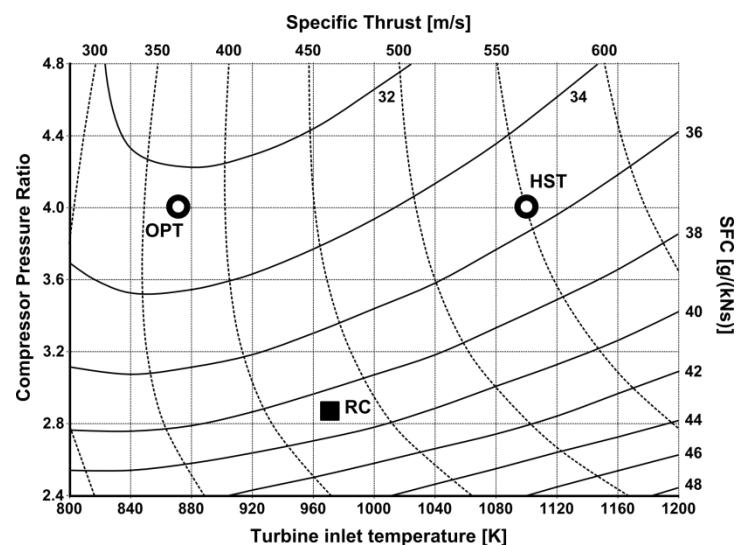


Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

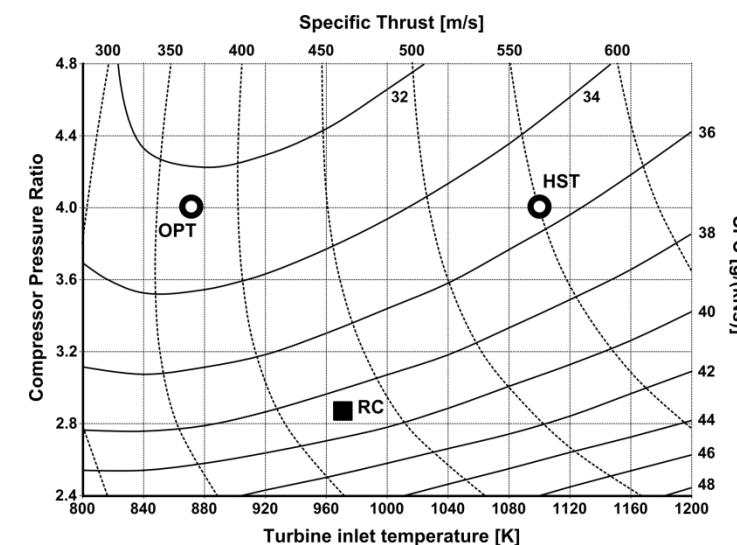
The loss reduction (point RC in Figure 12) leads to a reduction of specific fuel consumption by 22.4 percent to 38.7 g/(kNs) compared to the former reference cycle. The specific thrust is 429 m/s, an increase by 21.2 percent. For minimum *SFC* the optimal turbine inlet temperature is between 800 and 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.



Şekil 12: Geliştirilmiş bileşenlerle Tasarım Parametreleri üzerindeki Performans
(RC – referans döngüsü, OPT – optimal spesifik yakıt tüketimi, HST – yüksek spesifik itme)

Kayıp azaltma (Şekil 12'deki RC noktası), önceki referans çevrimine kıyasla spesifik yakıt tüketiminde yüzde 22.4'lük bir azalma ile 38.7 g/(kNs) sağlanmaktadır. Spesifik itme 429 m/s olup, yüzde 21.2lik bir artış göstermektedir. Minimum optimum türbin giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranına bağlı olarak 800 ve 900 K arasındadır. 4'lük bir basınç oranı ve 868 K'lik bir türbin giriş sıcaklığı için 32.5 g/(kNs) spesifik yakıt tüketimi elde edilebilir (Şekil 12'deki OPT noktası). Referans çevrimine kıyasla, daha yüksek verimlilik için türbin giriş sıcaklığının azaltılması gerekmektedir. Ancak, spesifik itme daha yüksek sıcaklıklarla artmaktadır. 4'lük bir basınç oranında 1100 K'lik bir türbin giriş sıcaklığı, OPT noktasına kıyasla spesifik itmeye yüzde 49 artırarak 550 m/s'ye çıkaracak, ancak aynı zamanda yüzde 9.2'lik bir artışla 35.5 g/(kNs) yakıt tüketimine de neden olacaktır (Şekil 12'deki HST noktası). Bu performans dengesi, yüksek itme gereklilikleri olan uygulamalar için geçerli olabilir. Daha yüksek sıcaklıklar, yeni yanma odası tasarımı ile sıcak noktaların azaltılmasını veya azaltılmış عمر gerekliliklerini talep etmektedir. Gelişmiş nikel alaşımı malzemelerin araştırmaları, tamamen eşit bir sıcaklık profili ile 1300 K'den daha yüksek türbin giriş sıcaklıklarının mümkün olduğunu göstermektedir [17].

6. Sonuç olarak

Küçük bir gaz turbininin deneyel testler ve sayısal simülasyonlar yoluyla incelemesi, döngü sürecinden elde edilen doğru termodinamik verilerin erişiminin zor olduğunu ortaya koymuştur. Bu, esasen çevresel düzensiz hız ve sıcaklık profillerinden kaynaklanmaktadır. Ölçüm probunun yeterince yüksek çözünürlüğü, geometrilerin çok küçük olması nedeniyle kurulamaz. Sayısal analizler, bu tür belirsizlikleri tanımlamaya yardımcı olur; ancak henüz doğrulanmamıştır. Bir duyarlılık analizi, ölçülen verilerdeki çok küçük değişikliklerin bile iterasyonla elde edilen tasarım değerlerinde önemli saptamlara yol açabileceğini göstermiştir.

Bununla birlikte, küçük gaz turbinleri için iyileştirme potansiyellerini değerlendirmek amacıyla termodinamik analiz genişletilmiştir. Bileşen kayıp azaltmalarının tanımı, iyileştirme potansiyellerini nicelendirerek kullanılmıştır. Kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesimin, difüzör ve yanma odası basınç kayıplarını etkilediği için önemli bir potansiyel sunduğu gösterilmiştir. Ayrıca, yanma verimliliği, difüzörden gelen hava akış hızı ve yönünden etkilenen karıştırma kalitesine güçlü bir şekilde bağlıdır. Korumacı yaklaşımların aksine, her iki bileşen de ayrı ayrı değerlendirilmemeli, daha çok bir bütün olarak ele alınmalıdır.

Bileşen iyileştirmeleri için gerçekçi varsayımlar, en son teknoloji motorların ulaştığına kıyasla çok daha düşük spesifik yakıt tüketimlerine yol açar. Daha yüksek basınç oranları performansı artırırken, motorun karmaşıklığını ve ağırlığını da artırır. Yeni yanma teknikleri ile türbin bölümündeki sıcak noktaların azaltılması, ortalama türbin giriş sıcaklıklarını artırabilir ve dolayısıyla türbin ömrünü azaltmadan spesifik itmeye artırabilir. Türbin girişinin bölümünde homojen bir sıcaklık ve hız profili, türbin verimliliğinin daha fazla optimizasyonu için önemli bir ön koşuludur.

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.

Küçük gaz turbinlerinin uygulamalarındaki çeşitlilik nedeniyle, küçük gaz turbinlerinin genel optimizasyonu ek anahtar unsurları da içermektedir. Verimlilik ve itme gereksinimlerinin yanı sıra, küçük motor boyutu, yakıt esnekliği, düşük karmaşıklık ve edinim maliyeti gibi gereksinimler de bulunmaktadır. Küçük gaz turbini tasarımını esasen uygulama odaklı bir görev olmaya devam etmektedir, ancak ek iyileştirmeler için büyük bir potansiyele sahiptir.

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 Modellgasturbine*. 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

Kaynaklar

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Üreticinin web sitesi: www.frankturbine.de
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Gaz turbini performans yazılımı. Web sitesi: www.gasturb.de
- [3] Schreckling K. 1994. Model Uçaklar için Gaz Türbinleri. Traplet Yayımları.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Jet İtiş: Jet Motorlarının Aerodinamik ve Termodinamik Tasarımı ve Performansı için Basit Bir Kılavuz. Cambridge University Press, Cambridge, Birleşik Krallık
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. EJ200 Turbofan Motoru – Yenilikçi Güç. Veri Bilgi Sayfası
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Ölçeklendirme 3-36k W Mikro Türbinler. 57th ASME Turbo Expo, Kopenhag, Danimarka
- [7] Rodgers C. 2003. Küçük Gaz Türbinlerinin Performansları Üzerine Boyutun Bazi Etkileri. 48th ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, ABD
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Küçük Gaz Türbinleri için Kompresör Difüzörü Üzerine Sayısal Araştırma. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Küçük Gaz Türbinleri için Yanma Odalarının Sayısal Araştırması. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Mikro-turbine motor yanma odasındaki aerodinamik akışın hesaplamalı çalışması. Journal of Power Technologies 92, ss. 68-79.
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Mikro Gaz Türbini Jet Motorları için Brülör Konseptlerinin Araştırılması, 23rd Uluslararası Taşıma Fenomenleri Sempozyumu, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Bir model gaz turbini içinde cam brülör odasının tasarımı ve devreye alınması. Teknik Rapor. LFA-2011-007. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Araştırma ve Eğitim için Bir Mikro Turbin Motoru ile Kurulum ve Operasyonel Deneyim. 49th ASME Turbo Expo, Viyana, Avustralya.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Çok Küçük Hava Motoru Geliştirilmesi. 45th ASME Turbo Expo, Münih, Almanya
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Bir model gaz turbini üzerinde çalışma özelliklerinin belirlenmesi için deneysel araştırmalar, Teknik Rapor, LFA-2011-100, Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Küçük gaz turbini için bir brülör odası testinin tasarımı ve devreye alınması. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Kombine Isı ve Güç Uygulamaları için bir 3k W Mikro Türbinin Geliştirilmesi. 55th ASME Turbo Expo, Glasgow, Birleşik Krallık