# 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*

## 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].

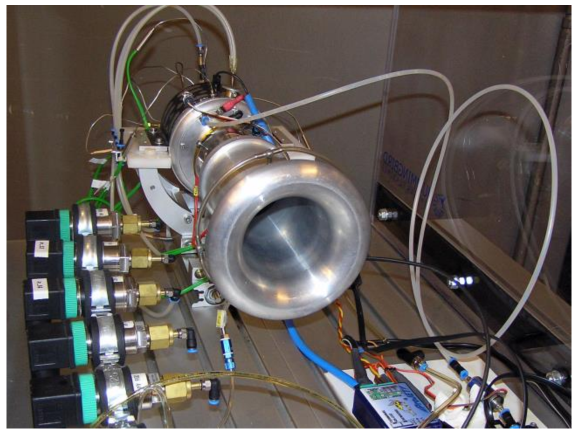


Figure 1: Test stand with gas turbine Frank Turbine TJ 74





# محركات نفاثة صغيرة جداً تعمل بالغاز – الحدود الحالية والإمكانات ل لتحسين

دي. هيرندورف *، أ. هوبفر *، و. إيرهارد * و هـ-ب. كاو *
*معهد دفع الطيران
الجامعة التقنية في ميونيخ، *85747* غارشينغ، ألمانيا

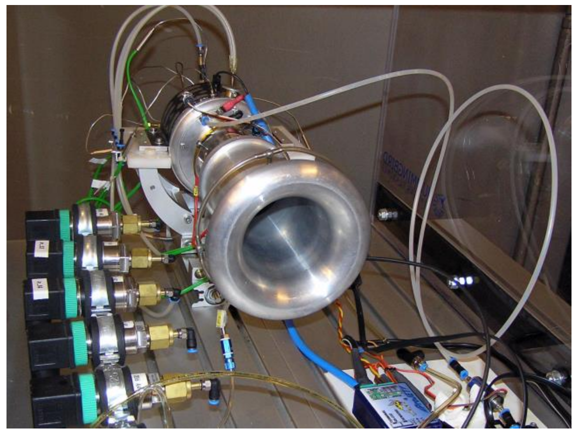
## ملخص

تقدم تكنولوجيا التوربينات الغازية أجهزة دفع تتمتع بنسب دفع إلى وزن ممتازة لمجموعة واسعة من ظرو ف الطيران. ومع ذلك، فإن الكفاءة المنخفضة والتكاليف التشغيلية العالية لمحركات التوربينات الغاز ية الصغيرة الحالية تقيد بشكل كبير استخدامها في الأسواق الناشئة الجديدة. تقيم هذه الورقة أداء ال توربينات الغازية الصغيرة استنادًا إلى بيانات الدورة الديناميكية الحرارية التي تم الحصول عليها من م نصة اختبار. كما تحلل تأثير المعلمات المستندة إلى المكونات وتقترح تدابير لزيادة الكفاءة. بعد إج راء التحليل، تم تحديد التقاطع بين موزع الضاغط وغرفة الاحتراق كمنطقة ذات إمكانات عالية للتحسين.

## 1. المقدمة

في السنوات الأخيرة، تم تصميم مجموعة متنوعة من محركات التوربينات الغازية النفاثة الجديدة في نطاق الدفع الذي ي صل إلى 1000 نيوتن وأقل (محركات نفاثة صغيرة جداً تعمل بالغاز). تجعل أحجامها الصغيرة ووزنها الخفيف جذابة للأسواق ا لناشئة الجديدة مثل الطائرات النموذجية، والطائرات بدون طيار، والمركبات التي يتم التحكم فيها عن بُعد، وأنظمة الطي ران الذاتية. ومع ذلك، بسبب تأثيرات القياس ونقص إرشادات التصميم للمكونات الرئيسية مثل غرفة الاحتراق أو ش فرات موزع الضاغط، لا تزال الكفاءة المنخفضة لهذه المحركات تقيد استخدامها في العديد من الحالات.

في معهد دفع الطيران التابع للجامعة التقنية في ميونيخ، تم إجراء تحقيقات حول التوربينات الغازية الصغيرة ج دًا من أجل تقييم حالة التكنولوجيا الحالية وكذلك لتقدير الإمكانيات للتحسين. تم تحليل عملية الدورة الدينا ميكية الحرارية لتوربين الغاز فرانك توربين TJ 74 [1] على منصة اختبار (انظر الشكل 1). ومع ذلك، لم يكن من الم مكن تحديد بعض ظروف الحالة التمثيلية بدقة بسبب التوزيعات غير المتساوية على محيط الدائرة. تم إجراء ال تحليلات العددية من أجل أخذ عدم اليقين في القياسات بعين الاعتبار وتوفير معلومات أكثر تفصيلاً حول ظروف التدفق. تم حساب معلمات التصميم وكفاءات المكونات بشكل تكراري باستخدام برنامج أداء غاز تيرب 12 [2].



Fالشكل 1: منصة الاختبار مع توربين الغاز فرانك توربين 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.

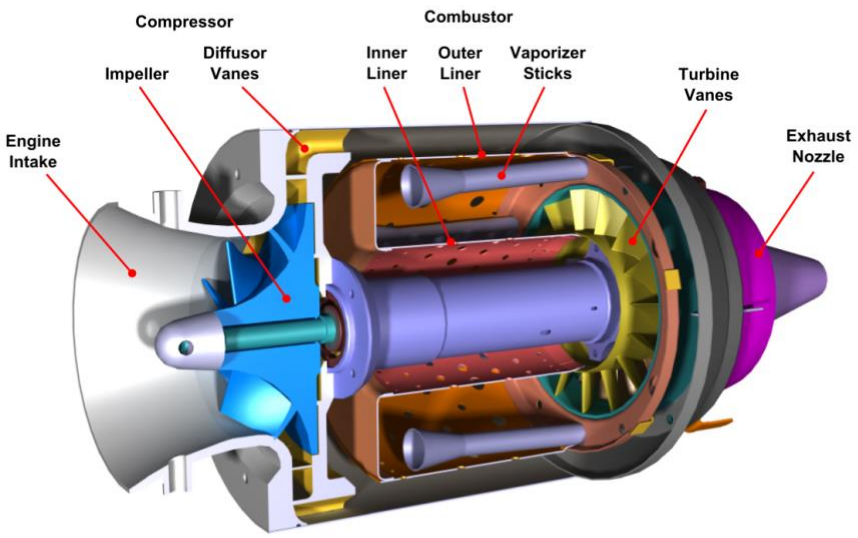



Figure 2: Configuration of a very small gas turbine

## 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.

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

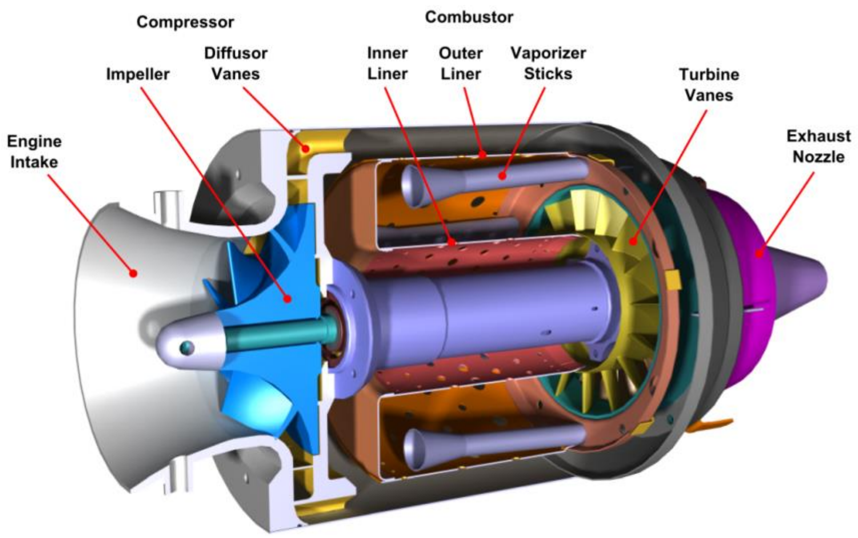
$$F_{sp} = \frac{F_N}{\dot{m}_0} \approx (FAR+1)\cdot v_9 \quad \textbf{(2)}$$



## 2. تكوين التوربينات الغازية الصغيرة

تعتمد تكوينات معظم محركات التوربينات الغازية الصغيرة على إرشادات كورت شريككليغ [3] . يدخل الهواء المحي
ط إلى توربين الغاز من خلال مدخل المحرك ويتجه إلى الضاغط. يتكون الضاغط من دافع مركزي وشفرات موزعة لاحقة، و
التي تحرف الهواء في الاتجاه المحوري وتقلل من سرعته عن طريق زيادة الضغط الثابت. يدخل الهواء منطقة الاحترا
ق من خلال عدة ثقوب في البطانة الداخلية والخارجية لغرفة الاحتراق. يتم توجيه جزء صغير من الهواء إلى عصي الت
بخير في الجانب الخلفي من غرفة الاحتراق. داخل العصي، يتم خلط هذا الجزء من الهواء مع الوقود، الذي يتبخر على ا
لجدار الساخن للعصي. يشتعل خليط الوقود والهواء بعد مغادرته لعصي التبخير. بعد غرفة الاحتراق، يتمدد غاز ال
عادم في التوربين، الذي يوفر الطاقة لدافع الضاغط. يخرج غاز العادم من توربين الغاز عبر الفوهة المتقاربة، حيث
يتم تسريع التدفق من أجل خلق الدفع. يوضح الشكل 2 التكوين الكامل لتوربين الغاز.

الفرق الرئيسي مقارنة بمحركات توربين الغاز الأكبر هو غياب نظام زيت منفصل لتبريد وتزييت المحامل. بدلاً
من ذلك، يتم تزويد الاحتراق والتزييت بمزيج من الكيروسين وحوالي 5% من زيت التوربين. يتم تقسيم المز
يج بعد مضخة الوقود بحيث يتم توجيه حوالي 5 % من إجمالي تدفق الوقود عبر المحامل [3] . تتحد هذه النسبة مع
تدفق غاز العادم الرئيسي فقط بعد قسم التوربين - حيث تتجاوز غرفة الاحتراق وبالتالي تبقى غير محترقة.




الشكل 2: تكوين توربين غاز صغير جداً

## 3. تقييم أداء النفاثات أحادية الدوار

لتقييم أداء محرك النفاث، يمكن قياس استهلاك الوقود المحدد للدفع بالإضافة إلى الدفع النوعي $sp$. يتعلق هذا
بتدفق كتلة الوقود إلى ناتج الدفع، مما يميز الكفاءة العامة للمحرك (انظر المعادلة (1)). الدفع النوعي هو حاصل ق
سمة الدفع على تدفق كتلة المحرك مما يجعله في الأساس دالة على سرعة غاز العادم $9$ وبالتالي الطاقة الحركية الم
حددة للغازات العادمة (انظر المعادلة (2)). هذه القيمة مهمة بشكل صريح للمحركات الصغيرة التي يكون الحجم فيها عام
لاً محدداً حيث يجب إنشاء الدفع بواسطة تدفقات كتلة منخفضة وسرعات عالية.

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

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

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

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

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

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

## 4. Cycle analysis of a small jet engine

### 4.1 Measurements

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

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

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



تُعرض المعادلتان دون إظهار تأثير سرعة الطيران. نسبة الوقود إلى الهواء $_{fuel}/\dot{m}_0$ تربط تدفق كتلة الوقود بت دفق كتلة الهواء في المحرك $_0$ . كما تُظهر المعادلتان (1) و(2)، فإن كلا قيم الأداء مترابطة ارتباطاً وثيقاً. ومع ذلك، فإن التحويل من الطاقة الحركية إلى الدفع يصبح عموماً أقل كفاءة مع السرعات الأعلى [4] . لذلك، يجب أن يكون ت صميم المحرك دائماً تسوية، لأن انخفاض وارتفاع $_{sp}$ لا يمكن تحقيقهما في نفس الوقت.

قيم الأداء هي دالة لمعايير التصميم وكفاءات مكونات المحرك. بالنسبة لمحرك نفاث ذو عمود واحد، فإنها نتيجة لن سبة الضغط الكلي للضاغط $_{t,C}$، ودرجة حرارة مدخل التوربين $_{t,4}$ بالإضافة إلى الكفاءات وخسائر الضغط للمكونات الفردية (انظر المعادلة (3)). $_{is,C}$ و$_{is,T}$ هما الكفاءات الإيزنتروبية للضاغط والتوربين، على التوالي. $_{Comb}$ يقيم كفاءة الاحتراق التي تحدد الجزء من الوقود المحقون الذي يتم احتراقه فعلياً. $_{mech}$ هي الكفاءة الميكانيكية الناتجة عن خ سائر المحامل. يتم أخذ خسائر الضغط التي تحدث في قسم المدخل، وغرفة الاحتراق، وفوهة الدفع في الاعتبار مع ن سب الضغط الكلي الخاصة بها $_{t,I}$ $_{t,CC}$ و$_{t,N}$.

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

العلاقات الموضحة أعلاه صالحة أيضاً للدفع النوعي $_{sp}$. ومع ذلك، فإن تأثير كفاءة الاحتراق $_{Comb}$ منخفض جداً طالما أ ن درجة حرارة مدخل التوربين $_{t,4}$ تظل ثابتة. في هذه الحالة، سيتطلب الاحتراق الأقل كفاءة نسبة أعلى من الوقود إلى الهواء.

4. تحليل دورة لمحرك نفاث صغير

4.1 القياسات

لتقييم أداء توربين الغاز الصغير، تم التحقيق في توربين فرانك TJ 74 على منصة اختبار. تم قياس معلمات الدورة ال ديناميكية الحرارية عند نقطة تشغيل مرجعية بتحميل عالٍ عند 107000 دورة في الدقيقة. تم أخذ القياسات في ظروف ثاب تة. كانت جميع القيم متوسطة زمنياً على مدى فترة 20 ثانية. البيانات التالية تم الحصول عليها (انظر الجدول 1):

الجدول 1: بيانات الدورة المقاسة لمحرك النفاث TJ 74

| | | |
|---|---|---|
| الضغط الجوي الثابت | | 96 كيلو باسكال |
| درجة الحرارة الجوية الثابتة | | 280 ك |
| الدفع الصافي | | 106.4 ن |
| تدفق الكتلة الهوائية للمحرك | | 300.7 غ/ث |
| إجمالي تدفق الوقود | | 5.31 غرام/ثانية |
| ضغط مخرج الضاغط الكلي | | 273 كيلو باسكال |
| ضغط مخرج الضاغط الساكن | | 251 كيلو باسكال |
| درجة حرارة مخرج الضاغط الكلي | | 407 ك |
| إجمالي ضغط مخرج غرفة الاحتراق | | 236 كيلو باسكال |
| إجمالي درجات حرارة مخرج التوربين | | 873 ك |
| | | 899 ك |
| | | 869 ك |
| درجة حرارة مخرج التوربين المتوسطة الكلية | | 880 ك |

تم تركيب قناة دخول هواء ذات فم جرس موحد على المحرك في منصة الاختبار. تم حساب تدفق الكتلة الهوائية $_0$ من الكثافة المحيطة، ومساحة مقطع المدخل، وفارق الضغط الثابت المقاس المقابل. يتم تحديد متوسط درجة ا لحرارة $_{t,5}$ عند مخرج التوربين من المتوسط الحسابي لدرجات الحرارة المقاسة بواسطة ثلاثة مجسات منفصلة (أ، ب، ج) التي تم توزيعها بشكل دائري ضمن نفس المقطع العرضي.

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 number 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.

لتحليل الدورة الديناميكية الحرارية الكاملة للمحرك، تم تقدير خسائر الضغط في المدخل والفوهة بنسبة واحد
في المئة لكل منهما. تم افتراض أن الكفاءة الميكانيكية تبلغ 98 في المئة. تم تكرار جميع معلمات التصميم
لتتناسب مع البيانات التي تم الحصول عليها من منصة الاختبار. تظهر النتائج في الجدول 2، العمود 1 في نها
ية هذا الفصل. أسفر تحليل الدورة عن استهلاك وقود محدد SFC قدره 49.9 غرام/(كNs) ودفع نوعي $sp$ قدره 354 م/ث.

بالمقارنة مع المحركات الأكبر، فإن الكفاءة الديناميكية الحرارية للتوربينات الغازية الصغيرة منخفضة جداً. القيمة المقاسة أع
لى من القيمة التي تحققها محركات EJ200 العسكرية الحديثة مع موقد نشط تبلغ 48 جرام/(كNs)

[5] . العامل الرئيسي الذي يسهم في هذه الكفاءة المنخفضة يمكن العثور عليه في الجمع بين نسبة الضغط المن
خفضة 2.87 (26 لمحرك EJ200 ) ودرجة حرارة مدخل التوربين 995 كلفن (حوالي 1800 كلفن لمحرك EJ200 ). كلا القيم
تين مقيدتان بقيود معينة وبالتالي تبقى على مستوى منخفض نسبياً. درجة حرارة مدخل التوربين محدودة بد
رجة حرارة المادة المستدامة للتوربين، والتي تحدد العمر الافتراضي الكلي للمحرك. حيث أن التوربينات في الم
حركات النفاثة الصغيرة عادةً لا تُبرد، فإن درجة حرارة مدخل التوربين تكون على مستوى أقل بكثير مقارنةً بالمح
ركات الأكبر التي تحتوي على نظام هواء ثانوي. بالإضافة إلى ذلك، كما سيتم مناقشته في القسم التالي، فإ
ن توزيع درجة الحرارة ليس متساوياً عبر مقطع مدخل التوربين. حيث تحدد النقاط الساخنة درجة الحرارة القصوى الم
حلية وبالتالي إجهاد المادة، تبقى درجة الحرارة المتوسطة عبر المقطع أقل. بالنسبة لبعض التطبيقات، قد ت
كون نسبة الضغط محدودة بحجم المحرك الهندسي، حيث تتطلب نسب الضغط الأعلى ضواغط أكبر. علاوة على ذلك
، فإن درجات حرارة مخرج الضاغط الأعلى الناتجة عن زيادة نسب الضغط ستتطلب مواد أخرى مثل الألمنيوم، مثل الفو
لاذ أو التيتانيوم. وهذا من شأنه أن يزيد من وزن المحرك وكذلك تعقيد التصنيع وأخيراً التكاليف الإجمالية للمحر
ك. ستتطلب نسب الضغط الأعلى أيضاً مزيداً من الطاقة المحددة التي يوفرها التوربين. وهذا قد يؤدي إلى ضرورة و
جود مرحلة توربين محورية ثانية، مما سيزيد من التعقيد.

تؤدي عدة تأثيرات صغيرة الحجم إلى خسائر أعلى، مما يؤثر بشكل أكبر على الأداء. هذا الأمر ذو صلة خاصة بمكونات
التوربو. تؤدي أرقام رينولدز المنخفضة إلى عوامل احتكاك عالية بسبب انخفاض نسبة القوى القصورية إلى ال
قوى اللزجة. تزيد نسبة السطح إلى المساحة، التي تتناسب عكسياً مع الحجم الهندسي، من الاحتكاك أكثر في ا
لأبعاد الصغيرة. علاوة على ذلك، يصبح تأثير فجوات الخلوص أكثر أهمية حيث إنها ناتجة عن تسامحات التصني
ع وبالتالي لا تتناسب مع الحجم. تؤدي هذه العوامل إلى كفاءات منخفضة نسبياً للضاغط (74. 6 % ) والتوربين
(78. 5 % ). يتم تقديم تحليلات مفصلة لتأثيرات الحجم الصغير وتأثيرها على أداء المحرك في [6] و [7] .

يشكل الاحتراق تأثيراً رئيسياً آخر على أداء توربين الغاز الصغير. بينما تتراوح كفاءات الاحتراق للمحركات الأكبر عاد
ةً فوق 99 في المئة في ظروف التصميم، تظهر التحليلات كفاءة أقل بكثير تبلغ 85.7 في المئة. حتى إذا تم طرح تدف
ق الوقود عبر المحامل (حوالي 5% من إجمالي تدفق الوقود)، لا يزال حوالي عشرة في المئة من الوقود في غرفة الاحتراق غير مح
ترق.

4.2 تقييم القيم المقاسة

البيانات المقاسة كافية لإعادة بناء الدورة الديناميكية الحرارية بالكامل وبالتالي جميع معلمات التصميم والك
فاءات. ومع ذلك، يجب تقييم موثوقية القياس. حيث يتم تحديد الدفع وتدفق كتلة الوقود عبر مستشعر قوة أو
عبر مستشعر تدفق كوريوليس، يمكن اعتبار كلا القيمتين موثوقتين. وهذا يعني أنه يمكن حساب استهلاك ا
لوقود المحدد بدقة. ومع ذلك، تحدث مشاكل عند قياس قيم الحالة عند مقاطع عرضية محددة بين مكونات المحرك. يج
ب التعامل مع القيم الإجمالية بحذر لأنها تعتمد على الظواهر التدفق المحلية، والتي غالباً ما تكون غير متماثلة د
ائرياً. لذلك يجب إجراء تحقيق أكثر تفصيلاً حول هذه القيم المقاسة.

ضغط مخرج الضاغط

يؤدي قياس الضغط الكلي وكذلك الضغط الثابت عند مخرج الضاغط (المحطة 3) إلى رقم ماخ قدره 0.35 وسرعة مت
Corresponding $_3$ قدرها 141 م/ث. وفقاً لتحقيقات عددية حديثة حول شفرات موزع الضاغط [8] ، فإن هذه الأرقام مرتفعة
جداً. كما يظهر الشكل 3، تتغير سرعة التدفق الخارج من الموزع بشكل كبير على طول المقطع العرضي بين شفرا
تين. وهذا نتيجة لزخم زاوي التدفق القادم من الدافع، مما يتسبب في انفصال التدفق عن شفرات الستاتور. وه
ذا يؤدي إلى مناطق تدفق عكسي محلي بالإضافة إلى قمم السرعة بحجم حوالي 240 م/ث. سرعة التدفق المطلقة الم
توسطة $_{3,avg.}$ في هذه المنطقة هي 102 م/ث. وهذا يؤدي إلى الاستنتاج بأن المجس الذي يقيس $_{t,3}$ كان موجوداً في موضع
حيث تكون السرعة المحلية أعلى من المتوسط. مع الافتراض بأن الضغط الثابت $_3$ يبقى ثابتاً ضمن المقطع ال
عرضي بالكامل وبالتالي تم قياسه بدقة، يمكن تصحيح الضغط الكلي لمخرج الضاغط إلى القيمة المتوسطة ل
لمقطع العرضي 262 كيلو باسكال. يتم عرض تغيير معلمات التصميم في الجدول 2، العمود 2.

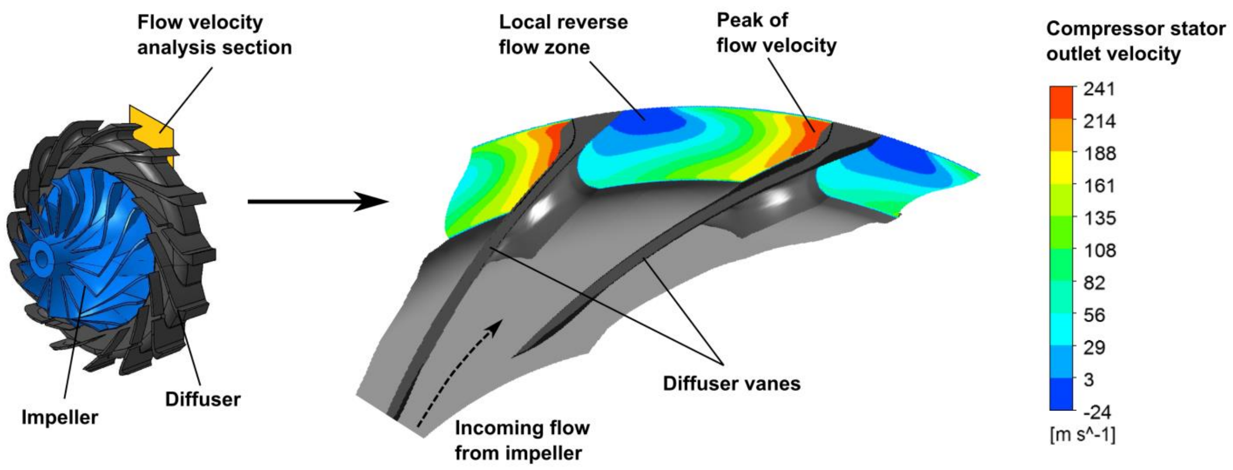



Figure 3: Velocity profile at compressor diffuser outlet (station 3)

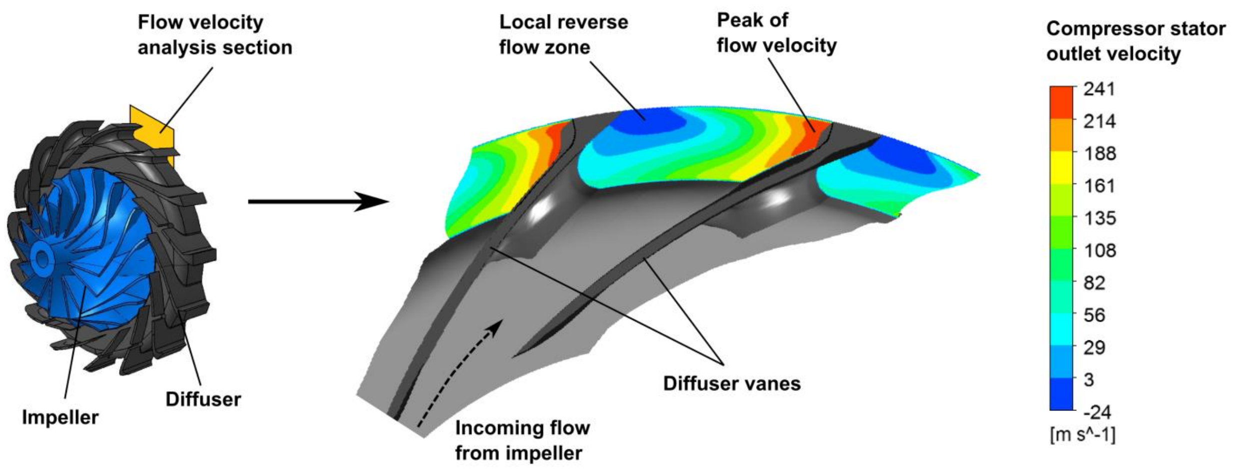
The lower outlet pressure directly leads to a reduced compressor pressure ratio of 2.76. With the measured total combustion chamber outlet pressure the combustion chamber pressure loss is significantly reduced from 13.6 to 10.1 percent. This value appears to be more realistic as it comes closer to values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




الشكل 3: ملف السرعة عند مخرج موزع الضاغط (المحطة 3)

يؤدي انخفاض ضغط المخرج السفلي مباشرةً إلى تقليل نسبة ضغط الضاغط إلى 2.76. مع ضغط مخرج غرفة الاحتراق الكلي المقاس، يتم تقليل فقدان ضغط غرفة الاحتراق بشكل كبير من 13.6 إلى 10.1 في المئة. يبدو أن هذه القيمة أكثر واقعية حيث تقترب من القيم التي تم الحصول عليها من تحقيقات عددية لغرفة الاحتراق، والتي تقدر فقدان الضغط بين 8 إلى 9 في المئة [9]، على التوالي 10 في المئة [10].

أحد التأثيرات الملحوظة هو التأثير على كفاءة التوربين، التي تنخفض بحوالي 2.5 نقطة أساس. مع الضغط المحيط، وفقدان ضغط الفوهة المفترض والقيم المقاسة لتدفق الكتلة، والدفع ودرجة حرارة مخرج التوربين، يتم تثبيت موقع النقطة $t$ في مخطط درجة الحرارة-الإنتروبيا (انظر الشكل 5 في نهاية هذا الفصل). بسبب انخفاض الطاقة المحددة المطلوبة للضغط، يجب أن تنخفض إجمالي درجة حرارة مدخل التوربين. كما يظهر الجدول 2، فإن انخفاض درجة الحرارة هو 4 ك. مع بقاء إجمالي ضغط مدخل التوربين $t,4$ ثابتاً في هذا التحليل، يتحول موقع النقطة $t$ إلى $t'$ لخفض الإنتروبيا. وهذا يؤدي إلى زيادة في تغيير الإنتروبيا عبر التوربين من $t'$ إلى $t$ مما يقلل من كفاءة التوربين. ومع ذلك، فإن قياس $t,4$ يشكل أيضاً عدم يقين يؤثر على تقييم كفاءة التوربين. لقد تم إجراء تقييم لهذا التأثير بالفعل في [11].

توزيع درجة حرارة التوربين

تم حساب متوسط درجة حرارة مخرج التوربين من ثلاث قياسات تم أخذها من مجسات موزعة بشكل دائري داخل هذه المحطة. أظهر كيوغلر وآخرون [9] أن نقاط ساخنة وباردة شديدة تحدث عند مخرج غرفة الاحتراق (انظر الشكل 4). وهذا نتيجة لتصميم غرفة الاحتراق الذي يتضمن عصي التبخير. النقطة الساخنة عند الغلاف الخارجي هي تأثير جانبي لنمذجة الاضطراب في تدفق غرفة الاحتراق. ينتج النموذج معدلات تفاعل عالية جداً في طبقة الحدود، والتي لا تحدث في الواقع. لذلك، لا يتم اعتبار هذا التأثير في هذا التحليل. يحدث الاحتراق بشكل أساسي في المساحات بين عصيين حيث تظهر دوامات تدعم الخلط والتفاعل. على الرغم من أن هذه النقاط الساخنة تتوازن أثناء التقدم في مجرى التدفق، إلا أنها واضحة تماماً عند مدخل التوربين. ومع ذلك، حيث أن التدفق الذي يدخل غرفة الاحتراق من خلال الغلاف الخارجي لا يزال لديه زخم زاوي [12]، فإن النقاط الساخنة والباردة تتحرك دائرياً ولم تعد تتوافق مع موضع عصي التبخير. وُجد أن قياسات درجة حرارة مدخل التوربين في المنشورات السابقة باستخدام مجس واحد فقط كانت إما منخفضة جداً (تم مناقشتها نوعياً فقط [13]) أو مرتفعة جداً (حتى 1300 ك [14]) من قبل مؤلفيها. يبدو أن النقاط الساخنة والباردة الناتجة عن الاحتراق هي تفسير منطقي لهذه النتائج. ومع ذلك، يمكن أن تؤدي درجات الحرارة المنخفضة جداً أيضاً إلى حد ما من استمرار الاحتراق جزئياً عبر التوربين وفوهة العادم.

تؤكد القياسات التي أجراها ويبر [15] أن النقاط الساخنة الشديدة تنشأ من الاحتراق. تم أخذ القياسات في أربع مواقع محيطية مختلفة مباشرة عند مخرج غرفة الاحتراق، مما أسفر عن درجات حرارة تتراوح بين 746 إلى 1156 كلفن. تتوافق هذه القيم بشكل جيد جداً مع التحقيق العددي في [9]، الذي يقدر النقاط الساخنة والباردة ضمن نفس النطاق. كما أخذ ويبر أربع قياسات لدرجة الحرارة عند مخرج التوربين. هنا، انخفضت الفروقات المحيطية بشكل كبير مقارنة بمخرج غرفة الاحتراق حيث كانت جميع القياسات ضمن نطاق حوالي 80 كلفن. الفروقات بين درجات حرارة مخرج التوربين المقاسة في التحليل الحالي هي 30 كلفن، وهو أقل بكثير (انظر الجدول 1). ومع ذلك، لم يتم وضع المجسات بشكل محدد بحيث قد لا تكون النقاط الساخنة والباردة قد تم اكتشافها بشكل صريح.

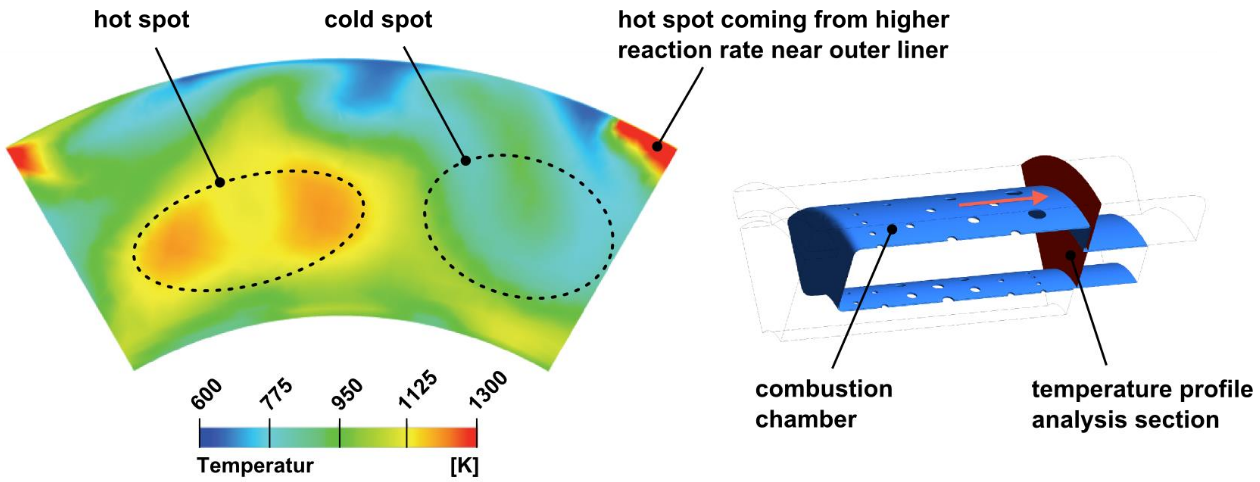



Figure 4: Temperature distribution at turbine inlet

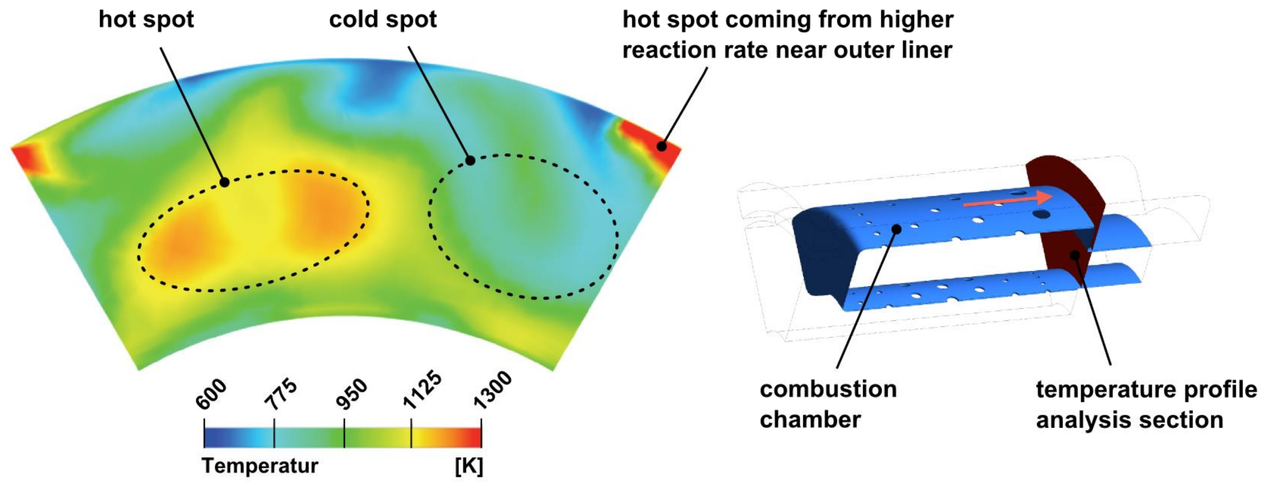
The circumferential temperature profile illustrates that a cross section averaged temperature, which would be suitable to represent the thermodynamic cycle, cannot accurately be determined by the measurements. The numerical analysis of the combustion yields a cross section averaged total turbine inlet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

Table 2: Calculated design parameters and component efficiencies

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

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






الشكل 4: توزيع درجة الحرارة عند مدخل التوربين

يوضح ملف درجة الحرارة المحيطية أنه لا يمكن تحديد درجة حرارة متوسطة عبر المقطع العرضي، والتي ستكون مناسبة لتمثيل الدورة الديناميكية الحرارية، بدقة من خلال القياسات. yields التحليل العددي للاحتراق درجة حرارة مدخل توربين إجمالية متوسطة عبر المقطع العرضي تبلغ 971 كلفن. يمكن تعديل حساب الدورة ليتناسب مع هذه القيمة. تظهر النتائج لمعايير التصميم والكفاءات في الجدول 2، العمود 3. تم وضع المواقع الجديدة للحالات الديناميكية الحرارية في مخطط درجة الحرارة-الإنتروبيا مع علامة اقتباس مزدوجة (انظر الشكل 5). لا يزال يتم تطبيق التصحيح لسرعة مخرج الضاغط. مع تقليل درجة حرارة مدخل التوربين بينما يبقى الضغط ثابتاً، $t''$ ينتقل إلى إنتروبيا أقل. لا يزال يتعين على التوربين توفير نفس الطاقة للضاغط، وبالتالي تنخفض درجة حرارة مخرج التوربين إلى 860 كلفن. للحفاظ على الدفع عند مستوى ثابت، تزداد كفاءة التوربين من 76.0 إلى 78.3 في المئة. تؤدي درجة حرارة مدخل التوربين المنخفضة عند تدفق كتلة وقود ثابت إلى انخفاض كفاءة الاحتراق إلى 82.5 في المئة. ومع ذلك، تتوافق هذه القيمة بشكل جيد مع هوبفر وآخرون [11]، الذين حددوا كفاءات الاحتراق بين 82.9 و 83.7 في المئة اعتماداً على تصنيف المحرك. عند طرح تدفق كتلة وقود المحمل، تكون كفاءة الاحتراق في الموقد وحده 86.8 في المئة.

الجدول 2: معلمات التصميم المحسوبة وكفاءات المكونات

| | | (1) | (2) | (3) |
|---|---|---|---|---|
| | | مباشرة محسوبة من قياس | تم تصحيحه بـ مخرج الناشر ملف سرعة | تم تصحيحه بـ مخرج الناشر سرعة وتوربين ملف درجة الحرارة |
| نسبة ضغط الضاغط | | 2.87 | 2.76 | 2.76 |
| درجة حرارة مدخل التوربين | | 995 ك | 991 ك | 971 ك |
| كفاءة الضاغط الإيزنتروبي | | 0.746 | 0.739 | 0.739 |
| كفاءة التوربين الإيزنتروبي | | 0.785 | 0.760 | 0.783 |
| كفاءة الاحتراق | | 0.857 | 0.857 | 0.825 |
| نسبة ضغط غرفة الاحتراق | | 0.864 | 0.899 | 0.899 |

توضح هذه التحليلات المشكلة التي تحدث عند قياس البيانات من توربين غاز صغير جداً. تؤدي ظروف التدفق المعقدة في موزع الضاغط بالإضافة إلى تصميم غرفة الاحتراق مع عصي التبخير إلى تدرجات محلية عالية لقيم الحالة مثل السرعات ودرجات الحرارة. علاوة على ذلك، نظراً لأن مسارات التدفق في التوربينات الغازية الصغيرة ضيقة، فلا يمكن تحقيق دقة عالية كافية لمجسات القياس. والنتيجة هي تقييم تجريبي غير دقيق لمصادر الفقد. لا يمكن تقييم إمكانيات تحسين المكونات بدقة. وهذا صحيح بشكل خاص بالنسبة للمكونات في قسم الغاز الساخن، حيث لا يمكن تحديد الظروف الحرارية في مقطع مدخل التوربين بدقة. وبالتالي، فإن الافتراضات والقيم المتعلقة بكفاءة الاحتراق، وفقدان ضغط غرفة الاحتراق، وكفاءة التوربين مشوبة بعدم اليقين.

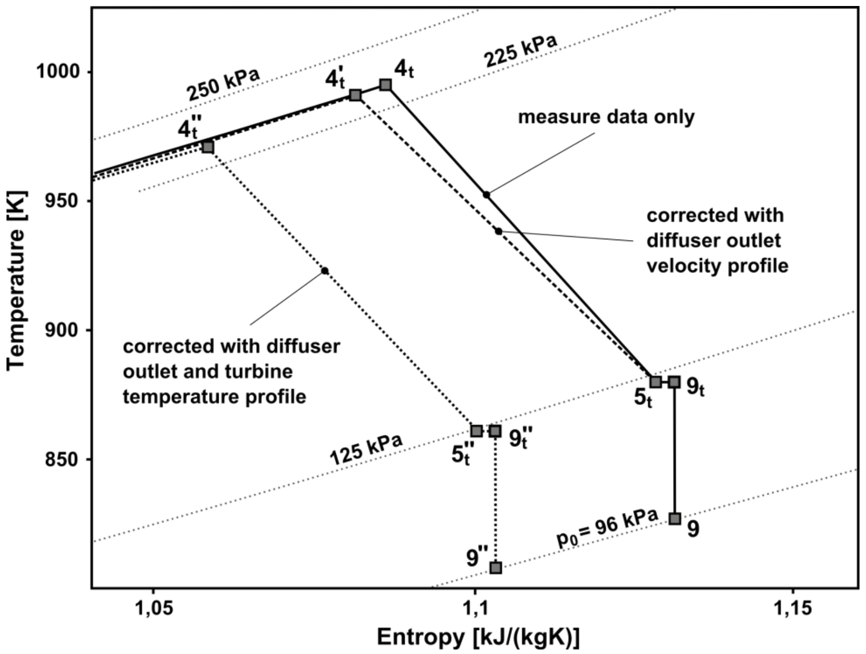


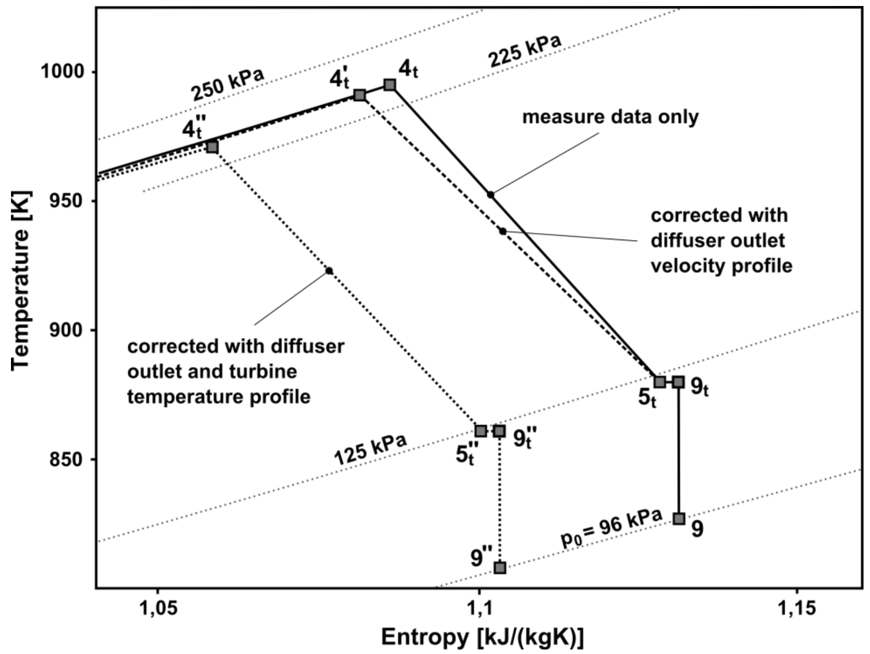

Figure 5: Temperature-entropy diagram for expansion in turbine

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).




الشكل 5: مخطط درجة الحرارة-الإنتروبيا للتوسع في التوربين

لذلك، تعتمد التحقيقات الحالية على القياسات المصححة بالتحليلات العددية من أجل أخذ هذه التأثيرات في ا
لاعتبار. للدراسات الإضافية ضمن هذه الورقة، يتم استخدام المعلمات المحسوبة مع التصحيحات لسرعة مخرج ال
ضاغط ودرجة حرارة مدخل التوربين. ومع ذلك، لا تزال هذه التحليلات بحاجة إلى التحقق. في معهد دفع الطيران، تهدف
الأبحاث الحالية إلى إنجاز هذه المهمة. يتم تطوير تركيب قياس قابل للتعديل جديد. يمكن نقل موضع القياس دا
ئرياً لتسجيل ضغط مخرج الضاغط الكلي عبر قطاع كامل بين شفرات الدوار. بالإضافة إلى ذلك، يتم استخدام مج
س ضغط ثلاثي الثقوب يمكن تدويره من أجل العثور على اتجاه التدفق المحلي. يعد هذا التركيب بتحسين ال
تقييم التجريبي لظروف مخرج الضاغط. للتحقيق في ظروف مدخل التوربين، يتم تطوير منصة اختبار غرفة اح
تراق منفصلة، والتي تسمح بقياس مفصل لدرجات الحرارة والضغوط والسرعات عبر المقطع العرضي بالكامل
[16].

## 5. تقييم الإمكانات للتحسين

تتحدد كفاءة دورة بريتون الحقيقية مع خسائر المكونات بشكل أساسي من خلال مزيج نسبة الضغط ودرجة حرارة م
دخل التوربين. إن درجة حرارة مدخل التوربين محدودة بسبب الحد الأقصى المسموح به لدرجة حرارة المواد لمكونات ال
محرك. يؤثر ذلك على الثابت والدوران للتوربين وكذلك المحمل الخلفي. لقد أظهر بالفعل أن الثابت للتوربي
ن يتعرض لملف درجة حرارة دائري مع نقاط ساخنة تبلغ حوالي 1150 ك بينما متوسط درجة الحرارة عبر المقطع العرض
ي هو 971 ك. إذا كان من الممكن تحقيق توزيع أكثر تساوياً، يمكن زيادة متوسط درجة حرارة مدخل التوربين دون التأ
ثير سلباً على موثوقية تشغيل المحرك. ومع ذلك، كما يوضح الشكل 6، فإن زيادة درجة حرارة مدخل التوربين وحدها
لا تؤدي إلى تحسين استهلاك الوقود المحدد. ستقلل درجة الحرارة المثلى البالغة 1003 ك بنسبة 0.15 في المئة
فقط (النقطة HT في الشكل 6). ستؤدي درجات الحرارة الأعلى مرة أخرى إلى زيادة . يمكن تفسير ذلك بزيادة الدفع
النوعي بسبب مستوى إنثالبي أعلى في غاز العادم. تؤدي سرعات غاز العادم العالية إلى زيادة استهلاك الوقود المح
دد حيث تصبح تحويل الطاقة أقل كفاءة.

العامل الدافع لتحقيق كفاءة عامة أفضل هو نسبة ضغط الضاغط. ضمن نطاق القيم المعقولة للتوربينات الغازية الصغ
يرة، تؤدي نسبة الضغط الأعلى دائماً إلى تقليل استهلاك الوقود المحدد. ومع ذلك، كما ذُكر سابقاً، فإن نسبة الضغط م
حدودة بسبب القيود المطبقة على التوربينات الغازية الصغيرة مثل الهندسة ودرجة حرارة المواد وتكوين التوربين ذو ال
مرحلة الواحدة. أظهرت أبحاث السوق أنه لا يوجد أي من المحركات الحالية في نطاق الدفع الذي يصل إلى 1000 نيوتن وأقل يع
مل عند نسبة ضغط أكبر من 4. ستؤدي نسب الضغط الأعلى أيضاً إلى خسائر صدمة إضافية، حيث تسبب الشفرات الم
حسّنة بشكل ترانسوني مشاكل في التصنيع عند الأحجام الصغيرة [7]. ومع ذلك، يمكن أن تقلل نسبة ضغط تبلغ
4 من أداء المحرك الذي تم تحليله بنسبة 14.2 في المئة (نقطة HP في الشكل 6).

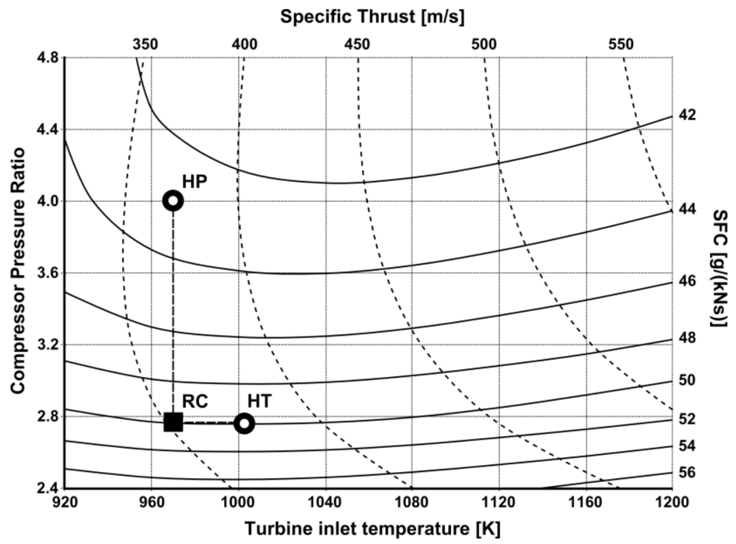



Figure 6: Performance over Design Parameters
(RC – reference cycle, HT – high temperature, HP – high pressure ratio)

### 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.

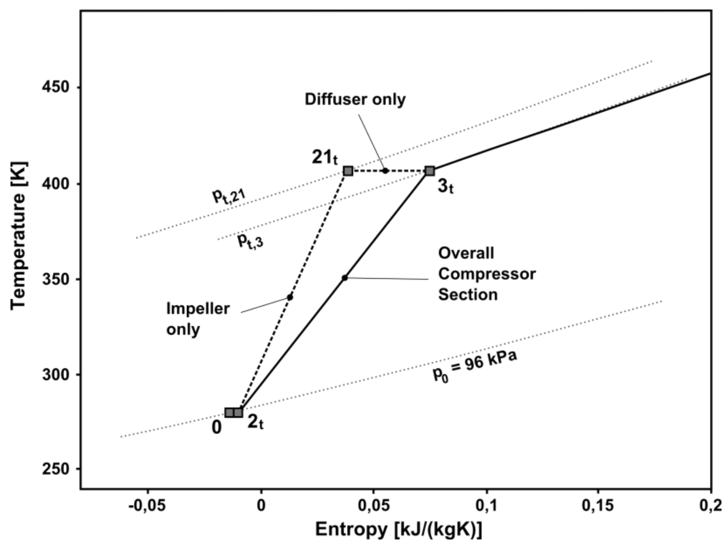
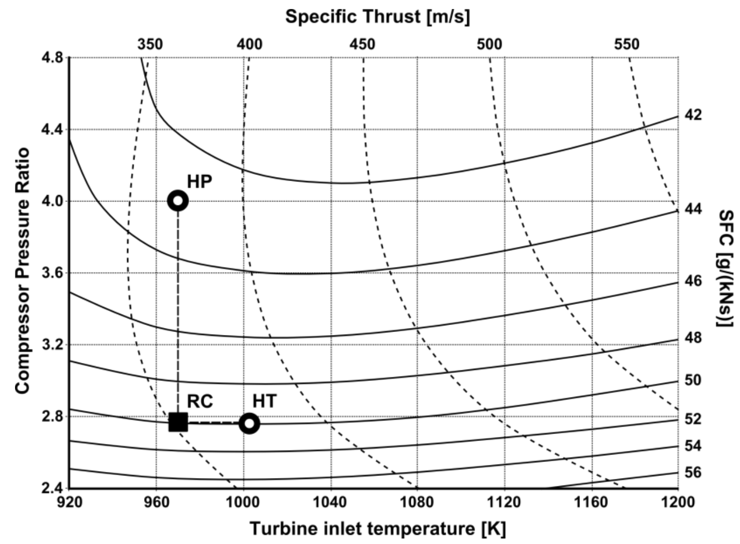



Figure 7: Temperature-entropy diagram for compression

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 diffusor 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

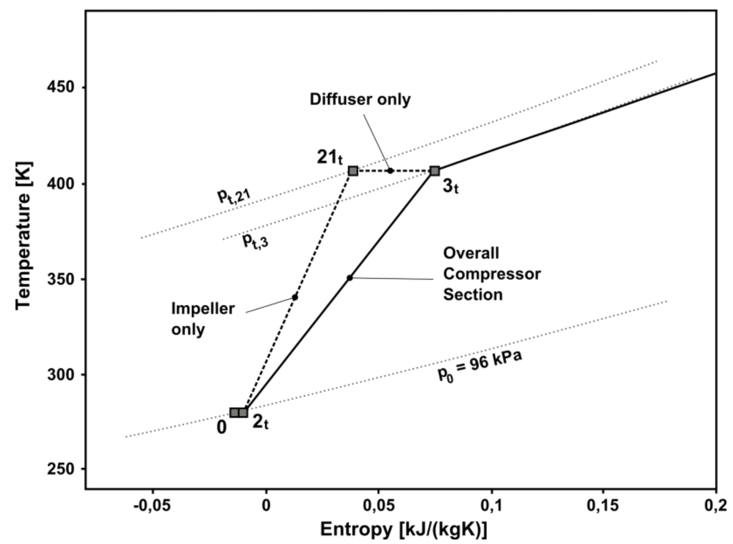



الشكل 6: الأداء عبر معلمات التصميم
(RC – دورة مرجعية، HT – درجة حرارة عالية، HP – نسبة ضغط عالية)

5.1 تحديد عوامل الفقد

طريقة واعدة لزيادة نسبة الضغط هي تقليل الخسائر التي تحدث داخل شفرات موزع الضاغط. سيؤدي ذلك إلى تح
سين الكفاءة دون الحاجة إلى درجات حرارة مخرج ضاغط أعلى أو نقل عمل أكبر من التوربين. وفقاً للتحقيق العددي، فإ
ن فقدان الضغط في الموزع يتراوح حول 12 في المئة.

يوضح الشكل 7 عملية الضغط في مخطط درجة الحرارة-الإنتروبيا. بينما تمثل النقطة $t$ و $t$ الظروف الكلية عند مدخل ومخرج
قسم الضاغط بالكامل، تظهر النقطة $t$ الظروف بين الدافع والموزع. تُظهر التحليلات أن كفاءة الدافع تبلغ 84.9 في الم
ئة عند نسبة ضغط 3.14.




الشكل 7: مخطط درجة الحرارة-الإنتروبيا للضغط

تظهر الشكل 8 تأثير فقدان ضغط موزع الضاغط على استهلاك الوقود المحدد والدفع النوعي. من الواضح أن خسائر الموزع م
سؤولة عن جزء كبير من استهلاك الوقود. سيقلل موزع مثالي من ذلك بنسبة 17.8 في المئة. تم تصميم الموزعات الحالي
ة بشكل أساسي مع مراعاة التصنيع البسيط والتكاليف المنخفضة. إنها لا تتضمن تصميم شفرات محسّن ديناميك
ياً هوائياً. تشير التحقيقات في تدفق الهواء من خلال شفرات الموزع إلى وجود انفصالات شديدة في التدفق. يمكن أن
تساعد هندسة شفرات الحالة المحسّنة في تقليل

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

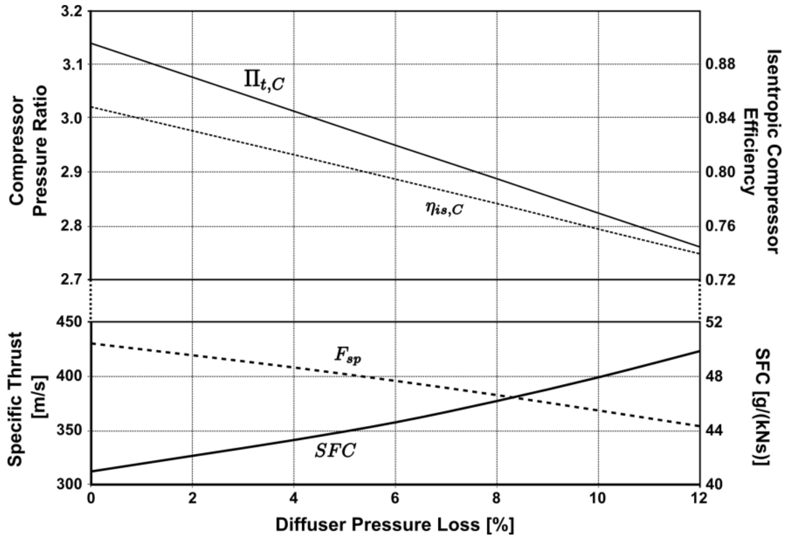



Figure 8: Effect of diffusor pressure loss

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.

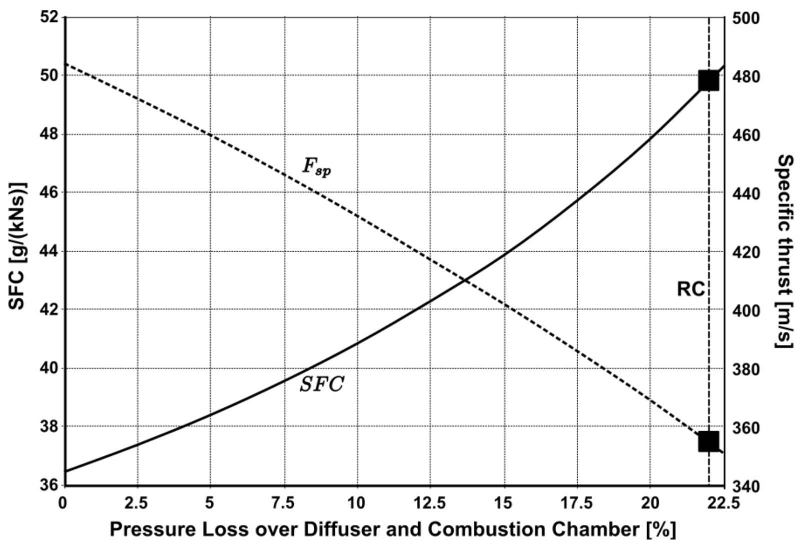
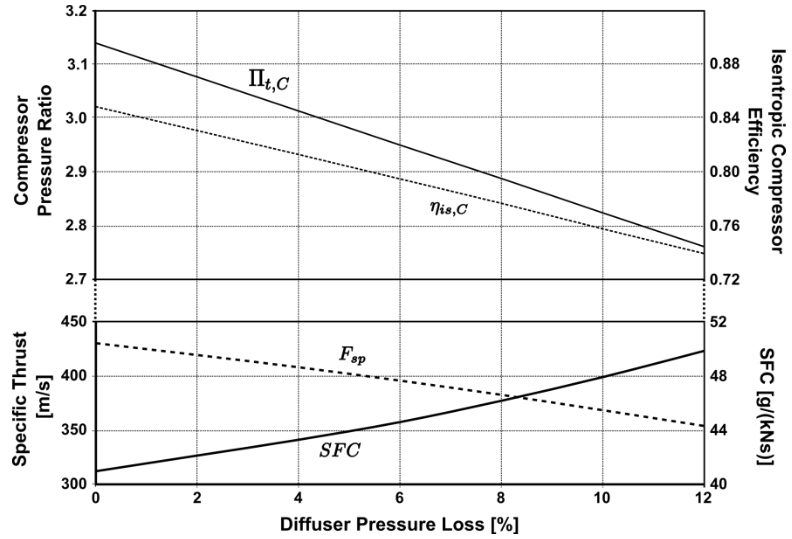



Figure 9: Combined effect of diffuser and combustion chamber pressure loss
(Reference cycle RC at 22.1 percent)

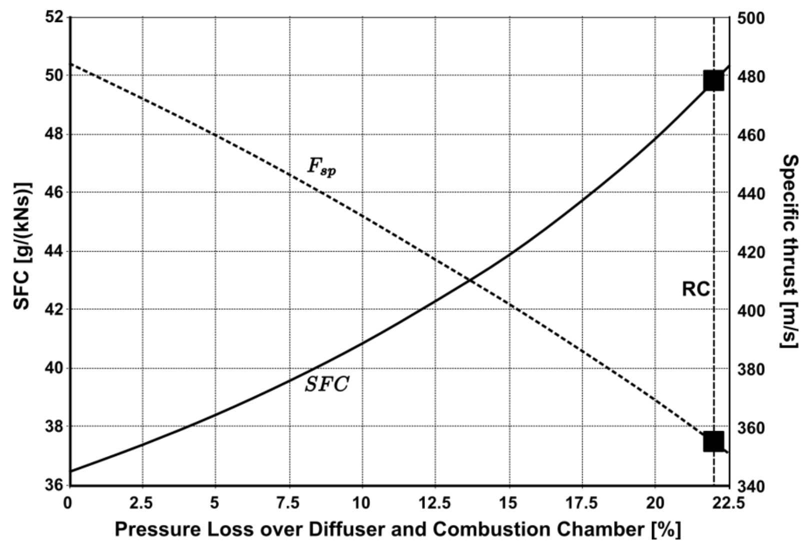
The main purpose of the diffuser is to reduce the flow velocity coming from the impeller in order to maintain a stable combustion. However, influence parameters on combustion such as velocity profiles and pressure distribution are not yet fully understood. Experimental as well as numerical analyses have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

الخسائر وبالتالي زيادة الكفاءة العامة. يتم حالياً إجراء التحليلات العددية على هندسيات مختلفة مثل الشفرات المزدو جة.




الشكل 8: تأثير فقدان ضغط موزع الضاغط

التأثير الديناميكي الحراري المهم لفقدان موزع الضاغط هو تقليل ضغط مدخل التوربين وبالتالي زيادة الإنثال بي القابلة للتحقيق عند توسيع السائل. وهذا ينطبق أيضاًعلى خسائر الضغط في غرفة الاحتراق. لذلك، بال نسبة لتحليل الأداء العام، لا يهم مصدر الخسائر. يوضح الشكل 9 نتيجة دراسة بارامترية حيث يتم تغيير كل م ن خسائر موزع الضاغط وخسائر ضغط غرفة الاحتراق بشكل مستقل. التأثير على و $sp$ يعتمد فقط على مجموع كلا خ سارتين الضغط.




الشكل 9: التأثير المشترك لفقدان ضغط الموزع وغرفة الاحتراق
(دورة مرجعية RC عند 22.1 في المئة)

الهدف الرئيسي من الموزع هو تقليل سرعة التدفق القادمة من الدافع من أجل الحفاظ على احتراق مستقر. ومع ذلك، فإن المعلمات المؤثرة على الاحتراق مثل ملفات تعريف السرعة وتوزيع الضغط لم تُفهم بالكامل بعد. لقد أظهرت التحليلات التجريبية وكذلك العددية أن الموزع لا يزيل الزخم الزاوي تماماً من التدفق. ومع ذلك، قد يفيد ذلك ك فاءة الاحتراق بسبب خصائص الخلط الأفضل. وبالتالي، فإن التقاطع بين الموزع وغرفة الاحتراق يمثل إمكانا ت واعدة للتحسين. وهذا يقود إلى الاستنتاج بأن الموزع وغرفة الاحتراق يجب ألا يُنظر إليهما كعناصر فردية، بل ككتلة واحدة.

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.

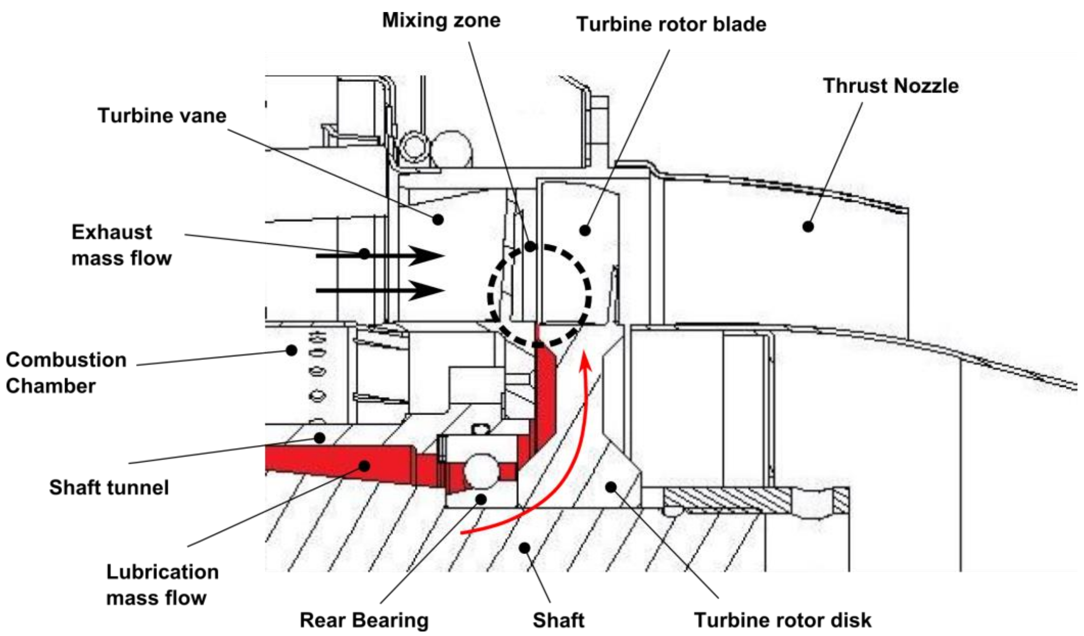



Figure 10: Mixing of lubrication and exhaust mass flow

### 5.2 Comparison of loss factors on performance

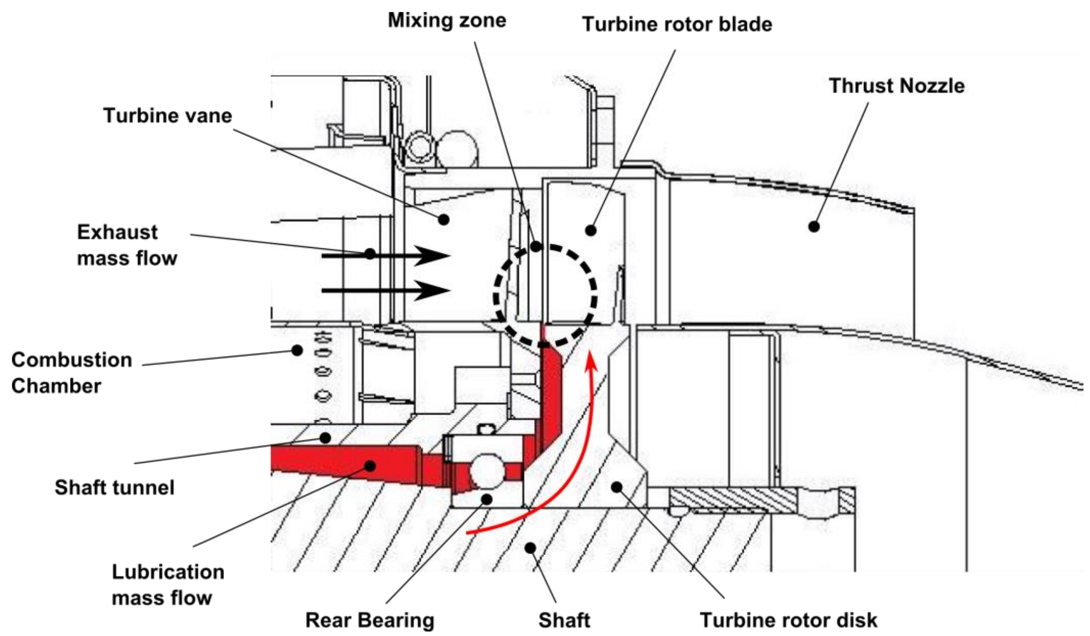
Improvement of components can be quantified in relative reduction of the occurring losses. Loss reduction $LR_x$ can be evaluated with

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

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

تؤثر كفاءة الاحتراق بشكل مباشر على كمية تدفق كتلة الوقود اللازمة للحفاظ على الدورة. كما أن لها تأثيرًا طفيفًا
على توازن الطاقة بين التوربين والضاغط حيث تضيف إلى تدفق كتلة العادم. يمكن تحقيق تحسين كفاءة الاحترا
ق عبر طريقتين. الطريقة الأولى هي زيادة كفاءة الموقد ككل. يمكن أن يؤدي تصميم جديد لغرفة الاحتراق مع ثقب محسن
في البطانة إلى تحسين الخلط والإشعال في منطقة الاحتراق. تصميم بطانة غرفة الاحتراق هو موضوع بحث حالي في معه
د دفع الطيران. الاحتمال الثاني هو إعادة تدوير تدفق كتلة وقود التشحيم إلى منطقة الاحتراق. يمكن تحقيق ذلك من خل
ال شفرات توربين مجوفة توجه إلى عصي التبخير. ومع ذلك، لم يتم تنفيذ أي من هذه الأفكار بعد. يمكن أيضًا تحقيق
نفس المهمة من خلال نظام زيت منفصل. ومع ذلك، يبدو أن هذا الخيار ليس قابلاً للتطبيق لمحركات الطائرات الصغيرة ا
لتي تقل عن 1000 نيوتن، حيث سيؤدي ذلك إلى زيادة حجم المحرك ووزنه وتعقيده وتكلفته.

كفاءة التوربين في هذا التحليل منخفضة جداً مقارنة بالتوربينات المحورية الأكبر. يمكن تفسير ذلك جزئياً من خلا
ل تأثيرات الحجم الصغيرة مثل أرقام رينولدز المنخفضة، وفجوات الخلوص، وجودة السطح. ومع ذلك، فإن نظام التشحيم ل
لمحامل له أيضاً تأثير على كفاءة التوربين. عندما يتحد تدفق كتلة التشحيم مع تدفق غاز العادم الرئيسي بين ري
شة التوربين والدوران، تحدث خسائر في الخلط. كما يوضح الشكل 10، فإن تدفق كتلة التشحيم له اتجاه شعاعي يؤد
ي إلى تدفق قص 90° في منطقة الخلط. علاوة على ذلك، فإن محرك TJ 74، الذي يتم تحليله في هذه الدراسة، يستخدم س
تاتور توربين مصنوع من الفولاذ ملحوم بنقطة. التوربينات الغازية الأحدث مزودة بأجزاء مصبوبة بالاستثمار متكامل
ة من سبائك النيكل. وذلك بشكل أساسي بسبب مقاومة أفضل لدرجات الحرارة. ومع ذلك، فإن الأسطح الأكثر سلاسة و
ت tolerances التصنيع الأقل تساعد في تقليل خسائر الاحتكاك وبالتالي زيادة كفاءة التوربين.




الشكل 10: خلط تدفق كتلة التشحيم وغاز العادم

5.2 مقارنة عوامل الفقد على الأداء

يمكن قياس تحسين المكونات من خلال الانخفاض النسبي في الخسائر الحاصلة. يمكن تقييم تقليل الفقد $x$ باستخدام

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

حيث يمثل عامل الفقد، أي نسب الضغط إذا حدثت خسائر ضغط أو كفاءات إذا كان ذلك مناسبًا. $ref$ هو القيمة المرجعية لعامل
الفقد من حساب الدورة أعلاه. وبالتالي، ستؤدي نسب الضغط، وكفاءات 1 على التوالي، إلى تقليل الخسائر بنسبة
100 في المئة. الشكل 11 يوضح تأثير تقليل الفقد على استهلاك الوقود المحدد

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.

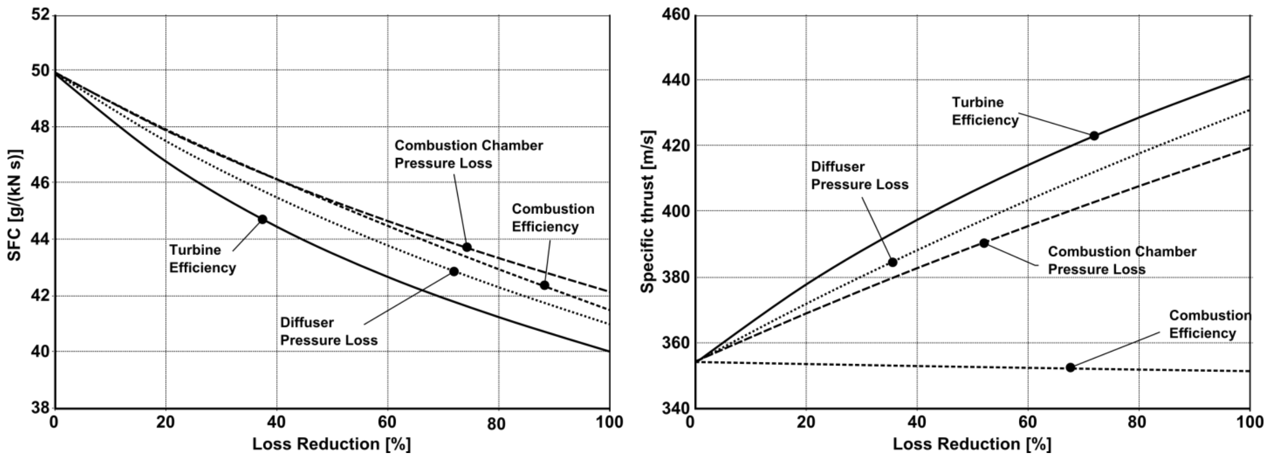



Figure 11: Influence of loss reduction on performance

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.

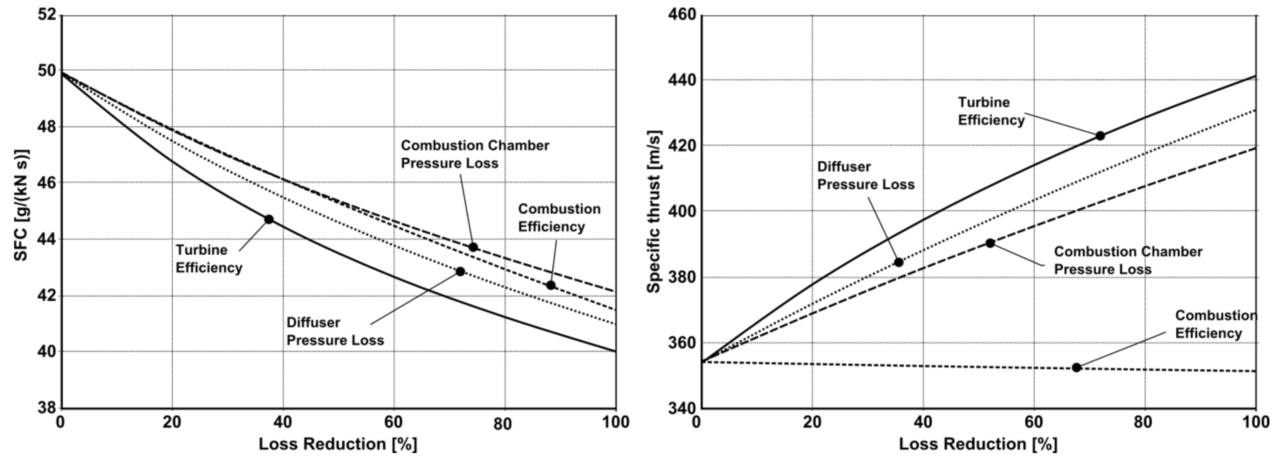
This analysis also shows the large potential that lies in the improvement of the intersection between compressor diffusor and combustion chamber. Higher combustion efficiency requires a better mixture of fuel and air mass flows. To a large extent mixture quality is a result of how the air mass flow is 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 $\eta_{Comb}$ of 0.878, a combustion chamber pressure ratio $\Pi_{t,CC}$ of 0.929 and a turbine efficiency $\eta_{is,T}$ of 0.848. For a constant work balance between the rotating components, this leads to an increased compressor pressure ratio $\Pi_{t,C}$ of 2.88 due to reduced losses in the diffuser. Figure 12 shows the result of this case study.

والدفع النوعي. عوامل الفقد هي نسبة ضغط الموزع، كفاءة الاحتراق، نسبة ضغط غرفة الاحتراق وكفاءة التوربين. كل رس
م بياني ينتج عن تغيير معلمة واحدة فقط.




Fالشكل 11: تأثير تقليل الخسائر على الأداء ce

تظهر النتائج أن كفاءة التوربين نظريًا تمتلك أعلى إمكانات لزيادة أداء المحرك. يمكن تحقيق تحسين جزئي من خلال
تصميم جديد لشفرات التوربين وتقنية الصب الاستثماري. قد تؤدي أنظمة التشحيم البديلة أيضًا إلى زيادة كفاءة
التوربين. ومع ذلك، نظرًا لوجود تأثيرات الحجم الصغير في الآلات التوربينية، يجب اعتبار التحسينات الإضافية م
حدودة.

تأثير العوامل الثلاثة الأخرى أصغر ولكنه لا يزال مهمًا. تأثير كفاءة الاحتراق على الدفع النوعي هو استثناء حيث أن الت
حسين يقلل فقط من تدفق كتلة الوقود المطلوب. يؤدي ذلك إلى تدفق كتلة عادم أقل قليلاً يتطلب إنتاج عمل نوعي
أعلى من التوربين. والنتيجة هي انخفاض مستوى الإنثالبي في فوهة الدفع، مما يؤدي إلى تقليل طفيف في الدفع ال
نوعي.

تظهر هذه التحليل أيضًا الإمكانات الكبيرة التي تكمن في تحسين التقاطع بين موزع الضاغط وغرفة الاحتراق.
تتطلب كفاءة الاحتراق الأعلى مزيجًا أفضل من تدفقات كتلة الوقود والهواء. إلى حد كبير، جودة الخليط هي نتي
جة لكيفية حقن تدفق كتلة الهواء في منطقة الاحتراق. ومع ذلك، لا يزال يتطلب ذلك فهمًا أفضل لعمليات الخل
ط والتبخر مع غرف الاحتراق للتوربينات الغازية الصغيرة. يمكن أن توفر هندسة موزع جديدة بعد ذلك ظروف تدفق
مناسبة. يمكن أن يؤدي التقاطع المحسن أيضًا إلى تقليل خسائر الضغط في كل من الموزع وغرفة الاحتراق.

5.3 تأثير تحسين المكونات على معلمات التصميم المثلى

إعادة تدوير تدفق كتلة التشحيم إلى غرفة الاحتراق هي طريقة لزيادة كفاءة الاحتراق وكفاءة التوربين. بافتراض تد
فق وقود تشحيم بنسبة خمسة في المئة، ترتفع كفاءة الاحتراق إلى 86.8 في المئة، مما يتوافق مع تقليل الخسائر
بنسبة 24.6 في المئة. مع الافتراض بأن الخسائر داخل التوربين يمكن تقليلها بنسبة 10 في المئة من خلال تجنب
خسائر الخلط، يمكن أن تقلل إعادة التدوير من استهلاك الوقود المحدد بنسبة 8 في المئة وتزيد من الدفع النوعي بنس
بة 3.2 في المئة.

فيما يلي، يتم تقديم حالة عامة من أجل تقييم تأثير تحسينات المكونات على معلمات التصميم المثلى، أي نسبة
ضغط الضاغط ودرجة حرارة مدخل التوربين. لهذه التحليل، يتم تطبيق تخفيض بنسبة 30 في المئة لجميع عوامل الفق
د. يؤدي هذا إلى كفاءة ضاغط جديدة is,C تبلغ 0.773، وكفاءة احتراق Comb تبلغ 0.878، ونسبة ضغط غرفة الاحتراق t,CC تبلغ
0.929 وكفاءة توربين is,T تبلغ 0.848. من أجل توازن عمل ثابت بين المكونات الدوارة، يؤدي هذا إلى زيادة نسبة ضغط الضا
غط t,C إلى 2.88 بسبب تقليل الفقد في الموزع. الشكل 12 يظهر نتيجة هذه الدراسة الحالة.

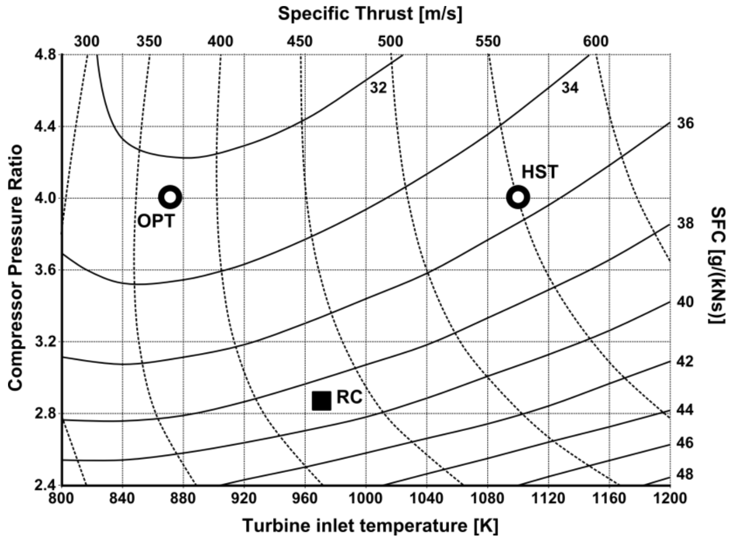



Figure 12: Performance over Design Parameters with improved components
(RC – reference cycle, OPT – optimal specific fuel consumption, HST – high specific thrust)

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].

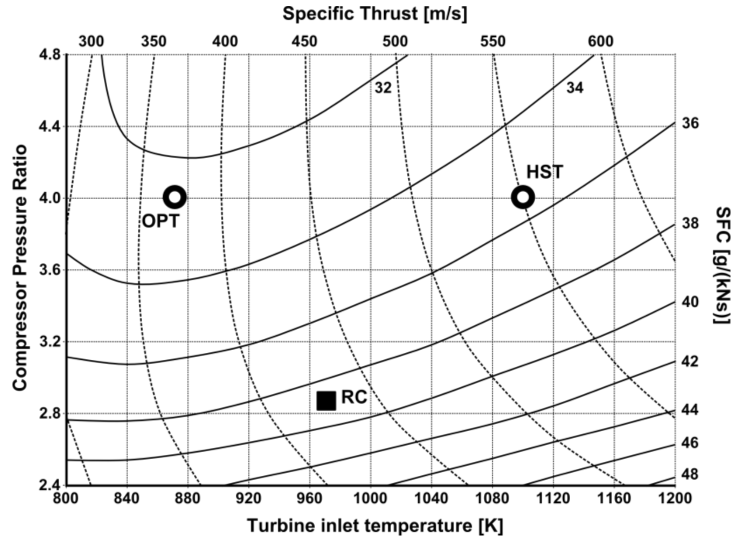
## 6. Concluding remarks

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.






الشكل 12: الأداء عبر معلمات التصميم مع مكونات محسّنة
(RC – دورة مرجعية، OPT – استهلاك الوقود المحدد الأمثل، HST – الدفع النوعي العالي)

يؤدي تقليل الفقد (النقطة RC في الشكل 12) إلى تقليل استهلاك الوقود المحدد بنسبة 22.4 في المئة إلى 38.7 غ/(
كNs) مقارنة بدورة المرجع السابقة. الدفع النوعي هو 429 م/ث، بزيادة قدرها 21.2 في المئة. بالنسبة للحد الأدنى، تكون در
جة حرارة مدخل التوربين المثلى بين 800 و 900 ك، اعتماداً على نسبة ضغط الضاغط. بالنسبة لنسبة ضغط تبلغ 4 ودر
جة حرارة مدخل توربين تبلغ 868 ك، يمكن تحقيق استهلاك وقود محدد قدره 32.5 غ/(كNs) (النقطة OPT في الشكل 12). مقار
نة بدورة المرجع، يجب تقليل درجة حرارة مدخل التوربين لتحقيق كفاءة أعلى. ومع ذلك، فإن الدفع النوعي يزداد مع ارتفاع د
رجات الحرارة. ستؤدي درجة حرارة مدخل التوربين البالغة 1100 ك عند نسبة ضغط تبلغ 4 إلى زيادة الدفع النوعي بنسبة
49 في المئة إلى 550 م/ث مقارنة بالنقطة OPT ولكن أيضاً زيادة الاستهلاك بنسبة 9.2 في المئة إلى 35.5 غ/(كNs) (النقط
ة HST في الشكل 12). يمكن أن تكون هذه المقايضة في الأداء قابلة للتطبيق في التطبيقات التي تتطلب دفعاً عا
لياً. تتطلب درجات الحرارة المرتفعة إما تقليل النقاط الساخنة من خلال تصميم جديد لغرفة الاحتراق أو تقليل متطلب
ات العمر الافتراضي. تشير التحقيقات في مواد سبائك النيكل المتقدمة إلى أن درجات حرارة مدخل التوربين التي تزي
د عن 1300 ك ممكنة مع ملف درجة حرارة متساوي تماماً [17].

## 6. الملاحظات الختامية

أظهرت دراسة توربين الغاز الصغير من خلال الاختبارات التجريبية وكذلك المحاكاة العددية أن الحصول على بيانا
ت ديناميكية حرارية دقيقة من عملية الدورة أمر صعب. ويرجع ذلك أساساً إلى عدم انتظام سرعة التدفق وملفات درجة ا
لحرارة بشكل دائري. لا يمكن تثبيت دقة كافية لمجسات القياس لأن الأشكال صغيرة جداً. تساعد التحليلات ا
لعددية في تحديد مثل هذه عدم اليقين؛ ومع ذلك، لم يتم التحقق منها بعد. أظهر تحليل الحساسية أن التغييرات
الصغيرة جداً في البيانات المقاسة يمكن أن تؤدي بالفعل إلى انحرافات كبيرة في قيم التصميم المعاد حسابها.

ومع ذلك، تم توسيع التحليل الديناميكي الحراري من أجل تقييم إمكانيات التحسين لتوربينات الغاز الصغير
ة. تم استخدام تعريف تقليل خسائر المكونات لتحديد إمكانيات التحسين. وقد أظهر أنه يوجد تقاطع بين موزع ا
لضاغط وغرفة الاحتراق يمثل إمكانيات كبيرة لأنه يؤثر على خسائر الضغط في الموزع وغرفة الاحتراق. علاوة على ذ
لك، تعتمد كفاءة الاحتراق بشكل كبير على جودة الخلط، التي تتأثر بسرعة تدفق الهواء واتجاهه القادم من الم
وزع. على عكس النهج التقليدية، يجب عدم تقييم كلا المكونين بشكل فردي بل ككتلة واحدة.

تؤدي الافتراضات الواقعية لتحسين المكونات إلى استهلاك وقود محدد أقل بكثير مما تحققه المحركات المتطو
رة. تستفيد نسب الضغط الأعلى من الأداء ولكنها تزيد من تعقيد ووزن المحرك. يمكن أن يؤدي تقليل النقاط ال
ساخنة في قسم التوربين باستخدام تقنيات احتراق جديدة إلى توفير درجات حرارة مدخل توربين أعلى ومتوسط
، وبالتالي زيادة الدفع النوعي دون تقليل عمر التوربين. يُعتبر وجود ملف درجة حرارة وسرعة متجانس في قسم مدخ
ل التوربين شرطاً أساسياً لنجاح تحسين كفاءة التوربين بشكل أكبر.

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.

## 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


نظراً لتنوع تطبيقات التوربينات الغازية الصغيرة، فإن التحسين الشامل للتوربينات الغازية الصغيرة يتضمن جو
انب رئيسية إضافية. بالإضافة إلى متطلبات الكفاءة والدفع، هناك أيضاً متطلبات مثل حجم المحرك الصغير، ومرونة ا
لوقود، وانخفاض التعقيد وتكلفة الشراء. لا يزال تصميم التوربينات الغازية الصغيرة مهمة مدفوعة بالتطبيقات، ول
كن لا يزال هناك إمكانات كبيرة لتحسينات إضافية.

## المراجع


[1] ألفريد فرانك موديل توربينين. موقع الشركة المصنعة: www.frankturbine.de

[2] كورتسكي ج. 2012. غاز تيرب 12. برنامج أداء توربين الغاز. الموقع: www.gasturb.de

[3] شريكلي ك. 1994. توربينات الغاز للطائرات النموذجية. منشورات ترابليت.

[4] كامبستي ن. أ. 2003. الدفع النفاث: دليل بسيط لتصميم وأداء المحركات النفاثة من الناحية الديناميكية الهوائ
ية والديناميكية الحرارية. مطبعة جامعة كامبريدج، كامبريدج، المملكة المتحدة

[5] MTU أيرو إنجنز GmbH. 2010. EJ*J200* محرك توربوفان – القوة المبتكرة. ورقة بيانات

[6] Head A. J.، فيسر و. ب. ج. 2012. توسيع *3-36k* W الميكروتوربينات. 57th معرض ASME للتوربينات، كوبنهاغن، الدنمارك

[7] Rodgers C. 2003. بعض تأثيرات الحجم على أداء التوربينات الغازية الصغيرة. 48th معرض ASME للتوربينات، أتلان
تا، جورجيا، الولايات المتحدة

[8] Nickl M.، Hirndorf D. 2013. تحقيق عددي حول موزع الضاغط للتوربينات الغازية الصغيرة. تقرير غير منشور. معهد دف
ع الطيران، الجامعة التقنية في ميونيخ

[9] Kügler M. E.، Hirndorf D. 2013. تحقيق عددي حول غرف الاحتراق للتوربينات الغازية الصغيرة. تقرير غير منشور. معه
د دفع الطيران، الجامعة التقنية في ميونيخ

[10] Gieras M.، Stankowski T. 2012. دراسة حسابية لتدفق هوائي عبر غرفة احتراق محرك ميكروتوربين. مجلة تقنيات الطاقة 92، الصفحا
ت 68-79 .

[11] هوبفر أ.، إيرهارد و.، كاو هـ-ب. 2012. دراسة مفاهيم غرفة الاحتراق لمحركات نفاثة صغيرة تعمل بالغاز، 23rd الندوة الدول
ية في ظواهر النقل، أوكلاند، نيوزيلندا

[12] ماير أ.، ناوبيرت م.، هوبفر أ. 2011. تصميم وتشغيل غرفة احتراق زجاجية في توربين نموذجى. تقرير فني.
LFA-2011-007 . معهد دفع الطيران، الجامعة التقنية في ميونيخ

[13] دافيسون ج. ر.، بيرك م. أ. 2004. إعداد وتجربة تشغيل مع محرك توربين صغير للبحث والتعليم. 49th معرض ASME
Turbo، فيينا، أستراليا.

[14] جيريينداس م.، فيستار ر. 2000. تطوير محرك جوي صغير جداً. 45th معرض ASME Turbo، ميونيخ، ألمانيا

[15] ويبر م.، إيرهارد و. 2011. دراسات تجريبية على توربين نموذجى لتحديد خصائص التشغيل، تقرير فني،
LFA-2011-100 ، معهد دفع الطيران، الجامعة التقنية في ميونيخ

[16] سبايدل ت.، هوبفر أ. 2013. تصميم وتشغيل محطة اختبار غرفة احتراق لتوربين صغير. تقرير غير منشور. معهد د
فع الطيران، الجامعة التقنية في ميونيخ

[17] فيسر و. ب. ج.، شاكاريانتس س. أ. 2010. تطوير توربين صغير بقدرة *3k* واط لتطبيقات توليد الطاقة المشترك. 55th معر
ض ASME للتوربينات، غلاسكو، المملكة المتحدة