

GT T2020-14498

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

„ ChristophOttl, Reinhard WillingerInstituut voor Energiesystemen en Thermodynamica Technische Universit „ at Wien Getreidemarkt 9/302 , A-1060 Wenen, Oostenrijk christoph.oettl@tuwien.ac.at reinhard.willinger@tuwien.ac.at

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
 u verbrandingswaarde l bladdikte
m massastroom Ma Mach-getal p druk
P vermogen R_k reactiegraad Re
Reynoldsgetal t bladhelling T
temperatuur u omtreksnelheid w
relatieve snelheid y + dimensionless
wandafstand α absolute stroomhoek β
relatieve stroomhoek η efficiëntie
 λ werkcoëfficiënt φ
stroomcoëfficiënt Π
drukverhouding Ψ
Zweifel-coëfficiënt ρ dichtheid
 ω totaal drukverliescoëfficiënt

NAAMGEVING

een speciek werkA
doorstroomgebiedb axiale
koorde lengte

Subscripts

4 gasgenerator turbine stator inlaat
 gasgenerator turbine rotor inlaat
 gasgenerator turbine rotor uitlaat 7 kracht
 turbine statorinlaat 8 kracht turbine rotor
 inlaat 9 kracht turbine rotor uitlaat 10
 mondstukuitgang B blad C
 compressor in initieel ex
 uitgebreid GG gasgeneratorm
 gemiddeld P propeller PT kracht
 turbines isentropisch η totaal T
 turbine u omtreksnelheid z axiale
 richting

Superscripts

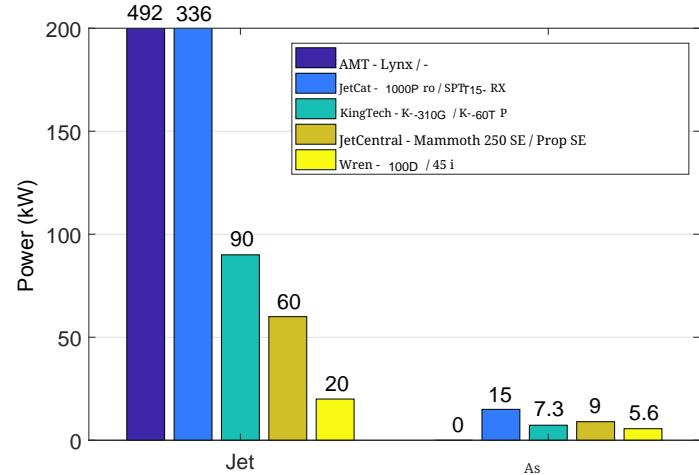
$*$ initiële schattinggemiddelde
 —massa hoeveelheid

Afkortingen

CFD computationale vloeistofdynamica
 EGT uitlaatgastemperatuur GGT
 gasgenerator turbine ITD tussen
 turbinekanaal UAV onbemande
 luchtvaartuig

INLEIDING

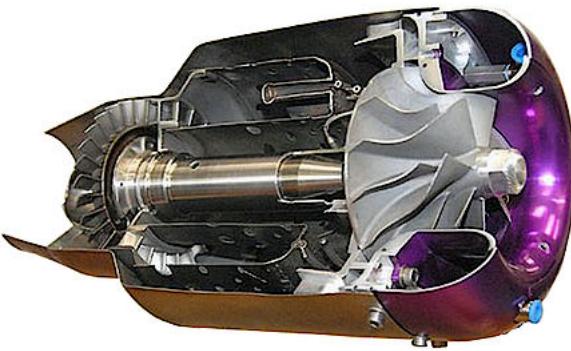
In de afgelopen jaren is de vraag naar onbemande luchtvaartuigen (UAV) voor privé- en commercieel gebruik zeer snel gegroeid. Verschillende technologieën kunnen worden gebruikt om een UAV van vermogen te voorzien: elektromotor, verbrandingsmotor, gasturbine. Elke technologie heeft zijn specifieke voordelen en nadelen. De gasturbine vertoont een gunstig gedrag van koppel over rotatiesnelheid, evenals lagere trillingen in vergelijking met verbrandingsmotoren bijvoorbeeld. Aan de andere kant is het hoge gewicht van een elektromotor en zijn batterij een nadeel voor elke luchtvaarttoepassing. Omdat de trend naar hogere maximale startgewichten (MTOW) gaat, neemt het vereiste aandrijvingsvermogen toe. Bovendien is asvermogen nodig voor de voortstuwing van drones. Het gepresenteerde motorontwerpconcept is gemaakt voor de vereisten van een enkele copterdrone in hovervlucht. Voor een gegeven MTOW van 25 kg wordt een vermogensbehoefte tussen 20 a en 40 kW, afhankelijk van het ontwerp van de propeller, geschat. Dit ontwerp is niet exact bekend.



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

op dit moment, maar de propellerdiameter is ongeveer $t \approx 0.7$ m. Een voorlopige markonderzoek heeft aangetoond dat er geen turboshaft-motoren beschikbaar zijn boven 15 kW, maar straalmotoren voor hogere equivalente vermogensbereiken kunnen echter worden verkregen (Fig. 1, zie ook [1]). Om de ontwerpinspanning 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 verbindt 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 makkelijk te integreren. Er zijn al conversies uitgevoerd met behulp van de micro-turbojet motoren JetCat-P -P200 [2] en Wren_n100 [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 configuratie" aangeeft, 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 transiënte 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 ontwerpdatapunten 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.



Figuur 2. AMT OLYMPUSHP [12]

turbine. Daarom is er een thermodynamisch cyclemodel 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 reductieoverbrenging.

VERMOGENSSCHATTING

In de eerste stap van de conversie moet een geschikte straalmotor worden gekozen. Aangezien straalmotoren meestal worden gekarakteriseerd door de stuwwerkt F en de massastroom 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. Stuwwerkt kan worden berekend met de vergelijking van lineaire momentum, zoals te zien is in Eqn. (1).

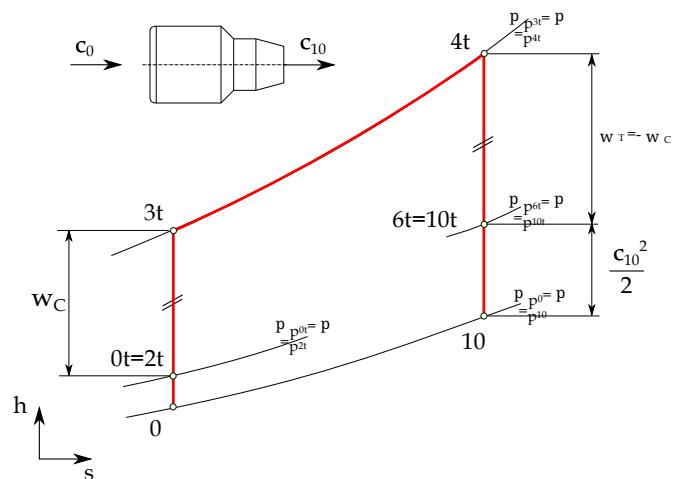
TABEL 1. OLYMPUSHP SPECIFICATIES [4]

Specificaties	
Stuwwerkt [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

Aangezien de inlaat snelheid c_{0t} gelijk is aan s_0 in het geval van zweven en $c_{0t} \ll c_{10t}$ in het geval van verticale lift, kan men c_{0t} 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 m, zoals weergegeven in Eqn. (3).

De vermogensschatting voor de AMT Olympus HP volgens



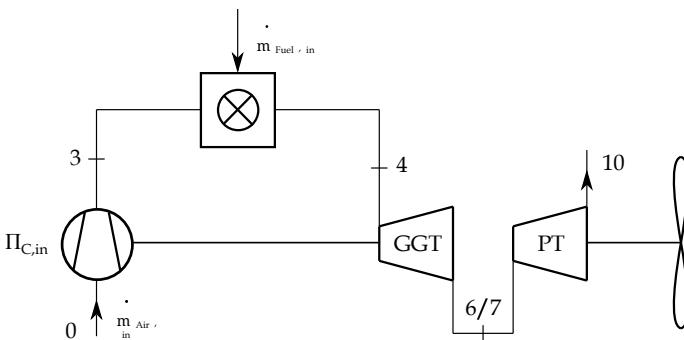
Figuur 3. IDEALE TURBOJETCYCLUS

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

THERMODYNAMISCH CYCLEMODEL

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, uitgebred met een vrij draaiende kracht turbine (PT). Aangezien de gegeven compressieverhouding $\Pi_{C,in}$ 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-uitletaut. 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 uitaatomstandigheden van de turbine het belangrijkst zijn voor de conversie, aangezien de uitaatomstandigheden 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 voorverwarmd 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



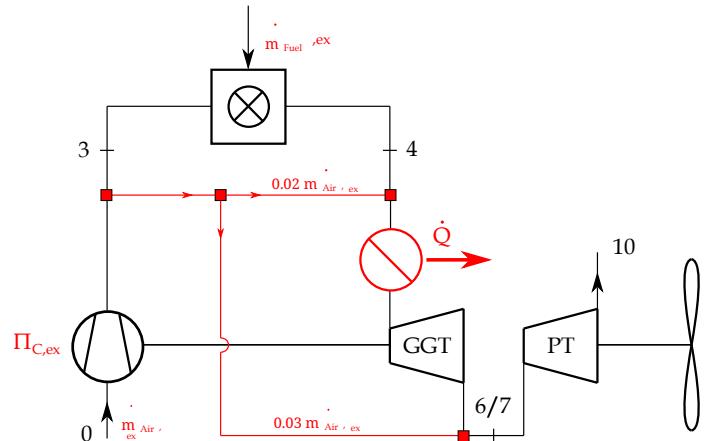
FIGUUR 4. INITIELE CYCLEMODEL

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 brandstoffank en omvat brandstof voor smering. 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 5. UITGEBREID CYCLUSMODEL

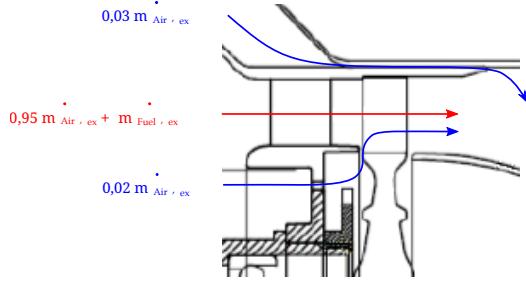


FIGURE 6. TURBINEKOELING LUCHTMASSASTROOM [13]

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 $\eta_c = 0.74$ en $\eta_t = 0.92$. In overeenstemming met [9]

($\eta_c = 0.72$ en $\eta_t = 0.85$), 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, $\Pi_C = 3.7$, $\cdot m_{Air} = 0.45$ 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

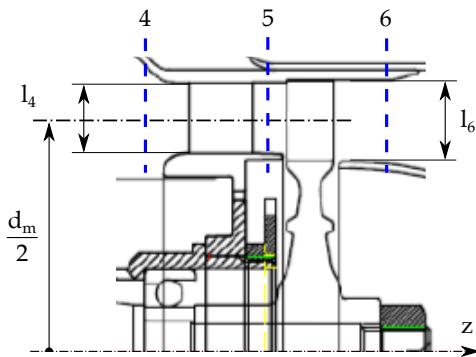
Figuur 7 toont de eentraps axiale turbine van de GG. Terwijl druk p , dichtheid ρ en temperatuur T bij de inlaat en uitlaat van de turbine (sectie 4 en 6) zijn verkregen via de berekening van de thermodynamische cyclus, zijn de stroomsnelheden nog niet in overweging genomen. Dit is echter noodzakelijk voor het ontwerp van de vermogensturbine. Daarom moeten ten minste de gemiddelde diameter d_m en de bladdelengtes l_{l4} en l_{l6} , en dus de stroomgebieden A_{A4} en A_{A6} bekend zijn. Voor de gegeven motor zijn de afmetingen $d_m = 73$ mm, $l_{l4} = 10$ mm en $l_{l6} = 12$ mm. Volgens de massabalans kan de inlaat snelheid van de geleideklep c_{c4} dan worden berekend met

$$\frac{A_{A4}}{A_{A6}} = \frac{c_{c4}}{c_{c6}}$$

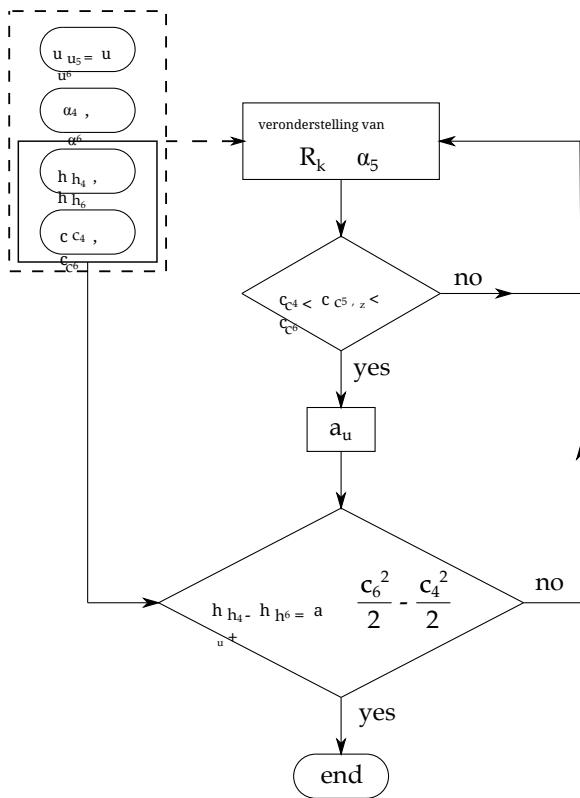
Vanwege gebrek aan informatie is aangenomen dat er een swirl-vrije instroom is. ($c_{c4} = c = c_{4,z}$ en $\alpha_4 = 90^\circ$). Er wordt ook aangenomen dat de turbine zo is ontworpen dat de absolute uitlaat snelheid van de turbine ook grotendeels zonder draaiing is ($c_{c6} = c = c_{6,z}$ en $\alpha_6 = 90^\circ$). Dit is omdat de stuwwerkt in dit geval zo hoog mogelijk is voor een gespecificeerde snelheid. Onder deze aanname kan de absolute snelheid c_{c6} ook worden verkregen met de massabalans volgens Eqn. (7). Om de aanname 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_{c4} en c_{c6} , 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



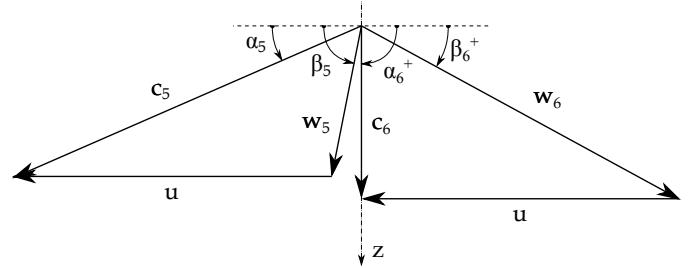
Figuur 7. AMTOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]



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 $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$, werkcoëfficiënt $\lambda = a_u/u$ $/u_m^2 = 0.97$ en reactiegraad $R_k = 0.52$



Figuur 9. SNELHEIDDRIEHOEK GG-TURBINE

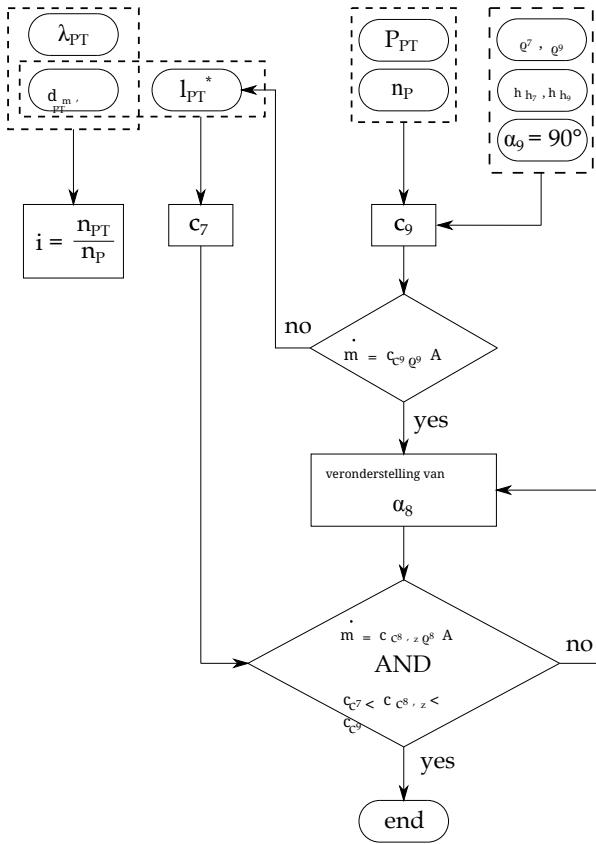
Neem conventionele waarden. Dit geeft ook aan dat de aangenomen waarden vrij goed overeenkomen met de echte motor. Figuur 9 toont de snelheiddriehoeken van de turbinefase. De dwarsdoorsnede-uitbreiding over de fase is te zwak om een constante meridionale snelheid c_z te waarborgen voor de dominante afname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

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 ($\omega = 90^\circ$) aangenomen. Werkcoëfficiënt λ_{PT} , gemiddelde diameter $d_{m,PT}$ en bladhoogte l_{PT}^* moeten aanvankelijk worden gekozen. Vervolgens kan een vereiste versnellingsbakverhouding i al worden berekend. Als richtlijn voor de initiële schatting zijn de volgende beperkingen gespecificeerd:



Figuur 10. PT-TURBINEDESIGNFLOWCHART

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 bladhoogte worden aangepast. Het moet worden vermeld dat de bladhoogte 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 aanname 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 mm) 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.

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

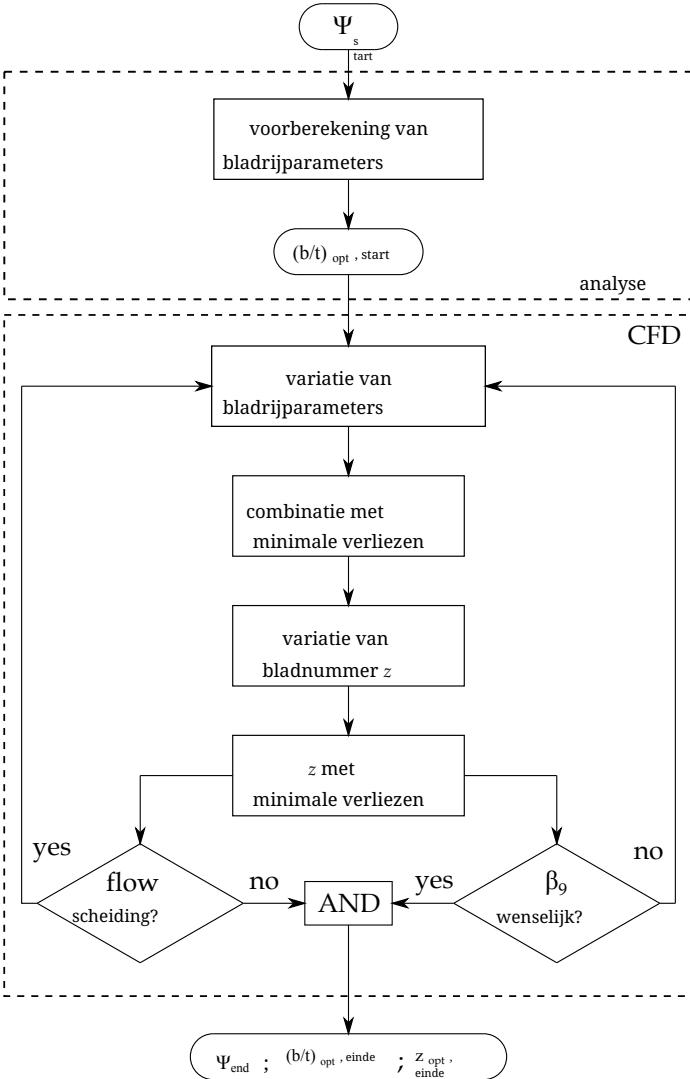
TABEL 5. KRAFT TURBINEDESIGNVARIANTEN

$\lambda [-]$	$d_m [mm]$	$iK [-]$	$R_k [-]$	$\alpha_8 [^\circ]$	$n_{PT} [rpm]$
1.0	90	12.6			63000
	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0			60000
	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5			57500
	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6			53000
	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9			49500
	95	9.4	0.27	36.4	47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4			47000
	95	8.9	0.17	35.8	44500
	100	8.5			42500

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



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 gevarieerde 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

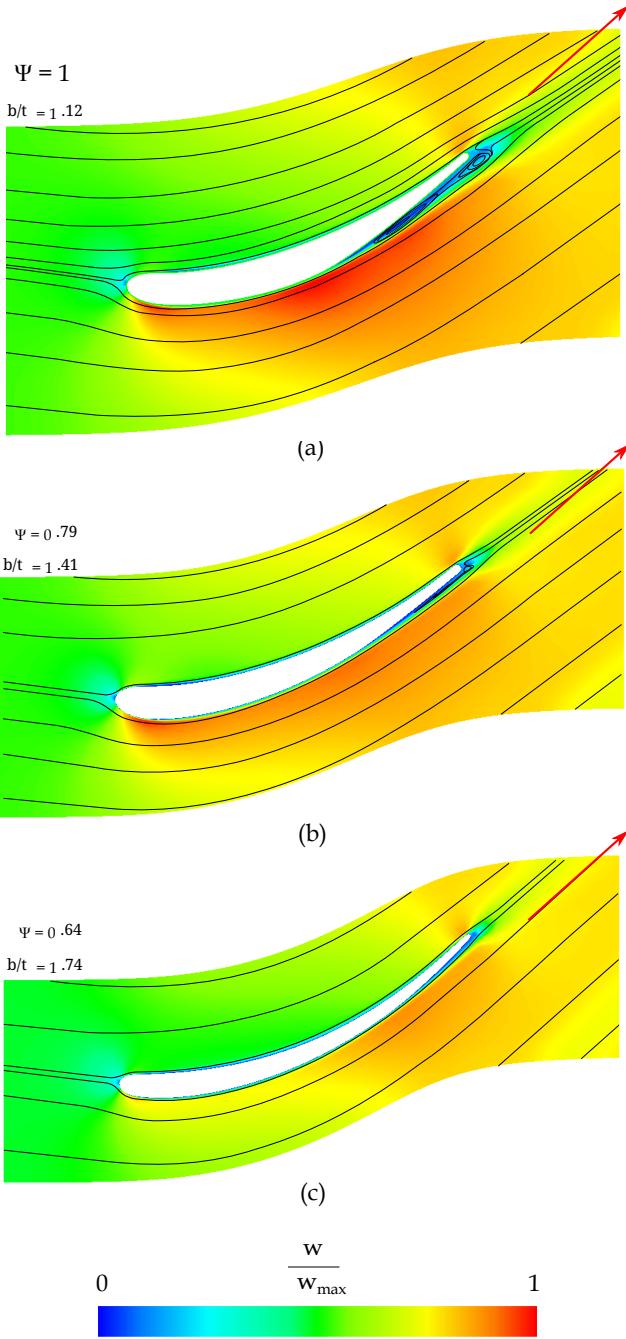
word gekozen. De drukwaarden zijn gemiddeld op basis van massa. Naast de parameters van de bladrij is het aantal bladen z_B gevarieerd voor een constant geselecteerde axiale bladkoorde b . Volgens Eqn. (8) kan een optimale axiale koord tot stapverhouding worden verkregen door het aantal bladen te veranderen. 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 T 18.1, waarbij werd aangenomen dat er een stationaire, samendrukbare stroom is met een relatieve inlaat Mach-getal van $M_{in} = 0.42$, 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- ω 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.

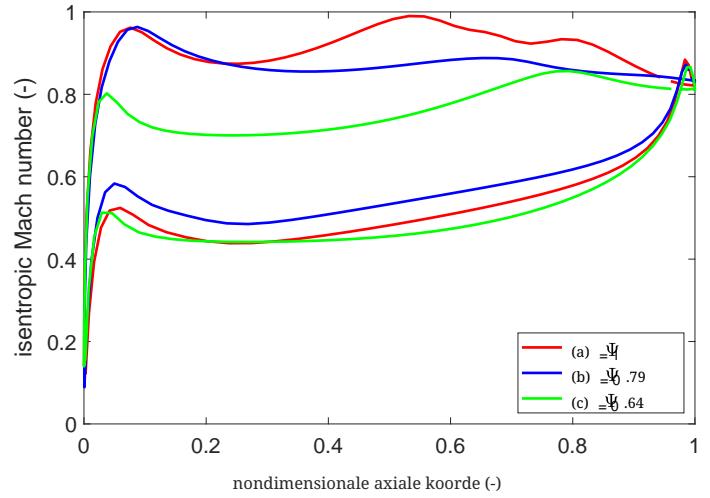
Resultaten

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-

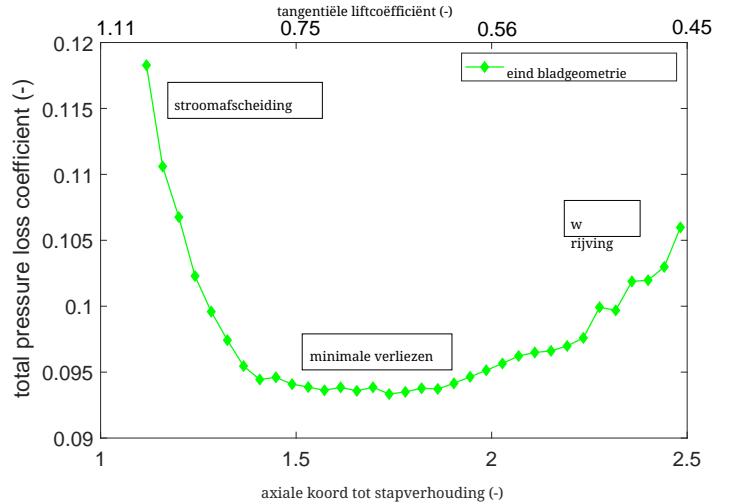


Figuur 12. STROOMLIJN-SNELHEIDS PLOT

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^* 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 vloeinder 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

verdeling als gevolg van versnelling, gevolgd door stroomafscheiding door vertraging. De verbeterde bladrij (b) toont een relatieve 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 t_0 . 5 is en de bladegeometrie 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 converteerbaar asvermogen worden verkregen. Verder werd een thermodynamisch cyclemodel ontwikkeld, rekening houdend met de effecten door de kleine afmetingen. Aangezien informatie over bestaande motoren meestal zeldzaam is, werd een herberekening van de gassgenerator 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 kan worden verkregen met een werkcoëfficiënt van 1.1 en een gemiddelde diameter van 100 m, 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 kan 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 bladegeometrie. 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 T2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Een Onderzoek naar Prestatiemodellering van een Kleine Gasturbine Motor*. Luchtvvoertuigen 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 T2010-22837 .
- [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 T2006-90161 .
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., en Tan, C. S.,

2004. *Aerothermodynamica van Micro-Turbomachines*. ASME Paper GT 2004-53877.
- [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- Mededelingen.
- [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.