

GT2020-14498

GT T2020-14498

THERMODYNAMIC AND MECHANICAL DESIGN CONCEPT FOR MICRO-TURBOJET TO MICRO-TURBOSHAFT ENGINE CONVERSION

Christoph Öttl, Reinhard Willinger
 Institute of Energy Systems and Thermodynamics
 Technische Universität Wien
 Getreidemarkt 9/302, A-1060 Vienna, Austria
 christoph.oettl@tuwien.ac.at
 reinhard.willinger@tuwien.ac.at

THERMODYNAMISCH EN MECHANISCHE ONTWERPCONCEPT VOOR DE CONVERSIE VAN MICRO-TURBOJET NAAR MICRO-TURBOSHAFT MOTOR

Christoph Öttl, Reinhard Willinger
 Instituut voor
 Energiesystemen en Thermodynamica Technische
 Universiteit Wien Getreidemarkt 9/302, A-1060 Wenen,
 Oostenrijk christoph.oettl@tuwien.ac.at
 reinhard.willinger@tuwien.ac.at

ABSTRACT

In this work, a design concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion is presented. This is motivated by a lack of available micro-turboshaft engines which is shown in the market survey conducted. Thus, the presented concept deals with the conversion of an existing micro-turbojet engine to a micro-turboshaft engine for a specific power output. The conversion is shown using the micro-turbojet engine OLYMPUS HP from AMT Netherlands. Furthermore, the simultaneously developed analytical preliminary design of the additional single-stage power turbine is shown besides a thermodynamic cycle simulation. This has been done to obtain the unknown gas generator outlet condition which is similar to the power turbine's inlet condition. Within the cycle calculation, occurring losses due to the small dimensions have also been considered. During the design process, different combinations of work coefficient and mean diameter of the power turbine were investigated to minimize the required gear box ratio for a given rotor speed in terms of weight minimization. To keep losses in the power turbine low, the preliminary blade row has finally been improved using CFD calculations.

NOMENCLATURE

a	specific work
A	flow area
b	axial chord length

c	absolute velocity
d	diameter
F	thrust
h	specific enthalpy
H_U	heating value
l	blade length
\dot{m}	mass flow rate
Ma	Mach number
p	pressure
P	power
R_k	degree of reaction
Re	Reynolds number
t	blade pitch
T	temperature
u	circumferential velocity
w	relative velocity
y^+	dimensionless wall distance
α	absolute flow angle
β	relative flow angle
η	efficiency
λ	work coefficient
φ	flow coefficient
Π	pressure ratio
Ψ	Zweifel coefficient
ρ	density
ω	total pressure loss coefficient

SAMENVATTING

In dit werk wordt een ontwerpconcept gepresenteerd voor de conversie van micro-turbojet naar micro-turboshaft motor. Dit is gemotiveerd door een gebrek aan beschikbare micro-turboshaft motoren, wat blijkt uit het uitgevoerde marktonderzoek. Het gepresenteerde concept betreft de conversie van een bestaande micro-turbojet motor naar een micro-turboshaft motor voor een specifieke vermogen. De conversie wordt getoond met behulp van de micro-turbojet motor OLYMPUS HP van AMT Nederland. Verder wordt het gelijktijdig ontwikkelde analytische voorlopige ontwerp van de aanvullende eentraps kracht turbine getoond naast een simulatie van de thermodynamische cyclus. Dit is gedaan om de onbekende gasgenerator-uitgangsconditie te verkrijgen, die vergelijkbaar is met de inlaatconditie van de kracht turbine. Binnen de cyclusberekening zijn ook de optredende verliezen door de kleine afmetingen in overweging genomen. Tijdens het ontwerpproces zijn verschillende combinaties van werkcoëfficiënt en gemiddelde diameter van de kracht turbine onderzocht om de vereiste tandwielperhouding voor een gegeven rotorsnelheid te minimaliseren in termen van gewichtsminimalisatie. Om de verliezen in de kracht turbine laag te houden, is de voorlopige bladrij uiteindelijk verbeterd met behulp van CFD-berekeningen.

c	absolute snelheid	d	diameter	F	stuwkracht	h	specifieke enthalpie	H
d						u	verbrandingswaarde	I
F						m	massastroom	Ma
h						P	vermogen	R_k
H_U						Re	reactiegraad	Re
l						τ	Reynoldsgetal	t
\dot{m}						T	temperatuur	u
Ma						w	omtreksnelheid	w
p						y^+	relatieve snelheid	y^+
P						α	dimensionless	
R_k						β	wandafstand	
Re						η	absolute stroomhoek	β
t						λ	relatieve stroomhoek	η
T						φ	efficiëntie	
u						Π	werkcoëfficiënt	
w						Ψ	stroomcoëfficiënt	Π
y^+						Z	drukverhouding	Ψ
α						ρ	Zweifel-coëfficiënt	ρ
β						ω	dichtheid	
η							totaal drukverliescoëfficiënt	

NAAMGEVING

een specifiek werk A
 doorstroomgebied b axiale
 koorde lengte

Subscripts

- 4 gas generator turbine stator inlet
- 5 gas generator turbine rotor inlet
- 6 gas generator turbine rotor outlet
- 7 power turbine stator inlet
- 8 power turbine rotor inlet
- 9 power turbine rotor outlet
- 10 nozzle exit
- B* blade
- C* compressor
- in* initial
- ex* extended
- GG* gas generator
- m* mean
- P* propeller
- PT* power turbine
- s* isentropic
- t* total
- T* turbine
- u* circumferential
- z* axial direction

Superscripts

- * initial guess
- mass averaged quantity

Abbreviations

- CFD computational fluid dynamics
- EGT exhaust gas temperature
- GGT gas generator turbine
- ITD intermediate turbine duct
- UAV unmanned aerial vehicle

INTRODUCTION

During the last years, the demand of unmanned aerial vehicles (UAV) for private and commercial use has grown very rapidly. Various technologies can be used to power an UAV: electric motor, internal combustion engine, gas turbine. Each technology has its specific advantages and disadvantages. The gas turbine shows a favourable behaviour of torque over rotational speed as well as lower vibrations in comparison to internal combustion engines for example. Otherwise, the high weight of an electric motor and its battery is a disadvantage for any aircraft application. Because the trend is towards higher maximum take-off weights (MTOW), the required drive power increases. Furthermore, shaft power is needed for drone propulsion. The presented engine design concept was created for the requirements of a single copter drone in hover flight. For a given MTOW of 25 kg, a power demand between 20 and 40 kW depending on the propeller design is estimated. This design is not exactly known

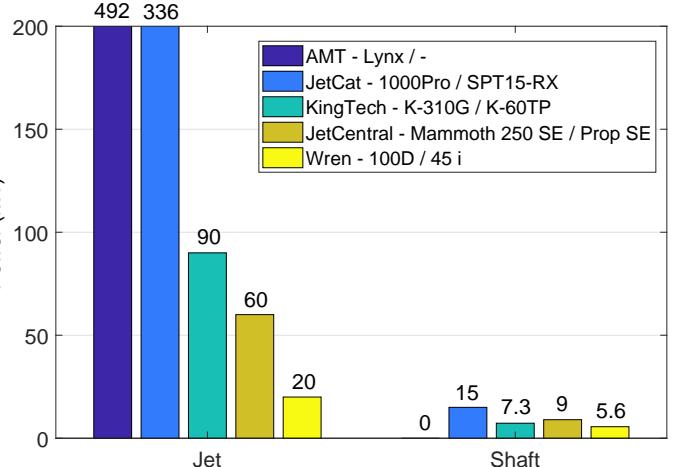


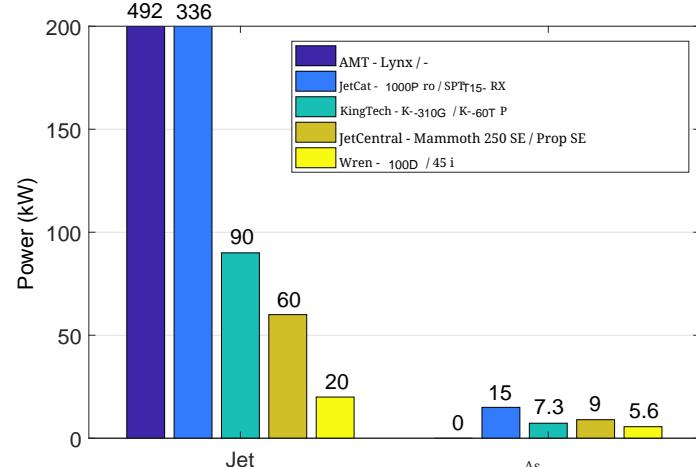
FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

at this time, but the propeller diameter is about 0.7 m. A preliminary market survey has shown, that there are no turboshaft engines available above 15 kW, but jet engines for higher equivalent power ranges can be obtained though (Fig. 1, also see [1]). To reduce the design effort, an existing jet engine can therefore be used as the basis of a new turboshaft engine [1] with an output of more than 15 kW. The existing turbojet engine serves as a gas generator for the turboshaft engine, whereby an intermediate turbine duct (ITD) replaces the jet nozzle and connects the gas generator turbine with the power turbine. In addition to the existing gas generator turbine, only the power turbine has to be designed. Due to the simple design of these low power range engines, the designing part of the conversion is relatively easy to realize and the existing gas generator easy to integrate. There have already conversions been conducted using the micro-turbojet engines JetCat-P200 [2] and Wren100 [3]. In this paper, data from the Olympus HP engine from AMT Netherlands were used for the conversion [4]. A cross section of this engine is shown in Fig. 2. Since AMT offers an "University configuration", several works depending this engine have already been published [5–9]. Bakalis and Stamatis [7] already published a model calibration for educational purpose concerning this engine. A wide range of performance data of the Olympus HP under transient operating conditions was also published by Leylek et al. [5] and Leylek [6], as well as by Rahman and Whidborne [8], based on experimental investigations and numerical calculations.

The present design concept is limited to operation at constant rotor speed. As with helicopters, it is obvious that drones with gas turbine propulsion also have to be operated at constant rotor speed. In addition, only design point data is provided by the manufacturer. Because of this lack of information, component efficiencies and losses of the gas generator have to be estimated in order to determine the boundary conditions of the power

Subscripts

- 4 gasgenerator turbine stator inlaat
- 5 gasgenerator turbine rotor inlaat
- 6 gasgenerator turbine rotor uitlaat
- 7 kracht turbine rotor
- 8 kracht turbine rotor inlaat
- 9 kracht turbine rotor uitlaat
- B* mondstukuitgang
- bladC* compressor
- initieel* uitgebreid
- GG* gassgenerator
- gemiddeldP* propeller
- PT* kracht turbines
- isentropisch* totaal
- turbineu* omtreksnelheid
- z* axiale richting



FIGUUR 1. MAXIMAAL BESCHIKBAAR AANDRIJFSVERMOGEN VAN MICRO-TURBOJET EN MICRO-TURBOSHAFT MOTORREN

op dit moment, maar de propellerdiameter is ongeveer 0.7 m. Een voorlopige marktonderzoek heeft aangegetoond dat er geen turboshaft-motoren beschikbaar zijn boven 15 kW, maar straalmotoren voor hogere equivalenten vermogensbereiken kunnen echter worden verkregen (Fig. 1, zie ook [1]). Om de ontwerpspanning te verminderen, kan een bestaande straalmotor daarom worden gebruikt als basis voor een nieuwe turboshaft-motor [1] met een vermogen van meer dan 15 kW. De bestaande turbojetmotor dient als gasgenerator voor de turboshaft-motor, waarbij een tussen turbinekanaal (ITD) de straaluitlaat vervangt en de gasgenerator turbine verbint met de kracht turbine. Naast de bestaande gasgenerator turbine hoeft alleen de kracht turbine te worden ontworpen. Vanwege het eenvoudige ontwerp van deze laagvermogen motoren is het ontwerpgedeelte van de conversie relatief eenvoudig te realiseren en de bestaande gasgenerator gemakkelijk te integreren. Er zijn al conversies uitgevoerd met behulp van de micro-turbojet motoren JetCat-P200 [2] en Wren100 [3]. In dit artikel zijn gegevens van de Olympus HP-motor van AMT Nederland gebruikt voor de conversie [4]. Een dwarsdoorsnede van deze motor is weergegeven in Fig. 2. Aangezien AMT een "Universiteit configuatie" aanbiedt, zijn er al verschillende werken afhankelijk van deze motor gepubliceerd [5–9]. Bakalis en Stamatis [7] hebben al een modelkalibratie gepubliceerd voor educatieve doeleinden met betrekking tot deze motor. Een breed scala aan prestatiegegevens van de Olympus HP onder transiente bedrijfsomstandigheden is ook gepubliceerd door Leylek et al. [5] en Leylek [6], evenals door Rahman en Whidborne [8], op basis van experimentele onderzoeken en numerieke berekeningen.

Het huidige ontwerpconcept is beperkt tot werking bij constante rotorsnelheid. Net als bij helikopters is het duidelijk dat drones met gasturbine-aandrijving ook bij constante rotorsnelheid moeten worden bediend. Bovendien worden alleen ontwerpparametres door de fabrikant verstrekt. Vanwege dit gebrek aan informatie moeten de efficiënties en verliezen van de gasgenerator worden geschat om de grensvoorwaarden van het vermogen te bepalen.

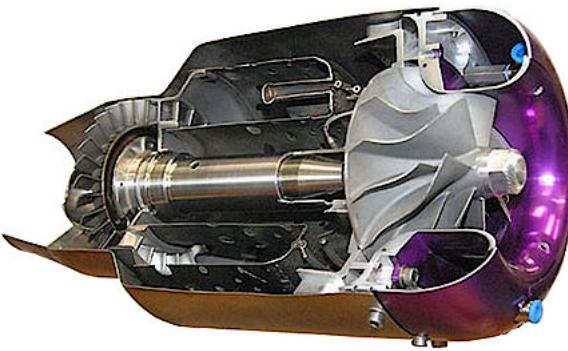


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

turbine. Therefore, a thermodynamic cycle model was developed with the commercial software IPSEpro. Since the model is designed for micro engines, additional losses due to heat transfer [10] leading to non adiabatic compression [11] occur, which have been considered. Furthermore it is desirable, that the power turbine's mean diameter is as large as possible to keep the propeller shaft speed in a low range. For a given work coefficient, the turbine speed reduces as the mean diameter increases. Due to the high speeds of the gas generator shaft, however, it is not possible to achieve sufficient speed reduction simply by increasing the power turbine's mean diameter. This is because the propeller shaft speed of the prototype drone is designed to run at 5000 rpm, while the gas generator shaft runs at 108500 rpm at the design point according to AMTs specifications (Tab. 1). The speed of the free running power turbine is about half of the gas generator shaft speed (Tab. 5). It is therefore necessary to provide an additional reduction gear between the power shaft and the propeller shaft. Therefore, different combinations of work coefficient and turbine mean diameter were examined to determine the combination leading to the lowest gear ratio in order to minimize gear box weight. Beside weight reduction, there are no restrictions depending the reduction gear box at first.

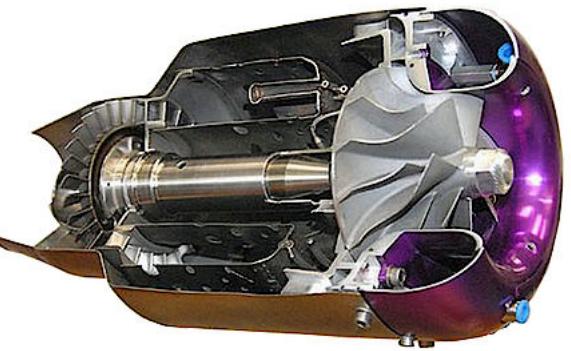
POWER ESTIMATION

In the first step of the conversion, an appropriate jet engine has to be chosen. Since jet engines are usually characterized by Thrust F and mass flow rate \dot{m} , an equivalent power value must be calculated to estimate how much shaft power can be generated using a particular jet engine. According to the ideal turbojet cycle (Fig. 3), the kinetic energy $c_{10}^2/2$ represents the available amount of energy which can be converted into shaft power. Thrust can be calculated using the equation of linear momentum, as can be seen in Eqn. (1).

$$F = \dot{m}(c_{10} - c_0) \quad (1)$$

TABLE 1. OLYMPUS HP SPECIFICATIONS [4]

Specifications	
Thrust [N]	230
Rotational speed [rpm]	108500
Compressor pressure ratio [-]	3.8
Air mass flow rate [kg/s]	0.45
Exhaust gas temperature (max) [°C]	700 (750)
Fuel consumption [kg/s]	0.01



Figuur 2. AMT OLYMPUSHP [12]

TABEL 1. OLYMPUSHP SPECIFICATIES [4]

Specificaties	
Stuwkracht [N]	230
Rotatiesnelheid [rpm]	108500
Compressor drukverhouding [-]	3.8
Lucht massastroom [kg/s]	0.45
Uitlaatgastemperatuur (max) [°C]	700 (750)
Brandstofverbruik [kg/s]	0.01

Since the inlet velocity c_0 equals 0 in case of hovering and $c_0 \ll c_{10}$ in case of vertical lift, one can neglect c_0 in Eqn. (1). Furthermore, an equivalent power value based on the kinetic energy, can be calculated with

$$P = \dot{m} \frac{c_{10}^2}{2}. \quad (2)$$

Through combination of Eqn. (1) and (2), the available power can finally be obtained using only the given values F and \dot{m} , as shown in Eqn. (3).

$$P = \frac{F^2}{2\dot{m}} \quad (3)$$

The power estimation for the AMT Olympus HP according to

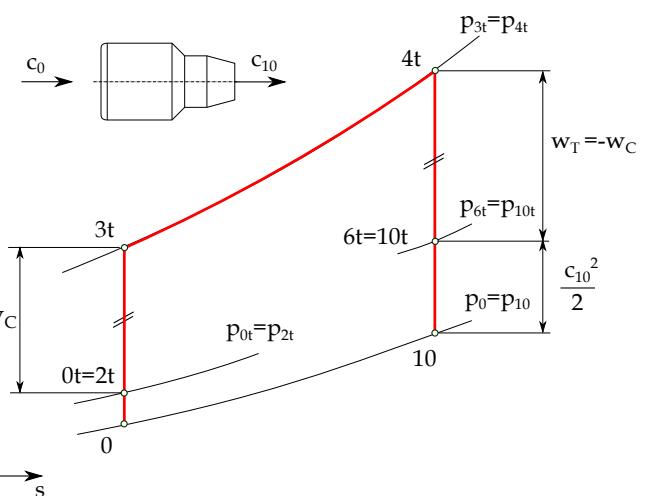


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

turbine. Daarom is er een thermodynamisch cyclusmodel ontwikkeld met de commerciële software IPSEpro. Aangezien het model is ontworpen voor micro-motoren, treden er extra verliezen op door warmteoverdracht [10] die leiden tot niet-adiabatische compressie [11], die in overweging zijn genomen. Verder is het wenselijk dat de gemiddelde diameter van de kracht turbine zo groot mogelijk is om de schroefas snelheid in een laag bereik te houden. Voor een gegeven werkcoëfficiënt verminderd de turbinesnelheid naarmate de gemiddelde diameter toeneemt. Vanwege de hoge snelheden van de gasgeneratoras is het echter niet mogelijk om voldoende snelheidsreductie te bereiken door simpelweg de gemiddelde diameter van de kracht turbine te vergroten. Dit komt omdat de schroefas snelheid van de prototype drone is ontworpen om te draaien op 5000 r pm, terwijl de gasgeneratoras draait op 108500 r pm bij het ontwerp punt volgens de specificaties van AMT (Tab. 1). De snelheid van de vrij draaiende kracht turbine is ongeveer de helft van de snelheid van de gasgeneratoras (Tab. 5). Het is daarom noodzakelijk om een extra reductieoverbrenging te voorzien tussen de krachtas en de schroefas. Daarom zijn verschillende combinaties van werkcoëfficiënt en gemiddelde diameter van de turbine onderzocht om de combinatie te bepalen die leidt tot de laagste overbrengingsverhouding om het gewicht van de versnellingsbak te minimaliseren. Naast gewichtsreductie zijn er in eerste instantie geen beperkingen afhankelijk van de reductieversnellingsbak.

VERMOGENSSCHATTING

In de eerste stap van de conversie moet een geschikte straalmotor worden gekozen. Aangezien straalmotoren meestal worden gekarakteriseerd door de stuwkracht F en massastroom \dot{m} , moet een equivalente waarde voor vermogen worden berekend om te schatten hoeveel asvermogen kan worden gegenereerd met een bepaalde straalmotor. Volgens de ideale turbojetcyclus

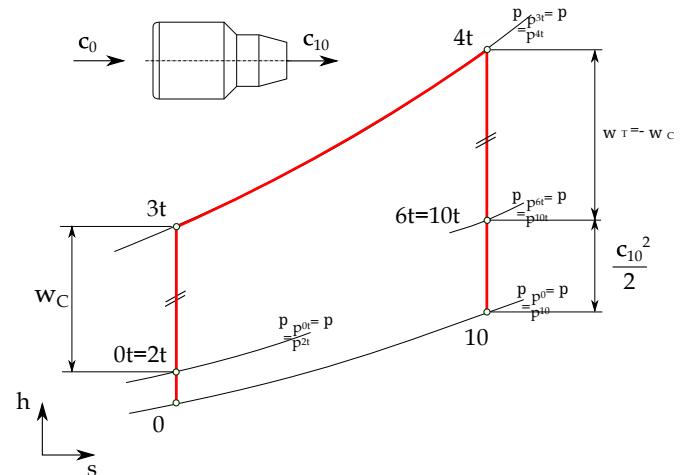
(Fig. 3), de kinetische energie $c_{10}^2/2$ vertegenwoordigt de beschikbare hoeveelheid energie die kan worden omgezet in asvermogen. Stuwkracht kan worden berekend met de vergelijking van lineaire momentum, zoals te zien is in Eqn. (1).

Aangezien de inlaat snelheid c_0 gelijk is aan s_0 in het geval van zweven en $c_0 \ll c_{10}$ in het geval van verticale lift, kan men c_0 in Eqn. (1) verwaarlozen. Bovendien kan een equivalente waarde van vermogen op basis van de kinetische energie worden berekend met

—

Door de combinatie van Eqn. (1) en (2) kan het beschikbare vermogen uiteindelijk worden verkregen met alleen de gegeven waarden F en \dot{m} , zoals weergegeven in Eqn. (3).

De vermogensschatting voor de AMT Olympus HP volgens



Figuur 3. IDEALE TURBOJET CYCLUS

Eqn. (3) leads to a convertible shaft power of 58.8 kW. The engine specifications given by AMT Netherlands can be seen in Tab. 1.

THERMODYNAMIC CYCLE MODEL

According to the chosen jet engine Olympus HP, an appropriate cycle model has been created with the software IPSEpro. A first simplified model is shown in Fig. 4. Therefore, the existing jet engine, which serves as gas generator (GG), has been extended by a free running power turbine (PT). As the given compressor pressure ratio Π_C is defined as a static-to-static value according to AMT, the cycle calculation has been carried out with static values neglecting any pressure losses. Ambient conditions have to be defined at the compressor inlet as well as the ambient pressure at the PT-outlet. Due to the mentioned flight conditions, standard temperature and pressure (STP) have been defined. Unknown component efficiencies have to be estimated as good as possible at first and the heating value has to be defined according to the used propellant. Since the given engine specifications are valid under the usage of Kerosene Jet A-1, the heating value must correspond to this propellant and was therefore set to $H_U=42800 \text{ kJ/kg}$. First results under consideration of the given engine specifications show, that especially the turbine outlet temperature deviates strongly from the specified value (Initial model in Tab. 2). Because the turbine outlet conditions are most important for the conversion as the gas generator turbine outlet conditions are similar to the power turbine's inlet conditions, the model has been extended by several modifications to meet the given values (Fig. 5). The aim is to map the selected engine in the best possible way, to limit the unknown parameters as far as possible. First of all, the compressor pressure ratio has been reduced to consider non adiabatic compression [11], since inlet air is pre-heated due to the small dimensions. Since [5] and [7] both have measured a pressure ratio of 3.5 against the given value of 3.8 from AMT at the design point, it can be assumed that the non-adiabatic compression can be taken into account by reducing the

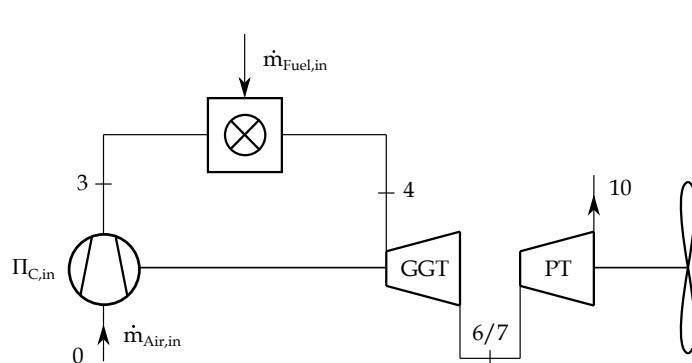


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

pressure ratio by approximately 8 % (Eqn. (4)).

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

Furthermore, the air mass flow specified by AMT was increased by 10 % according to [6] (Eqn. (5)).

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

The given fuel mass flow rate has also been reduced by 11 %, to meet an appropriate EGT at the turbine outlet according to the measurements of [5] as listed in Tab. 2. This leads to a fuel mass flow according to Eqn. (6).

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

As [5] also describes, fuel mass flow given by AMT is measured directly at the fuel tank exit and includes fuel for lubrication. To consider this, the fuel mass flow which is defined at the combustion chamber inlet has to be reduced in the present model. Furthermore, a heat loss through the engine housing was taken into account. A value of 3 kW was considered in a first rough estimation for static heat transfer. By varying heat loss between 0 and 3 kW it turns out, that heat loss has only a minor effect on the EGT in this range. In addition, disc and shroud cooling have been considered as shown in Fig. 6. According to Rodgers [14], it is not possible to provide internal rotor cooling passage because of the small dimensions of micro-turbines. Depending on the GGT inlet temperature, an air mass flow rate of 2% for disc cooling purpose is assumed [14]. This mass flow rate does not take part at the combustion and is mixed into the hot gas stream at the turbine inlet. It is also assumed, that another 3% of the air mass flow

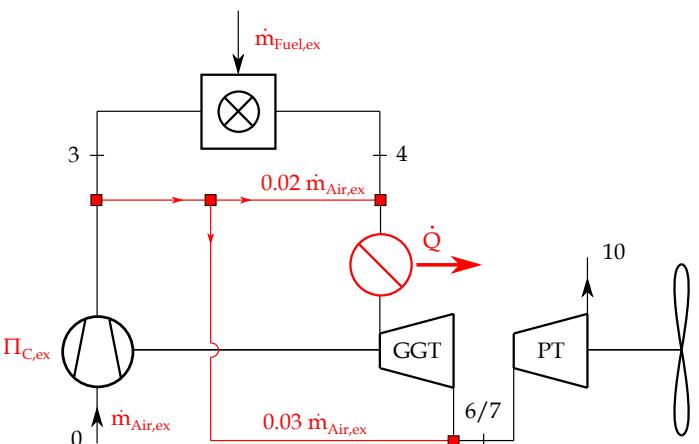


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

Eqn. (3) leidt tot een converteerbaar asvermogen van f 58.8 kW. De specificaties van de motor gegeven door AMT Nederland zijn te zien in Tab. 1.

THERMODYNAMISCH CYCLUSMODEL

Volgens de gekozen straalmotor Olympus HP is er een geschikt cyclusmodel gemaakt met de software IPSEpro. Een eerste vereenvoudigd model is weergegeven in Fig. 4. Daarom is de bestaande straalmotor, die als gasgenerator (GG) fungeert, uitgebreid met een vrij draaiende kracht turbine (PT). Aangezien de gegeven compressieverhouding Π_C is gedefinieerd als een statische waarde volgens AMT, is de cyclusberekening uitgevoerd met statische waarden waarbij eventuele drukverliezen zijn verwaarloosd. Omgevingsomstandigheden moeten worden gedefinieerd bij de compressorinlaat evenals de omgevingsdruk bij de PT-uitletaat. Vanwege de genoemde vluchtomstandigheden zijn standaard temperatuur en druk (STP) gedefinieerd. Onbekende componentefficiënties moeten in eerste instantie zo goed mogelijk worden geschat en de verwarmingswaarde moet worden gedefinieerd volgens de gebruikte brandstof. Aangezien de gegeven specificaties van de motor geldig zijn bij het gebruik van Kerosene Jet A-1, moet de verwarmingswaarde overeenkomen met deze brandstof en is daarom ingesteld op $H_U=42800 \text{ kJ/kg}$. Eerste resultaten, rekening houdend met de gegeven specificaties van de motor, tonen aan dat vooral de turbine-uitleattemperatuur sterk afwijkt van de gespecificeerde waarde (Initiële model in Tab. 2). Omdat de uitlaatomstandigheden van de turbine het belangrijkst zijn voor de conversie, aangezien de uitlaatomstandigheden van de gasgenerator vergelijkbaar zijn met de inlaatomstandigheden van de kracht turbine, is het model uitgebreid met verschillende aanpassingen om aan de gegeven waarden te voldoen.

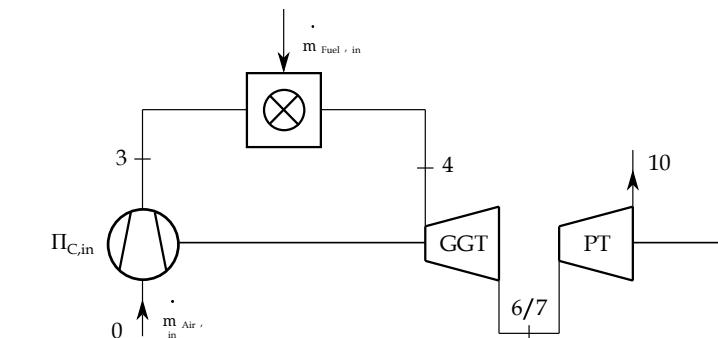
(Fig. 5). Het doel is om de geselecteerde motor op de best mogelijke manier in kaart te brengen, om de onbekende parameters zoveel mogelijk te beperken. Allereerst is de compressor drukverhouding verlaagd om rekening te houden met niet-adiabatische compressie [11], omdat de inkomende lucht is voorverwarming door de kleine afmetingen. Aangezien [5] en [7] beide een drukverhouding van f 3.5 hebben gemeten ten opzichte van de gegeven waarde van 3.8 van AMT op het ontwerp punt, kan worden aangenomen dat de niet-adiabatische compressie in aanmerking kan worden genomen door de

drukverhouding met ongeveer 8 % te verlagen (Eqn. (4)).

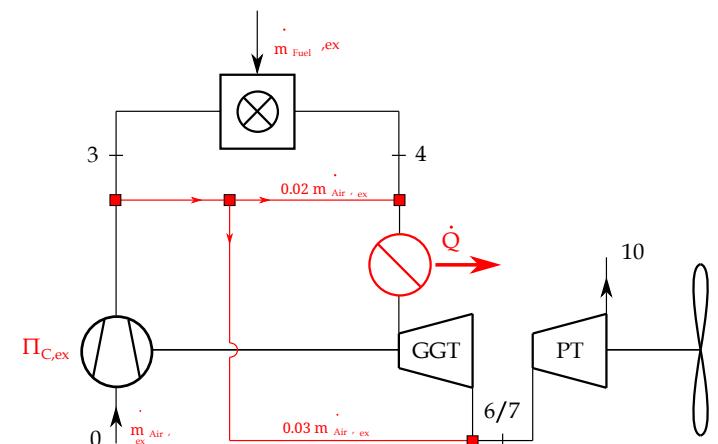
Bovendien werd de luchtmassastroom gespecificeerd door AMT verhoogd met 10 % volgens [6] (Eqn. (5)).

De gegeven massastroom van brandstof is ook verminderd met 11 % om een geschikte EGT bij de turbine-uitleat te bereiken, volgens de metingen van [5] zoals vermeld in Tab. 2. Dit leidt tot een massastroom van brandstof volgens Eqn. (6).

Zoals [5] ook beschrijft, wordt de brandstofmassastroom die door AMT wordt gegeven, rechtstreeks gemeten bij de uitgang van de brandstoffankel. Om dit in overweging te nemen, moet de brandstofmassastroom die is gedefinieerd bij de inlaat van de verbrandingskamer in het huidige model worden verminderd. Bovendien werd een warmteverlies door de motorbehuizing in aanmerking genomen. Een waarde van 3 kW werd in een eerste ruwe schatting voor statische warmteoverdracht overwogen. Door het warmteverlies te variëren tussen 0 en 3 kW blijkt dat het warmteverlies slechts een gering effect heeft op de EGT in dit bereik. Daarnaast zijn schijf- en omhulselkoeling in overweging genomen, zoals weergegeven in Fig. 6. Volgens Rodgers [14], is het niet mogelijk om interne rotorkoelkanalen te bieden vanwege de kleine afmetingen van micro-turbines. Afhankelijk van de GGT-inlaattemperatuur wordt een luchtmassastroom van 2% voor schijfkoeling aangenomen [14]. Deze massastroom neemt niet deel aan de verbranding en wordt gemengd in de hete gasstroom bij de turbine-inlaat. Het wordt ook aangenomen dat een andere 3% van de luchtmassastroom



FIGUUR 4. INITIELE CYCLUSMODEL



FIGUUR 5. UITLEGGEVEND CYCLUSMODEL

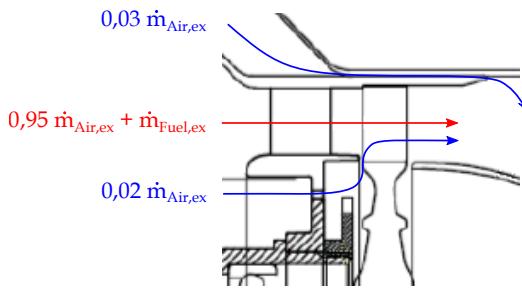


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

rate does not take part at the expansion through the turbine and is mixed into the gas stream at the turbine outlet instead. This is done for the purpose of shroud cooling. This method is a common way of cooling within micro-turbomachinery. All these considerations lead to a reduced EGT by using the extended model. The comparison of the results are shown in Tab. 2. Due to lack of information, compressor and turbine efficiencies have been estimated with $\eta_{sC} = 0.74$ and $\eta_{sT} = 0.92$. In accordance with [9] ($\eta_{sC} = 0.72$ and $\eta_{sT} = 0.85$), the chosen efficiencies represent a good approximation since the developed model from Vannoy and Cadou fits the measurements quite well. Turbine efficiency is slightly higher than in [9] but is however further reduced due to the considered amount of air mass flow, which is not taking part on the expansion. Furthermore, [2] uses a turbine efficiency of 0.89 for a comparable engine (JetCat P200, $F = 230$ N, $\Pi_C = 3.7$, $m_{Air} = 0.45$ kg/s). Comparing the obtained EGTs, there is a good agreement between the extended model and the given values. To make the EGTs comparable, the static temperature gained from the modelling was converted into total temperature. Also, the measured value from [5] has been extrapolated to the maximum shaft speed ($n = 108500$ rpm) of the GG, since temperature is only provided at $n = 105700$ rpm. Furthermore, the extended model shows significant improvement over the initial model. It can therefore be assumed that all these factors must be taken into account in the modelling. A scheme of the final extended model

TABLE 2. COMPARISON OF SPECIFIED AND CALCULATED EGT'S WITH DIFFERENT MODELS

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT specifications (max)	700 (750) ±2%
Exp. Leylek [5]	754
Initial model	908
Extended model	752

is shown in Fig. 5. Additionally, heat and frictions losses will probably occur at the ITD and can easily be adapted. Since the final dimensions of the ITD are not known at this time, this heat loss has not been taken into account for this model. In addition to the adequate EGT, the extended model calculates a shaft power of about 60 kW (without mechanical losses), which is in good agreement with the estimated power of 58.8 kW according to Eqn. (3).

FLOW CONDITIONS

Gas generator turbine

Figure 7 shows the single stage axial turbine of the GG. While pressure p , density ρ and temperature T at the turbine's inlet and outlet (section 4 and 6) have been gained through the thermodynamic cycle calculation, flow velocities have not been considered yet. However, this is necessary for the power turbine design. Therefore, at least the mean diameter d_m and blade lengths l_4 and l_6 , hence the flow areas A_4 and A_6 have to be known. For the given engine, the dimensions are $d_m = 73$ mm, $l_4 = 10$ mm and $l_6 = 12$ mm. According to the balance of mass, the guide vane inlet velocity c_4 can then be calculated with

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

Due to lack of information, swirl free inflow has been assumed ($c_4 = c_{4,z}$ and $\alpha_4 = 90^\circ$). It is also to be assumed, that the turbine is designed in a way, where the absolute turbine outlet velocity is also widely without swirl ($c_6 = c_{6,z}$ and $\alpha_6 = 90^\circ$). This is because thrust is as high as possible in this case for a specified velocity. Under this assumption, the absolute velocity c_6 can also be obtained with the balance of mass according to Eqn. (7). To support the assumption, a mean line analysis has been carried out. Therefore an iterative loop using MATHCAD has been created as shown in Fig. 8. With the gained enthalpies h_4 and h_6 from the thermodynamic cycle calculation and the pre-calculated velocities c_4 and c_6 , one can calculate the absolute and relative velocities at section 5, whereby the degree of reaction R_k and the absolute flow angle α_5 must also be estimated with an initial guess at first. Therefore, common values for reaction stages according to Tab. 3 can be used.

TABLE 3. GUIDELINE VALUES FOR REACTION STAGES

$R_k [-]$	$\alpha_5 [^\circ]$	$\beta_6 [^\circ]$
0,5	14-40	140-160

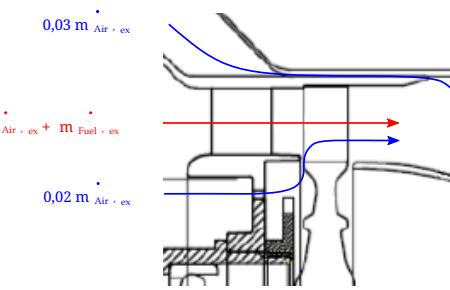


FIGURE 6. TURBINEKOELING LUCHTMASSASTROOM [13]

de snelheid neemt geen deel aan de expansie door de turbine en wordt in plaats daarvan gemengd in de gasstroom bij de turbine-uitgang. Dit wordt gedaan voor de doeleinden van schuilkoeling. Deze methode is een veelvoorkomende manier van koelen binnen micro-turbomachinerie. Al deze overwegingen leiden tot een verlaagde EGT door het gebruik van het uitgebreide model. De vergelijking van de resultaten is weergegeven in Tab. 2. Vanwege gebrek aan informatie zijn de efficiënties van de compressor en turbine geschat op $\eta_{sC} = 0.74$ en $\eta_{sT} = 0.92$. In overeenstemming met [9]

($\eta_{sC} = 0.72$ en $\eta_{sT} = 0.85$), de gekozen efficiënties vertegenwoordigen een goede benadering aangezien het ontwikkelde model van Vannoy en Cadou de metingen vrij goed past. De turbine-efficiëntie is iets hoger dan in [9] maar is echter verder verlaagd door de in aanmerking genomen hoeveelheid luchtmassastroom, die niet deelneemt aan de expansie. Verder gebruikt [2] een turbine-efficiëntie van 0.89 voor een vergelijkbare motor (JetCat P200, $F = 230$ N, $\Pi_C = 3.7$, $m_{Air} = 0.45$ kg/s). Bij het vergelijken van de verkregen EGT's is er een goede overeenstemming tussen het uitgebreide model en de gegeven waarden. Om de EGT's vergelijkbaar te maken, werd de statische temperatuur verkregen uit de modellering omgezet in totale temperatuur. Ook is de gemeten waarde van [5] geëxtrapoleerd naar de maximale as-snelheid ($n = 108500$ rpm) van de GG, aangezien temperatuur alleen wordt verstrekt bij $n = 105700$ rpm. Verder toont het uitgebreide model aanzienlijke verbetering ten opzichte van het initiële model. Het kan daarom worden aangenomen dat al deze factoren in de modellering in overweging moeten worden genomen. Een schema van het uiteindelijke uitgebreide model

TABEL 2. VERGELIJKING VAN GESPECIFICEerde EN BEREKENDE EGT'S MET VERSCHILLEnde MODELLEN

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT specificaties (max)	700 (750) ±2%
Exp. Leylek [5]	754
Initiële model	908
Uitgebreid model	752

is weergegeven in Fig. 5. Daarnaast zullen warmte- en wrijvingsverliezen waarschijnlijk optreden bij de ITD en kunnen ze gemakkelijk worden aangepast. Aangezien de uiteindelijke afmetingen van de ITD op dit moment niet bekend zijn, is dit warmteverlies niet in aanmerking genomen voor dit model. Naast de adequate EGT, berekent het uitgebreide model een asvermogen van ongeveer $t_{60} = 60$ kW (zonder mechanische verliezen), wat goed overeenkomt met het geschatte vermogen van 58.8 kW volgens Eqn. (3).

STROOMOMSTANDIGHEDEN Gasgenerator turbine

Figuur 7 toont de eentraps axiale turbine van de GG. Terwijl druk p , dichtheid ρ en temperatuur T bij de inlaat en uitlaat van de turbine (sectie 4 en 6) zijn verkregen via de berekening van de thermodynamische cyclus, zijn de stroomsnelheden nog niet in overweging genomen. Dit is echter noodzakelijk voor het ontwerp van de vermomengsturbine. Daarom moeten ten minste de gemiddelde diameter d_m en de bladdlengtes l_4 en l_6 , en dus de stroomgebieden A_4 en A_6 bekend zijn. Voor de gegeven motor zijn de afmetingen $d_m = 73$ mm, $l_4 = 10$ mm en $l_6 = 12$ mm. Volgens de massabalanse kan de inlaat snelheid van de geleideklep c_4 dan worden berekend met

$$\text{---}$$

Vanwege gebrek aan informatie is aangenomen dat er een swirl-vrije instroom is ($c_4 = c_{4,z}$ en $\alpha_4 = 90^\circ$). Er wordt ook aangenomen dat de turbine zo is ontworpen dat de absolute uitlaat snelheid van de turbine ook grotendeels zonder draaiing is ($c_6 = c = c_{6,z}$ en $\alpha_6 = 90^\circ$). Dit is omdat de stuwwerkzaamheid in dit geval zo hoog mogelijk is voor een gespecificeerde snelheid. Onder deze aannames kan de absolute snelheid c_6 ook worden verkregen met de massabalanse volgens Eqn. (7). Om de aannames te ondersteunen, is een gemiddelde lijnanalyse uitgevoerd. Daarom is er een iteratievelus gemaakt met behulp van MATHCAD, zoals weergegeven in Fig. 8. Met de verkregen enthalpies h_4 en h_6 uit de berekening van de thermodynamische cyclus en de vooraf berekende snelheden c_4 en c_6 , kan men de absolute en relatieve snelheden bij sectie 5 berekenen, waarbij de reactiegraad R_k en de absolute stroomhoek α_5 ook aanvankelijk moeten worden geschat met een initiële gok. Daarom kunnen gangbare waarden voor reactiefasen volgens Tab. 3 worden gebruikt.

TABEL 3. RICHTWAARDEN VOOR REACTIEFASEN

$R_k [-]$	$\alpha_5 [^\circ]$	$\beta_6 [^\circ]$
0,5	14-40	140-160

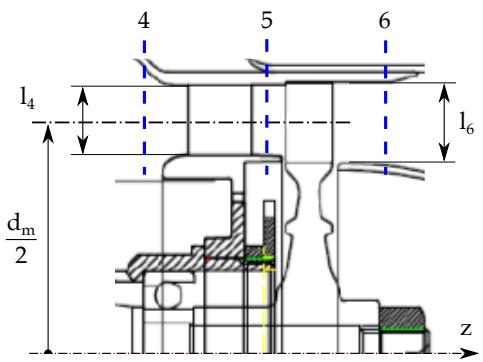


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

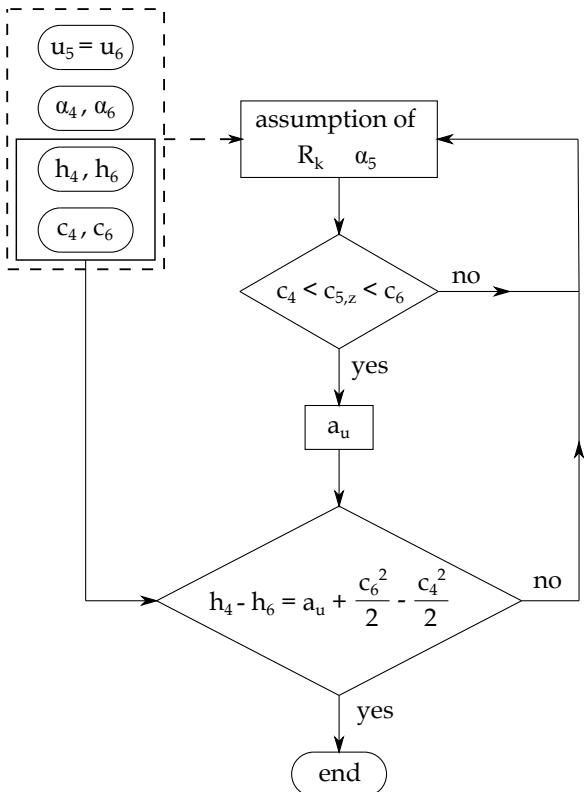


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

Finally the specific work and the power of the turbine can be calculated respectively. This value can now be compared with the gained value from the thermodynamic cycle calculation. In case of good agreement, the calculation is finished and it can be assumed, that swirl-free outflow represents an optimal flow condition conventionally sought. The results for the chosen engine are shown in Tab. 4. Flow coefficient $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$, work coefficient $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ and degree of reaction $R_k = 0.52$

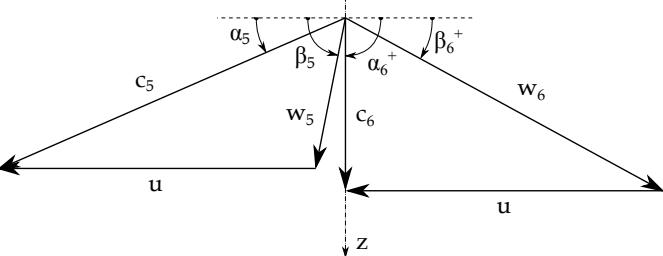
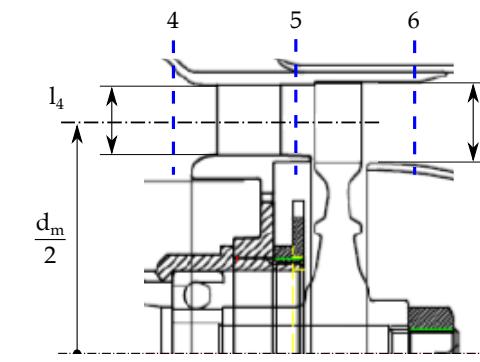


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

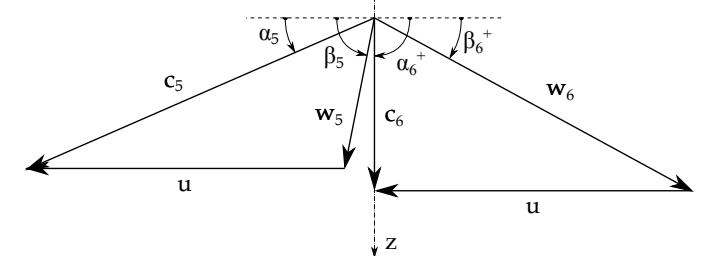
take conventional values. This also indicates, that the assumed values correspond quite well to the real engine. Figure 9 shows the velocity triangles of the turbine stage. The cross-sectional expansion over the stage is too weak to ensure constant meridional velocity c_z for the dominant decrease of density. It is therefore obvious that the meridional velocity increases.

TABLE 4. GG-TURBINE FLOW CONDITIONS

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



Figuur 7. AMTOOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]



Figuur 9. SNELHEIDDRIEHOEK GG-TURBINE

Neem conventionele waarden. Dit geeft ook aan dat de aangenomen waarden vrij goed overeenkomen met de echte motor. Figuur 9 toont de snelheiddriehoeken van de turbinefase. De dwarsdoorsnede-uitbreiding over de fase is te zwak om een constante meridionale snelheid c_z te waarborgen voor de dominante afname van de dichtheid. Het is daarom duidelijk dat de meridionale snelheid toeneemt.

TABEL 4. GG-TURBINESTROOMOMSTANDIGHEDEN

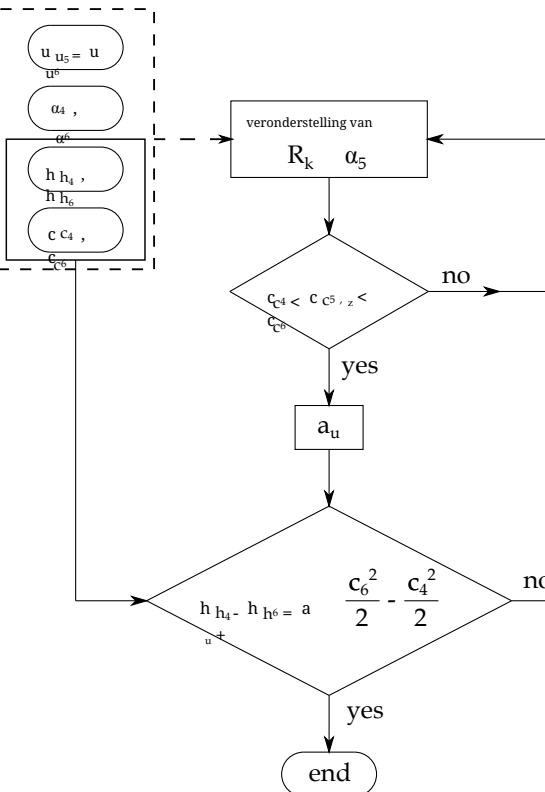
Sectie	4	5	6
h [kJ/kg]	1005	906	799
c [m/s]	205	490	297
c_z [m/s]	205	281	297

POWER TURBINE DESIGN

Main dimensions

To design the power turbine, another iteration loop has been developed to obtain the main dimensions of the turbine via mean line analysis (Fig. 10). Besides the calculation of the flow velocities, the conservations of energy and mass have to be fulfilled. Power P_P and speed n_P of the propeller shaft are given and depend on the mentioned UAV requirements. Furthermore, mass flow rate is given and optimal swirl free outlet flow ($\alpha_9 = 90^\circ$) is assumed. Work coefficient λ_{PT} , mean diameter $d_{m,PT}$ and blade height l_{PT}^* must be chosen initially. Then, a required gearbox ratio i can already be calculated. As a guideline for the initial guess, the following limitations have been specified:

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



Figuur 8. GG-TURBINE STROOMDIAGRAM

Eindelijk kunnen het specifieke werk en het vermogen van de turbine respectievelijk worden berekend. Deze waarde kan nu worden vergeleken met de verkregen waarde uit de berekening van de thermodynamische cyclus. In het geval van een goede overeenkomst is de berekening voltooid en kan worden aangenomen dat een wervelvrije uitstroming een optimale stroomtoestand vertegenwoordigt die conventioneel wordt nagestreefd. De resultaten voor de gekozen motor zijn weergegeven in Tabel 4. Stroomcoëfficiënt $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$, werkoëfficiënt $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ en reactiegraad $R_k = 0.52$

ONTWERP VAN DE KRACHTTURBINE Hoofdafmetingen

Om de kracht turbine te ontwerpen, is er een andere iteratielus ontwikkeld om de belangrijkste afmetingen van de turbine te verkrijgen via gemiddelde lijnanalyse (Fig. 10). Naast de berekening van de stromingsnelheden moeten de energiebalans en de massabalans worden vervuld. Vermogen P_P en snelheid n_P van de schroefas zijn gegeven en hangen af van de genoemde UAV-eisen. Verder is de massastroom gegeven en wordt een optimale draaivrije uitlaatstroom ($\alpha_9 = 90^\circ$) aangenomen. Werkcoëfficiënt λ_{PT} , gemiddelde diameter $d_{m,PT}$ en bladhoogte l_{PT}^* moeten aanvankelijk worden gekozen. Vervolgens kan een vereiste versnellingsbakverhouding i worden berekend. Als richtlijn voor de initiële schatting zijn de volgende beperkingen gespecificeerd:

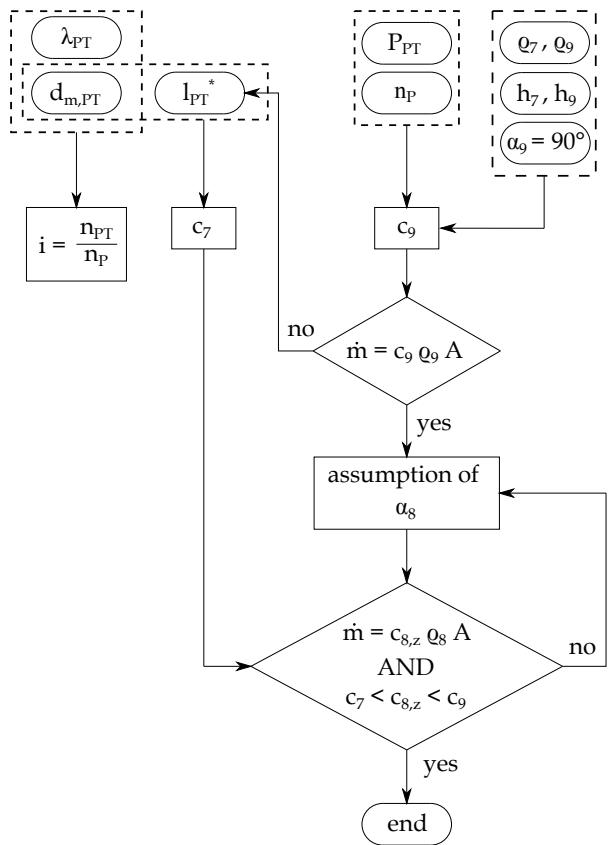


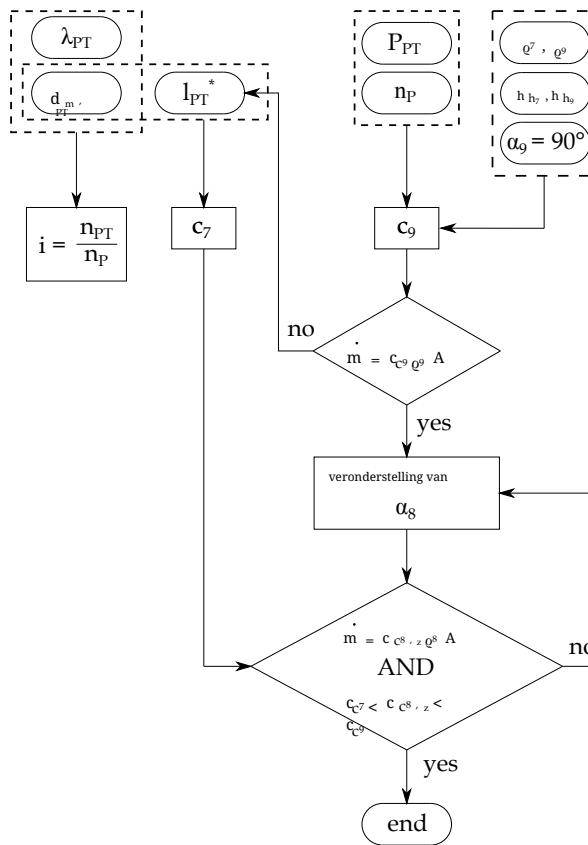
FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

With the energy conservation and the gained boundary conditions from the cycle calculation, the absolute outlet velocity c_9 can be obtained. Using the calculated velocity, the mass flow rate must correspond to the given value to meet the mass balance. If the values do not agree, the blade height has to be changed. It should be mentioned, that the blade height has been chosen to be constant over the whole stage. As already shown for the GG-turbine, the absolute flow angle α_8 has to be chosen to meet the mass conservation in section 8. While the cycle calculation only provides values at section 7 and 9, density at guide vane outlet has been calculated under assumption of isentropic expansion. This calculation loop was finally carried out for different work coefficients ($1 \leq \lambda \leq 1.8$). For every λ , three different mean diameters (90 mm, 95 mm and 100 mm) were chosen. This leads to different degrees of reaction, gearbox ratios, guide vane exit flow angles and circumferential velocities as shown in Tab. 5. A work coefficient of 1.1 results in a degree of reaction of ~ 0.5 . Since guide vanes and rotor blades can be designed in the same way with this configuration, these values have been chosen for the conversion. Furthermore, the gearbox with the lowest gearbox ratio was selected in favour of the lowest weight at $\lambda = 1.1$. Therefore, the mean diameter of the stage was thus set to 100

mm, what leads to a blade height of 12.5 mm and furthermore to an ITD-area ratio of $AR = 1.43$.

TABLE 5. POWER TURBINE DESIGN VARIANTS

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



Figuur 10. PT-TURBINEDESIGNFLOWCHART

mm, wat leidt tot een bladhöhe van 12,5 mm en verder tot een ITD-oppervlakteverhouding van $AR = 1.43$.

TABEL 5. KRAFT TURBINEDESIGNVARIANTEN

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

Blade row

Based on the mean line analysis, a preliminary blade row was created. Therefore, adequate blade row parameters according to the calculated flow velocities and flow angles have to be chosen. These are basically stagger angle, chord to pitch ratio, leading edge- and trailing edge radius and wedge angles. First of all, a Zweifel coefficient Ψ was chosen, which describes the ratio of actual to maximum possible tangential aerodynamic force acting on the blade (8).

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

After that, an optimal axial chord to pitch ratio based on the obtained flow angles can be calculated according to [15]. To do this, Ψ was set to 1 at first. Common values lie in a range of $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, as Wilson and Korakianitis show [16]. They also give good guidelines for the calculation of preliminary design of

Met de energiebalans en de verkregen randvoorwaarden van de cyclusberekening kan de absolute uitlaat snelheid c_9 worden verkregen. Met de berekende snelheid moet de massastroom overeenkomen met de gegeven waarde om aan de massabalans te voldoen. Als de waarden niet overeenkomen, moet de bladhöhe worden aangepast. Het moet worden vermeld dat de bladhöhe constant is gekozen over de hele fase. Zoals al aangetoond voor de GG-turbine, moet de absolute stroomhoek α_8 worden gekozen om aan de massabalans in sectie 8 te voldoen. Terwijl de cyclusberekening alleen waarden levert in sectie 7 en 9, is de dichtheid bij de uitlaat van de geleidevleugel berekend onder de aannname van isentropische expansie. Deze berekeningslus is uiteindelijk uitgevoerd voor verschillende werkcoëfficiënten ($1 \leq \lambda \leq 1.8$). Voor elke λ zijn drie verschillende gemiddelde diameters (90 mm, 95 mm en 100 m m) gekozen. Dit leidt tot verschillende reactiegraad, versnellingsbakverhoudingen, uitlaatstromingshoeken van de geleidevleugel en omtreksnelheden zoals weergegeven in Tab. 5. Een werkcoëfficiënt van 1.1 resulteert in een reactiegraad van ~ 0.5 . Aangezien geleidevleugels en rotorbladen op dezelfde manier kunnen worden ontworpen met deze configuratie, zijn deze waarden gekozen voor de conversie. Verder is de versnellingsbak met de laagste versnellingsbakverhouding geselecteerd ten gunste van het laagste gewicht bij $\lambda = 1.1$. Daarom is de gemiddelde diameter van de fase vastgesteld op 100.

Bladrij

Op basis van de gemiddelde lijnanalyse is een voorlopige bladrij gecreëerd. Daarom moeten adequate bladrijparameters worden gekozen volgens de berekende stromingssnelheden en stromingshoeken. Dit zijn in wezen de verstekhoek, de verhouding van de koord tot de stap, de straal van de voorrand en achterrand, en de wighoeken. Allereerst werd een Zweifel-coëfficiënt Ψ gekozen, die de verhouding beschrijft van de werkelijke tot de maximaal mogelijke tangentiële aerodynamische kracht die op het blad werkt (8).

Daarna kan een optimale axiale koord tot stapverhouding worden berekend op basis van de verkregen stroomhoeken volgens [15]. Om dit te doen, werd Ψ aanvankelijk op 1 ingesteld. Gewone waarden liggen in een bereik van $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, zoals Wilson en Korakianitis tonen [16]. Ze geven ook goede richtlijnen voor de berekening van het voorlopige ontwerp van

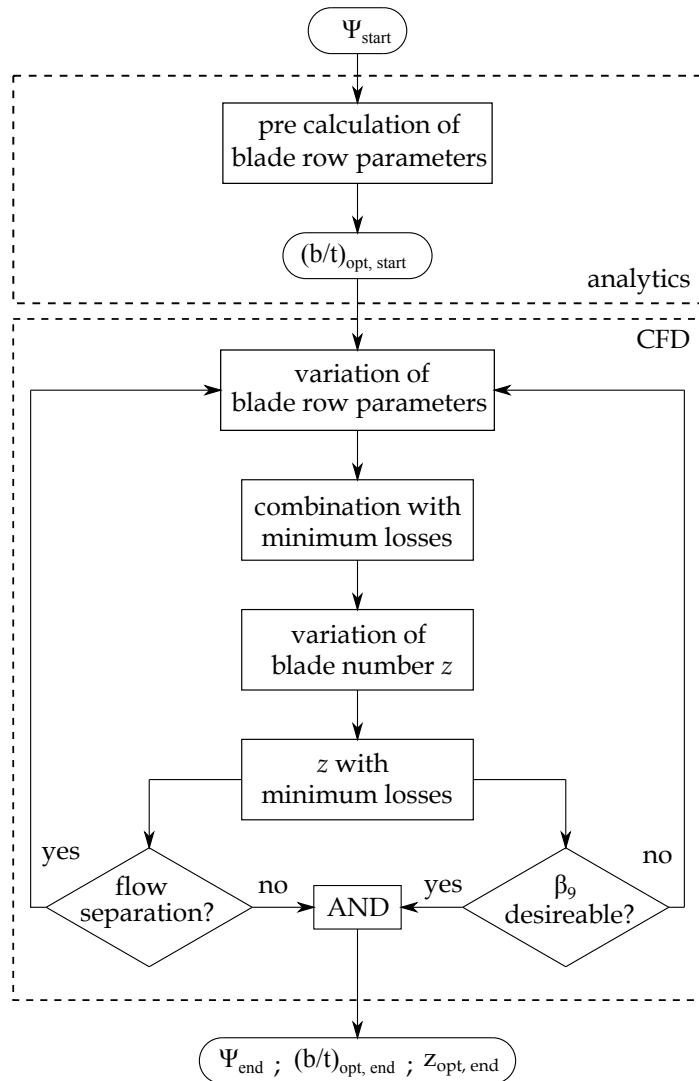


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

the blade profile and the selection of parameters which were used during this design. After a preliminary blade row was obtained, CFD simulations were used to improve the blade geometry in terms of minimizing losses. Therefore, different design points covering different combinations of blade row parameters have been investigated to find a configuration with minimal losses. The different design points were created automatically using optimal space filling method. The varied blade parameters are stagger angle, leading/trailing edge radius and wedge angles, throat width, throat angle and exit blade angle. As objective function, total pressure loss coefficient

$$\omega = \frac{\bar{p}_{t8} - \bar{p}_{t9}}{\bar{p}_{t9} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

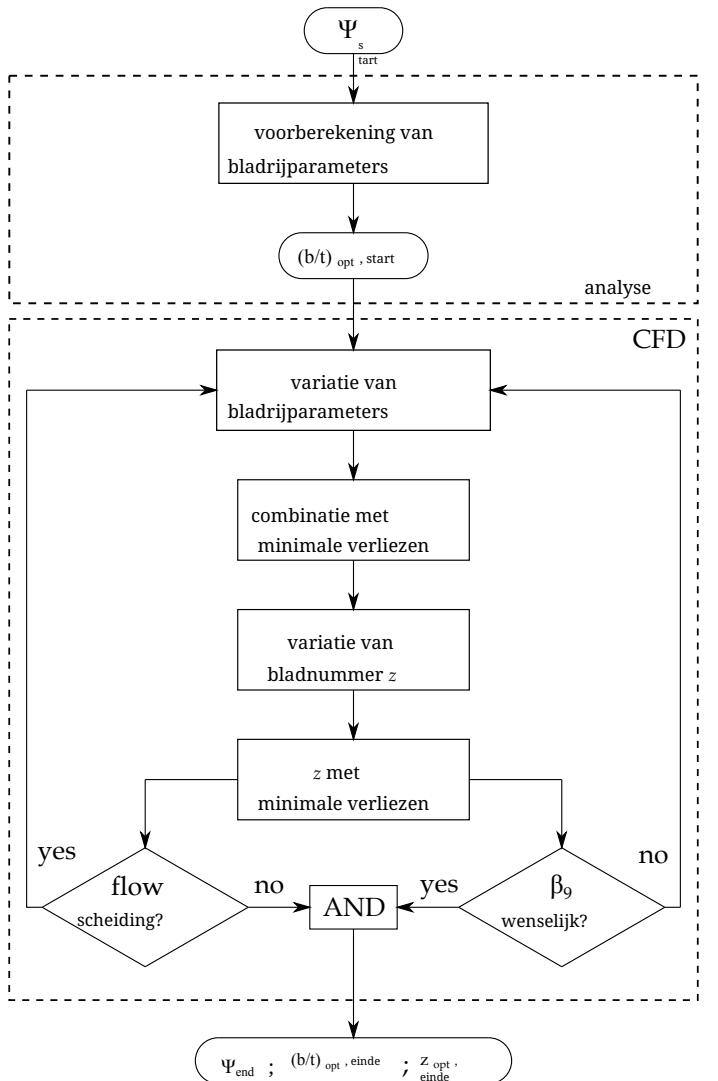
was chosen. The pressure values have been averaged by mass. Beside the blade row parameters, the number of blades z_B has been varied for a constant selected axial blade chord b . According to Eqn. (8), an optimal axial chord to pitch ratio can be obtained by changing the number of blades. For every variation of blade row parameters, the number of blades was changed between 27 (first obtained through Wilson method) and 60. Furthermore, it has to be checked, if the calculated flow field is free of flow separation and if the actual exit flow angle is in agreement with the calculated value from the mean line analysis (Fig. 11). Due to small blade heights, blades have been designed cylindrically.

CFD setup

The CFD calculations have been carried out with the commercial software ANSYS FLUENT 18.1 assuming steady-state, compressible flow with a relativ inlet Mach number of $Ma_{w,1} = 0.42$, which was obtained previosly through the analytical design. First of all, the blade row has therefore been designed with ANSYS DESIGN MODELER and the 3D mesh was created with ANSYS TURBO GRID, consisting of about 78000 cells per blade sector with $y^+ < 1$. Under the assumption of uniform inflow conditions, a sector model with periodic boundary conditions was used. Since compressible flow is supposed, total pressure at inlet and static pressure under consideration of radial equilibrium at the outlet have been used as boundary conditions. Due to the small dimensions, profile Reynolds number is in the order of $5 \cdot 10^4$. To cover turbulent effects, the SST $k-\omega$ turbulence model by Menter [17] including low Reynolds number correction has been used. The turbulent intensity has been set to 2% and a turbulent length scale of $0.01 \cdot t$ according to [18] was used at the inlet.

Results

Figure 12 shows the velocity field with streamlines of three different blade rows at mean section. Figure 12-(a) shows the initial blade row geometry which was obtained analytically. The number of blades was chosen for optimum chord to pitch ratio according to Eqn. (8) for $\Psi = 1$. The calculation results show a significant flow separation at the suction side due to low chord to pitch ratio and insufficient blade row parameters. Increasing number of blades, and consequently increasing the b/t ratio for this initial blade geometry shows, that minimum losses occur not at $b/t = 1.12$ as expected through calculation with the criteria of Zweifel according to Eqn. (8). It is suspected, that this is due to higher risk of flow separation at the suction side, when profile Reynolds number is low. Figure 12-(b) shows the streamlines at optimum blade number for an improved blade geometry. One can see, that the flow separation is now smaller in comparison to (a). For optimal blade number ($b/t = 1.41$), where ω is at a minimum for this geometry, Ψ takes a value of 0.79. This cor-



Figuur 11. OPTIMAAL AANTAL BLADEN STROOMDIAGRAM

het bladprofiel en de selectie van parameters die tijdens dit ontwerp zijn gebruikt. Nadat een voorlopig bladrij was verkregen, werden CFD-simulaties gebruikt om de bladgeometrie te verbeteren in termen van het minimaliseren van verliezen. Daarom zijn verschillende ontwerppunten onderzocht die verschillende combinaties van bladrijparameters dekken om een configuratie met minimale verliezen te vinden. De verschillende ontwerppunten werden automatisch gecreëerd met behulp van de optimale ruimtevullende methode. De gevanteerde bladparameters zijn de verspringhoek, de straal van de voor- en achterrand en de wighoeken, de keelbreedte, de keelhoek en de uitgangsbladhoek. Als doelfunctie werd de totale drukverliescoëfficiënt

werd gekozen. De drukwaarden zijn gemiddeld op basis van massa. Naast de parameters van de bladrij is het aantal bladen z_B gevarieerd voor een constant geselecteerde axiale bladkoordde. Volgens Eqn. (8) kan een optimale axiale koord tot stapverhouding worden verkregen door het aantal bladen te veranderen. Voor elke variatie van de parameters van de bladrij werd het aantal bladen gewijzigd tussen 27 (eerder verkregen via de Wilson-methode) en 60. Bovendien moet worden gecontroleerd of het berekende stroomveld vrij is van stroomafscheiding en of de werkelijke uitgangsstroomhoek overeenkomt met de berekende waarde uit de gemiddelde lijnanalyse (Fig. 11). Vanwege de kleine bladhoogtes zijn de bladen cilindrisch ontworpen.

CFD-opstelling

De CFD-berekeningen zijn uitgevoerd met de commerciële software ANSYS FLUENT 18.1, waarbij werd aangenomen dat er een stationaire, samendrukbare stroom is met een relatieve inlaat Mach-getal van $Ma_{w,1} = 0.42$, dat eerder was verkregen via het analytische ontwerp. Allereerst is de bladrij daarom ontworpen met ANSYS DESIGN MODELER en het 3D netwerk is gemaakt met ANSYS TURBO GRID, bestaande uit ongeveer 78000 cellen per bladsector met $y^+ < 1$. Onder de aanname van uniforme instroomomstandigheden werd een sectormodel met periodieke grensvoorwaarden gebruikt. Aangezien er van samendrukbare stroom wordt uitgegaan, zijn totale druk aan de inlaat en statische druk onder overweging van radiaal evenwicht aan de uitgang gebruikt als grensvoorwaarden. Vanwege de kleine afmetingen ligt het profiel Reynoldsgetal in de orde van $5 \cdot 10^4$. Om turbulente effecten te dekken, is het SST $k-\omega$ turbulentiemodel van Menter [17] inclusief correctie voor laag Reynoldsgetal gebruikt. De turbulente intensiteit is ingesteld op 2% en een turbulente lengteschaal van $0.01 \cdot t$ volgens [18] werd gebruikt bij de inlaat.

Resultaten

Figuur 12 toont het snelheidsveld met stroomlijnen van drie verschillende bladrijen bij de gemiddelde sectie. Figuur 12-(a) toont de initiële bladrijgeometrie die analytisch is verkregen. Het aantal bladen is gekozen voor een optimale koord tot stapverhouding volgens Eqn. (8) voor $\Psi = 1$. De rekenresultaten tonen een significante stroomafscheiding aan de zuigzijde door een laag koord tot stapverhouding en onvoldoende bladrijparameters. Het verhogen van het aantal bladen, en bijgevolg het verhogen van de b/t -verhouding voor deze initiële bladgeometrie, toont aan dat minimale verliezen niet optreden bij $b/t = 1.12$ zoals verwacht op basis van de berekening met de criteria van Zweifel volgens Eqn. (8). Het wordt vermoed dat dit te wijten is aan een hoger risico op stroomafscheiding aan de zuigzijde, wanneer het profiel Reynoldsgetal laag is. Figuur 12-(b) toont de stroomlijnen bij het optimale aantal bladen voor een verbeterde bladgeometrie. Men kan zien dat de stroomafscheiding nu kleiner is in vergelijking met (a). Voor het optimale aantal bladen ($b/t = 1.41$), waar ω op een minimum is voor deze geometrie, heeft Ψ een waarde van 0.79. Dit cor-

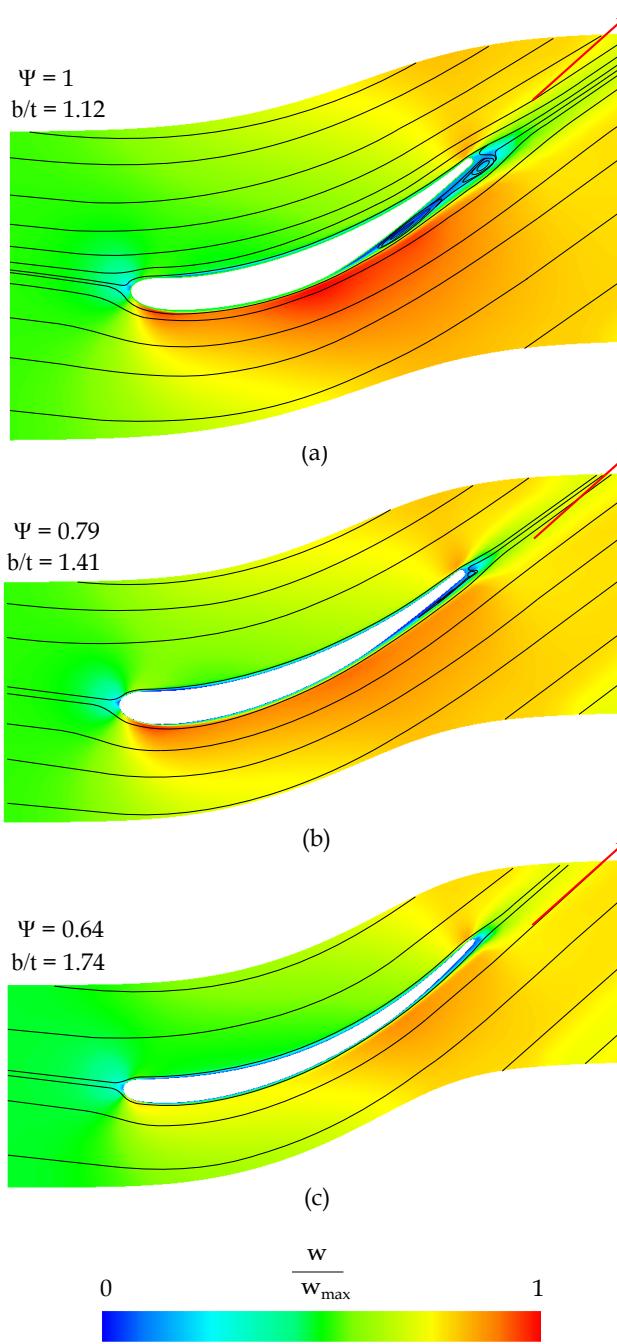


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

responds very well to Zweifel, where optimum chord to pitch ratio takes a value of 1.40 for $\Psi = 0.8$ at given flow angles. Furthermore it can be seen, that the outflow angle β_9 meets not the required value for configuration (a) and (b). Figure 12-(c) shows the final preliminary blade row. Flow separation has now completely vanished and the exit flow angle corresponds well to the

value gained through mean line analysis for the specified power output. The red arrow in Fig. 12 represents the desired exit flow direction. During the design process, one can see that the blade geometry becomes thinner as the process continues. Suction side curvature becomes more smooth towards configuration (c), what could be a further reason for the deviation of the Zweifel prediction for profile (a). Furthermore, the maximum velocity on the suction side is shifted towards the trailing edge.

The Mach number distributions over the blade surfaces are shown in Fig. 13. The distributions on the pressure side are widely similar for all cases because the pressure side geometry was hardly been changed. On the other hand, the suction side distribution shows a significant change during the improvement process. The initial blade row shows a highly fluctuating

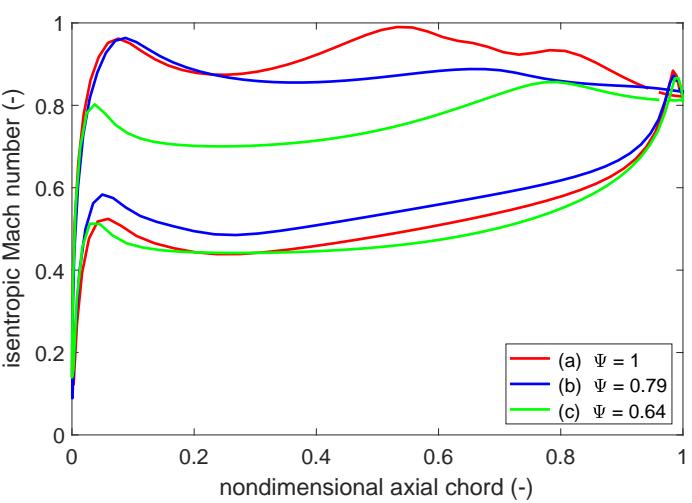


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

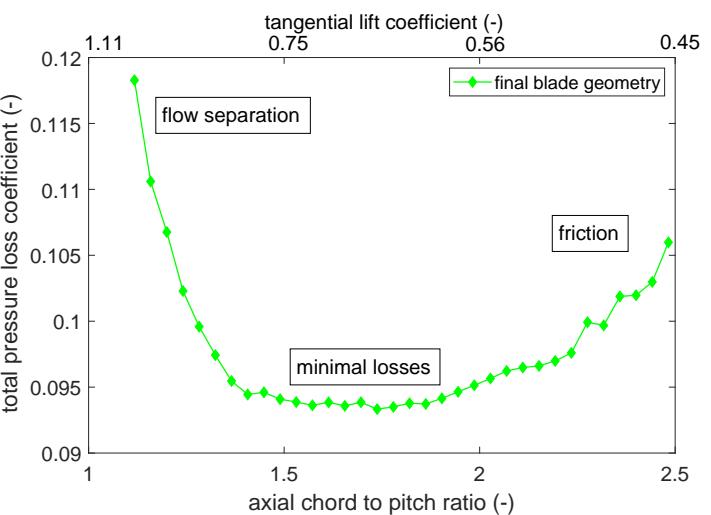


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

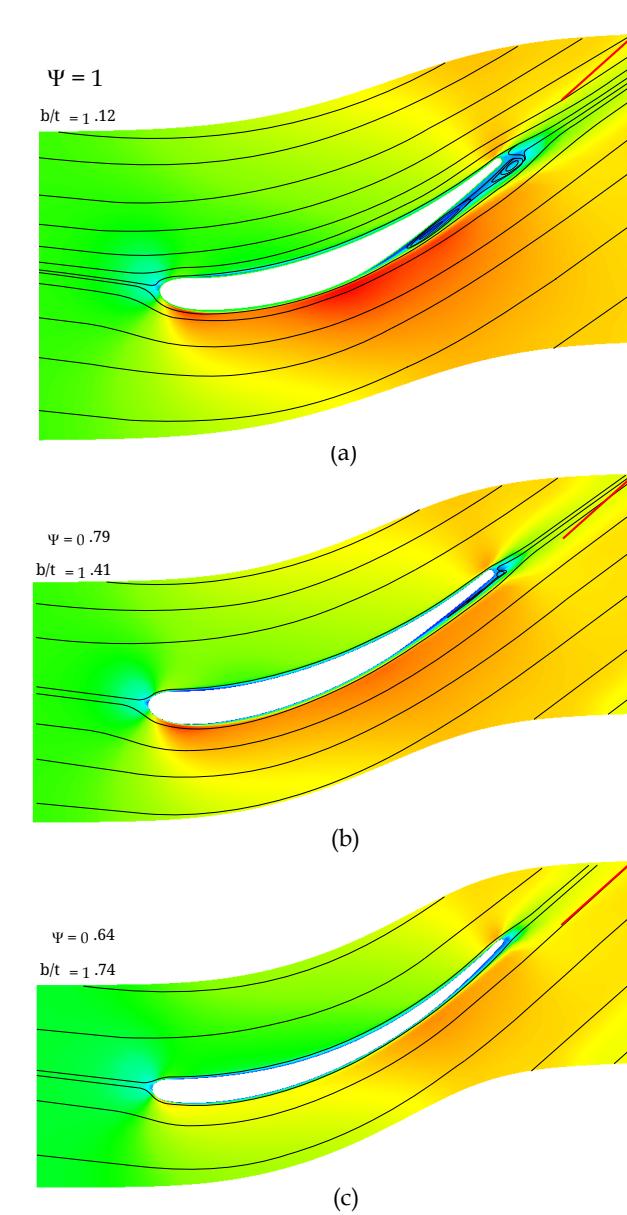
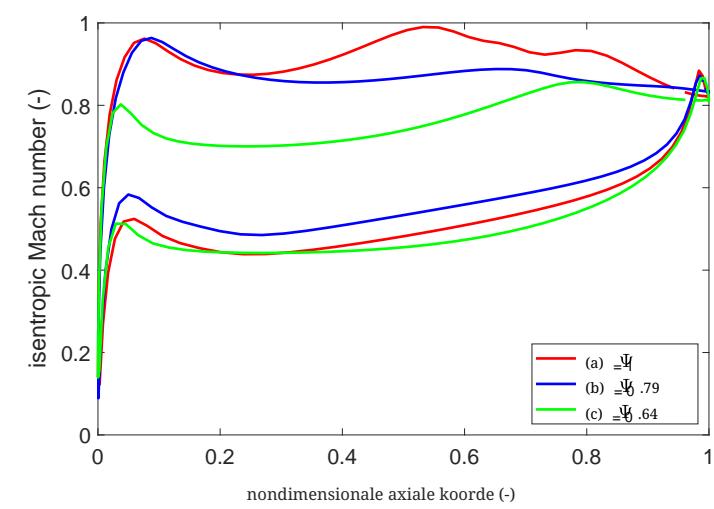
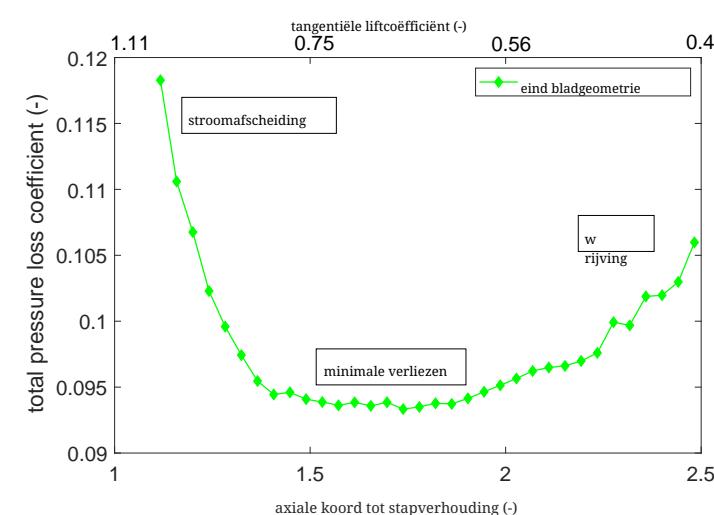


FIGURE 12. STROOMLIJN-SNELHEIDS PLOT

respondeert zeer goed op Zweifel, waar de optimale koord tot stapverhouding een waarde van 1.40 aanneemt voor $\Psi = 0.8$ bij gegeven stroomhoeken. Verder is te zien dat de uitstromingshoek β_9 niet voldoet aan de vereiste waarde voor configuratie (a) en (b). Figuur 12-(c) toont de definitieve voorlopige bladrij. Stroomafscheiding is nu volledig verdwenen en de uitgangsstroomhoek komt goed overeen met de



Figuur 13. ISENTROPE MACHNUMMERDISTRIBUTIE



Figuur 14. TOTALE DRUKVERLIES

waarde verkregen via gemiddelde lijnanalyse voor het gespecificeerde vermogen. De rode pijl in Fig. 12 vertegenwoordigt de gewenste uitgangsstroomrichting. Tijdens het ontwerpproces is te zien dat de bladgeometrie dunner wordt naarmate het proces vordert. De kromming aan de zuigzijde wordt vloeiender richting configuratie (c), wat een verdere reden kan zijn voor de afwijking van de Zweifel-voorspelling voor profiel (a). Bovendien is de maximale snelheid aan de zuigzijde verschoven naar de achterrand.

De Mach-getalverdelingen over de bladoppervlakken zijn weergegeven in Fig. 13. De verdelingen aan de drukzijde zijn voor alle gevallen grotendeels vergelijkbaar omdat de drukzijde geometrie nauwelijks is veranderd. Aan de andere kant vertoont de zuigzijdeverdeling een significante verandering tijdens het verbeteringsproces. De initiële bladrij toont een sterk fluctuerende

distribution due to acceleration followed by flow separation due to deceleration. The improved blade row (b) shows a relatively constant distribution which is actually good. Nevertheless this design has to be modified because of poor exit flow conditions. For the final configuration, Fig. 14 shows the variation of total pressure loss coefficient as a function of chord to pitch ratio. The graph can be divided into three main areas. For few blades, high losses occur due to flow separation. With increasing number of blades, flow separation vanishes and losses are constant minimal for a relatively wide range. A further increase of blades lead to losses due to friction. It can be clearly seen, that losses are more influenced by flow separation than by friction due to a high gradient at low axial chord to pitch ratio. It is assumed that the present wide range of optimal axial chord to pitch ratio is due to the low deflection of the selected blade row. Due to the flat minimum, an optimal configuration can be found in a range between $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$ at almost the same low losses. In terms of weight reduction and production effort, Ψ should be chosen as high as possible. Since the degree of reaction of the stage is about 0.5 and the blade geometry for the guide vane and rotor blade can be designed in the same way, the guide vane row is not considered in detail in this preliminary design.

CONCLUSIONS

In this work, a concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion was presented. Through a first estimation, the amount of convertible shaft power could be obtained. Furthermore, a thermodynamic cycle model was developed considering effects due to the small dimensions. Since information of existing engines are usually rare, a recalculation of the gas generator of a chosen engine was presented to specify unknown boundary conditions. With a simultaneously carried out mean line analysis, unknown parameters e.g. component efficiencies could be estimated. After calculation of the boundary conditions, the design of the additional power turbine was presented. Therefore, an analytical preliminary design method also based on mean line analysis was shown. Additionally, a sufficient combination of mean diameter and work coefficient of the power turbine was found in terms of minimal gearbox weight. The calculations show, that minimum weight could be obtained using a work coefficient of 1.1 and a mean diameter of 100 mm under consideration of a favourable degree of reaction. The PT-power is about 50% of the GGT-power at a thermal efficiency of 13% and a specific fuel consumption of $180 \cdot 10^{-6}$ (kg/s)/kW. Furthermore, the blade row geometry was optimized using CFD calculations. Especially a range of optimum number of blades could be obtained changing axial chord to pitch ratio at a constant chord for a pre-optimized blade row. The optimum b/t ratio of 1.74 would lead to 42 blades. Decreasing the number of blades up to 34 would reduce manufacturing effort at nearly the same low losses. As a further research task, a structural analysis has to be done for

the gained blade geometry. An optimization of the ITD can also be a further topic of research in terms of minimizing losses and overall engine weight.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to acknowledge the Austrian Research Promotion Agency FFG for supporting the project JET2SHAFT in the framework of the Aeronautics Research and Technology Programme TAKE OFF.

REFERENCES

- [1] Kadosh, K., and Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojet to Turbofan Conversion Via Continuously Variable Transmission: Thermodynamic Performance Study". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), February, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., and Badry, B. E., 2017. "Conversion of Turbojet Engine Jet Cat P200 to Turboprop Engine". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), March, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., and Saboohi, Z., 2019. *Assessment of converting approach of micro-turboprop engines*. CSAA - Chinese Journal of Aeronautics- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Netherlands, 2018. *Olympus HP Specification*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., and Smith, N., 2013. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. ASME Paper GT2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. Air Vehicles Division - Defence Science and Technology Organisation - Australian Government, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., and Stamatis, A. G., 2010. *Extended Instrumentation and Model Calibration for a Small Micro-Turbine*. ASME Paper GT2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., and Whidborne, J. F., 2008. "A numerical investigation into the effect of engine bleed on performance of a single-spool turbojet engine". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, **222**(7), July, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., and Cadou, C. P., 2016. *Development and Validation of an NPSS Model of a Small Turbojet Engine*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., and den Braembussche, R. A. V., 2006. *Numerical Study of the Heat Transfer in Micro Gas-turbines*. ASME Paper GT2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., and Tan, C. S.,

verdeling als gevolg van versnelling, gevolgd door stroomafscheiding door vertraging. De verbeterde bladrij (b) toont een relatief constante verdeling, wat eigenlijk goed is. Desondanks moet dit ontwerp worden aangepast vanwege slechte uitgangsstroomomstandigheden. Voor de uiteindelijke configuratie toont Fig. 14 de variatie van de totale drukverliescoëfficiënt als functie van de koord tot stapverhouding. De grafiek kan worden verdeeld in drie hoofdgebieden. Voor enkele bladen treden hoge verliezen op als gevolg van stroomafscheiding. Met een toenemend aantal bladen verdwijnt de stroomafscheiding en zijn de verliezen constant minimaal voor een relatief breed bereik. Een verdere toename van het aantal bladen leidt tot verliezen door wrijving. Het is duidelijk te zien dat verliezen meer worden beïnvloed door stroomafscheiding dan door wrijving, vanwege een hoge gradient bij een lage axiale koord tot stapverhouding. Het wordt aangenomen dat het huidige brede bereik van optimale axiale koord tot stapverhouding te wijten is aan de lage afbuiging van de geselecteerde bladrij. Vanwege het vlakke minimum kan een optimale configuratie worden gevonden in een bereik tussen $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$ bij bijna dezelfde lage verliezen. Wat betreft gewichtsreductie en productie-inspanning, moet Ψ zo hoog mogelijk worden gekozen. Aangezien de reactiegraad van de fase ongeveer 0.5 is en de bladgeometrie voor de geleidevleugel en rotorblad op dezelfde manier kan worden ontworpen, wordt de geleidevleugelrij in dit voorlopige ontwerp niet in detail beschouwd.

CONCLUSIES

In dit werk werd een concept voor de conversie van micro-turbojet naar micro-turboshaft motor gepresenteerd. Door middel van een eerste schatting kon de hoeveelheid converteerbare asvermogen worden verkregen. Verder werd een thermodynamisch cyclusmodel ontwikkeld, rekening houdend met de effecten door de kleine afmetingen. Aangezien informatie over bestaande motoren meestal zeldzaam is, werd een herberekening van de gasgenerator van een gekozen motor gepresenteerd om onbekende grensvoorwaarden te specificeren. Met een gelijktijdig uitgevoerde gemiddelde lijnanalyse konden onbekende parameters, zoals componentefficiënties, worden geschat. Na de berekening van de grensvoorwaarden werd het ontwerp van de aanvullende kracht turbine gepresenteerd. Daarom werd een analytische voorlopige ontwerpmethode, ook gebaseerd op gemiddelde lijnanalyse, getoond. Bovendien werd een voldoende combinatie van gemiddelde diameter en werkcoëfficiënt van de kracht turbine gevonden in termen van minimaal versnellingsbak gewicht. De berekeningen tonen aan dat minimaal gewicht kon worden verkregen met een werkcoëfficiënt van 1.1 en een gemiddelde diameter van 100 mm, rekening houdend met een gunstige reactiegraad. Het PT-vermogen is ongeveer 50% van het GGT-vermogen bij een thermische efficiëntie van 13% en een specifieke brandstofverbruik van $180 \cdot 10^{-6}$ (kg/s)/kW. Verder werd de geometrie van de bladrij geoptimaliseerd met behulp van CFD-berekeningen. Vooral een bereik van optimale aantal bladen kon worden verkregen door de axiale koorde naar de spoedverhouding te veranderen bij een constante koorde voor een vooraf geoptimaliseerde bladrij. De optimale b/t verhouding van 1.74 zou leiden tot 42 bladen. Het verminderen van het aantal bladen tot 34 zou de productie-inspanning verminderen met bijna dezelfde lage verliezen. Als verdere onderzoekstaak moet er een structurele analyse worden uitgevoerd voor

de verkregen bladgeometrie. Een optimalisatie van de ITD kan ook een verder onderzoeks onderwerp zijn in termen van het minimaliseren van verliezen en het totale motorgewicht.

ERKENNING

De auteurs willen het Oostenrijkse Onderzoeksbevorderingsagentschap FFG bedanken voor de ondersteuning van het project JET T2S HAFT in het kader van het Luchtvaartonderzoek en Technologieprogramma TAKE OFF.

REFERENTIES

- [1] Kadosh, K., en Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojet naar Turbofan Conversie via Continu Variabele Transmissie: Thermodynamische Prestatiestudie". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), februari, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., en Badry, B. E., 2017. "Conversie van Turbojet Motor JetCat P P200 naar Turboprop Motor". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), maart, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., en Saboohi, Z., 2019. *Beoordeling van de conversiebenadering van micro-turbopropmotoren*. CSAA- Chinese Tijdschrift voor Luchtvaart- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Nederland, 2018. *Olympus HP Specificatie*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., en Smith, N., 2013. *Een Onderzoek naar Prestatiemodellering van een Kleine Gasturbine*. ASME Paper GT 2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Een Onderzoek naar Prestatiemodellering van een Kleine Gasturbine Motor*. Luchtvuertuigen Divisie - Defensie Wetenschap en Technologie Organisatie - Australische Overheid, DSTO-TR-2757 .
- [7] Bakalis, D. P., en Stamatis, A. G., 2010. *Uitgebreide Instrumentatie en Modelkalibratie voor een Kleine Microturbine*. ASME Paper GT 2010-22837 .
- [8] Rahman, N. U., en Whidborne, J. F., 2008. "Een numeriek onderzoek naar het effect van motorafvoer op de prestaties van een enkel-spool turbojetmotor". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Deel G: Tijdschrift voor Luchtvaarttechniek*, **222**(7), juli, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., en Cadou, C. P., 2016. *Ontwikkeling en Validatie van een NPSS Model van een Kleine Turbojetmotor*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA A2016-5063 .
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., en den Braembussche, R. A. V., 2006. *Numerieke Studie van de Warmteoverdracht in Micro Gasturbines*. ASME Paper GT 2006-90161 .
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., en Tan, C. S.,

2004. *Aerothermodynamics of Micro-Turbomachinery*. ASME Paper GT2004-53877.
- [12] AMT Netherlands, 2018. *Internal pictures*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php
- [13] AMT Netherlands, 2019. *Re: Olympus HP in University configuration*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. "A Cycle Analysis Technique for Small Gas Turbines". *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*, **183**(14), September, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschaufelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei grosser Umlenkung in den Schaufelreihen*. BBC-Mitteilungen.
- [16] Wilson, D. G., and Korakianitis, T., 1998. *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. Second edition, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". *AIAA Journal*, **32**(8), August, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. "A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), April, pp. 421–429.
2004. *Aerothermodynamica van Micro-Turbomachines*. ASME Paper GT T2004-53877.
- [12] AMT Nederland, 2018. *Interne foto's*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php
- [13] AMT Nederland, 2019. *Re: Olympus HP in universitaire configuratie*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. "Een Cyclusanalysetechniek voor Kleine Gasturbines". *Proceedings van de Institution of Mechanical Engineers*, **183**(14), september, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *De vraag naar optimale schoofdeling bij beschaufelingen van turbomachines, met name bij grote omleidingen in de schaufelrijen*. BBC-Mededeelingen.
- [16] Wilson, D. G., en Korakianitis, T., 1998. *Het Ontwerp van Hoog-Efficiënte Turbomachines en Gasturbines*. Tweede editie, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. "Twee-vergelijking Eddy-viscositeit Turbulentiemodellen voor Technische Toepassingen". *AIAA Journal*, **32**(8), augustus, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. "Een Navier-Stokes Analyse van Drie-dimensionale Turbulente Stromen Binnen Turbineblad Rijen bij Ontwerp en Afwijkende Voorwaarden". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), april, pp. 421–429.