

GT2020-14498

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

CONCEPT DE CONCEPTION THERMODYNAMIQUE ET MÉCANIQUE POUR LA CONVERSION DE MICRO-TURBOJET EN MICRO-TURBOSHAFT

Christoph Ottl, Reinhard Willinger
 Institut des systèmes énergétiques et de thermodynamique
 Technische Universität Wien
 Getreidemarkt 9/302, A-1060 Vienne, Autriche
 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

<i>a</i>	specific work
<i>A</i>	flow area
<i>b</i>	axial chord length

<i>c</i>	absolute velocity
<i>d</i>	diameter
<i>F</i>	thrust
<i>h</i>	specific enthalpy
<i>H_U</i>	heating value
<i>l</i>	blade length
<i>ṁ</i>	mass flow rate
<i>Ma</i>	Mach number
<i>p</i>	pressure
<i>P</i>	power
<i>R_k</i>	degree of reaction
<i>Re</i>	Reynolds number
<i>t</i>	blade pitch
<i>T</i>	temperature
<i>u</i>	circumferential velocity
<i>w</i>	relative velocity
<i>y⁺</i>	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

RÉSUMÉ

Dans ce travail, un concept de conception pour la conversion de micro-turbojet en moteur micro-turboshaft est présenté. Cela est motivé par un manque de moteurs micro-turboshaft disponibles, comme le montre l'enquête de marché réalisée. Ainsi, le concept présenté traite de la conversion d'un moteur micro-turbojet existant en moteur micro-turboshaft pour une puissance de sortie spécifique. La conversion est illustrée en utilisant le moteur micro-turbojet OLYMPUS HP d'AMT Pays-Bas. De plus, la conception préliminaire analytique simultanément développée de la turbine de puissance à étage unique supplémentaire est présentée, ainsi qu'une simulation de cycle thermodynamique. Cela a été fait pour obtenir la condition de sortie du générateur de gaz inconnue, qui est similaire à la condition d'entrée de la turbine de puissance. Dans le calcul du cycle, les pertes survenant en raison des petites dimensions ont également été prises en compte. Au cours du processus de conception, différentes combinaisons de coefficient de travail et de diamètre moyen de la turbine de puissance ont été étudiées pour minimiser le rapport de boîte de vitesses requis pour une vitesse de rotor donnée en termes de minimisation du poids. Pour maintenir les pertes dans la turbine de puissance à un niveau bas, la rangée de pales préliminaire a finalement été améliorée en utilisant des calculs CFD.

NOMENCLATURE

un travail spécifique
Une zone d'écoulement
<i>b</i> longueur de corde axiale

<i>c</i>	vitesse absolue
<i>d</i>	diamètre
<i>F</i>	poussée
<i>h</i>	enthalpie spécifique
<i>H_U</i>	valeur de chauffage
<i>l</i>	longueur de l'aile
<i>ṁ</i>	débit massique
<i>Ma</i>	nombre de Mach
<i>p</i>	pression
<i>P</i>	puissance
<i>R_k</i>	degré de réaction
<i>Re</i>	nombre de Reynolds
<i>t</i>	aile de pas
<i>T</i>	température
<i>u</i>	vitesse circonféentielle
<i>w</i>	vitesse relative
<i>y⁺</i>	distance sans dimension par rapport au mur
α	angle de flux absolu
β	angle de flux relatif
η	efficacité
λ	coefficient de travail
φ	coefficient de débit
Π	rapport de pression
Ψ	coefficient de Zweifel
ρ	densité
ω	coefficient de perte de pression totale

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

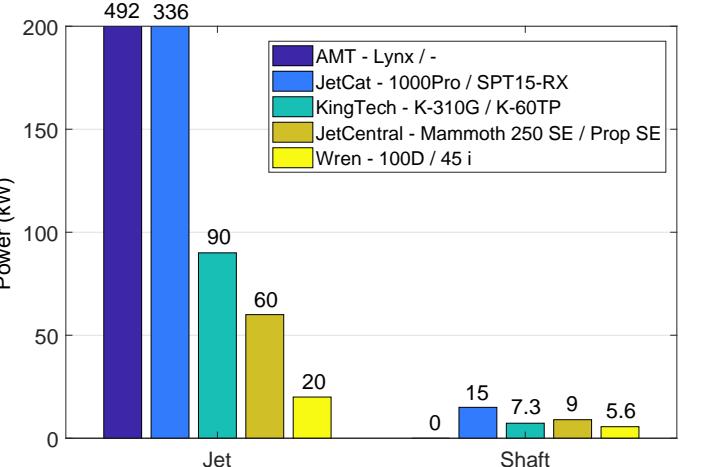


FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

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

Indices

4	entrée de stator de turbine à gaz
5	entrée de rotor de turbine à gaz génératrice
6	sortie de rotor de turbine à gaz génératrice
7	entrée de stator de turbine de puissance
8	entrée de rotor de la turbine à puissance
9	sortie de rotor de la turbine à puissance
10	nozzle exit
B	aile
C	compresseur
in	initial
ex	étendu
GG	générateur de gaz
m	moyenne
P	hélice
PT	turbine de puissance
s	isentropique
t	total
T	turbine
u	circumférentiel
z	direction axiale

Exposants

*	estimation initiale quantité
—	moyenne de masse

Abréviations

CFD	CFD dynamique des fluides computationnelle
EGT	température des gaz d'échappement
GGT	turbine génératrice de gaz
ITD	conduit de turbine intermédiaire
VANT	véhicule aérien non piloté

INTRODUCTION

Au cours des dernières années, la demande de véhicules aériens sans pilote (VANT) pour un usage privé et commercial a fortement augmenté. Différentes technologies peuvent être utilisées pour alimenter un VANT : moteur électrique, moteur à combustion interne, turbine à gaz. Chaque technologie a ses avantages et inconvénients spécifiques. La turbine à gaz présente un comportement favorable du couple par rapport à la vitesse de rotation ainsi que des vibrations plus faibles par rapport aux moteurs à combustion interne, par exemple. D'autre part, le poids élevé d'un moteur électrique et de sa batterie est un inconvénient pour toute application aéronautique. Comme la tendance est à des poids maximum au décollage (MTOW) plus élevés, la puissance de propulsion requise augmente. De plus, la puissance de l'arbre est nécessaire pour la propulsion de drone. Le concept de conception de moteur présenté a été créé pour les exigences d'un drone monocoptère en vol stationnaire. Pour un MTOW donné de 25 kg, une demande de puissance entre 20 et 40 kW en fonction de la conception de l'hélice est estimée. Cette conception n'est pas exactement connue.

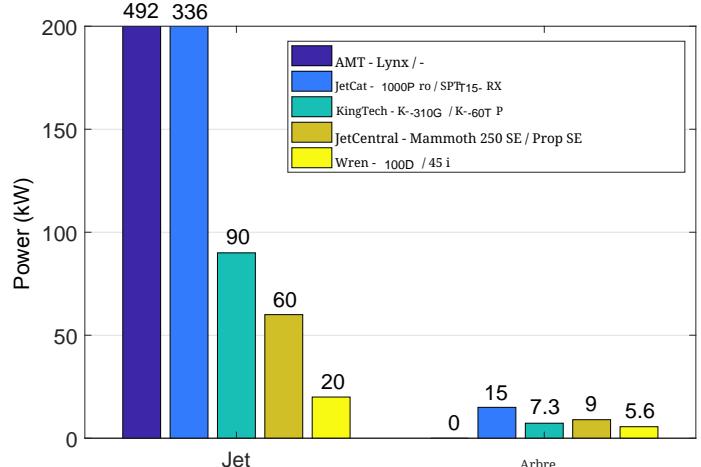


FIGURE 1. PUSSANCE DE PROPULSION MAXIMALE DISPONIBLE DES MICRO-TURBOJETS ET DES MICRO-TURBOSHAFTS

à ce moment, mais le diamètre de l'hélice est d'environ 0.7 m. Une enquête préliminaire de marché a montré qu'il n'y a pas de moteurs turboshaft disponibles au-dessus de 15 kW, mais des moteurs à réaction pour des plages de puissance équivalentes plus élevées peuvent être obtenus (Fig. 1, voir aussi [1]). Pour réduire l'effort de conception, un moteur à réaction existant peut donc être utilisé comme base d'un nouveau moteur turboshaft [1] avec une puissance de plus de 15 kW. Le moteur à réaction existant sert de générateur de gaz pour le moteur turboshaft, un conduit de turbine intermédiaire (ITD) remplaçant la buse de jet et connectant la turbine de générateur de gaz avec la turbine de puissance. En plus de la turbine de générateur de gaz existante, seule la turbine de puissance doit être conçue. En raison de la conception simple de ces moteurs à faible puissance, la partie conception de la conversion est relativement facile à réaliser et le générateur de gaz existant est facile à intégrer. Des conversions ont déjà été réalisées en utilisant les moteurs micro-turbojet JetCat-P200 [2] et Wren100 [3]. Dans cet article, des données du moteur Olympus HP d'AMT Pays-Bas ont été utilisées pour la conversion [4]. Une coupe transversale de ce moteur est montrée dans la Fig. 2. Puisqu'AMT propose une "configuration Université", plusieurs travaux dépendant de ce moteur ont déjà été publiés [5–9]. Bakalis et Stamatis [7] ont déjà publié une calibration de modèle à des fins éducatives concernant ce moteur. Une large gamme de données de performance de l'Olympus HP sous des conditions de fonctionnement transitoires a également été publiée par Leylek et al. [5] et Leylek [6], ainsi que par Rahman et Whidborne [8], sur la base d'investigations expérimentales et de calculs numériques.

Le concept de conception actuel est limité à une opération à vitesse de rotor constante. Comme pour les hélicoptères, il est évident que les drones avec propulsion à turbine à gaz doivent également être opérés à vitesse de rotor constante. De plus, seules les données de point de conception sont fournies par le fabricant. En raison de ce manque d'informations, les rendements des composants et les pertes du générateur de gaz doivent être estimés afin de déterminer les conditions limites de la turbine de puissance.

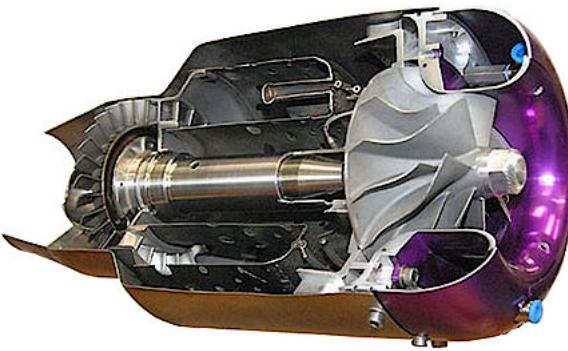


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

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

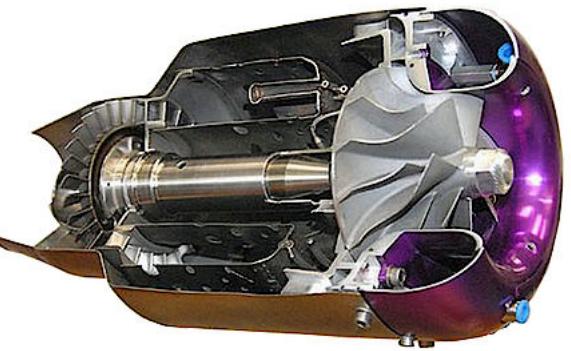


FIGURE 2. AMT OLYMPUSHP [12]

TABLE 1. SPÉCIFICATIONS OLYMPUSHP [4]

Spécifications	
Poussée [N]	230
Vitesse de rotation [rpm]	108500
Rapport de pression du compresseur [-]	3.8
Débit de masse d'air [kg/s]	0.45
Température des gaz d'échappement (max) [°C]	700 (750)
Consommation de carburant [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

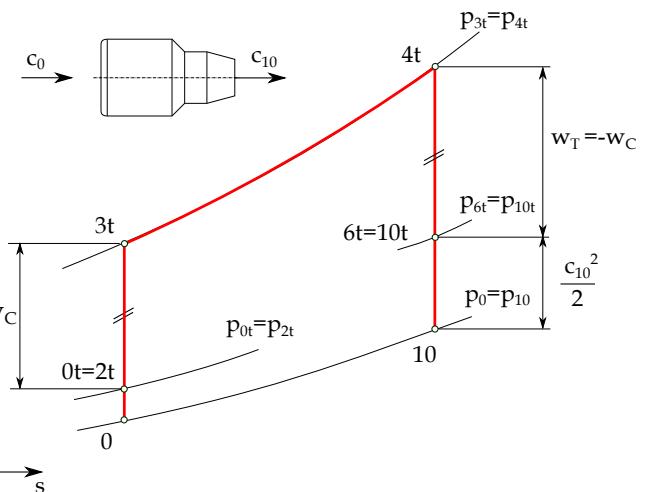


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

Par conséquent, un modèle de cycle thermodynamique a été développé avec le logiciel commercial IPSEpro. Étant donné que le modèle est conçu pour des micro-moteurs, des pertes supplémentaires dues au transfert de chaleur [10] menant à une compression non adiabatique [11] se produisent, ce qui a été pris en compte. De plus, il est souhaitable que le diamètre moyen de la turbine soit aussi grand que possible pour maintenir la vitesse de l'arbre d'hélice dans une plage basse. Pour un coefficient de travail donné, la vitesse de la turbine diminue à mesure que le diamètre moyen augmente. Cependant, en raison des vitesses élevées de l'arbre de générateur de gaz, il n'est pas possible d'atteindre une réduction de vitesse suffisante simplement en augmentant le diamètre moyen de la turbine de puissance. En effet, la vitesse de l'arbre d'hélice du drone prototype est conçue pour fonctionner à 5000 r tr/min, tandis que l'arbre de générateur de gaz fonctionne à 108500 r tr/min au point de conception selon les spécifications d'AMT (Tab. 1). La vitesse de la turbine de puissance en libre fonctionnement est d'environ la moitié de la vitesse de l'arbre de générateur de gaz (Tab. 5). Il est donc nécessaire de fournir un réducteur supplémentaire entre l'arbre de puissance et l'arbre d'hélice. Par conséquent, différentes combinaisons de coefficient de travail et de diamètre moyen de la turbine ont été examinées pour déterminer la combinaison menant au rapport de réduction le plus bas afin de minimiser le poids du réducteur. En dehors de la réduction de poids, il n'y a pas de restrictions concernant le réducteur au départ.

ESTIMATION DE PUISSANCE

Dans la première étape de la conversion, un moteur à réaction approprié doit être choisi. Étant donné que les moteurs à réaction sont généralement caractérisés par la poussée F et le débit massique \dot{m} , une valeur de puissance équivalente doit être calculée pour estimer combien de puissance de l'arbre peut être générée en utilisant un moteur à réaction particulier. Selon le cycle turbojet idéal

(Fig. 3), l'énergie cinétique $c_{10}^2/2$ représente la quantité d'énergie disponible qui peut être convertie en puissance de l'arbre. La poussée peut être calculée en utilisant l'équation de la quantité de mouvement, comme on peut le voir dans l'équation (1).

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

Puisque la vitesse d'entrée c_0 est égale à s_0 dans le cas du vol stationnaire et $c_0 \ll c_{10}$ dans le cas du levage vertical, on peut négliger c_0 dans l'équation (1). De plus, une valeur de puissance équivalente basée sur l'énergie cinétique peut être calculée avec

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

Grâce à la combinaison des équations (1) et (2), la puissance disponible peut finalement être obtenue en utilisant uniquement les valeurs données F et \dot{m} , comme indiqué dans l'équation (3).

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

L'estimation de la puissance pour l'AMT Olympus HP selon

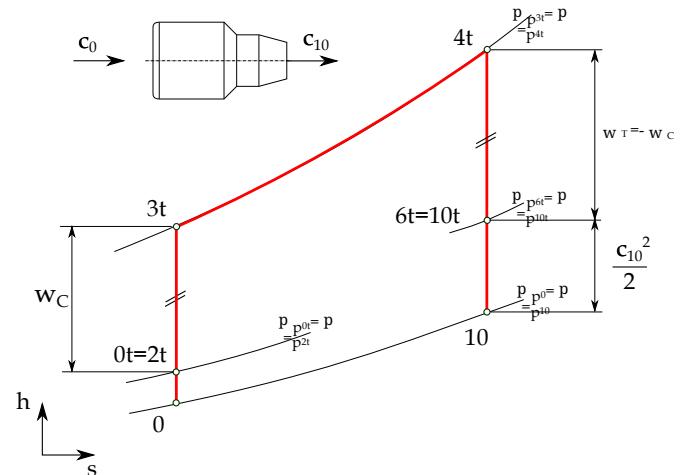


FIGURE 3. CYCLE TURBOJET IDÉAL

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 $\Pi_{C,in}$ 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

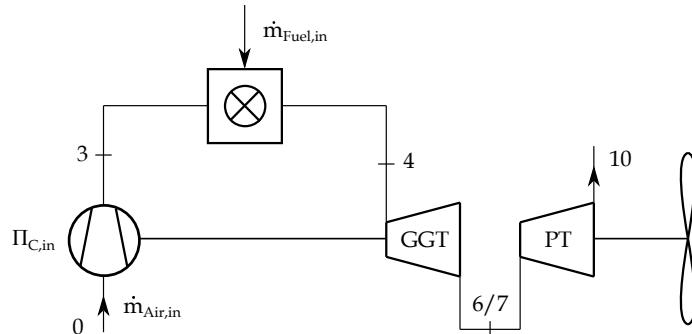


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

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

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

THERMODYNAMIC CYCLE MODEL

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

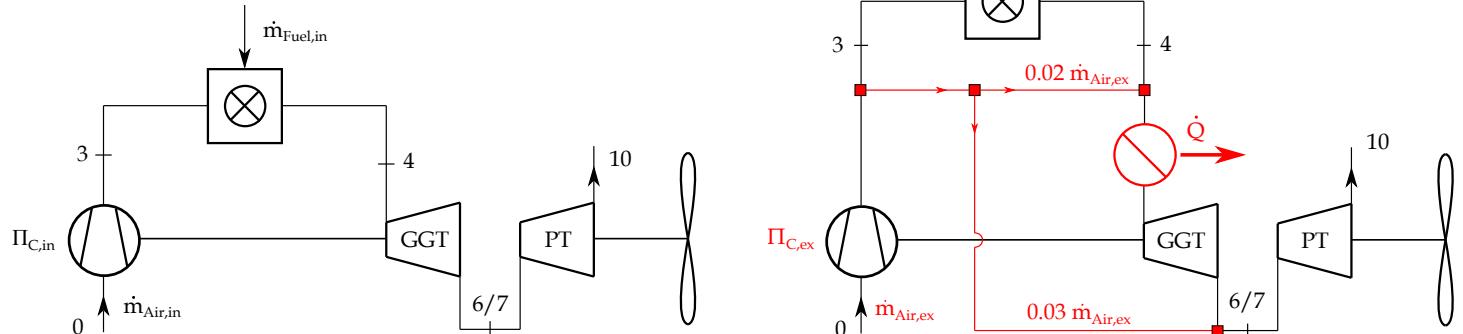


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

L'équation (3) conduit à une puissance de l'arbre convertible de 58.8 kW. Les spécifications du moteur fournies par AMT Pays-Bas peuvent être vues dans Tab. 1.

MODÈLE DE CYCLE THERMODYNAMIQUE

Selon le moteur à réaction choisi, l'Olympus HP, un modèle de cycle approprié a été créé avec le logiciel IPSEpro. Un premier modèle simplifié est présenté dans la Fig. 4. Par conséquent, le moteur à réaction existant, qui sert de générateur de gaz (GG), a été étendu par une turbine de puissance (PT) fonctionnant librement. Comme le rapport de pression du compresseur donné Π_C est défini comme une valeur statique à statique selon l'AMT, le calcul du cycle a été effectué avec des valeurs statiques en négligeant toute perte de pression. Les conditions ambiantes doivent être définies à l'entrée du compresseur ainsi que la pression ambante à la sortie de la PT. En raison des conditions de vol mentionnées, la température et la pression standard (STP) ont été définies. Les efficacités des composants inconnus doivent d'abord être estimées aussi précisément que possible et la valeur calorifique doit être définie selon le propulseur utilisé. Étant donné que les spécifications du moteur fournies sont valables sous l'utilisation de Kérosène Jet A-1, la valeur calorifique doit correspondre à ce propulseur et a donc été fixée à $H_U=42800 \text{ kJ/kg}$. Les premiers résultats, en tenant compte des spécifications du moteur données, montrent que la température de sortie de la turbine s'écarte fortement de la valeur spécifiée (Modèle initial dans Tab. 2). Comme les conditions de sortie de la turbine sont les plus importantes pour la conversion, étant donné que les conditions de sortie de la turbine de générateur de gaz sont similaires aux conditions d'entrée de la turbine de puissance, le modèle a été étendu par plusieurs modifications pour répondre aux valeurs données.

(Fig. 5). L'objectif est de cartographier le moteur sélectionné de la meilleure manière possible, afin de limiter les paramètres inconnus autant que possible. Tout d'abord, le rapport de pression du compresseur a été réduit pour tenir compte de la compression non adiabatique [11], puisque l'air d'entrée est préchauffé en raison des petites dimensions. Étant donné que [5] et [7] ont tous deux mesuré un rapport de pression de 3.5 par rapport à la valeur donnée de 3.8 par AMT au point de conception, on peut supposer que la compression non adiabatique peut être prise en compte en réduisant le

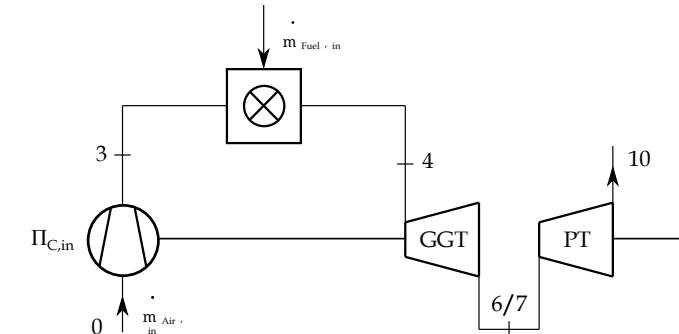
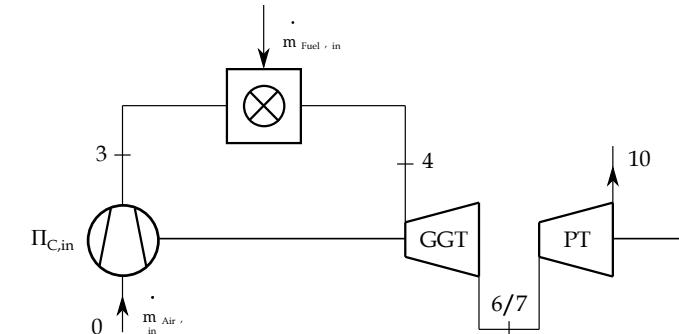


FIGURE 4. MODÈLE DE CYCLE INITIAL



rapport de pression d'environ 8 % (Équation (4)).

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

De plus, le débit de masse d'air spécifié par AMT a été augmenté de 10 % selon [6] (Eqn. (5)).

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

Le débit massique de carburant donné a également été réduit de 11 % pour atteindre une EGT appropriée à la sortie de turbine selon les mesures de [5] comme indiqué dans Tab. 2. Cela conduit à un débit de masse de carburant selon l'Eqn. (6).

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

Comme [5] le décrit également, le débit de masse de carburant donné par AMT est mesuré directement à la sortie du réservoir de carburant et inclut le carburant pour la lubrification. Pour tenir compte de cela, le débit de masse de carburant qui est défini à l'entrée de la chambre de combustion doit être réduit dans le modèle actuel. De plus, une perte de chaleur à travers le carter du moteur a été prise en compte. Une valeur de 3 kW a été considérée dans une première estimation grossière pour le transfert de chaleur statique. En faisant varier la perte de chaleur entre 0 et 3 kW, il s'avère que la perte de chaleur n'a qu'un effet mineur sur l'EGT dans cette plage. De plus, le refroidissement par disque et par carénage a été pris en compte comme montré dans Fig. 6. Selon Rodgers [14], il n'est pas possible de fournir un passage de refroidissement interne du rotor en raison des petites dimensions des micro-turbines. En fonction de la température d'entrée du GGT, un débit de masse d'air de 2% pour le refroidissement par disque est supposé [14]. Ce débit de masse ne participe pas à la combustion et est mélangé dans le flux de gaz chaud à l'entrée de la turbine. Il est également supposé qu'un autre 3% du débit de masse d'air

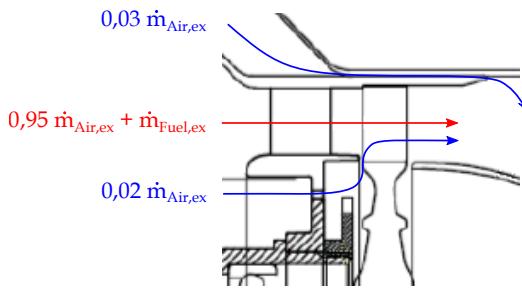


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

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 EGTs 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

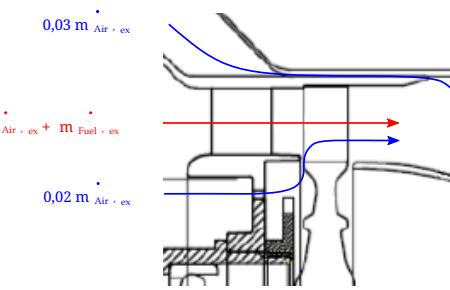


FIGURE 6. DÉBIT D'AIR DE REFROIDISSEMENT DE TURBINE [13]

le débit ne participe pas à l'expansion à travers la turbine et est mélangé dans le flux de gaz à la sortie de turbine à la place. Cela est fait dans le but de refroidir le carénage. Cette méthode est une façon courante de refroidir au sein de micro-turbomachines. Toutes ces considérations conduisent à une réduction de l'EGT en utilisant le modèle étendu. La comparaison des résultats est montrée dans Tab. 2. En raison du manque d'informations, les rendements du compresseur et de la turbine ont été estimés à $\eta_{sC} = 0.74$ et $\eta_{sT} = 0.92$. Conformément à [9]

($\eta_{sC} = 0.72$ et $\eta_{sT} = 0.85$), les rendements choisis représentent une bonne approximation puisque le modèle développé par Vannoy et Cadou correspond assez bien aux mesures. Le rendement de la turbine est légèrement supérieur à celui de [9] mais est cependant réduit en raison de la quantité considérée de débit de masse d'air, qui ne participe pas à l'expansion. De plus, [2] utilise un rendement de turbine de 0.89 pour un moteur comparable (JetCat P 200, $F = 230$ N, $\Pi_C = 3.7$, $m_{Air} = 0.45$ kg/s). En comparant les EGT obtenus, il y a une bonne concordance entre le modèle étendu et les valeurs données. Pour rendre les EGT comparables, la température statique obtenue par modélisation a été convertie en température totale. De plus, la valeur mesurée de [5] a été extrapolée à la vitesse maximale de l'arbre ($n = 108500$ rpm) du GG, puisque la température n'est fournie qu'à $n = 105700$ rpm. En outre, le modèle étendu montre une amélioration significative par rapport au modèle initial. Il peut donc être supposé que tous ces facteurs doivent être pris en compte dans la modélisation. Un schéma du modèle étendu final

est montré dans la FIG. 5. De plus, des pertes de chaleur et de frottement se produiront probablement au niveau de l'ITD et peuvent facilement être adaptées. Étant donné que les dimensions finales de l'ITD ne sont pas connues à ce stade, cette perte de chaleur n'a pas été prise en compte pour ce modèle. En plus de l'EGT adéquat, le modèle étendu calcule une puissance de l'arbre d'environ 60 kW (sans pertes mécaniques), ce qui est en bon accord avec la puissance estimée de 58,8 kW selon l'équation (3).

CONDITIONS D'ÉCOULEMENT Turbine de générateur de gaz

La Figure 7 montre la turbine axiale à une seule étape du GG. Alors que la pression p , la densité ρ et la température T à l'entrée et à la sortie de la turbine (sections 4 et 6) ont été obtenues par le calcul du cycle thermodynamique, les vitesses d'écoulement n'ont pas encore été prises en compte. Cependant, cela est nécessaire pour la conception de la turbine de puissance. Par conséquent, au moins le diamètre moyen d_m et les longueurs de pales l_{l4} et l_{l6} , ainsi que les zones d'écoulement A_{A4} et A_{A6} doivent être connus. Pour le moteur donné, les dimensions sont $d_m = 73$ mm, $l_{l4} = 10$ mm et $l_{l6} = 12$ mm. Selon l'équilibre de la masse, la vitesse d'entrée de l'aube directrice c_{c4} peut alors être calculée avec

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

En raison du manque d'informations, un écoulement sans tourbillon a été supposé ($c_{c4} = c = c_{4,z}$ et $\alpha_4 = 90^\circ$). Il est également à supposer que la turbine est conçue de manière à ce que la vitesse absolue de sortie de turbine soit également largement sans tourbillon ($c_{c6} = c = c_{6,z}$ et $\alpha_6 = 90^\circ$). Cela est dû au fait que la poussée est aussi élevée que possible dans ce cas pour une vitesse spécifiée. Sous cette hypothèse, la vitesse absolue c_{c6} peut également être obtenue avec l'équilibre de masse selon l'équation (7). Pour soutenir l'hypothèse, une analyse de ligne moyenne a été réalisée. Par conséquent, une boucle itérative utilisant MATHCAD a été créée comme montré dans la Fig. 8. Avec les enthalpies h_{l4} et h_{l6} obtenues à partir du calcul du cycle thermodynamique et les vitesses pré-calculées c_{c4} et c_{c6} , on peut calculer les vitesses absolues et relatives à la section 5, où le degré de réaction R_k et l'angle de flux absolu α_5 doivent également être estimés avec une première supposition. Par conséquent, des valeurs communes pour les étapes de réaction selon le Tab. 3 c peuvent être utilisées.

TABLEAU 3. VALEURS DE LIGNE DIRECTRICE POUR LES ÉTAPES DE RÉACTION

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

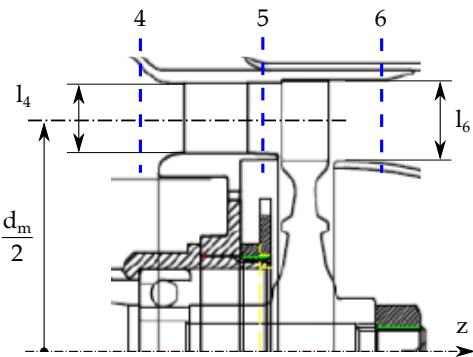


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

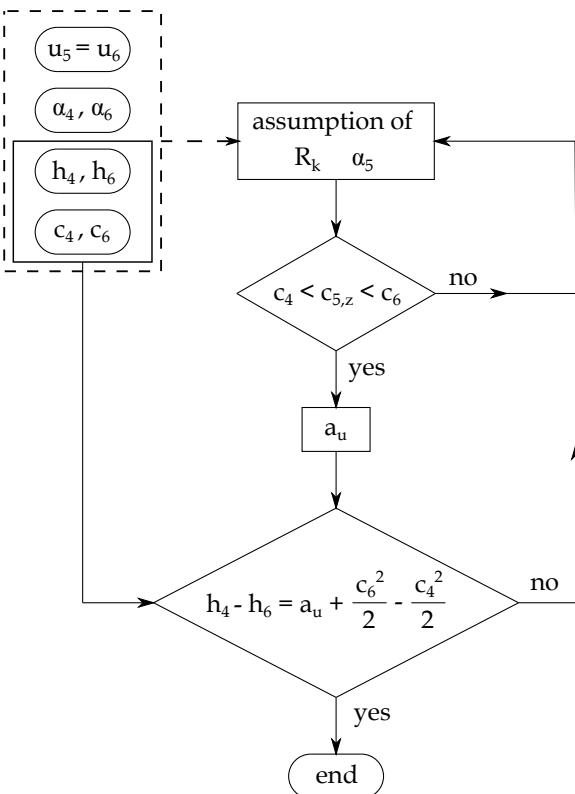


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

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 $R_k = 0.52$

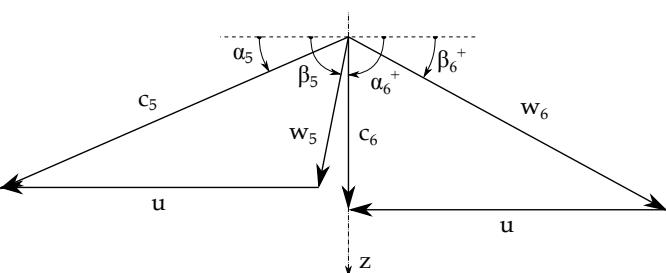


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

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

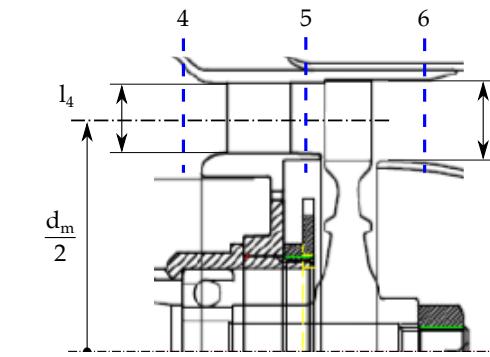


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

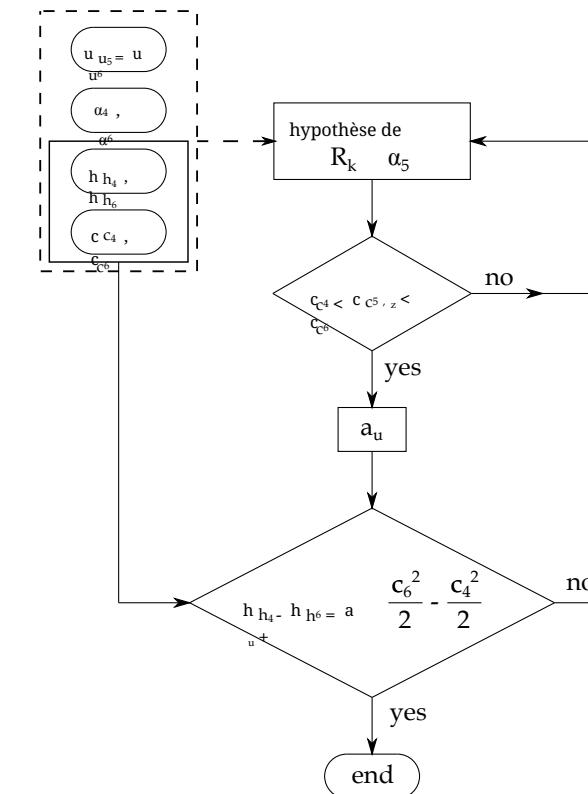


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOWCHART

Enfin, le travail spécifique et la puissance de la turbine peuvent être calculés respectivement. Cette valeur peut maintenant être comparée avec la valeur obtenue à partir du calcul du cycle thermodynamique. En cas de bonne concordance, le calcul est terminé et on peut supposer que l'écoulement sans tourbillon représente une condition d'écoulement optimale recherchée de manière conventionnelle. Les résultats pour le moteur choisi sont présentés dans Tab. 4. Coefficient de débit $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$, coefficient de travail $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ et degré de réaction $R_k = 0.52$

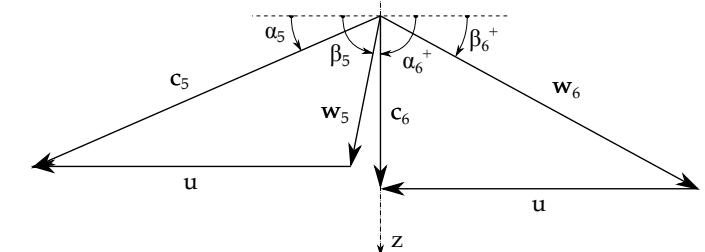


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

prendre des valeurs conventionnelles. Cela indique également que les valeurs supposées correspondent assez bien au moteur réel. La Figure 9 montre les triangles de vitesse de l'étage de turbine. L'expansion de la section transversale sur l'étage est trop faible pour garantir une vitesse méridienne constante c_z pour la diminution dominante de la densité. Il est donc évident que la vitesse méridienne augmente.

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

CONCEPTION DE TURBINE À PUISSANCE Dimensions principales

Pour concevoir la turbine de puissance, une autre boucle d'itération a été développée pour obtenir les dimensions principales de la turbine via une analyse de ligne moyenne (Fig. 10). En plus du calcul des vitesses d'écoulement, les conservations d'énergie et de masse doivent être respectées. La puissance P_p et la vitesse n_p de l'arbre d'hélice sont données et dépendent des exigences mentionnées du VANT. De plus, le débit massique est donné et un écoulement de sortie optimal sans tourbillon ($\alpha_9 = 90^\circ$) est supposé. Le coefficient de travail λ_{PT} , le diamètre moyen $d_{m,PT}$ et la hauteur de l'aile l_{PT}^* doivent être choisis initialement. Ensuite, un rapport de boîte de vitesses i peut déjà être calculé. Comme ligne directrice pour la première estimation, les limitations suivantes ont été spécifiées :

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

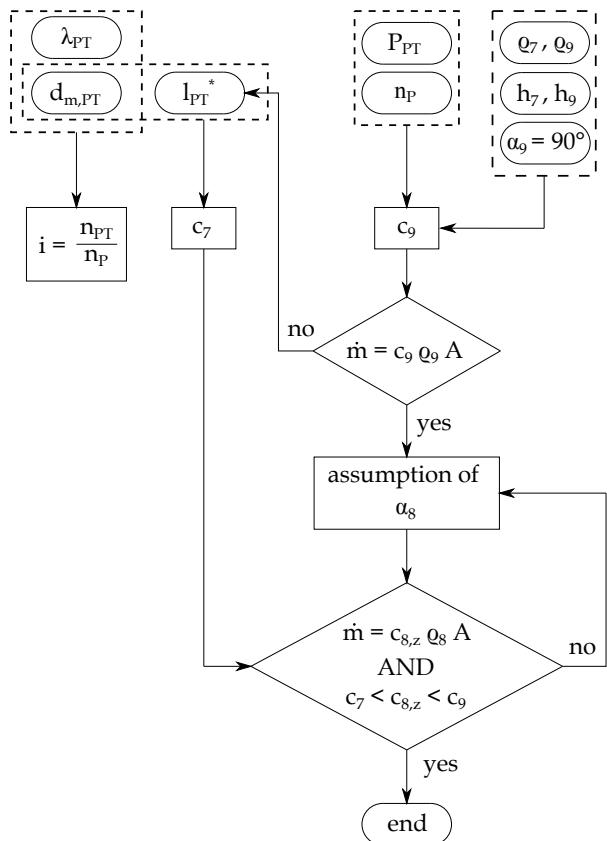


FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

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

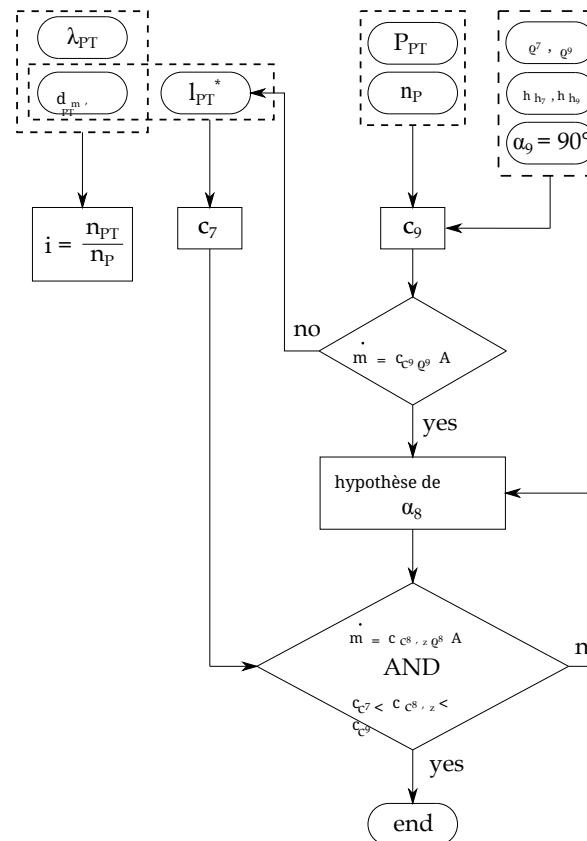


FIGURE 10. DIAGRAMME DE CONCEPTION DE TURBINE PT

mm, ce qui conduit à une hauteur d'aile de 12,5 mm et en outre à un ratio de surface ITD de $AR = 1,43$.

TABLE 5. VARIANTES DE CONCEPTION DE TURBINE DE PUISSANCE

λ [-]	d_m [mm]	i [-]	R_k [-]	α_8 [$^\circ$]	n_{PT} [tr/min]
	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

Avec la conservation de l'énergie et les conditions limites obtenues à partir du calcul du cycle, la vitesse de sortie absolue c_9 peut être obtenue. En utilisant la vitesse calculée, le débit massique doit correspondre à la valeur donnée pour respecter l'équilibre de masse. Si les valeurs ne concordent pas, la hauteur de l'aile doit être modifiée. Il convient de mentionner que la hauteur de l'aile a été choisie comme constante sur l'ensemble de l'étage. Comme déjà montré pour la turbine GG, l'angle d'écoulement absolu α_8 doit être choisi pour respecter la conservation de la masse dans la section 8.

Alors que le calcul du cycle ne fournit que des valeurs aux sections 7 et 9, la densité à la sortie de la vanne guide a été calculée sous l'hypothèse d'une expansion isentropique. Cette boucle de calcul a finalement été réalisée pour différents coefficients de travail ($1 \leq \lambda \leq 1.8$).

Pour chaque λ , trois diamètres moyens différents (90 mm, 95 mm et 100 mm) ont été choisis. Cela conduit à différents degrés de réaction, rapports de boîte de vitesses, angles d'écoulement à la sortie de la vanne guide et vitesses circonférentielles comme indiqué dans le Tab. 5. Un coefficient de travail de 1,1 donne un degré de réaction de ~ 0.5 . Étant donné que les vannes guide et les pales de rotor peuvent être conçues de la même manière avec cette configuration, ces valeurs ont été choisies pour la conversion. De plus, la boîte de vitesses avec le rapport de boîte de vitesses le plus bas a été sélectionnée en faveur du poids le plus bas à $\lambda = 1.1$. Par conséquent, le diamètre moyen de l'étage a été fixé à 100.

Rangée de pales

Basé sur l'analyse de ligne moyenne, une rangée de pales préliminaire a été créée. Par conséquent, des paramètres adéquats pour la rangée de pales doivent être choisis en fonction des vitesses d'écoulement et des angles d'écoulement calculés. Ceux-ci incluent essentiellement l'angle de décalage, le rapport corde à pas, le rayon du bord d'attaque et du bord de fuite, ainsi que les angles de coin. Tout d'abord, un coefficient de Zweifel Ψ a été choisi, qui décrit le rapport entre la force aérodynamique tangentielle réelle et la force aérodynamique tangentielle maximale possible agissant sur la pale (8).

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

Après cela, un rapport optimal de corde à pas axial basé sur les angles d'écoulement obtenus peut être calculé selon [15]. Pour ce faire, Ψ a d'abord été fixé à 1. Les valeurs courantes se situent dans une plage de $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, comme le montrent Wilson et Korakianitis [16]. Ils fournissent également de bonnes directives pour le calcul de la conception préliminaire de

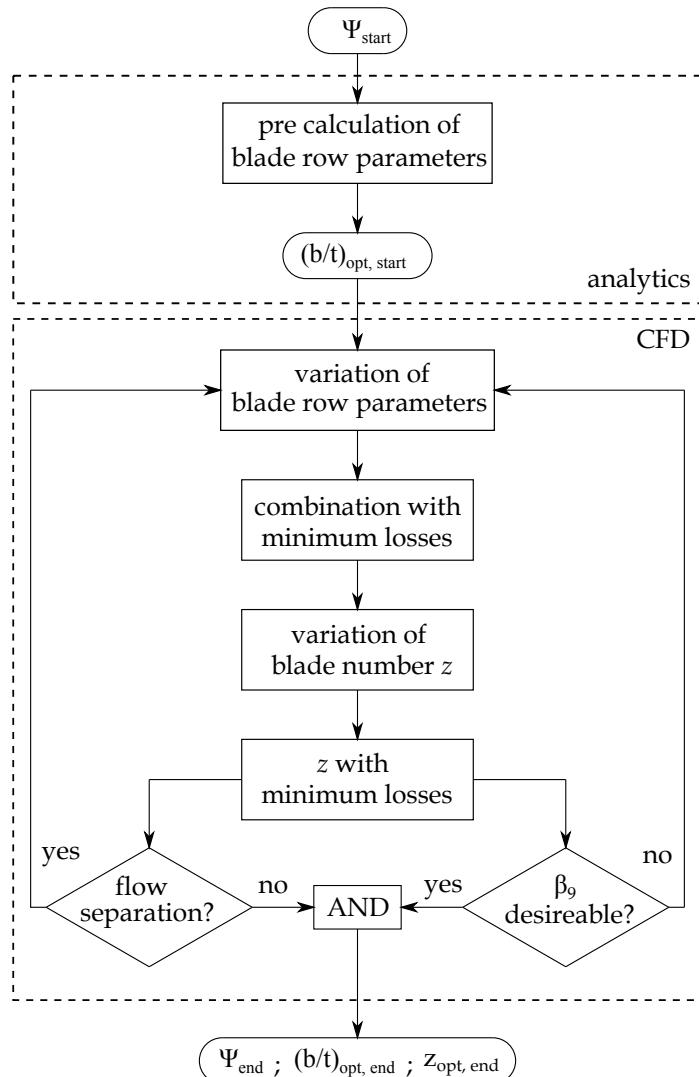


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

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- ω 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-

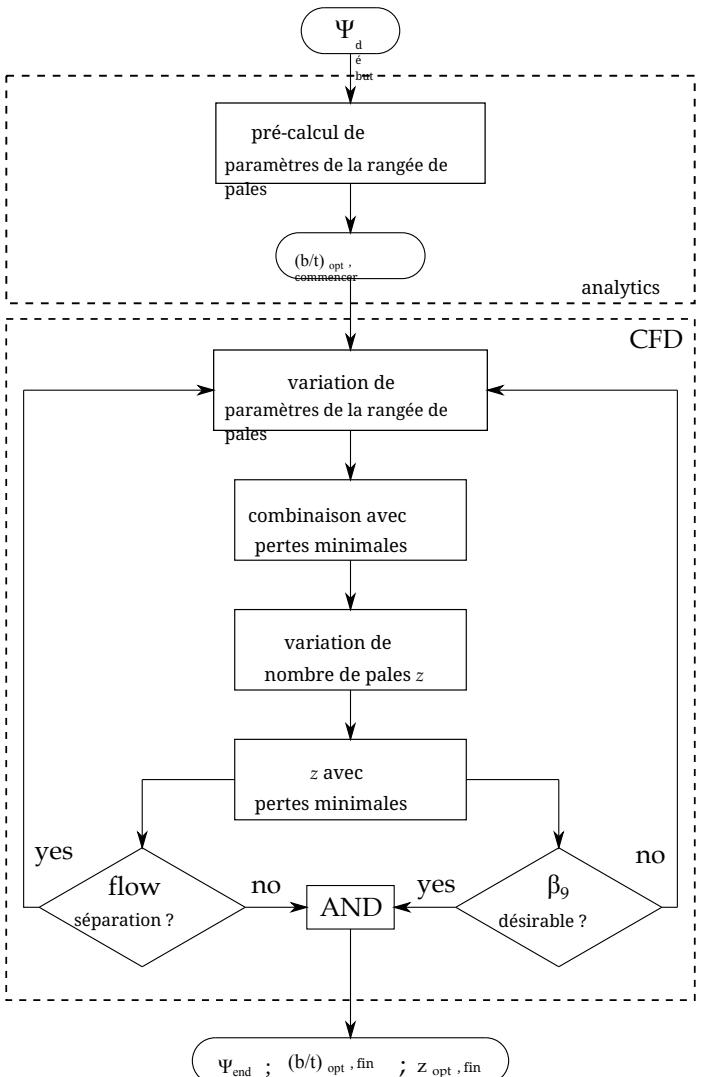


FIGURE 11. DIAGRAM DU NOMBRE OPTIMAL DE PALES

le profil de la lame et la sélection des paramètres qui ont été utilisés lors de cette conception. Après l'obtention d'une rangée de pales préliminaire, des simulations CFD ont été utilisées pour améliorer la géométrie de la lame en termes de minimisation des pertes. Par conséquent, différents points de conception couvrant différentes combinaisons de paramètres de rangée de pales ont été étudiés pour trouver une configuration avec des pertes minimales. Les différents points de conception ont été créés automatiquement en utilisant une méthode optimale de remplissage d'espace. Les paramètres de pales variés sont l'angle de décalage, le rayon de bord d'attaque/de bord de fuite et les angles de coin, la largeur de gorge, l'angle de gorge et l'angle de sortie de pales. Comme fonction objective, le coefficient de perte de pression totale

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

a été choisi. Les valeurs de pression ont été moyennées par masse. En plus des paramètres de la rangée de pales, le nombre de pales z_B a été varié pour une corde de pale axiale sélectionnée constante. Selon l'équation (8), un rapport optimal de corde à pas axial peut être obtenu en changeant le nombre de pales. Pour chaque variation des paramètres de la rangée de pales, le nombre de pales a été modifié entre 27 (premièrement obtenu par la méthode de Wilson) et 60. De plus, il faut vérifier si le champ d'écoulement calculé est exempt de séparation de flux et si l'angle de sortie réel est en accord avec la valeur calculée à partir de l'analyse de ligne moyenne (Fig. 11). En raison des petites hauteurs de pales, les pales ont été conçues de manière cylindrique.

Configuration CFD

Les calculs CFD ont été réalisés avec le logiciel commercial ANSYS FLUENT 18.1 en supposant un écoulement compressible en régime permanent avec un nombre de Mach à l'entrée relatif de $Ma_{w,1} = 0.42$, qui a été obtenu précédemment par la conception analytique. Tout d'abord, la rangée de pales a donc été conçue avec ANSYS DESIGN MODELER et le maillage 3D a été créé avec ANSYS TURBO GRID, consistant en environ 78000 cellules par secteur de pale avec $y^+ < 1$. Sous l'hypothèse de conditions d'écoulement uniformes, un modèle sectoriel avec des conditions limites périodiques a été utilisé. Étant donné que l'écoulement compressible est supposé, la pression totale à l'entrée et la pression statique en tenant compte de l'équilibre radial à la sortie ont été utilisées comme conditions limites. En raison des petites dimensions, le nombre de Reynolds du profil est de l'ordre de $5 \cdot 10^4$. Pour couvrir les effets turbulents, le modèle de turbulence SST k- ω turbulence de Menter [17] incluant la correction pour faible nombre de Reynolds a été utilisé. L'intensité turbulente a été fixée à 2% et une échelle de longueur turbulente de $0.01 \cdot t$ selon [18] a été utilisée à l'entrée.

Résultats

La figure 12 montre le champ de vitesse avec les lignes de courant de trois rangées de pales différentes à la section moyenne. La figure 12-(a) présente la géométrie de la rangée de lames initiale qui a été obtenue analytiquement. Le nombre de pales a été choisi pour un rapport corde à pas optimal selon l'équation (8) pour $\Psi = 1$. Les résultats du calcul montrent une séparation de flux significative du côté d'aspiration en raison d'un faible rapport corde à pas et de paramètres de rangée de pales insuffisants. L'augmentation du nombre de pales, et par conséquent l'augmentation du rapport b/t pour cette géométrie de lame initiale, montre que les pertes minimales ne se produisent pas à $b/t = 1.12$ comme prévu par le calcul avec les critères de Zweifel selon l'équation (8). On soupçonne que cela est dû à un risque plus élevé de séparation de flux du côté d'aspiration lorsque le nombre de Reynolds du profil est faible. La figure 12-(b) montre les lignes de courant au nombre optimal de pales pour une géométrie de lame améliorée. On peut voir que la séparation de flux est maintenant plus petite par rapport à (a). Pour le nombre de pales optimal ($b/t = 1.41$), où ω est à un minimum pour cette géométrie, Ψ prend une valeur de 0.79. Cela cor-

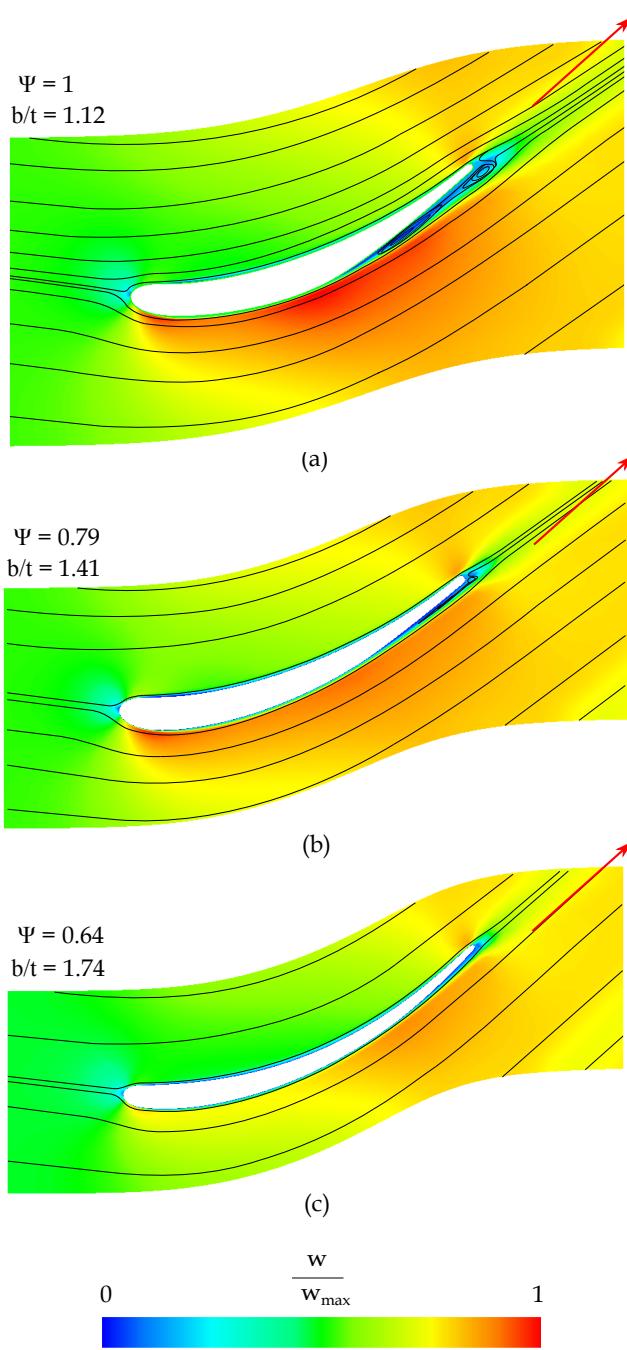


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

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

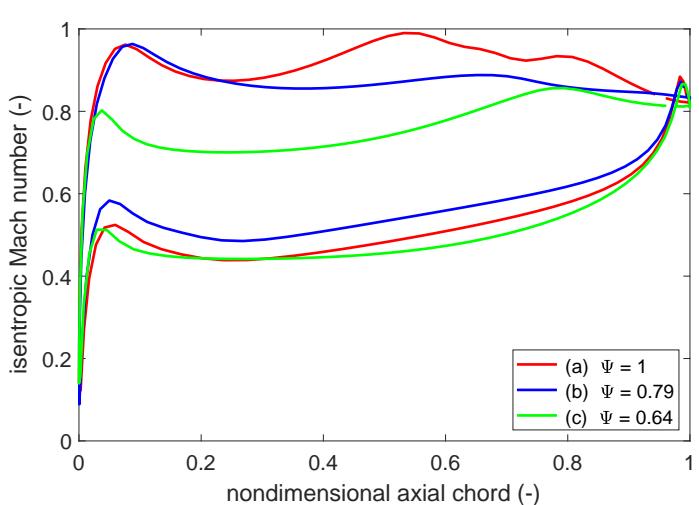


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

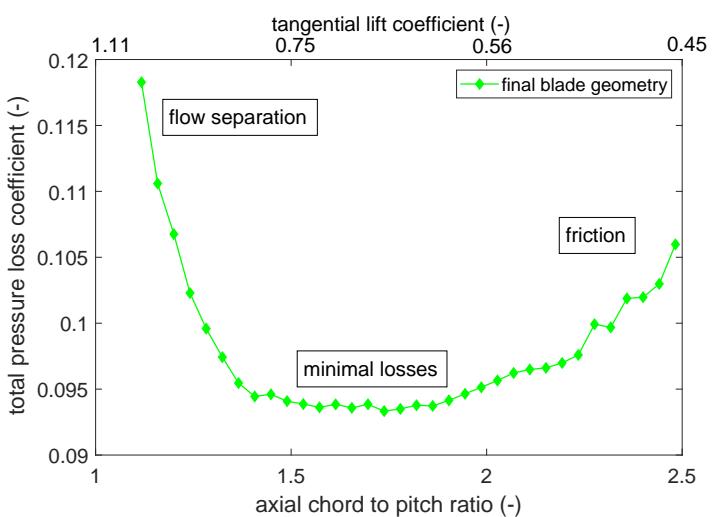


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

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

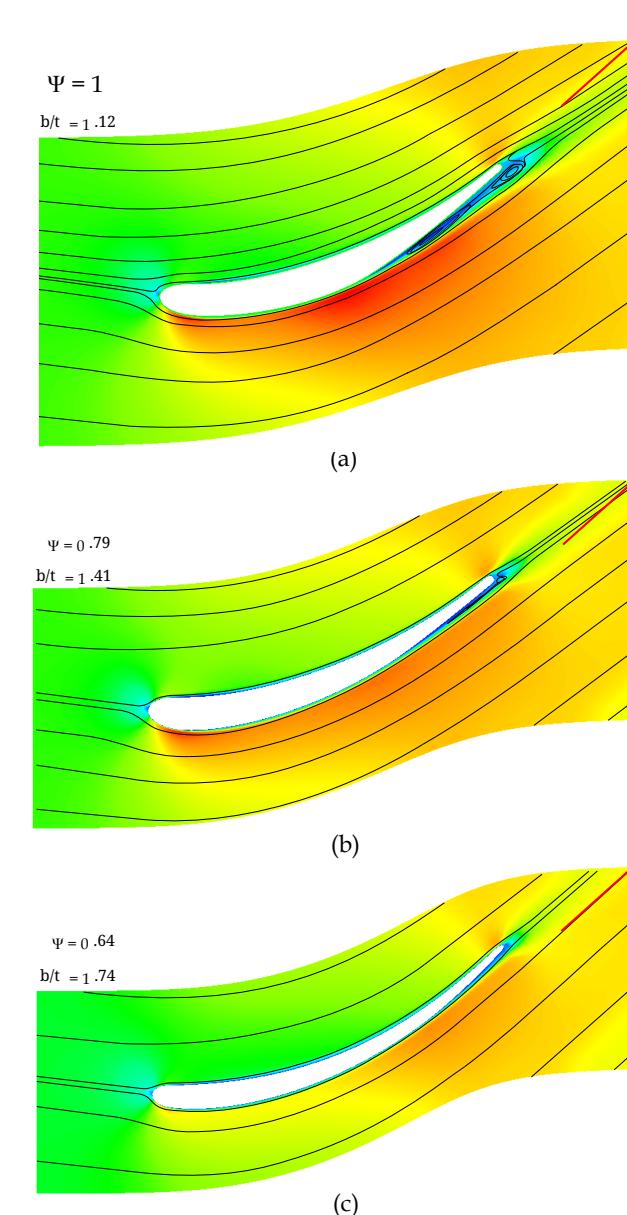


FIGURE 12. TRACÉ DE VITESSE DES LIGNES DE COURANT

respond très bien à Zweifel, où le rapport corde à pas optimal prend une valeur de 1.40 pour $\Psi = 0.8$ à des angles de flux donnés. De plus, on peut voir que l'angle d'écoulement β_9 ne correspond pas à la valeur requise pour les configurations (a) et (b). La figure 12-(c) montre la rangée de pales préliminaire finale. La séparation de flux a maintenant complètement disparu et l'angle de flux de sortie correspond bien au

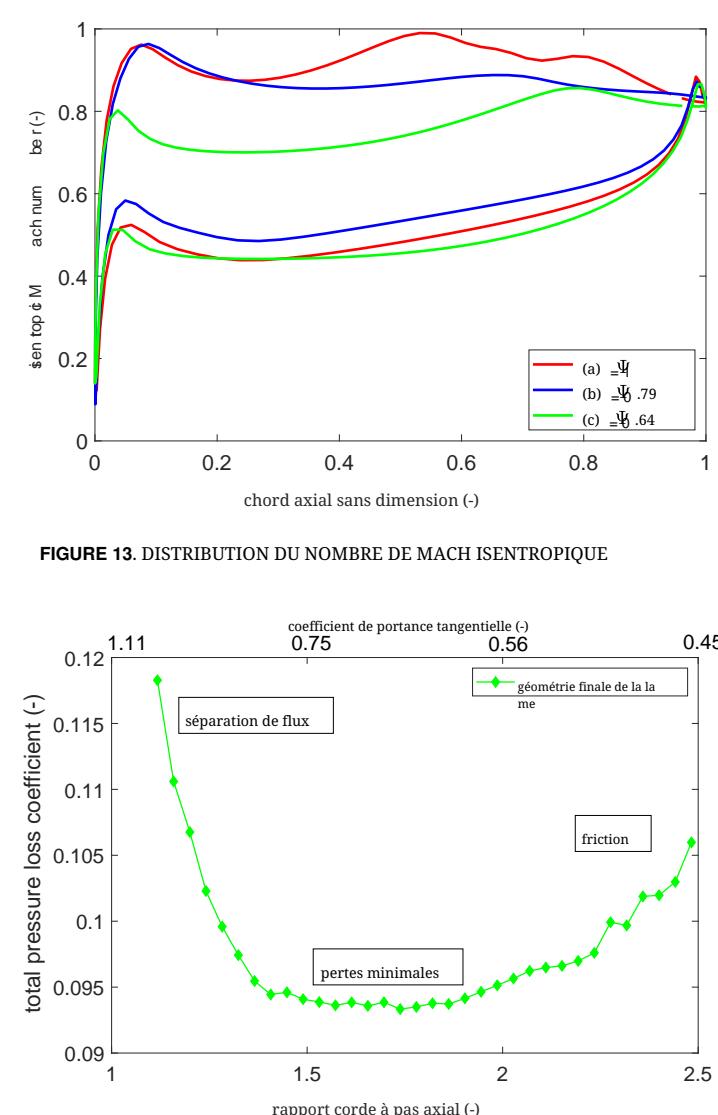


FIGURE 13. DISTRIBUTION DU NOMBRE DE MACH ISENTROPIQUE

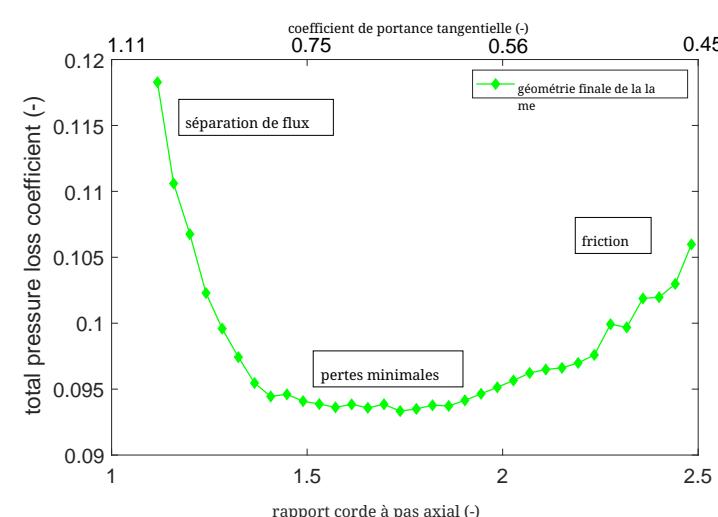


FIGURE 14. PERTE DE PRESSION TOTALE

valeur obtenue par analyse de ligne moyenne pour la puissance de sortie spécifiée. La flèche rouge dans la Fig. 12 représente la direction de flux de sortie souhaitée. Au cours du processus de conception, on peut observer que la géométrie de la lame devient plus fine à mesure que le processus avance. La courbure du côté d'aspiration devient plus lisse vers la configuration (c), ce qui pourrait être une raison supplémentaire de l'écart de la prédiction de Zweifel pour le profil (a). De plus, la vitesse maximale du côté d'aspiration est décalée vers le bord de fuite.

Les distributions du nombre de Mach sur les surfaces de la lame sont montrées dans la Fig. 13. Les distributions sur le côté pression sont largement similaires pour tous les cas car la géométrie du côté pression a peu changé. En revanche, la distribution du côté d'aspiration montre un changement significatif au cours du processus d'amélioration. La rangée de lames initiale présente une distribution très fluctuante

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.,

en raison de l'accélération suivie d'une séparation de flux due à la décelération. La rangée de lames améliorée (b) montre une distribution relativement constante, ce qui est en fait bon. Néanmoins, ce design doit être modifié en raison de mauvaises conditions d'écoulement à la sortie. Pour la configuration finale, la Fig. 14 montre la variation du coefficient de perte de pression totale en fonction du rapport corde à pas. Le graphique peut être divisé en trois zones principales. Pour quelques lames, des pertes élevées se produisent en raison de la séparation de flux. Avec l'augmentation du nombre de lames, la séparation de flux disparaît et les pertes restent constantes et minimales sur une plage relativement large. Une augmentation supplémentaire du nombre de lames entraîne des pertes dues à la friction. Il est clairement visible que les pertes sont plus influencées par la séparation de flux que par la friction en raison d'un fort gradient à faible rapport corde à pas axial. On suppose que la large plage actuelle de rapport corde à pas axial optimal est due à la faible déviation de la rangée de lames sélectionnée. En raison du minimum plat, une configuration optimale peut être trouvée dans une plage entre $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$ avec presque les mêmes faibles pertes. En termes de réduction de poids et d'effort de production, Ψ devrait être choisi aussi haut que possible. Étant donné que le degré de réaction de l'étage est d'environ 0.5 et que la géométrie de la lame pour l'aube de guidage et la pale du rotor peut être conçue de la même manière, la rangée d'aubes de guidage n'est pas considérée en détail dans cette conception préliminaire.

CONCLUSIONS

Dans ce travail, un concept de conversion de micro-turbojet en moteur micro-turboshaft a été présenté. Grâce à une première estimation, la quantité de puissance de l'arbre convertible a pu être obtenue. De plus, un MODÈLE DE CYCLE THERMODYNAMIQUE a été développé en tenant compte des effets dus aux petites dimensions. Étant donné que les informations sur les moteurs existants sont généralement rares, un recalcul du générateur de gaz d'un moteur choisi a été présenté pour spécifier des conditions limites inconnues. Avec une analyse de ligne moyenne réalisée simultanément, des paramètres inconnus, par exemple les efficacités des composants, ont pu être estimés. Après le calcul des conditions limites, la conception de la turbine de puissance supplémentaire a été présentée. Par conséquent, une méthode de conception préliminaire analytique également basée sur l'analyse de ligne moyenne a été montrée. De plus, une combinaison suffisante de diamètre moyen et de Coefficient de travail de la turbine de puissance a été trouvée en termes de poids de boîte de vitesses minimal. Les calculs montrent qu'un poids minimum pourrait être obtenu en utilisant un Coefficient de travail de 1,1 et un diamètre moyen de 100 mm en tenant compte d'un degré de réaction favorable. La puissance PT est d'environ 50% de la puissance GGT à un rendement thermique de 13% et une consommation spécifique de carburant de $180 \cdot 10^{-6}$ (kg/s)/kW. De plus, la géométrie de la rangée de pales a été optimisée en utilisant des calculs CFD. En particulier, une plage de nombre optimal de pales a pu être obtenue en changeant le rapport corde à pas axial à une corde constante pour une rangée de pales pré-optimisée. Le rapport de pas optimal b/t de 1,74 conduirait à 42 pales. La réduction du nombre de pales jusqu'à 34 réduirait l'effort de fabrication tout en maintenant des pertes faibles presque identiques. Comme tâche de recherche supplémentaire, une analyse structurelle doit être effectuée pour

la géométrie de la lame obtenue. Une optimisation de l'ITD peut également être un sujet de recherche supplémentaire en termes de minimisation des pertes et du poids global du moteur.

REMERCIEMENTS

Les auteurs souhaitent reconnaître la recherche autrichienne Agence de promotion FFG pour le soutien du projet JET T2S HAFT dans le cadre du Programme de recherche et de technologie aéronautiques TAKE OFF.

RÉFÉRENCES

- [1] Kadosh, K., et Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojetto Conversion de turbofan via transmission à variation continue : Étude de performance thermodynamique". *Journal of Engineering for Turbines à Gaz et Énergie*, **139**(2), Février, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., et Badry, B. E., 2017. "Conversion du moteur à réaction JetCat P200 en moteur turboprop". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), Mars, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., et Saboohi, Z., 2019. *Évaluation de l'approche de conversion des micro-turboprop moteurs*. CSAA- Chinese Journal of Aeronautics- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Pays-Bas, 2018. *Spécification Olympus HP*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., et Smith, N., 2013. *Une enquête sur la modélisation des performances d'un petit moteur à turbine à gaz*. Document ASME GT T2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Une enquête sur la modélisation des performances d'un petit moteur à turbine à gaz*. Division des véhicules aériens - Organisation de la science et de la technologie de la défense - Gouvernement australien, DSTO-TR-2757 .
- [7] Bakalis, D. P., et Stamatis, A. G., 2010. *Étude d'Instrumentation et calibration de modèle pour un petit micro-Turbine*. Document ASME GT T2010-22837 .
- [8] Rahman, N. U., et Whidborne, J. F., 2008. "Une enquête numérique sur l'effet de l'engine bleed sur la performance d'un moteur à réaction à simple étage". *Actes de l'Institution des Ingénieurs Mécaniciens, Partie G : Journal de l'Ingénierie Aérospatiale*, **222**(7), Juillet, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., et Cadou, C. P., 2016. *Développement et validation d'un modèle NPSS d'un petit moteur à réaction*. 52n d Conférence conjointe AIAA/SAE/ASEE sur la propulsion - AIAA A2016-5063 .
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., et den Braembussche, R. A. V., 2006. *Étude numérique du transfert de chaleur dans les micro-turbines à gaz*. Document ASME GT T2006-90161 .
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., et 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. *Aérodynamique des micro-turbomachines*. Document ASME GT T2004-53877 .
- [12] AMT Pays-Bas, 2018. *Images internes*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php .
- [13] AMT Pays-Bas, 2019. *Re: Olympus HP en configuration Université*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. “Une technique d'analyse de cycle pour petites turbines à gaz”. *Actes de l'Institution des Ingénieurs Mécaniciens*, **183**(14), septembre, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *La question de la répartition optimale des pales dans les pales de turbomachines, en particulier bei grosser Umlenkung dans les rangées de pales*. BBC-Communications.
- [16] Wilson, D. G., et Korakianitis, T., 1998. *La conception de Turbomachines à haute efficacité et turbines à gaz*. Seconde édition, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. “Turbulence à deux équations de viscosité-Modèles de turbulence pour des applications en ingénierie”. *AIAA Journal*, **32**(8), août, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. “Une analyse de Navier-Stokes des trois-flux turbulents tridimensionnels à l'intérieur des rangées de pales de turbine dans des conditions de conception et hors conception”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), avril, pp. 421–429.