

# Return of the SPIRIT

Ontwikkeling van een windturbine voor een nieuwe generatie tegenwind voertuig

Cleanmobility

Stef van der Meer



# Return of the SPIRIT

Ontwikkeling van een windturbine voor een  
nieuwe generatie tegenwind voertuig

Door

Stef van der Meer

ter verkrijging van de graad van Bachelor of Science  
aan de Faculteit techniek van de hogeschool van Amsterdam,  
verdedigd op 29-06-2023

Studentnummer: 500826539  
Project looptijd: Maart 2023 – Juli, 2023  
Afstudeercommisie: G. De Jonge, Opdrachtgever  
D. Meijers Faculteit docent  
M. Broomhead Examinator



Hogeschool van Amsterdam

---

*Do not go gentle into that good night,  
Old age should burn and rave at close of day;  
Rage, rage against the dying of the light.*

*Though wise men at their end know dark is right,  
Because their words had forked no lightning they  
Do not go gentle into that good night.*

*Good men, the last wave by, crying how bright  
Their frail deeds might have danced in a green bay,  
Rage, rage against the dying of the light.*

*Wild men who caught and sang the sun in flight,  
And learn, too late, they grieved it on its way,  
Do not go gentle into that good night.*

*Grave men, near death, who see with blinding sight  
Blind eyes could blaze like meteors and be gay,  
Rage, rage against the dying of the light.*

*And you, my father, there on the sad height,  
Curse, bless, me now with your fierce tears, I pray.  
Do not go gentle into that good night.  
Rage, rage against the dying of the light.*

*Dylan Thomas*

# Voorwoord

In de laatste jaren is bewustheid voor de consequenties van klimaatverandering toegenomen. Dit resulteert in een steeds groter wordende vraag naar oplossingen op het gebied van duurzame energie. De interesse voor dit vakgebied onder studenten is hierin meegegroeid, dit heeft geresulteerd in verschillende duurzaamheidsprojecten. Een van de projecten is het Cleanmobility project van de hogeschool van Amsterdam, hier wordt elk jaar door een groep studenten gewerkt aan de ontwikkeling van energieuinige voertuigen.

Mijn Cleanmobility avontuur is in het tweede studiejaar begonnen met de ontwikkeling van een nieuwe zonneboot. En nu twee jaar later ben ik betrokken bij het ontwikkelen van de nieuwe tegenwind auto.

Voor de ontwikkeling van de tegenwind auto ben ik verantwoordelijk geweest voor het ontwikkelen van nieuwe rotorbladen. Vanuit een 4e jaars innovatielab project heb ik van september 2022 tot februari 2023 onderzoek gedaan naar het optimaliseren van blad geometrie. Dit heeft geresulteerd in een ontwerp methode en een ontwerp, het uitwerken tot een product lag voor dit project echter buiten scope.

In de aanloop naar de afstudeerperiode heb ik onderzoek gedaan naar mogelijke afstudeerprojecten, in dezelfde periode was ik bezig met de afronding van het innovatielab project. Het verder uitwerken van de rotorbladen leek hier een goede optie, het vinden van een passende opdrachtgever bleek een probleem. Uiteindelijk heb ik de opdracht uit kunnen voeren in opdracht van de Hogeschool van Amsterdam met dank aan Gijs de Jonge. Het ontwerprapport dat op de volgenden pagina's beschreven is omvat de ontwikkeling van de genoemde rotorbladen.

Ik wil van de mogelijkheid gebruik maken om een aantal betrokkenen te bedanken voor hun inzet. Graag bedank ik: Gijs de Jonge voor de mogelijkheid in opdracht van de hogeschool te werken, Wilbert te Velde voor de inhoudelijke begeleiding en Nick Ootes voor de tijd en inzet bij de realisatie van het project.

Naast de genoemde personen wil ik dankbaarheid uitspreken naar de overige betrokkenen:

- Daria Meijers
- Jan-Willem Meijer
- Mac Gaunaa
- Frits van Dorst
- Sam Zwaan
- Arie de Vreugd
- Laurens van Mulukom
- Jan-Derk Bakker

*Stef van der Meer  
Amsterdam, Juni 2023*

# Samenvatting

Dit ontwerprapport is opgesteld aan de hand van een opdracht in uitvoering van Cleanmobility. Voor dit project is tijdens het schooljaar van 2022-2023 gewerkt aan het ontwikkelen van een nieuwe generatie tegenwind voertuig (vanaf nu afgekort als TwA). De TwA neemt elk jaar deel aan het wereldkampioenschap in Den Helder, de huidige auto is momenteel wereldkampioen. Met het nieuwe voertuig zou het wereldkampioenschap op naam van de hogeschool kunnen blijven. De TwA wordt zoals de naam impliceert aangedreven door tegenwind. Om de windenergie om te zetten in aandrijvende energie, wordt gebruik gemaakt van een windturbine. Tijdens een innovatielab project in de periode september 2022 tot februari 2023 is gewerkt aan een optimalisatiemethode voor de rotor van de turbine. Dit project heeft geresulteerd in een ontwerp. In de periode van februari tot juni 2023 is gewerkt aan het uitwerken en realiseren van het ontwerp.

In de Analysefase is aanvullend onderzoek gedaan naar verschillende onderdelen van het ontwerp. De turbine van de TwA maakt gebruik van een diffuser, dit heeft effect op de karakteristieken van de aanstromende wind. Om de invloed van de diffuser te onderzoeken zijn de luchtstromen gesimuleerd. Over de invloed van de diffuser op de rotor is kennis vergaard bij Mac Gaunaa (DTU) en Frits van Dorst (Siemens Gamesa). Om te zorgen dat het product niet bezwijkt, is onderzoek gedaan naar de belasting op het systeem. De turbinebladen worden gemonteerd op bestaande of reeds ontworpen onderdelen. Onderzocht is welke beperkingen dit oplevert tijdens het ontwerpen van de turbine. Alle eisen en wensen met betrekking tot het product zijn verwerkt in het pakket van eisen en wensen.

In de ontwerpfase is gewerkt aan het uitwerken van een ontwerp voor het blad en de bladbevestiging. Tijdens het ontwerpen van de bladbevestiging is een viertal concepten uitgewerkt, het meest geschikte concept is uitgewerkt tot ontwerp. De realisatie van het ontwerp is echter gelimiteerd door productietijd. Voor de validatie is hierom gewerkt aan een "tijdelijke" bladbevestiging, dit ontwerp kon in huis binnen de geplande tijd geproduceerd worden. De productie van de uiteindelijke bladbevestiging is uitbesteed. Tijdens het ontwerpen van de bladbevestiging is gezocht naar een balans tussen toelaatbare belasting en gewicht. De mechanische eigenschappen van de bladbevestiging zijn gevalideerd door simulatie. Aanvullend is het ontwerp van het blad uitgewerkt, hier is gebruik gemaakt van het eerder verkregen ontwerp.

Het ontwerp is uitgewerkt tot product. De bevestiging van het blad wordt ook wel de bladvoet genoemd. De bladvoet is uiteindelijk uit vliegtuig-aluminium geproduceerd. Om de vorm van het blad te maken is een set composiet mallen ontworpen, de mallen zijn geproduceerd met behulp van MDF pluggen. Voor de productie van de bladen is gebruik gemaakt van koolstof. De koolstofvezel matten zijn geïmpregneerd met epoxy en vacuüm getrokken in de mallen. Het blad is opgebouwd uit de koolstof schaaldelen met een kern van epoxy schuim. Om de bladvoet aan het blad te bevestigen is een aantal koolstofvezels door de bladvoet tot de tip van het blad geregend. Alle onderdelen zijn uiteindelijk met behulp van epoxy lijm met elkaar verbonden.

De structurele eigenschappen van het product zijn gevalideerd met behulp van een fysieke test. Tijdens de test zijn verschillende bladen onderworpen aan vooraf vastgestelde belastingen, geen van de geteste bladen is bezweken. Uiteindelijk is de belasting opgevoerd tot "bezwijken" dit bleek een uitdaging. De aerodynamische eigenschappen zijn gevalideerd met behulp van Q-blade simulatie. In de simulatie zijn de verschillende eerdere TwA bladen vergeleken met het nieuwe ontwerp. Het nieuwe ontwerp bleek op het ontwerppunt 120% efficiënter dan eerdere ontwerpen.

# Nomenclatuur

## Afkortingen

Afkorting	Definitie
BEM	Blade Element Momentum
HAWT	Horizontal Axis Windturbine
VAWT	Vertical Axis Wind Turbine
HvA	Hogeschool van Amsterdam
TwA	Tegenwind Auto
CFD	Computational Fluid Dynamics
VF	Veiligheidsfactor
EEM	Eindige Elementen Methode

## Symbolen

Symbolen	Definities	Waarde	Eenheid
$A$	Oppervlak van het rotorvlak		[ $m^2$ ]
$a$	Axiale inductie factor		[ $-/-$ ]
$a'$	Tangentiële inductie factor		[ $-/-$ ]
$B$	Aantal bladen		[ $-/-$ ]
$c$	Cord lengte		[ $m$ ]
$c_{opt}$	Optimalisatie coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_{Ploc}$	Lokaal vermogenscoëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_{Tloc}$	Lokaal thrustcoëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_D$	Drag coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_L$	Lift coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_M$	Koppel coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_n$	Normaal coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_P$	Vermogens coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_T$	Thrust coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$c_t$	Tangentieel coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$D$	Opgewekte drag		[ $N$ ]
$K_D$	Viscositeitsweerstand verlies coëfficiënt		[ $-/-$ ]
$L$	Opgewekte lift		[ $N$ ]
$N$	Element nummer		[ $-/-$ ]
$P$	Opgewekt turbine vermogen		[ $J$ ]
$Q$	Opgewekt turbine koppel		[ $Nm$ ]
$r$	Element radius		[ $m$ ]
$R$	Rotor radius		[ $m$ ]
$Re$	Reynoldswaarde		[ $-/-$ ]
$rpm$	rotaties per minuut	0.105	[ $rads^{-1}$ ]
$T$	Opgewekte turbine thrust		[ $J$ ]
$v_\infty$	Verveld windsnelheid		[ $ms^{-1}$ ]
$v_G$	Generatieve windsnelheid $v_\infty + v_p$		[ $ms^{-1}$ ]
$v_p$	Voortstuwende snelheid voertuigsnelheid		[ $ms^{-1}$ ]
$U_\infty$	Axiale verveld wind		[ $ms^{-1}$ ]

Symbolen	Definities	Waarde	Eenheid
			[ ]
$\alpha$	Hoek van aanval		[ deg ]
$\eta$	Efficiëntie		[ -/- ]
$\rho$	Dichtheid medium	1.25	[ kgm <sup>-3</sup> ]
$\lambda$	Snellopendheid		[ -/- ]
$\nu$	kinematische viscositeit lucht	1.50E-05	[ m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\omega$	Element snelheid		[ rads <sup>-1</sup> ]
$\Omega$	Rotor snelheid		[ rads <sup>-1</sup> ]
$\phi$	Schijnbare windhoek		[ deg ]
$\sigma_R$	Rotor soliditeit		[ -/- ]
$\theta_P$	Blade pitch hoek		[ deg ]
$\theta_T$	Element draaiingshoek		[ deg ]

# Inhoudsopgave

<b>Voorwoord</b>	<b>ii</b>
<b>Samenvatting</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenclatuur</b>	<b>iv</b>
<b>1 Introductie</b>	<b>1</b>
1.1 Context . . . . .	1
1.2 Aanleiding . . . . .	1
1.2.1 Doelstelling . . . . .	2
1.3 Onderzoeksvragen . . . . .	3
<b>2 Analyse</b>	<b>4</b>
2.1 De diffuser . . . . .	4
2.2 Belastingen . . . . .	6
2.3 Ontwerplimieten . . . . .	7
2.4 Onderzoek naar blad bevestiging . . . . .	8
2.5 Pakket van eisen . . . . .	9
2.5.1 Selectiecriteria . . . . .	10
<b>3 Ontwerp</b>	<b>11</b>
3.1 Bevestiging . . . . .	11
3.1.1 Conceptfase . . . . .	11
3.1.2 Conceptselectie . . . . .	16
3.2 Bladvoet . . . . .	17
3.2.1 Dimensionering . . . . .	17
3.2.2 Detaillering . . . . .	18
3.3 Blad . . . . .	20
3.3.1 Uitvoering . . . . .	22
<b>4 Validatie</b>	<b>25</b>
4.1 Structurele validatie . . . . .	25
4.2 Aerodynamische validatie . . . . .	27
<b>5 Afsluiting</b>	<b>29</b>
5.1 Conclusie . . . . .	29
5.2 Aanbevelingen . . . . .	30
<b>Referenties</b>	<b>31</b>
<b>A BEM basis</b>	<b>33</b>
A.1 1D momentum rotor theorie . . . . .	33
A.1.1 Rotor aerodynamica . . . . .	35
A.2 BEM . . . . .	36
A.2.1 Standaard methode . . . . .	36
A.3 Momentum theorie . . . . .	40
A.3.1 Aanvulling . . . . .	42
A.4 Optimalisatie . . . . .	44
A.4.1 Bestaande oplossingen . . . . .	44
A.4.2 Stoefoeblade . . . . .	45
A.4.3 Ontwerp parameters . . . . .	47
A.4.4 Verliezen . . . . .	49
A.5 Zog verlies en Prandtl tip correctie . . . . .	51

<b>B Vleugelprofiel selectie</b>	<b>54</b>
<b>C Ontwerp</b>	<b>63</b>
C.1 Voorbereidingen . . . . .	63
C.2 Resultaat . . . . .	65
C.3 Validatie . . . . .	67
<b>D Diffuser onderzoek</b>	<b>69</b>
D.0.1 Theoretisch model . . . . .	69
D.0.2 De basis van een DAWT . . . . .	72
D.0.3 Zelf-inductie van het "diffuser systeem" . . . . .	76
D.0.4 Geïnduceerde stromen door werveling cilinder op de rotor . . . . .	77
D.0.5 Geïnduceerde stromen door werveling cilinder op "turbine systeem" . . . . .	77
D.1 Praktische toepassing . . . . .	79
<b>E Belastingen</b>	<b>81</b>
E.1 Maximale belasting . . . . .	82
E.1.1 Normaal en tangentieel belasting . . . . .	82
E.1.2 Aerodynamisch koppel . . . . .	83
E.1.3 Centrifugaal belasting . . . . .	84
E.1.4 Belasting door remmen . . . . .	85
E.2 "Realistisch" belasting geval . . . . .	86
E.3 Onderzoek naar vervorming onder belasting . . . . .	87
<b>F Materialen en productie</b>	<b>89</b>
F.1 Materialen . . . . .	89
F.2 Productiemethoden . . . . .	92
F.2.1 Composieten . . . . .	95
F.2.2 Specifieke productiemethoden . . . . .	96
F.3 Constructie . . . . .	98
<b>G Onderbouwing weegfactoren</b>	<b>101</b>
<b>H Onderbouwing bladvoet-concept beoordeling</b>	<b>103</b>
<b>I Productie prototype</b>	<b>107</b>
I.1 Productieplan . . . . .	107
I.2 Productie . . . . .	110
<b>J Q-blade simulatie van onbekende geometrie</b>	<b>127</b>
<b>K Structurele validatie prototype</b>	<b>132</b>
K.1 Testplan . . . . .	132
K.2 Testopstelling . . . . .	133
K.2.1 Ontwerp . . . . .	133
K.2.2 Uitvoering . . . . .	134
<b>L Aerodynamische validatie prototype</b>	<b>139</b>
L.0.1 Testplan . . . . .	139
L.1 Resultaten . . . . .	142
<b>M Herontwerp</b>	<b>149</b>
M.1 Bladvoet . . . . .	149
<b>N Stoefoelblad</b>	<b>152</b>
<b>O Werktekeningen</b>	<b>156</b>
<b>P Reflectie</b>	<b>163</b>
P.1 Leerdoelen . . . . .	163
P.1.1 Focus op eigen werk . . . . .	163
P.1.2 Reflectie . . . . .	163
P.1.3 Professionaliteit . . . . .	164

P.2	Competentie: Realisatie . . . . .	164
P.2.1	Niveau bij aanvang . . . . .	164
P.2.2	Ambitie . . . . .	164
P.2.3	Reflectie . . . . .	164
P.3	Reflectie . . . . .	165
P.4	Conclusie . . . . .	166

# 1

## Introductie

*De introductie beschrijft de aanleiding voor het uitvoeren van de opdracht. Daarnaast wordt een doelstelling van het te ontwikkelen product gegeven, hieruit volgt de op te lossen opdracht. Om de opdracht gestructureerd uit te kunnen voeren is een aantal onderzoeks vragen opgesteld*

### 1.1. Context

Gedurende de laatste jaren is meer belang ontstaan voor duurzame energie, de rede hiervoor is de wens klimaatverandering te remmen. Binnen de EU is afgesproken voor 2030 55% minder broeikasgassen uit te stoten, dit staat beschreven in de klimaatdoelen [36]. De magnitude van de uitdaging wordt versterkt door de toenemende vraag naar energie. De totale energiebehoefte van Europa zoals vermeld door Eurostat was in 2020  $1,03 \cdot 10^{13}$  kWh/jaar [16]. Uit onderzoek van de Europese unie blijkt dat slechts 38% [19] van de gevraagde energie hernieuwbaar opgewekt wordt. In 2020 was 36% [18] van de totale hernieuwbaar opgewekte energie afkomstig uit windenergie, dit aandeel vormt met energie uit waterkracht ruimt 2/3 van de totale hoeveelheid hernieuwbare energie. Uit de gegeven cijfers wordt duidelijk dat windenergie een aanzienlijk aandeel heeft in het behalen van de klimaatdoelen, de ontwikkeling van efficiëntere windturbines is essentieel voor het behalen van de klimaatdoelen.

### 1.2. Aanleiding

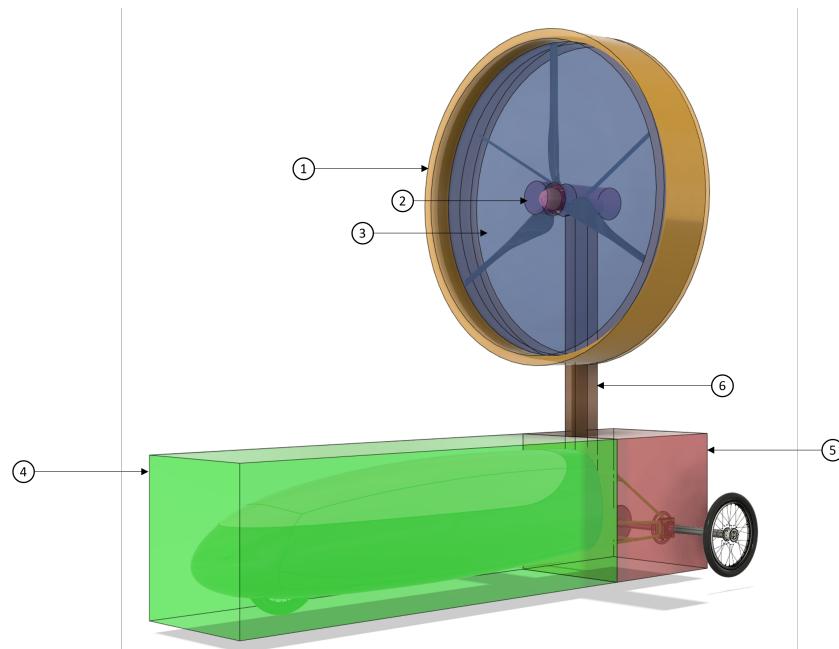
Voor de Aeolus race in Den Helder wordt door een team studenten elk jaar gewerkt aan het ontwikkelen van een tegenwind auto, een voertuig dat wordt aangedreven door tegenwind. Het doel tijdens de race is het behalen van de hoogst mogelijke efficiëntie, de efficiëntie wordt bepaald door de verhouding tussen de windsnelheid en de voertuigsnelheid. De huidige auto is in de laatste jaren minder competitief geworden, de competitie behaalt door ontwikkeling een efficiëntie van 110%, waar de HvA niet hoger komt dan 50%. Voor de race van 2023 wordt door een team gewerkt aan een geheel nieuwe auto. De wens is dat de nieuwe auto een competitieve efficiëntie kan halen. Om dit te behalen worden alle subsystemen opnieuw overwogen, inclusief de windturbine.

Tijdens de eerste helft van het vierde studiejaar is onderzoek gedaan naar de theorie achter optimale windturbines. Voor het optimaliseren van statische windturbines zijn verschillende bestaande oplossingen beschikbaar. De turbine voor de tegenwind auto is echter niet statisch, de turbine beweegt mee met het voertuig en is daarom dynamisch. Voor het optimaliseren van een dynamische turbine zijn helaas geen bestaande oplossingen, hierom is gewerkt aan een eigen oplossing.

Uiteindelijk moet gekomen worden tot een product, waarvan alle mechanische en aerodynamische eigenschappen gevalideerd moeten worden aan de hand van een prototype of simulatie. Met de nieuwe turbine en auto hoopt de HvA een efficiëntie van 100% te halen.

In figuur 1.1 is het voertuig weergegeven, hier zijn een aantal van de verschillenden subonderdelen verduidelijkt in kleur:

1. Diffuser
2. Pitch mechanisme (naaf)
3. Rotor
4. Romp
5. Subframe/transmissie/aandrijving
6. Mast



**Figuur 1.1:** Voertuig samenstelling

Uit de eerder beschreven aanleiding en doelstelling is de volgende opdracht geformuleerd:  
Produceer een set geoptimaliseerde turbinebladen voor de TWA waarvan de mechanische en aerodynamische eigenschappen gevalideerd zijn.

In het eerder onderzoek is gekeken naar de theorie achter een optimale dynamische turbine. Voor het begin van de uitvoering is aanvullend onderzoek gedaan. Onderzocht is welke invloed de reeds ontworpen diffuser heeft op de rotor. Daarnaast is gekeken gedaan naar fysieke grenzen van het product. Tot slot is onderzoek gedaan naar de verschillende belastingen op het systeem tijdens bedrijf.

Voor het produceren van de turbinebladen is onderzoek gedaan naar productiemethoden en materialen. In het innovatielab project is een bladontwerp opgeleverd, de bevestiging aan de rotornaafl is hier echter niet uitgewerkt. Onderzocht is hoe de bevestiging geïntegreerd kan worden in het ontwerp. Voor de bladbevestiging is gekozen voor een balans tussen sterkte, stijfheid en aerodynamisch verlies.

Ter validatie is onderzoek gedaan naar de eigenschappen van het ontwerp. In dit onderzoek zijn de aerodynamische eigenschappen onderzocht met behulp van een simulatie. De structurele eigenschappen zijn onderzocht door een fysiek prototype te testen.

### 1.2.1. Doelstelling

Het doel van dit project is: het opleveren van een set rotorbladen binnen de gestelde 20 weken waarmee deelgenomen kan worden aan het wereldkampioenschap. Zowel de mechanische als aerodynamische eigenschappen moeten gevalideerd worden.

## 1.3. Onderzoeks vragen

In de periode van februari tot en met juni 2023 zal gewerkt worden aan het uitwerken van het turbine probleem. Om de opdracht uit te kunnen voeren is een aantal onderzoeks vragen opgesteld.

### Hoofdvraag

"Hoe kan vanuit het eerder uitgevoerde onderzoek tot een product gekomen worden waarbij de aerodynamische en structurele aspecten optimaal zijn?"

### Deelvragen

#### 1. Aan welke belastingen wordt de rotor onderworpen tijdens gebruik?

Tijdens gebruik zullen verschillende belastingen optreden in de turbine. Om mogelijke productiemethoden en materialen te selecteren is kennis van de belastingen op het blad noodzakelijk.

#### 2. Hoe kan het blad aan de rotornaf bevestigd worden?

Om het blad aan de rotornaf te bevestigen wordt gebruik gemaakt van een rotorvoet. Onderzocht moet worden hoe het blad op de voet gemonteerd kan worden, een balans moet gevonden worden tussen structurele en aerodynamische eigenschappen.

#### 3. Hoe kan het ontwerp gerealiseerd worden ?

Om te zorgen dat het product overeen komt met het ontwerp moeten mogelijke productiemethoden onderzocht worden. Om te zorgen dat het product niet bezwijkt onder belasting en tegelijkertijd zo licht mogelijk is moet onderzoek gedaan worden naar materialen.

#### 4. Hoe kunnen de verschillende eigenschappen van het ontwerp gevalideerd worden?

Uiteindelijk moet het ontwerp gevalideerd worden, hier wordt gekeken of het product voldoet aan de gestelde eisen. Onderzocht moet worden hoe de structurele en aerodynamische eigenschappen van het ontwerp gevalideerd kunnen worden.

#### 5. Wat is het effect van de diffuser op het ontwerp van de rotor?

In de eerder beschreven optimalisatiemethode is de invloed van de diffuser weggelaten. Onderzocht moet worden hoeveel impact het ontwerp van de diffuser heeft op het rotor ontwerp.

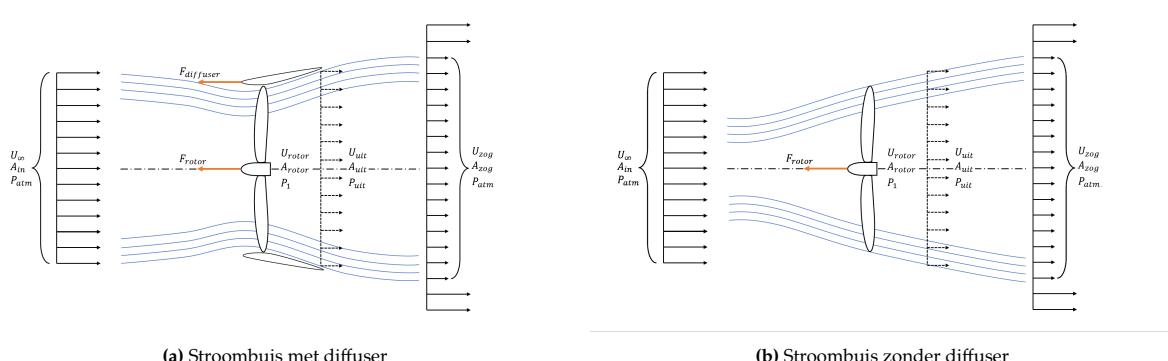
# 2

## Analyse

Tijdens de analysefase zijn verschillende randvoorwaarden van het ontwerp onderzocht. Aanvullend is onderzoek gedaan naar de bevestiging van het blad aan de drager. De verkregen randvoorwaarden en wensen zijn tot slot verwerkt in een PvE (pakket van eisen) en een MCA (Multi Criterium Analyse)

### 2.1. De diffuser

Het vermogen dat door een windturbine opgewekt wordt kan met verschillende methodes verhoogd worden, zoals beschreven door [33]. Een turbine waarbij de wind wordt veranderd of "geaugmenteerd" wordt in literatuur ook een DAWT (Diffuser Augmented Wind Turbine) genoemd. Een conclusie van [33] was dat: "een oplossing waarbij gebruik gemaakt wordt van een diffuser meer voordelen bracht dan andere methodes". De diffuser verhoogt de massastroom door de turbine, dit verhoogt het maximaal haalbare vermogen van de turbine. De stoom door een turbine kan vereenvoudigd worden met een stroombuis. In figuur 2.1 is het verschil in luchtstroming tussen een HAWT en een DAWT weergegeven.



Figuur 2.1: Stroombuizen

De hoofdreden voor het gebruik van een diffuser voor de TwA is echter gerelateerd aan het wedstrijd reglement . Hierin is beschreven dat de turbine om veiligheidsreden voorzien moet zijn van een veiligheidsring. De diffuser wordt gebruikt als veiligheidsring. Het reglement stelt hier de volgende eisen:

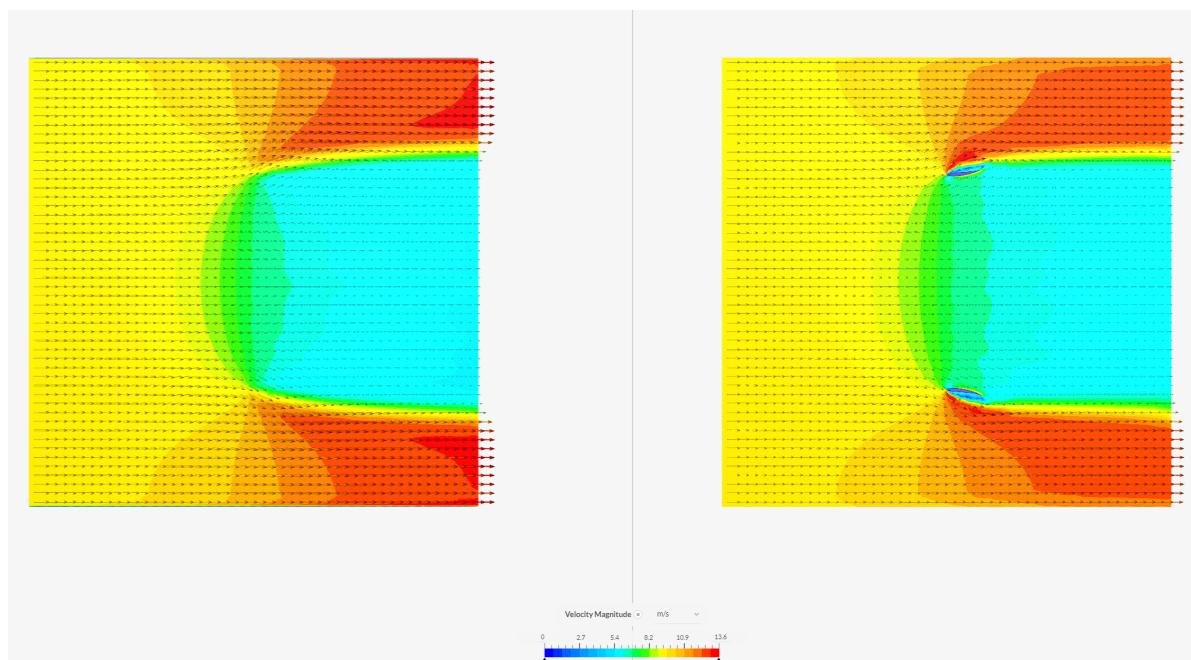
"6.5 The rotor (blades) must be contained inside a cage or net, made of steel wire of minimum 1 mm thickness or a material which can withstand 600N tension. The cage or net must not rotate. See inspection procedure 9.6"[44]

Voor het optimaliseren van een DAWT wordt gekeken naar de turbine en de diffuser als "geheel". In bijlage 2.1 is onderzoek gedaan naar een methode waarbij een DAWT gemodelleerd en geoptimaliseerd kan worden. De gevonden methode is echter niet toepasbaar bevonden. Om de beschreven modelleermethode toe te kunnen passen moet eigen software worden ontwikkeld, hier is binnen de planning van dit project geen tijd voor.

Om zonder de theoretische methode de invloed van de diffuser te bepalen is gebruik gemaakt van een CFD (Computational Fluid Dynamics) simulatie. De turbine is hiervoor gesimuleerd in Simscale [1]. Voor de simulatie is de rotor van de turbine vervangen voor een actuator-schijf, dit wordt gebruikt om een rotor te vereenvoudigen tot een permeabel membraan. De werking van een actuator-schijf wordt verder toegelicht in bijlage A. In figuur 2.2 zijn de uitkomsten van de simulaties weergegeven.

De specificaties van de diffuser zijn als volgt:

- Koordenlengte ( $c$ ) = 300 [mm]
- Hoek van aanval (AOA) = 10 [deg]
- $D_{max}$  (maximale diameter) = 2000 [mm]
- Profiel = Eppler 66(6)



**Figuur 2.2:** CFD-resultaten

Om een vergelijking te kunnen maken is gekeken naar het verschil in gemiddelde stroomsnelheid. De aanstroom-snelheid  $U_\infty$  van de lucht bedraagt 8 [m/s], dit is de gemiddelde windsnelheid in Den Helder zoals beschreven in bijlage A. In figuur 2.2 is de turbine zonder diffuser (links) vergeleken met een turbine met diffuser (rechts). Duidelijk wordt dat de stroomsnelheid in de turbine met diffuser hoger is. Aanvullend kan gesteld worden dat de windsnelheid over het gehele rotorvlak constanter is. De gemiddelde stroomsnelheid in de turbine zonder diffuser bedraagt 5.9 [m/s]. De gemiddelde stroomsnelheid van de turbine met diffuser bedraagt 7.1 [m/s]. Geconcludeerd kan worden dat de toevoeging van de diffuser de doorstroomsnelheid met 120% verhoogd, hierdoor kan meer wind om worden gezet in energie. De specificaties van de simulatie zijn weergegeven in bijlage 2.1.

## 2.2. Belastingen

Wanneer de turbine in werking is wordt het systeem blootgesteld aan verschillende belastingen. Bij het dimensioneren is kennis van de grootte en richting van de belastingen nodig, hiervoor is onderzoek uitgevoerd. De belastingen op het systeem zijn afhankelijk van de windsnelheid. Het wedstrijdreglement stelt de volgende eis over de te gebruiken windsnelheid.

"6.14 Minimum design wind speed: 18 m/sec (12 m/sec + 50% gusts, your car must be designed for at least 18 m/sec wind. Keep in mind that the inflow velocity will be higher if you drive in that wind")[44].

Aan de hand van de beschikbare gegevens is een "realistisch" belastinggeval gespecificeerd. Hier is uitgegaan van de volgende aannames:

- Voor de bladmassa is gekeken naar de competitie. (bladmassa Chinook = 525 [g] [41]) voor de veiligheid is 600 [g] aangenomen.
- Uitgegaan wordt dat  $U_{free} = 15[m/s]$ . Uitgaand van gelijke voertuigsnelheid en een diffuser-augmentatie van 1,2. Voor het realistische belasting-geval wordt uitgegaan van  $U_{gen} = 36[m/s]$ .
- Voor het remmen is zoals het reglement vereist  $6,3[m/s^2]$  gebruikt (radiale deceleratie=300[rad/s<sup>2</sup>])
- Het massamiddelpunt van het blad ligt op 315[mm] vanaf de bladvoet.
- Het reglement stelt dat het maximaal toelaatbare toerental 1200 [rpm] is.

De overige specificaties van het belastingen onderzoek is weergegeven in bijlage E.

De belastingen op de rotorbladen kunnen opgedeeld worden in twee hoofdgroepen: bladbelasting en elementbelasting. Zoals de namen impliceerden zijn de bladbelastingen gerelateerd aan de belastingen die het gehele blad uitoefent op de rest van het systeem, de element belastingen beschrijft de interne belastingen in het blad bekijken vanuit een dwarsdoorsnede van het blad. De benamingen van de verschillende belastingen zijn gerelateerd aan de assenstelsels zoals weergegeven in figuur 2.3.



Figuur 2.3: Assenstelsels[21]

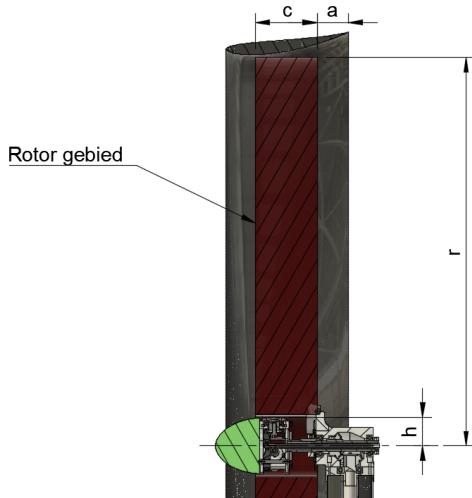
Met de gestelde aannames zijn tijdens bedrijf onderstaande belastingen van toepassing op de rotor.

- $M_{XB} < 1[Nm]$  geïnduceerd door tangentiële belasting (nominale belasting)
- $M_{XB} \approx 51[Nm]$  geïnduceerd door belasting bij remmen
- $M_{YB} \approx 11.5[Nm]$  geïnduceerd door normaalbelasting (nominale belasting)
- $M_{ZS} \approx -16.2[Nm]$  geïnduceerd door aerodynamisch moment (tijdens maximale belasting)
- $F_{ZS} \approx 2950[N]$  geïnduceerd door centrifugaalkracht (tijdens maximale belasting)

De berekeningen waarmee de gestelde belastingen zijn bepaald worden toegelicht in bijlage E.

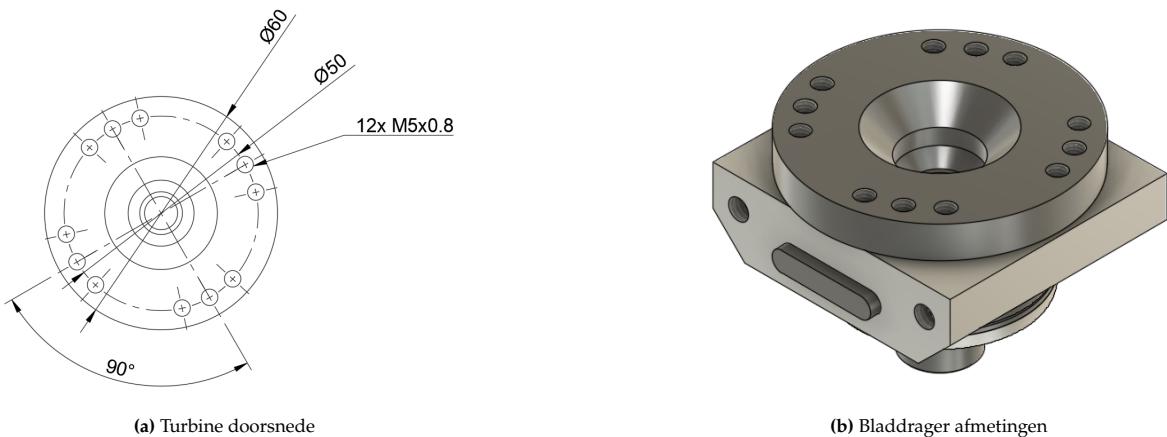
## 2.3. Ontwerplimieten

Voor het ontwerp van de rotor is vooraf een "rotorgebied" gedefinieerd, dit gebied is de omgeving waarin de rotor draait. De rotor dient niet buiten dit gebied te bewegen. In figuur 2.4 is een dwarsdoorsnede weergegeven hoe dit rotorgebied binnen te turbine geplaatst is.



Figuur 2.4: Turbine doorsnede

Voor de dikte van het rotorgebied  $c$  is een maximale coordenlengte gesteld van 150 [mm], zodat de bladen niet interfereren in de bevestiging van de diffuser. Het rotorgebied bevindt zich 75 [mm] vanaf de achterzijde van de diffuser ( $a$ ). Voor het ontwerp van de rotor dient bewaakt te worden dat de bladen onder belasting niet buiten het gestelde gebied komen. De bladen moeten bevestigd kunnen worden op de eerder ontworpen bladdrager weergegeven in figuur 2.5b. De afmetingen van de bladdrager zijn te vinden in figuur 2.5. Het aanpakken van de bladhoek wordt gerealiseerd door de bladdrager te draaien, het maximale bereik is als volgt gegeven:  $-24 < \Theta < 24$  [deg]



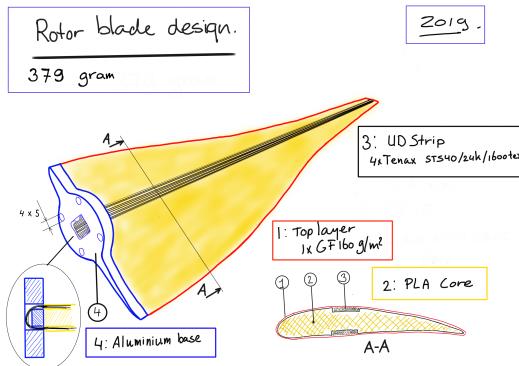
Figuur 2.5: Ontwerp limitaties turbine

De maximale rotor-radius  $r$  wordt gegeven door:  $R(r) = R_{max} - dr_{diffuser} - r_{naaf} - dr_{Tipspeling}$

- $R_{max} = 1[m](D_{max}/2)$  gegeven door de regelgeving [44]
- $r_{naaf}(h) = 75[mm]$  gegeven door het ontwerp van de rotornaaf
- $dr_{diffuser} = 55[mm]$  gegeven door het ontwerp van de diffuser
- $dr_{Tipspeling} = 0.8\%$  van  $R$ ,  $\approx 7.2[mm]$  zoals beschreven door van Bussel [10]

## 2.4. Onderzoek naar blad bevestiging

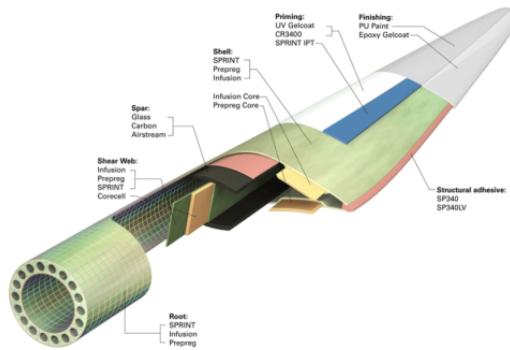
De rotorbladen van de turbine worden bevestigd aan de zogenaamde "naaf", dit is simpel gezegd het rotatiemiddelpunt van de rotor. De naaf zorgt voor de omzetting van lift naar rotatie, aanvullend wordt de hoek van aanval van de bladen via de naaf geregeld. Het blad wordt bevestigd op de eerder beschreven bladdrager. Om een beeld te krijgen van mogelijke bevestiging mogelijkheden is onderzoek gedaan naar bestaande oplossingen, hier is gekeken naar de bevestiging van eerdere TwA turbinebladen en de bevestiging van commerciële windturbinebladen.



Figuur 2.6: Bevestiging huidige TwA bladen

In figuur 2.6 is een schematische weergave te zien van de huidige blad bevestiging. De huidige bladen worden bevestigd door middel van een aluminium plaat, de plaat wordt met lijm en koolstof stroken aan het blad bevestigd. Over de beschreven bevestigingsmethode zijn eerder door de organisatie zorgen uitgesproken, gesteld werd dat de bevestiging onder belasting zou bezwijken. Door de afwezigheid van bewijsmateriaal om het tegendeel te bewijzen werd door de blad bevestiging het maximum toerental begrenst tot 800 [rpm].

Onderzocht is welke methodes gebruikt worden voor het bevestigen van bladen bij commerciële turbines. In figuur 2.7 is de constructie van een commerciële turbine weergegeven.



Figuur 2.7: Bevestiging blad commerciële turbine

Opgemerkt kan worden dat de oplossing voor het bevestigen van commerciële turbines afwijkt van de oplossing zoals gebruikt bij de TwA. Bij de eerdere TwA bladen wordt gebruik gemaakt van een haakse verbinding, hierdoor heeft het gehele blad het gewenste profiel. Door de optimale vorm van tip tot bladvoet wordt door het gehele blad lift gecreëerd. Opvallend is dat dit bij het commerciële blad niet het geval is, hier is aan de onderzijde van het blad een overgang te zien naar een cilindrische vorm. Door de sub-optimale vorm wordt door de onderzijde van het blad een minimale hoeveelheid lift gecreëerd.

Door de relatief lage schijnbare windsnelheid en kleinere arm heeft de bodem van het blad een laag rendement. Hierom is het voor commerciële turbines rendabel om de bladbevestiging te realiseren zoals beschreven. Door de bredere uitloop aan de onderzijde van het blad kan de belasting beter worden verdeeld, de verwachting is dat hiermee een sterkere en stijvere verbinding tot stand komt.

## 2.5. Pakket van eisen

Het ontwerp dient aan een aantal eisen te voldoen, in deze paragraaf is onderzoek gedaan naar de te stellen eisen. Om tijdens het ontwerpen aan de eisen te kunnen voldoen wordt een eisen-overzicht opgesteld, dit overzicht wordt het pakket van eisen genoemd (PvE) te zien in Tabel 1. In de eerste kolom van dit overzicht is de eisreferentie te vinden, dit nummer wordt later gebruikt als referentie-nummer. In de tweede kolom wordt vervolgens de eis geformuleerd. Wanneer van toepassing wordt in de derde kolom de relevante eenheid weergegeven. In de vierde kolom wordt beschreven welke partij of bron de eis aangeleverd heeft. In de vijfde kolom wordt vervolgens beschreven op welke datum de eis is geformuleerd. Tot slot wordt in de zesde kolom de methode van verificatie worden weergegeven.

**Tabel 2.1:** Pakket van Eisen (PvE)

Ref.	Eis	Eenheid	Bron	Datum	Verificatie
A	Structureel				
A1	Toelaatbare belasting in $M_{XB} > 51[Nm]$	[Nm]	Bijlage E	24-3-2023	Bijlage 4.1
A2	Toelaatbare belasting in $M_{YB} > 11.5[Nm]$	[Nm]	Bijlage E	24-3-2023	Bijlage 4.1
A3	Toelaatbare belasting in $M_{ZS} > 16.2[Nm]$	[Nm]	Bijlage E	24-3-2023	Bijlage 4.1
A4	Toelaatbare belasting in $F_{ZS} > 2950[N]$	[N]	Bijlage E	24-3-2023	Bijlage 4.1
A5	De toelaatbare belasting op de verbinding tussen de bladvoet en het blad is minimaal $1.25 \cdot F_{ZS}$	[-/-]	Bijlage E	26-3-2023	Bijlage 4.1
B	Geometrie				
B1	Maximale bladlengte = $862.5[mm]$	[mm]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 3.17
B2	Maximale koordenlengte = $150[mm]$	[mm]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 3.17
B3	Dient bevestigd te worden op reeds ontworpen voet	[-/-]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 3.2.1
B4	Onder belasting dient de verlenging < $3[mm]$ te zijn	[mm]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 4.1
B5	Productmassa < $1,5[kg]$	[kg]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 3.3.1
B6	Maximaal pitchbereik $\Theta_p = 48[deg]$	[deg]	Paragraaf 2.3	24-3-2023	Paragraaf 2.3
B7	Tipspeling dient binnen gehele pitchbereik gelijk te blijven	[-/-]	Bijlage E	24-3-2023	Paragraaf 4.1
C	Regelgeving				
C1	Dient ontworpen te worden voor $U_\infty = 18[m/s]$	[m/s]	Regelgeving[44]	24-3-2023	Paragraaf 4.1
C2	Dient ontworpen te worden voor $\omega_{max} = 125[rad/s]$	[rad/s]	Regelgeving[44]	24-03-2023	Paragraaf 4.1
C3	Dient gedimensioneerd te worden voor voertuig vertraging van $6,3[m/s^2]$	[m/s <sup>2</sup> ]	Regelgeving[44]	24-3-2023	Paragraaf 4.1
D	Realisatie				
D1	Treksterkte van materiaal $\sigma > 25[MPa]$	[MPa]	Bijlage F.1	24-3-2023	Bijlage I
D2	Elasticiteitsmodulus van materiaal $E > 11[GPa]$	[GPa]	Bijlage F.1	24-3-2023	Bijlage I
D3	Ontwerp dient geschikt te zijn voor semi massa productie (oplage >5)	[-/-]	Aanname	24-3-2023	Bijlage I
D4	Productietijd per eenheid dient < 16 uur te zijn	[uur]	Planning	24-3-2023	Bijlage I
D5	Maximale massa afwijking per eenheid dient < 10% te zijn	[%]	Aanname	23-3-2023	Paragraaf 3.3.1

### 2.5.1. Selectiecriteria

De eerder gestelde eisen kaderen duidelijk de minimale eigenschappen van het ontwerp, hierin zijn wenselijke eigenschappen echter achterwegen gelaten. De wensen zijn weergegeven in tabel 2.2 . De wensen worden later in het ontwerpproces gebruikt om concepten te beoordelen.

In de eerste kolom van de tabel staat weergegeven aan welke eis uit het PvE het criterium verbonden is. In de tweede kolom is weergegeven welke weegfactor aan het criterium is gegeven, de weegfactor zegt iets over het belang van het te beoordelen aspect. Tot slot wordt in de derde kolom het criterium beschreven. De gegeven weegfactoren hebben een even waarde tussen 2 en 10 (2,4,6,8,10), hier is een criterium met weegfactor 2 het minst kritisch en een criterium met een weegfactor 10 het meest kritisch. De keuze om enkel even getallen te gebruiken is gebaseerd op score verdeling, hierdoor komen de scores van de te beoordelen concepten verder uiteen te liggen en wordt de uitkomst duidelijker. In bijlage G is voor elke weegfactor een onderbouwing gegeven.

**Tabel 2.2:** Selectiecriteria

Eis ref.	Weegfactor	Criterium
A		Structureel
A5(1)	8	De verbinding tussen het blad en de bladvoet dient zo sterk mogelijk te zijn
A5(2)	8	De verbinding tussen het blad en de bladvoet dient zo stijf mogelijk te zijn
B		Geometrie
B1	4	Het is wenselijk dat de tipspeling van het eindproduct zo nauwkeurig mogelijk is
B3	2	Het is wenselijk dat de voet minimale invloed heeft op de aerodynamische eigenschappen van het blad
B4	6	Het ontwerp dient onder maximale belasting zo min mogelijk te vervormen
B5	4	Het is wenselijk dat de massa van het uiteindelijke product zo klein mogelijk is
D		Realisatie
D3	6	Ontwerp dient geoptimaliseerd te worden op productieproces
D5	8	De afwijking van eigenschappen van de geproduceerde bladen onderling dienen zo klein mogelijk te zijn

# 3

## Ontwerp

*Tijdens de Analysefase is onder andere onderzoek gedaan naar de randvoorwaarden aan het uiteindelijke product, met behulp van dit onderzoek is uiteindelijk tot een ontwerp gekomen. In de ontwerpfase is gewerkt aan het ontwerpen van het blad en de bevestiging. Om tot het uiteindelijke ontwerp van de bladvoet te komen is een viertal concepten opgesteld, het meest geschikte concept is uitgewerkt tot ontwerp. Van zowel het blad als de bladvoet zijn de ontwerpoverwegingen beschreven in de detaillering en dimensionering.*

### 3.1. Bevestiging

De functie van de bladvoet is het bieden van bevestigingspunten om het blad te bevestigen aan de naaf. Het is van belang dat de uitlijning tussen het blad en de bladvoet constant is. Afwijking in de uitlijning kan voor onbalans zorgen.

Het ontwerpproces van de bladvoet is opgedeeld in verschillende fases: conceptfase, dimensionering en detaillering.

#### 3.1.1. Conceptfase

Voor de bevestiging van het blad is aan de hand van de gestelde eisen en wensen een viertal concepten uitgewerkt. De concepten zijn gebaseerd op het eerder onderzoek naar verschillende bladbevestiging. Een tweetal concepten is opgesteld met als uitgangspunt: zo min mogelijk aerodynamisch verlies. Voor de overige concepten is aangenomen dat de onderkant van het blad beperkte invloed heeft op de efficiëntie van het blad, zoals beschreven in paragraaf 2.4. Uiteindelijk is met behulp van een keuzematrix het meest geschikte concept gekozen, dit concept is verder uitgewerkt tot eindontwerp.

### Concept 1: Simpel

Dit concept is gebaseerd op de bevestiging van de huidige bladen, hierbij is het blad bevestigd met een vlakke plaat, zoals weergegeven in figuur 3.1 De plaat is aan het blad bevestigd door middel van continue koolstof strengen, de strengen zijn door sleuven in de plaat gelust, zoals te zien in figuur 3.2 De continue vezels zorgen voor een goede trek-verbinding tussen de bladvoot en het blad. De uitgangspunten van dit concept zijn: massa-reductie en productie-optimalisatie. De bladvoot heeft een simpele vlakke vorm waardoor productie eenvoudig is. Aanvullend bestaat de verbinding enkel uit een vlakke plaat, hierdoor is de oplossing licht gewicht.



Figuur 3.1: Concept 1



Figuur 3.2: Bevestiging blad en bladvoot

### Voor- en nadelen

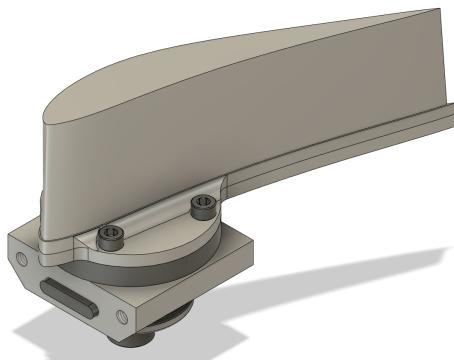
- + Lichtgewicht
- + Eenvoudig en snel te produceren
- + Geen aanpassingen aan blad geometrie nodig
- Minimaal interactie oppervlak tussen blad en voet
- Sterkte en stijfheid geheel afhankelijk van lijm hechting en continue koolstof strengen
- Wordt gebruikt bij de huidige bladen, de organisatie van de race is sceptisch over de oplossing. Hierdoor ligt het maximale toerental voor bladen met soortgelijke bevestiging op 600 [rpm]

**Concept 2: Complex**

Dit concept is een afsplitsing van concept 1. Voor de voet van dit concept wordt echter gebruikt gemaakt van een integraal deel, de zichtbare uitwendige delen lijken identiek zoals weergegeven in figuur 3.3. Voor dit concept is een plug toegevoegd aan de vlakke plaat, de plug wordt in het blad verlijmd. De plug verzorgt meer lijmoppervlak tussen de voet en het blad. Aanvullend voegt de hoogte van de plug stijfheid toe aan de verbinding tussen de onderdelen.



Figuur 3.3: Concept 2



Figuur 3.4: Bevestiging blad en bladvoot

**Voor- en nadelen**

- + Meer lijmoppervlak tussen bladvoot en blad
- + Stijve verbinding
- + Geen aanpassingen aan blad geometrie nodig
- De vorm van de bladvoot maakt de productie complex en tijdsintensief
- Voor de bladvoot is veel materiaal nodig, dit maakt de oplossing zwaar
- De voet versterkt enkel de onderzijde van het blad, hierdoor ontstaan stress concentraties op de overgang, dit kan materiaal-vermoeiing veroorzaken

### Concept 3: Conus

Voor dit concept is gekeken naar een alternatieve manier om de verbinding tussen het blad en de voet te versterken. De versterking is tot stand gekomen door de geometrie van het blad aan te passen, aan de onderzijde is een verloop tussen het blad en de voet toegevoegd zoals te zien in figuur 3.5. De onderzijde van het blad is afgeschuind voor dit concept. Door de overgang tussen het blad en de voet is de stroming verstoord en creëert het deel achter de overgang minimale lift. De bladvoet is in dit geval een conus-vormige plug, zoals te zien in figuur 3.6 Om het blad te verstijven is aan de bladvoet een draadstang toegevoegd, de draadstang reikt tot ongeveer 2/3 van de bladlengte.



Figuur 3.5: Concept 3



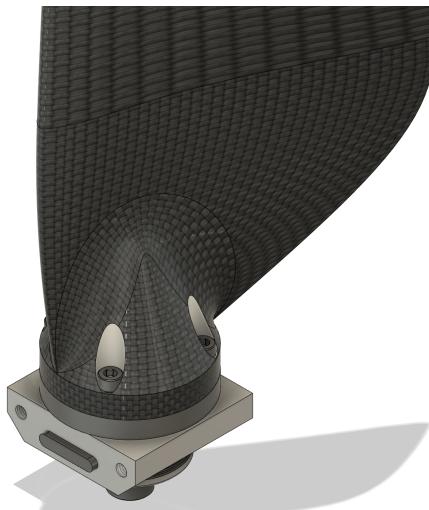
Figuur 3.6: Bevestiging blad en bladvoet

#### Voor- en nadelen

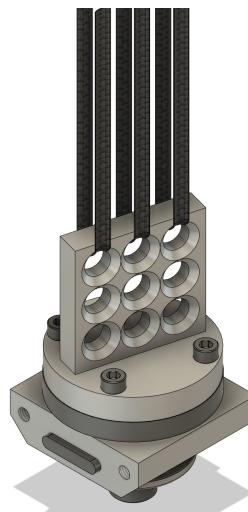
- + Meer lijmoppervlak tussen bladvoet en blad
- + Stijve verbinding
- + Lichtgewicht
- Door de aanpassingen van de blad-geometrie wordt de turbine minder efficiënt
- De ronde vorm veroorzaakt de zorg voor het losbreken van de lijmverbinding
- Het gebruikte draadeind reikt niet tot de tip van het blad, hierdoor wordt aan slechts een gedeelte van het blad stijfheid toegevoegd

#### Concept 4: Kaasschaaf

Voor dit concept is gebruik gemaakt van dezelfde aanpassingen aan de blad geometrie als concept 3, gezien de aanpassingen de stressverdeling en lijmhechting verbeteren(te zien in figuur 3.7). Gepoogd is de bladvoet van concept 3 te verbeteren, dit is tot stand gekomen door de geometrie aan te passen naar een T-vorm. De T vorm is eenvoudiger te produceren dan de conus gezien het uit twee delen gemaakt kan worden, de twee delen kunnen later verbonden worden. Aanvullend is ten behoeve van de lijmverbinding een aantal gaten toegevoegd aan het verticale deel van de voet. De bovenste gaten kunnen gebruikt worden voor continue koolstof vezels waardoor het gehele blad versterkt wordt, zoals te zien in figuur 3.8.



Figuur 3.7: Concept 4



Figuur 3.8: Bevestiging blad en bladvoet

#### Voor- en nadelen

- + Meer lijmoppervlak tussen bladvoet en blad
- + sterke en stijve verbinding
- + Lichtgewicht
- Door de aanpassingen van de bladgeometrie wordt de turbine minder efficiënt
- Vereist lasnaad
- Extra onderdelen noodzakelijk tijdens productie voor uitlijning

### 3.1.2. Conceptselectie

De verschillende opgestelde concepten voldoen allen aan de gestelde eisen, uiteindelijk is het concept dat het best aan de wensen voldoet verder ontwikkeld. Voor het beoordelen van de concepten wordt gebruik gemaakt van de eerder opgestelde selectiecriteria. De gebruikte criteria zijn weergegeven in tabel 2.2.

Bij het beoordelen worden de verschillende concepten voorzien van cijfers, voor elk selectie criterium wordt beoordeeld hoe goed het concept voldoet. De concepten worden beoordeeld met een cijfer tussen 1 en 5, hier worden alle tussenliggende hele getallen gebruikt. Bij het beoordelen is 1 de laagste en 5 de hoogste score. Uiteindelijk wordt een totaal berekend door de score te vermenigvuldigen met de geldende weegfactor. De totale scores per concept opgeteld, dit vormt de uiteindelijke score van het concept. Het concept met de hoogste uiteindelijke score wordt verder ontwikkeld. De gegeven scores zijn weergegeven in tabel 3.1. In bijlage H is voor elk gegeven score een onderbouwing te vinden.

Uiteindelijk is geconcludeerd dat concept 4 het meest geschikt is, dit concept is verder ontwikkeld tot eindproduct.

**Tabel 3.1:** Keuze matrix

Eis ref.	Weegfactor	Concept 1		Concept 2		Concept 3		Concept 4	
		Score	Totaal	Score	Totaal	Score	Totaal	Score	Totaal
A5(1)	8	3	24	4	32	3	24	4	32
A5(2)	8	1	8	2	16	4	32	4	32
B1	4	4	16	2	8	4	16	4	16
B3	2	4	8	4	4	2	4	2	4
B4	6	2	12	3	18	4	24	4	24
B5	4	5	20	1	4	4	16	5	20
D3	6	5	30	1	6	4	20	5	30
D5	8	4	32	3	24	3	24	4	24
Totaal		130		111		160		182	

## 3.2. Bladvoet

Met behulp van de conceptfase is een geschikt ontwerpconcept gevonden, dit is enkel een grof beeld van het uiteindelijke ontwerp. Met behulp van de dimensionering en detaillering is tot een uiteindelijk ontwerp gekomen.

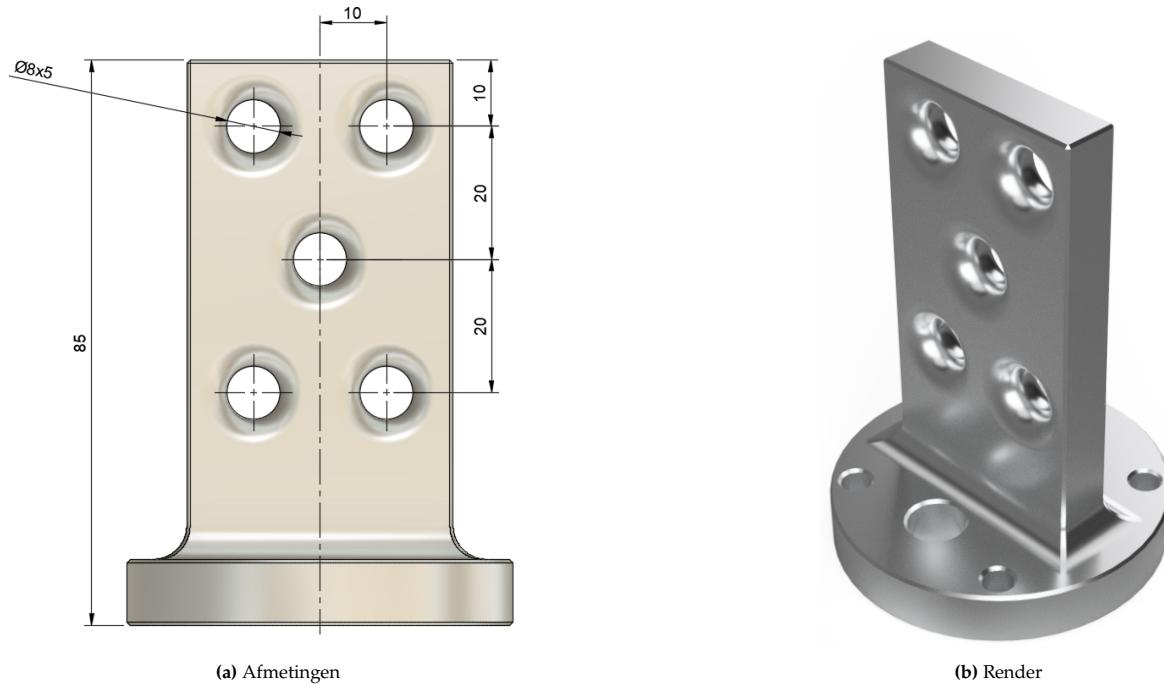
### 3.2.1. Dimensionering

Tijdens de dimensionering worden met behulp van de gevonden gegevens de afmetingen van het product opgesteld. Om tot het meest optimale ontwerp te komen is onderzoek gedaan naar het meest optimale materiaal voor de bladvoet, dit onderzoek is te vinden in bijlage F. Naar aanleiding van het uitgevoerde onderzoek is gekozen voor A7075 aluminium. De rekgrens van dit materiaal bedraagt: 503 [MPa]. Om niet te bezwijken onder de eerder gestelde maximale trek belasting van 2950 [N] is gesteld dat het minimale doorsnede oppervlak  $9 \text{ [mm}^2\text{]}$  dient te zijn. De beschikbare koolstofvezels welke door de voet geregen worden hebben een breedte van 8 [mm], de doorvoergaten dienen afgerond te worden om scherpe bochten in de vezel te voorkomen.

Binnen het project is gewerkt aan een tweetal bladvoeten. In het beginstadium van het project is gewerkt aan een tijdelijke voet, dit onderdeel is ontworpen met prioriteit op maakbaarheid. Om de bladen te kunnen testen binnen de looptijd van het project was de beschikbare tijd voor het produceren van de bladvoeten schaars. Gekozen is een sub-optimale voet te ontwerpen om de bladen mee te kunnen testen. Uiteindelijk is gewerkt aan een definitieve versie, hiervoor was de productietijd geen factor.

#### Concept voet

De tijdelijke bladvoet is grotendeels gebaseerd op het uitgewerkte concept, voor het ontwerp zijn de afmetingen iets aangepast zoals weergegeven in figuur 3.9a.

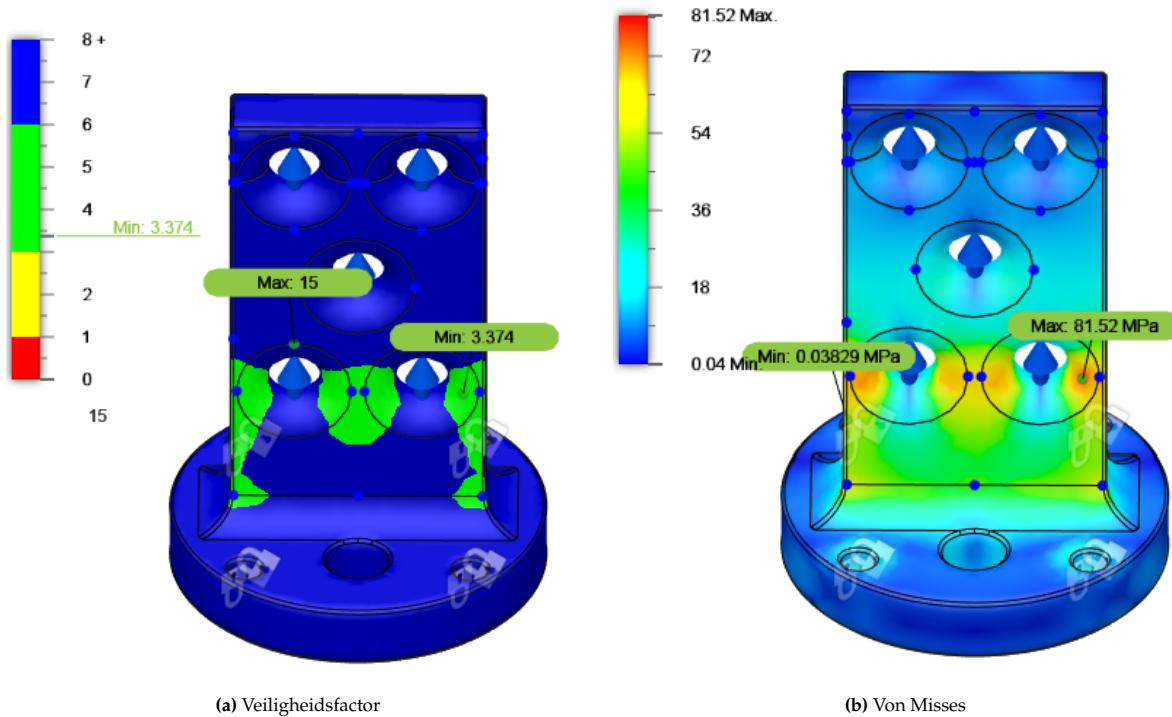


Figuur 3.9: Concept bladvoet

De concept bladvoet is in tegenstelling tot het concept ontworpen als één deel, hiervoor is gekozen door zorgen over de mogelijkheid van bezwijken door materiaal vermoeling rond de lasnaad. De afmetingen en specificaties van de doorvoergaten zijn aangepast vergeleken bij het concept, dit is hoofdzakelijk om voldoende ruimte te creëren voor de afschuiningen van de doorvoergaten.

Om te kunnen controleren of de bladvoet zal bezwijken onder belasting is gebruik gemaakt van een EEM analyse in Fusion. De resultaten van de simulatie zijn weergegeven in figuur 3.10. In figuur 3.10a is de veiligheidsfactor van het ontwerp weergegeven. Door de aanwezigheid van ingebouwde

veiligheid bij de belastingen is een VF van 1 voldoende bevonden, in het figuur is te zien dat dit overal wordt behaald. De uiteindelijke massa van de tijdelijke voet is 146 [g]



Figuur 3.10: Uitkomsten EEM analyse concept bladvoet

### 3.2.2. Detaillering

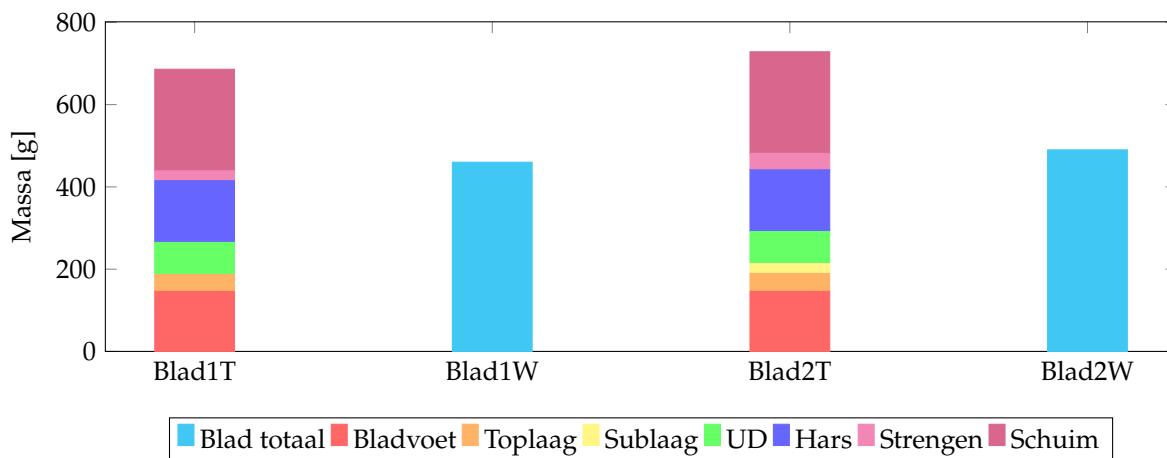
Door de afwezigheid van de lasnaad aan de overgang tussen horizontaal en verticaal is een afronding toegevoegd, hierdoor wordt de belasting op de bladvoet beter verdeeld. Aanvullend is in het horizontale deel van de voet een tweetal gaten toegevoegd, de gaten worden tijdens de productie gebruikt om het blad te kunnen vullen met gietschuim. In figuur 3.11 is de productie van de concept bladvoet weergegeven, hiervan zijn de werktekeningen te vinden in bijlage O.



Figuur 3.11: Productie bladvoet

### Uiteindelijke voet

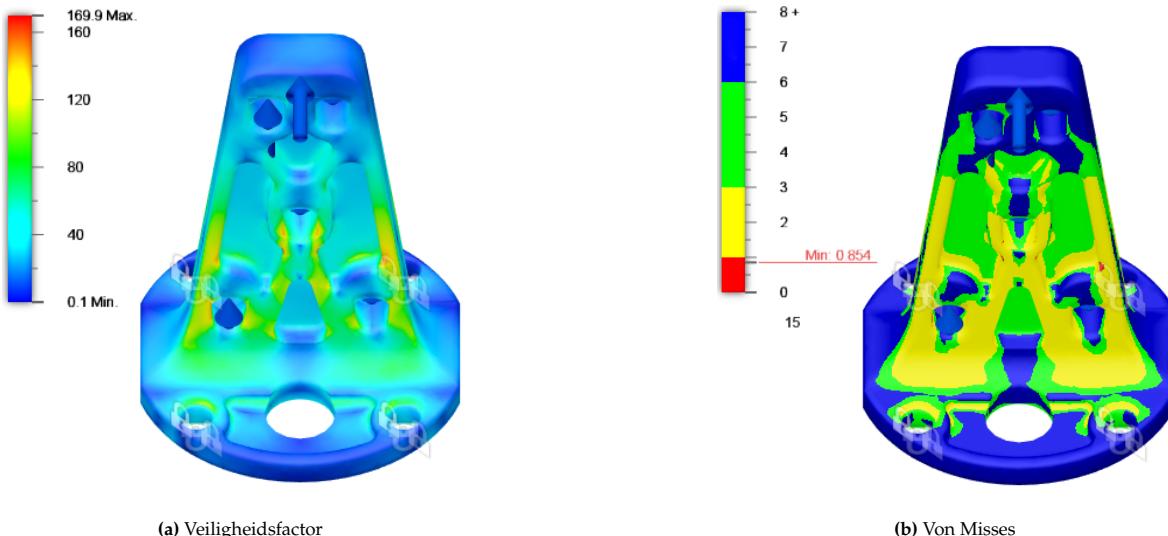
Bij het ontwerpen van de uiteindelijke bladvoet is minder prioriteit gegeven aan de produceerbaarheid, hier is hoofdzakelijk gefocust op het optimaliseren van de vorm. In figuur 3.12 is de massaverdeling van de uiteindelijke geproduceerde prototype bladen weergegeven, in het figuur is zichtbaar dat de bladvoet een aanzienlijk aandeel heeft in de massa van het blad (ongeveer 25%). Eerder is geconstateerd dat de veiligheidsfactor van de concept bladvoet onnodig hoog is. Bij het ontwerpen van de uiteindelijke bladvoet is gefocust op het minimaliseren van onnodig materiaal.



Figuur 3.12: Massaverdeling prototypes

De uiteindelijke bladvoet heeft een massa van 76 [g], hiermee wordt ongeveer 50% onnodige massa verwijderd uit het blad. Ongemerkt moet worden dat verwacht wordt dat de impact op de prestaties van het blad minimaal zijn. De bladvoet bevindt zich dichtbij de naaf, hierdoor heeft het massa reductie minimale impact op de locatie van het massamiddelpunt van het blad.

De massa reductie is behaald door delen van het ontwerp uit te kameren. Aanvullend is de dikte van de onderzijde van 10 naar 5 [mm] verlaagd. Tot slot is de geometrie van de doorvoergaten aangepast, de afronding is nu enkel aanwezig aan de bovenzijde van de gaten. Om te controleren of het onderdeel bezwijkt onder de gestelde belasting is gebruik gemaakt van een EEM analyse.



Figuur 3.13: Uitkomsten EEM analyse bladvoet

De resultaten van de analyse zijn weergegeven in figuur 3.13, te zien is dat de veiligheidsfactor van de uiteindelijke bladvoet lager is dan het tijdelijke ontwerp. Door een aantal oneindigheden in de simulatie lijkt de veiligheidsfactor op sommige plekken lager te zijn dan 1, dit is echter niet correct.

### 3.3. Blad

Tijdens het voorafgaande project [30] is gewerkt aan een optimalisatiemethode voor de bladvorm. De gebruikte optimalisatiemethode wordt uitgelegd in bijlage A, hier is tevens een onderzoek gedaan naar de verschillende ontwerp parameters.

#### Dimensionering

Ter verduidelijking zijn de gebruikte parameters nogmaals toegelicht: Voor het ontwerp wordt een aanstroomsnelheid ( $U_\infty$ ) van 8 [m/s] gebruikt, dit is gebaseerd op de gemiddelde windsnelheid op de race locatie rond de periode van de race. De windsnelheid voor het ontwerpen van de bladvorm is afwijkend van de windsnelheid voor het structureel dimensioneren. De bladvorm wordt ontworpen op een continue snellopendheid, dit kan beïnvloed worden door de overbrenging van de transmissie aan te passen.

Voor de turbine wordt gebruik gemaakt van drie bladen, bij eerdere versies van de TwA is gebruik gemaakt van een soortgelijke opstelling. Een operationeel toerental tussen 600 en 1200 rpm, zoals gesteld in de randvoorwaarden. Voor de turbine wordt een snellopendheid ( $\lambda$ ) van 4 aangehouden. De maximale diameter van de rotor is 1900 [mm]. tot slot wordt uitgegaan van een voertuig efficiëntie van 80%.

Binnen hetzelfde project is onderzoek gedaan naar het meest optimale vleugelprofiel. Gezocht is naar een profiel met constante prestaties op verschillende hoeken van aanval, bij een reynoldswaarde van 200000. Uiteindelijk is gekozen voor een Eppler e422 profiel, de overige overwogen profielen zijn weergegeven in bijlage B.

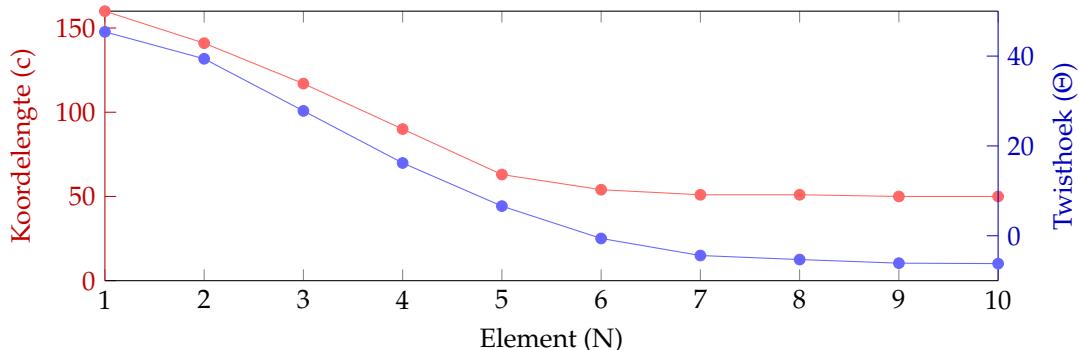
Om te onderzoeken of delen van het blad extra versterking nodig hebben is een EEM analyse uitgevoerd. Een EEM analyse werkt enkel met een isotroop materiaal, hier wordt koolstof doorgaans vervangen voor staal. Staal geeft geen betrouwbare representatie voor de uitwijking en de spanning, het geeft enkel wel een weergave van de spanning- en uitwijkingsverdeling. In figuur 3.14 zijn de uitkomsten van de analyse weergegeven, hier wordt duidelijk dat aan de leidende kant van het blad rond het midden een spanningsconcentratie ontstaat. Verwacht wordt dat het blad rond dit gebied zal bezwijken.



**Figuur 3.14:** EEM analyse uitwijkingen uitkomst

### Stoefoeblade

Om tot een ontwerp te komen is gebruik gemaakt van Stoefoeblade, dit is een zelf ontwikkeld optimalisatie script. Met de eerder beschreven ontwerp parameters wordt uiteindelijk de optimale koorde lengte en twist hoek bepaald. Met de verkregen data is uiteindelijk een 3D-model opgesteld, het script geeft de twisthoek en koordlengte per element weer in een grafiek, zoals weergegeven in figuur 3.15.



Figuur 3.15: Blad geometrie plot

### Detaillering

Om de bladvoet in het blad te verwerken is de vorm van het blad aan de onderzijde aangepast. De vorm loopt vanaf 70 [mm] boven de bladvoet conisch af tot een cilinder, hierdoor wordt de belasting verdeeld over een groter oppervlak. Door de vormverandering ontstaat een stroomschaduw achter de bladvoet, hierdoor wordt door de onderzijde van het blad minimale lift gegenereerd. Aan de onderzijde van het blad is een esthetische afronding toegevoegd zoals weergegeven in figuur 3.17. Het uiteindelijke ontwerp is weergegeven in figuur 3.16.

Onderzocht is welk materiaal het meest geschikt is voor het produceren van de turbinebladen. Materialen als: kunststof, aluminium en composiet zijn hier overwogen. Hier is gezocht naar een materiaal met een hoge specifieke sterkte en stijfheid. In dit onderzoek is gebruik gemaakt van data afkomstig uit onder andere Ces Edupack [14]. Voor de productie van het blad is gekozen gebruik te maken van een T-700 koolstof verstevigd composiet. Het materiaal onderzoek is te vinden in bijlage F.1.



Figuur 3.16: Turbineblad uiteindelijk ontwerp



Figuur 3.17: bladontwerp (bladvoet detail)

### 3.3.1. Uitvoering

Tot nu toe is gewerkt aan het opstellen van ontwerpen op basis van de eerder gestelde randvoorwaarden. In de Uitvoeringsfase is gewerkt aan het realiseren van een product. Tijdens de detaillering is onderzoek gedaan naar het meest optimale materiaal voor het blad. Voor de realisatiefase is onderzoek gedaan naar mogelijke productiemethoden, dit onderzoek is weergegeven in bijlage F.1. Uiteindelijk is mede door eerdere ervaring gekozen voor de lay-up methode, hier worden droge matten koolstof geimpregneerd met epoxy hars en op elkaar gestapeld tot een laminaat.

Met de lay-up methode kan op verschillende manieren tot de gewenste vorm gekomen worden. Eerder is om een ge3d-printte kern heen gelamineerd, hiermee treden echter en aantal problemen op: zoals vorm en massa afwijkingen tussen bladen onderling en lage oppervlakte kwaliteit. Zo hebben de bladen uit 2019 een onderlinge massa afwijking van 26 [g]. In bijlage F.1 is het gehele onderzoek weergegeven.

Op basis van het uitgevoerde onderzoek is gekozen gebruik te maken van composiet mallen, om de composiet mallen te maken zijn MDF pluggen gemaakt. In bijlage I is een gedetailleerd logboek weergegeven van het gehele productieproces. In figuur 3.18b zijn de gebruikte pluggen en de mallen weergegeven.



**Figuur 3.18:** Mallen en pluggen

Om in de verschillende richtingen belastingen op te vangen is gebruik gemaakt van verschillende koolstof matten in verschillende oriëntaties. Alle gebruikte koolstof vezels zijn van de T-700 klasse. De opbouw van de verschillende lagen is weergegeven in figuur 3.18a. Om de samenstelling te kunnen testen is een drietal bladen geproduceerd met de volgende samenstellingen:

#### Blad I

- 1x Twill 200 [ $g/m^2$ ] 21 [g] (toplaag) per schaaldeel (op 45 graden gelegd)
- 3x UD 200 [ $g/m^2$ ] 41 [g] (sublaag) per schaaldeel (totaal)
- 6x continue streng 24 [g] totaal

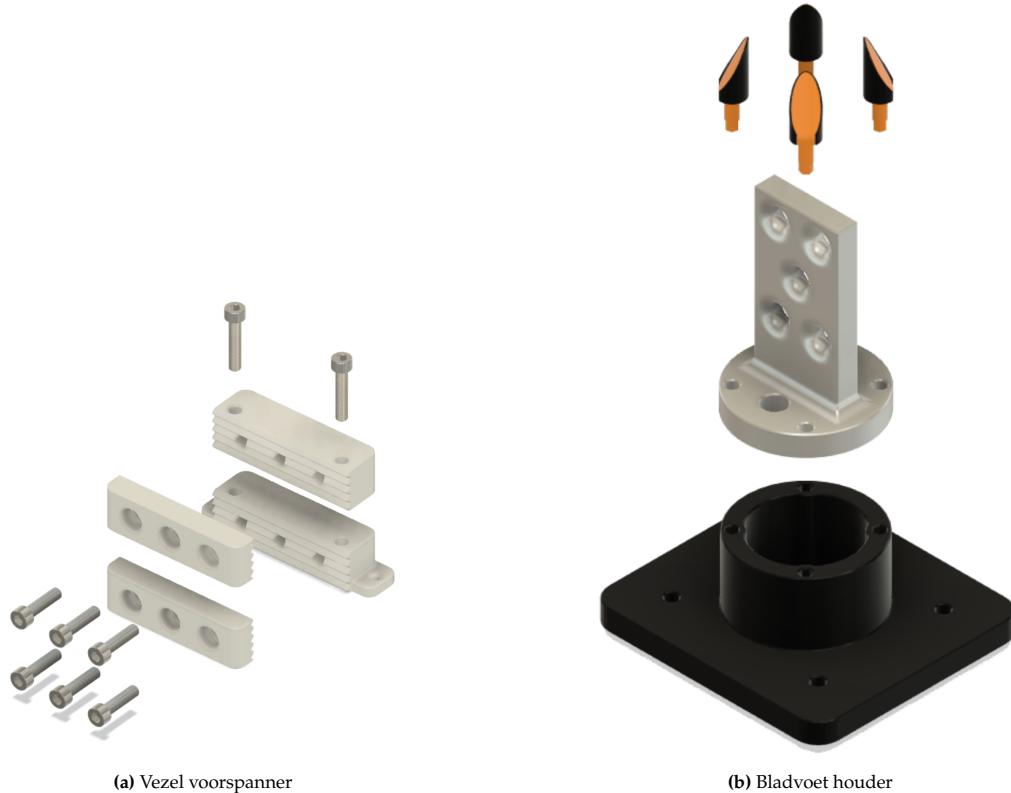
#### Blad II

- 1x low spread tow 200 [ $g/m^2$ ] 21 [g] (toplaag) per schaaldeel
- 1x biax 120 [ $g/m^2$ ] 12 [g] (sublaag) per schaaldeel
- 3x UD 200 [ $g/m^2$ ] 41 [g] per schaaldeel (totaal)
- 10x continue streng 40 [g] totaal

#### Blad III

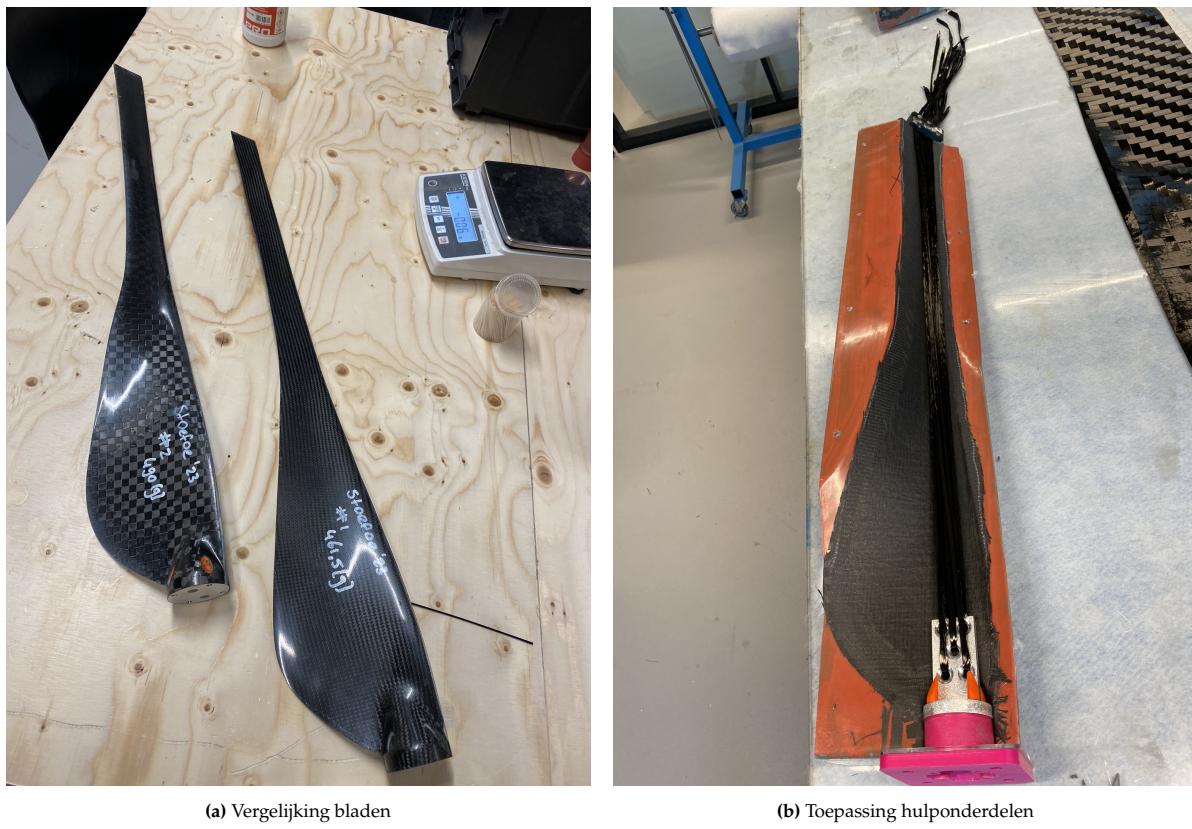
- 1x low spread tow 200 [ $g/m^2$ ] 21 [g] (toplaag) per schaaldeel (op 45 graden gelegd)
- 3x UD 200 [ $g/m^2$ ] 41 [g] (sublaag) per schaaldeel (totaal)
- 10x continue streng 40 [g] totaal

Na het lamineren van de schaaldelen zijn de bladvoot en de continue strengen toegevoegd. Voor het uitlijnen van de bladvoot en het vasthoud van de koolstof strengen is een tweetal hulpmiddelen ontworpen. Figuur 3.19b toont de bladvoothouder, hiermee is de bladvoot uitgelijnd en vastgehouden tijdens het verlijmen. Figuur 3.19a toont de vezel-voorspanner, dit onderdeel is gebruikt om de vezels aan de bovenzijde van het blad op te spannen tijdens het verlijmen en het toevoegen van het kern materiaal.



**Figuur 3.19:** Hulp onderdelen

Na het verlijmen van de helften zijn de bladen gevuld met gietschuim, dit schuim dient als het kern materiaal van de constructie. hier is gebruik gemaakt van Poly service H250 schuim [40]. Na het uitharden van het schuim is het overige koolstof materiaal verwijderd en het blad afgewerkt, het eind resultaat is weergegeven in figuur 3.20a.



Figuur 3.20: Productie eindproduct

Zoals genoemd is een drietal bladen geproduceerd, in de vergelijking zijn enkel twee bladen (blad I en II) weergegeven. Blad III is tijdens een indicatieve proef bezweken onder een kleine belasting, hier is echter geen data van. Gesteld is dat de belasting waaronder blad III is bezweken niet binnen de beschreven eisen valt.

Eis D5 in het PvE stelt dat bladen binnen een set een maximale massa afwijking mogen hebben van 10%. Blad I heeft een massa van 460 [g], Blad II heeft een massa van 490 [g]. Dit betekend dat aan de gestelde eis kan zelfs met de twee afwijkende bladen nog worden voldaan, de afwijking is hier 6%.

# 4

## Validatie

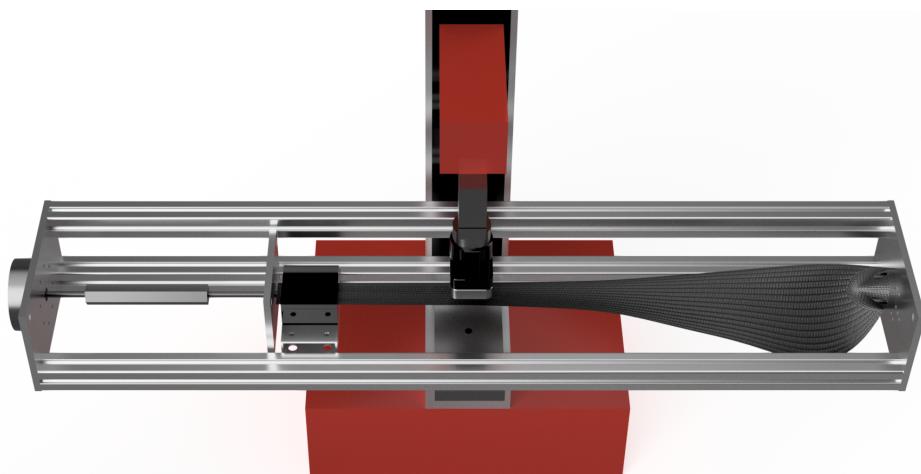
Zoals eerder benoemd is het doel van het prototype de validatie. Met behulp van de validatie kan bepaald worden of het ontwerp voldoet aan de gestelde wensen en eisen. Zo niet kunnen voor het uiteindelijke ontwerp nog aanpassingen doorgevoerd worden.

### 4.1. Structurele validatie

Het doel van de structurele validatie is het onderzoeken of het blad onder belasting zal bezwijken. Tijdens het testen is het blad onderworpen aan een realistische belasting. Tijdens de test is het blad onderworpen aan verschillende belastingen: realistische belasting, maximale belasting en tot slot belasting tot bezwijken. De gebruikte belastingen zijn gebaseerd op het belastingen onderzoek in bijlage E.

De gebruikte realistische belasting is opgebouwd uit een normaal-belasting van 48 [N] en een trekbelasting van 2950 [N]. Na de realistische belasting zijn de bladen onderworpen aan een maximale belasting bestaande uit: een normaal-belasting van 192 [N] en een trekbelasting van 4950 [N]. Tot slot is de belasting op de bladen opgevoerd tot bezwijken. Het volledige testrapport is te vinden in K.

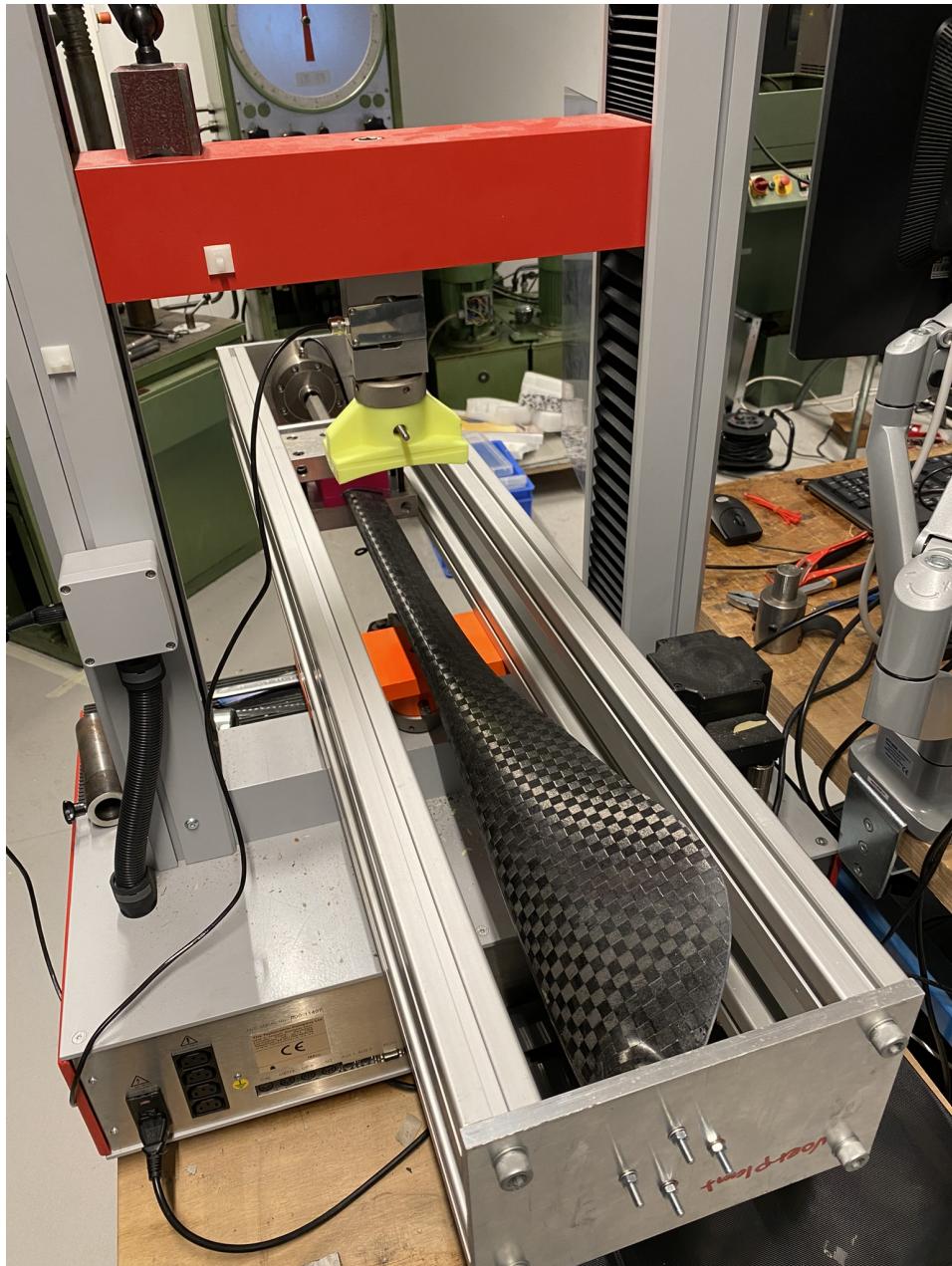
Tijdens het project was een testbank beschikbaar, hiermee kon echter in een enkele richting belasting worden gesimuleerd. Om zowel een normaal- en een trekbelasting te kunnen simuleren is gewerkt aan een secundaire as voor de testbank. De ontwikkeling en verdere beschrijving van de gebruikte opstelling is te vinden in bijlage K. In figuur 4.1 is een render van de uiteindelijke opstelling weergegeven.



Figuur 4.1: Render testbank samenstelling

Tijdens het testen zijn de verschillende bladen onderworpen aan de eerder beschreven belastingen. Beide bladen vertoonden geen tekenen van bezwijken, beide bladen voldoen dus aan de gestelde eisen. Hierna is gepoogd de belasting op te voeren tot bezwijken, hier trede echter een probleem op. Binnen het bereik van de loadcell van 10 [kN] toonde beide bladen geen tekenen van bezwijken. Om het bezwijk gedrag van de bladen te kunnen bekijken is besloten de belasting op te blijven voeren. Uiteindelijk bezweek bij beide bladen de inklemming, bij blad I bezweek de 3d-print en bij blad II bezweek de lijm laag tussen het blad en de print. De grootte van de uiteindelijke belasting is echter door speculatie te bepalen. Verwacht wordt dat de bladen ten tijde van bezwijken tot 20 [kN] belast zullen zijn. In figuur 4.2 is de gebruikte opstelling weergegeven tijdens de test.

Aan verplaatsing van de lijm laag na de breuk is geconcludeerd dat het gehele systeem 7 [mm] is samenge trokken, als gevolg van de trekbelasting. Aan de hand van de geobserveerde uitwijking is vast te stellen dat de bladen onder minimaal uitrekken, en niet buiten het gestelde rotorgebied zullen komen.

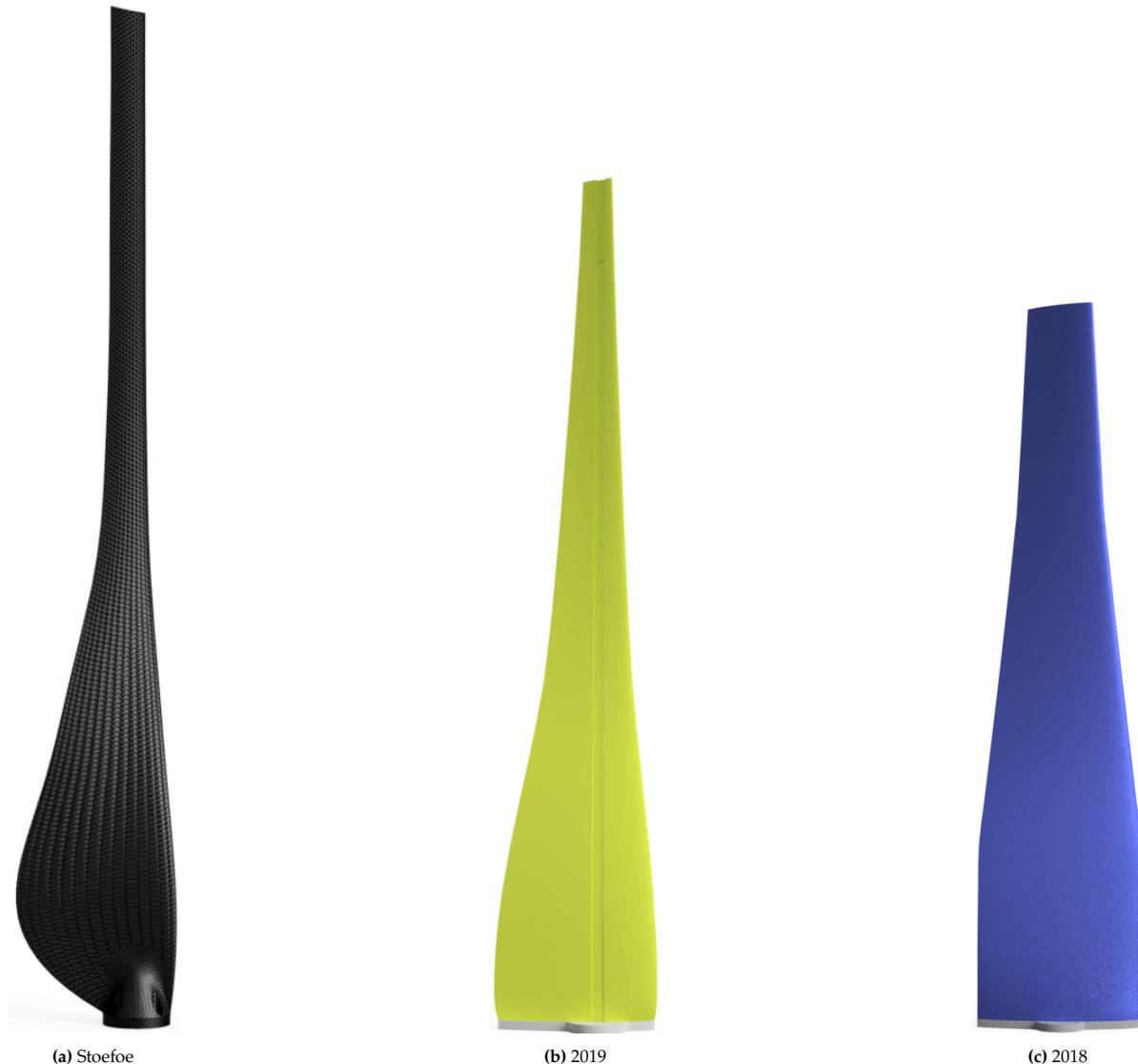


Figuur 4.2: Testopstelling structurele validatie 2

## 4.2. Aerodynamische validatie

Het doel bij het valideren van de aerodynamische eigenschappen is: het vergelijken van de theoretische prestaties van eerdere ontwerpen en het nieuwe ontwerp. Voor de aerodynamische validatie is gekozen gebruik te maken van simulatie, door eerdere ervaring is hier de BEM module van Q-blade gebruikt. Gezien de prestaties van de eerder ontwerpen te koppelen zijn aan fysieke resultaten met eerdere voertuigen, is simulatie geschikt bevonden. In eerder onderzoek is gekeken naar de validiteit van de Q-blade simulaties, dit onderzoek is weergegeven in C. Uit dit onderzoek is gebleken dat de resultaten Q-blade valide zijn. De prestaties van een blad zijn vereenvoudigd tot een tweetal eigenschappen: het opgewekte vermogen (power) en de opgewekte weerstand door stuwing (thrust).

Tijdens het optimaliseren van de bladegeometrie is gewerkt aan het optimaliseren van de verhouding tussen de stuwing en het vermogen. Hier is de wens: zo veel mogelijk vermogen op te wekken bij een zo laag mogelijke stuwing. De vergeleken bladen zijn weergegeven in figuur 4.3.

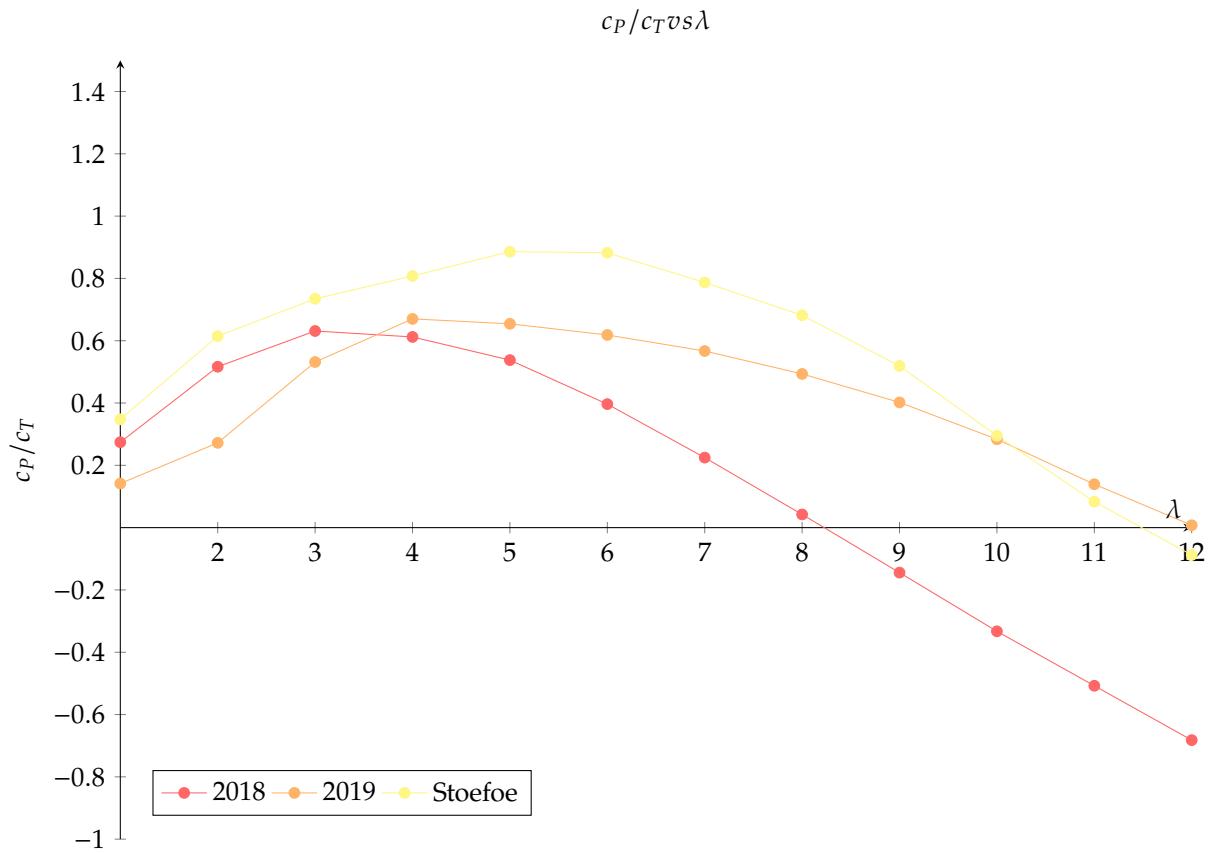


Figuur 4.3: Bladontwerp vergelijking

Voor de simulaties is voor elke reële hoek van aanval ( $10 < \Theta < 10$ ) een  $c_P$  en  $c_T$  curve gesimuleerd. Bij de curves is de coëfficiënt uitgezet tegen de snelheid ( $\lambda$ ). Voor alle simulatie is uitgegaan van een windsnelheid van 16 [m/s]. De gekozen windsnelheid is gebaseerd op onderzoek weergegeven in bijlage A, de windsnelheid op het parcours is 8 [m/s] ten tijde van de race, verwacht wordt dat een rijd efficiëntie van 100% gehaald wordt. Hierdoor zou de uiteindelijke aankomende wind een snelheid hebben van 16 [m/s]. Voor de uitkomst van de simulatie is de windsnelheid echter niet van belang. Door het opgewekte vermogen en de stuwing te noteren als coëfficiënt, wordt de uitkomst onafhankelijk gemaakt van de relatieve windsnelheid. Voor de vergelijking zijn de verschillende bladen "geimporteerd" in Q-blade. Voor het importeren van externe geometrieën in Q-blade is in bijlage J een stappenplan weergegeven.

Om de prestaties van een blad te bepalen wordt  $c_P$  gedeeld door  $c_T$ , hiermee wordt de verhouding tussen de waarden bepaald. Zoals eerder genoemd is het wenselijk dat de uitkomst zo groot mogelijk is. De verhouding is voor elk meetpunt berekend. De verhoudingen zijn vervolgens weergegeven in een grafiek, de grafieken zijn evenals de ruwe data weergegeven in bijlage L.

Tijdens het rijden wordt gebruik gemaakt van een automatisch pitch systeem, hiermee wordt gewaarborgd dat de bladen altijd onder de optimale hoek staan. Hierdoor kan een maximum prestatie curve worden opgesteld. Om tot dit figuur te komen is bij elke lambda gekeken naar de hoogste  $c_P/c_T$  verhouding, de verkregen punten zijn uitgezet in een nieuw figuur. De bladen kunnen uiteindelijk vergeleken worden met behulp van figuur 4.4.



Figuur 4.4: Prestatie vergelijking

In figuur 4.4 is zichtbaar dat het nieuwe ontwerp beter presteert dan de oudere ontwerpen. Het nieuwe blad is ontworpen voor  $\lambda = 4$ . Op het ontwerppunt presteert het nieuwe ontwerp 20% beter dan het 2019 ontwerp, en 33% beter dan het 2018 ontwerp. De betere prestaties houden in dat het ontwerp in theorie een gunstigere opbrengst/verlies verhouding heeft.

# 5

## Afsluiting

*In de afsluiting worden de conclusies van de uitgevoerde onderzoeken gepresenteerd, hiermee is uiteindelijk antwoord gegeven op de hoofdvraag van het rapport:*

*"Hoe kan vanuit het eerder uitgevoerde onderzoek tot een product gekomen worden waarbij de aerodynamische en structurele aspecten optimaal zijn?"*

Eerst worden de conclusies gepresenteerd waarmee het antwoord op de hoofdvraag is beantwoord. Het hoofdstuk wordt afgesloten met een aantal aanbevelingen voor toekomstig onderzoek.

### 5.1. Conclusie

Het ontwerp van de TwA bevat een diffuser, dit heeft invloed op de aanstromende lucht in de rotor. Het doel van het onderzoek was het kwantificeren van de invloed. Uitgaande van een aanstroom-snelheid van 8 [m/s] is de diffuser in staat de lucht gemiddeld 120 % te versnellen, dit verhoogt het maximaal haalbare vermogen uit de turbine.

Een bladontwerp voor een eerdere versie van de TwA bevatte structurele zwakheden, dit werd geconcludeerd tijdens een technische keuring van het voertuig voor een race. Door de zwakke verbinding tussen het blad en de bladvoot werd het maximale toerental van de eerdere auto begrenst tot 600 [rpm]. Om de aanname te kwantificeren is onderzoek gedaan naar de verschillende belastingen in het blad. Gevonden is dat de centrifugaalkracht hier de grootste oorzaak is, tijdens bedrijf kan de belasting oplopen tot 2950 [N].

Gezien de eerdere zorgen met betrekking tot de bevestiging van het blad, is de blad bevestiging opnieuw ontworpen. Tijdens dit ontwerp is onderzoek gedaan naar de huidige bevestigingsmethode. Aanvullend is onderzoek gedaan naar de bevestiging van commerciële windturbines. Op basis van de onderzochte methoden is een viertal concepten uitgewerkt. Uiteindelijk is hier gekozen voor een ontwerp waarbij de vorm van het blad aan de onderzijde wordt aangepast. Het blad is richting de onderkant minder effectief in het omzetten van energie, dit komt door de kleinere arm en een kleinere draaisnelheid. Door het nieuwe ontwerp wordt de belasting over een groter oppervlak verdeeld.

Eerder werden de rotorbladen gerealiseerd door een ge-3d-printte kern te versterken met koolstof matten. Door de productiemethode is nabewerking noodzakelijk, hierdoor hebben de bladen een onderlinge massa en vorm afwijking. De afwijking introduceert onbalans in de rotor, dit veroorzaakt op hoge toeren ongewenste trillingen en belastingen. Om meer uniforme bladen te kunnen produceren is onderzoek gedaan naar verschillende materialen en productiemethoden. Hier is gezocht naar een combinatie van productiemethode en materiaal waarbij: het product lichtgewicht is en de bladen onderling zo uniform mogelijk zijn. Uiteindelijk is gekozen voor de lay-up methode met koolstofvezel, de vezels worden onder vacuüm in vorm gebracht tot twee schaaldelen in composiet mallen.

Om te waarborgen dat het product niet bezwijkt onder de eerder benoemde belastingen is een fysieke test uitgevoerd. Tijdens het testen zijn verschillende testbladen op een testbank beproeft. Hierbij zijn de bladen onderworpen aan de gestelde centrifugaal- en normaalbelasting. Een tweetal bladen is niet bezweken onder de de beproefde belasting. Uiteindelijk is blad II de meest geschikte samenstelling bevonden.

Uiteindelijk is het de bedoeling dat het blad zo veel mogelijk wind om kan zetten in mechanisch vermogen, en zo min mogelijk verlies introduceert. Om dit te testen is onderzoek gedaan naar de aerodynamische eigenschappen van het ontwerp. Tijdens het onderzoek is het nieuwe blad vergeleken met eerdere ontwerpen, de vergelijking is uitgevoerd met een Q-blade simulatie. Het nieuwe blad presteert op de ontwerp snelheid van 4 120% beter dan de eerdere ontwerpen. Over het verloop van het gehele proces is een refelctie weergegeven in bijlage P.

## 5.2. Aanbevelingen

Voor het ontwerp van de rotorbladen is gebruik gemaakt van de eerder ontwikkelde software. In het onderzoek naar de invloed van de diffuser is een completere methode beschreven, hier wordt de invloed van de diffuser meegenomen in het optimaliseren van de rotor. In een toekomstig project kan gewerkt worden aan het uitwerken van de completere methode. Aanvullend is bij het simuleren van de turbine gebruik gemaakt van een actuator-schijf. In een toekomstig project kunnen de instelling van de actuator verbeterd worden voor een meer betrouwbaar resultaat.

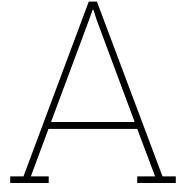
De Samenstelling van de verschillende gebruikte koolstof matten is bepaald op basis van ervaring en inzicht. In een toekomstig project kan een meer optimale samenstelling van materialen worden uitgewerkt. Aanvullend is de invloed van materiaalmoeheid voor dit project achterwegen gelaten, gezien de beperkte draaiuren van het product. Bij de productie van het blad is epoxy schuim gebruikt als kern, het schuim is verantwoordelijk voor 33% van de totale bladmassa. Onderzocht kan worden welke licht gewicht alternatieve beschikbaar zijn.

Tijdens het produceren van de mallen is geen rekening gehouden met de uitlijning van de mal helften. Hierdoor was de flens op verschillende plekken te smal om boutgaten toe te kunnen voegen, hierdoor konden de schaaldeelen niet optimaal op elkaar geklemd worden tijdens verlijmen. In de toekomst kan tijdens het ontwerp van de mallen rekening gehouden worden met de boutgaten en uitlijning van de mal delen. Aanvullend is tijdens het afwerken van de bladen de scheiding tussen blad en overtollig materiaal niet duidelijk. In de toekomst kan de scheiding duidelijker gemaakt worden. Bij het afwerken van de bladen werd op verschillende plekken langs de randen het schuim zichtbaar, dit maakt het blad zwakker. Gekeken kan worden om hier meer lijm of koolstof toe te voegen.

# Referenties

- [1] May 2023. URL: <https://www.simscale.com/>.
- [2] Advanced composites B.V. Jan. 2023. URL: <https://sp-bac.nl/#home>.
- [3] Airfoiltools. Airfoil tools. URL: <http://airfoiltools.com/>.
- [4] Azim et al. *Experimental investigation for horizontal wind turbine of direct-drive*. URL: [https://journals.ekb.eg/article\\_164017\\_f8f302fd089678c1ec8dc4a01ff3e02b.pdf](https://journals.ekb.eg/article_164017_f8f302fd089678c1ec8dc4a01ff3e02b.pdf).
- [5] Adirek Baisukhan and Wasawat Nakkiew. "Sequential Effects of Deep Rolling and Post-Weld Heat Treatment on Surface Integrity of AA7075-T651 Aluminum Alloy Friction Stir Welding". In: *Materials* 12 (Oct. 2019), p. 3510. doi: [10.3390/ma12213510](https://doi.org/10.3390/ma12213510).
- [6] A. Betz. "Energieumsetzungen in Venturid Sen". In: *Die Naturwissenschaften* 17.10 (1929), pp. 160–164. doi: [10.1007/bf01506436](https://doi.org/10.1007/bf01506436).
- [7] Mr. Boat. *Mr.Boat epoxy - de epoxy specialist*. URL: <https://www.mrboat.nl/>.
- [8] Bot. TNO Publications. URL: <https://publications.tno.nl/publication/34629003/g2B49b/e09092.pdf>.
- [9] Tony Burton. *Wind energy handbook*. Wiley, 2011.
- [10] Dr Gerard Bussel. "The science of making more torque from wind: Diffuser experiments and theory revisited." In: *Journal of Physics: Conference Series* 75 (2007), p. 012010. doi: [10.1088/1742-6596/75/1/012010](https://doi.org/10.1088/1742-6596/75/1/012010).
- [11] Compositesplaza.com. URL: <https://compositesplaza.com/>.
- [12] Goran Djukanovic. *Aluminium alloys in the automotive industry: A handy guide*. Apr. 2019. URL: <https://aluminiuminsider.com/aluminium-alloys-automotive-industry-handy-guide/>.
- [13] Frits van Dorst. "AN IMPROVED ROTOR DESIGN FOR A DIFFUSER AUGMENTED WIND TURBINE". PhD thesis. 2011.
- [14] Granta Ces Edupack. *Material and Process Selection Charts*. 2010.
- [15] elevatedmaterials. <https://www.elevatedmaterials.com/carbon-fiber-weaves-what-they-are-and-why-to-use-them/>. 2023.
- [16] EC Europe. *Renewable energy statistics*. Rijksoverheid, 2022.
- [17] *Europe's very best in composite materials and equipment*. URL: <https://www.easycomposites.eu/>.
- [18] Eurostat. *Renewable energy sources europe*. Rijksoverheid, 2022.
- [19] Eurostat. *Renewable energy statistics*. Rijksoverheid, 2022.
- [20] Mac Gaunaa, Stig Øye, and Robert Mikkelsen. 2009.
- [21] Germanischer Lloyd Rules and Guidelines. 2010. URL: <https://www.dnv.com/rules-standards/gl-rules-guidelines.html>.
- [22] Barry L. Gilbert, Richard A. Oman, and Kenneth M. Foreman. "Fluid Dynamics of diffuser-augmented wind turbines". In: *Journal of Energy* 2.6 (1978), pp. 368–374. doi: [10.2514/3.47988](https://doi.org/10.2514/3.47988).
- [23] Gurit. <https://www.gurit.com/epoxy-resins-adhesives/>. 2023.
- [24] M. O. Hansen, N. N. Sørensen, and R. G. Flay. "Effect of placing a diffuser around a wind turbine". In: *Wind Energy* 3.4 (2000), pp. 207–213. doi: [10.1002/we.37](https://doi.org/10.1002/we.37).
- [25] Martin O.L. Hansen. *Aerodynamics of windturbines*. JamesJames, 2000.
- [26] P.D.C. ten Hoopen. "An Experimental and Computational Investigation of a Diffuser Augmented Wind Turbine". PhD thesis. Delft University of Technology, 2009, pp. 1–89.

- [27] Ozer Igra. "Preliminary results from the shrouded wind-turbine pilot plant". In: *Journal of Energy* 4.4 (1980), pp. 190–192. doi: 10.2514/3.48024.
- [28] Kern. *Meetcelle CR-Y1*. 2023. URL: <https://www.kern-sohn.com/shop/nl/meettechnische-componenten/meetcellen/CR-Y1/>.
- [29] R. Lewis. *Vortex element methods for fluid dynamic analysis of Engineering Systems*. Cambridge U Pr, 2005.
- [30] Stef van der Meer. *SPIRIT of Amsterdam A New Hope*. Feb. 2023.
- [31] Sayed Abolfazl Mirdehghan. "1 - Fibrous polymeric composites". In: *Engineered Polymeric Fibrous Materials*. Ed. by Masoud Latifi. The Textile Institute Book Series. Woodhead Publishing, 2021, pp. 1–58. ISBN: 978-0-12-824381-7. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-824381-7.00012-3>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128243817000123>.
- [32] multiaxialfabrics. *multiaxialfabrics*. <https://www.multiaxialfabrics.com/products/?lang=en>. 2023.
- [33] D.G. Phillips. *An Investigation on Diffuser Augmented Wind Turbine Design*. University of Auckland, 2003. URL: <https://books.google.nl/books?id=v266NwAACAAJ>.
- [34] Qblade. *QBlade - Next Generation Wind Turbine Simulation*. Nov. 2022. URL: <https://qblade.org/>.
- [35] Ramdin. "Prandtl tip loss factor assessed". PhD thesis. 2017.
- [36] Rijksoverheid. *Voortgang klimaatdoelen*. Rijksoverheid, 2020.
- [37] Sergio Jesús Rodríguez Sánchez. *Analysis of flow separation over aerodynamic airfoils - core*. URL: <https://core.ac.uk/download/44310532.pdf>.
- [38] M. Sanuki, S. Kimura, and N. Tsuda. "Studies on biplane wind vanes, ventilator tubes. and Cup anemometers". In: *Papers in Meteorology and Geophysics* 2.3-4 (1951), pp. 317–333. doi: 10.2467/mripapers1950.2.3-4\_317.
- [39] TP Sathishkumar, S Satheeshkumar, and J Naveen. "Glass fiber-reinforced polymer composites – a review". In: *Journal of Reinforced Plastics and Composites* 33.13 (2014), pp. 1258–1275. doi: 10.1177/0731684414530790.
- [40] Service. URL: <https://www.polyservice.nl/>.
- [41] École de technologie supérieure. "Chinook 8Technical Report". In: (July 2018).
- [42] testometric. *testometric*. URL: <http://www.testometric.co.uk/50kn1/> (visited on 04/25/2023).
- [43] Twaron. *Catalogs*. URL: <https://pdf.directindustry.com/pdf/teijin-aramid/twaron-product-brochure/18087-309129.html>.
- [44] Hans Verhoef. *Rules for racing Aeolus*. Hans Verhoef, 2019.
- [45] M. J. Werle and W. M. Presz. "Ducted Wind/water turbines and propellers revisited". In: *Journal of Propulsion and Power* 24.5 (2008), pp. 1146–1150. doi: 10.2514/1.37134.
- [46] Windfinder.com. *Wind and weather statistic texel*. URL: <https://nl.windfinder.com/windstatistics/texel>.



# BEM basis

In het eerder werk [30] is gekeken naar de basis van turbine ontwerp. De volgende bijlage is samengesteld uit informatie uit dit werk.

Verondersteld wordt dat de lezer van dit verslag enige basiskennis heeft met betrekking tot basis natuur- en wiskunde. Dit hoofdstuk dient als een verdieping op de basiskennis en zal een aantal van de basisprincipes van rotorontwerp verklaren.

## A.1. 1D momentum rotor theorie

Voor het omzetten van de windenergie naar mechanische energie wordt een windturbine gebruikt. Een windturbine is in essentie een simpel mechanisme, waarmee kinetische energie uit de wind wordt omgezet in mechanische energie. Voor commerciële turbines wordt de mechanische energie omgezet in elektrische energie. Het maximaal haalbare vermogen dat uit de wind gehaald kan worden kan als volgt worden benadert. Vanuit de basis van kinetische energie.

$$P_{max} = \frac{1}{2}mv_G^2$$

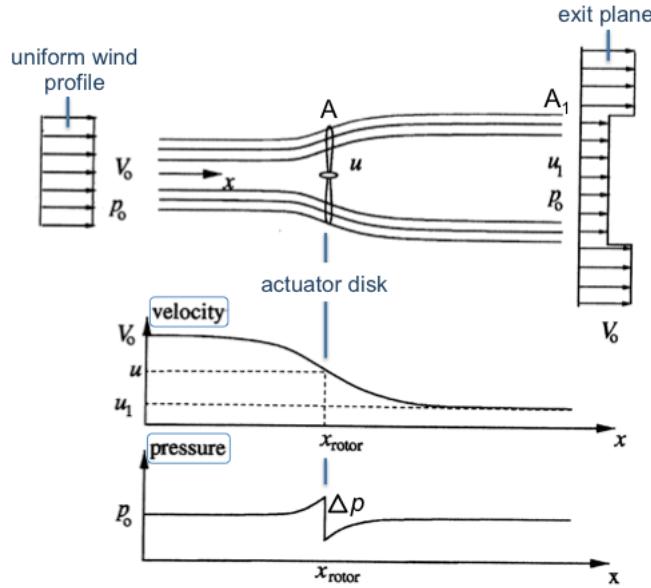
Substitutie van  $m = \rho Av_G$  geeft (A.1)

$$P_{max} = \frac{1}{2}\rho Av_G^3$$

Zoals de formule impliceert wordt gerekend met het volume lucht dat per seconde interactie heeft met de turbine. Voor nu wordt de rotor versimpeld als een ronde schijf met diameter R, dit wordt het rotorvlak genoemd. De luchtstromen die interactie hebben met het rotorvlak bevinden zijn ten alle tijden binnen een zogenoemde stroombuis, zie Figuur A.1.

Wanneer de luchtstromen het rotorvlak raken wordt een deel van de energie in de stroming omgezet in mechanische energie, energie wordt uit de beweging van de wind gehaald. Door het vertragen van de lucht na de rotor is de diameter van de stroombuis na de rotor groter. De wet van Bernoulli beschrijft voor gassen het behoud van energie, hieruit kan de volgende vergelijking worden opgesteld met betrekking tot de stroombuis:

$$A_1v_1 = Av = A_2v_2 \span style="float: right;">(A.2)$$



Figuur A.1: Stroombuis [25]

Het afremmen van de lucht wordt in de theorie Inductie genoemd. Wanneer over het vertragen van de aanstromende lucht in de richting van de rotor-as wordt gesproken, gaat het specifiek om axiale inductie. De inductie van een turbine kan met de volgende vergelijking worden benaderd:

$$v_{ax} = v_1(1 - a) \quad (\text{A.3})$$

Uit impuls kan geconcludeerd worden dat het hoogst haalbare rendement gehaald wordt wanneer alle energie uit de wind gehaald wordt, of een axiale inductie factor van 1 wordt bereikt. Dit is echter niet het geval, na de turbine dient voldoende stroming aanwezig te zijn om de stroming voor de turbine in stand te houden. Zoals bekend ontstaat bij alles ook verlies, een windturbine is hier geen uitzondering. Door het vertragen van de lucht door de rotor wordt de lucht voor de rotor ook geforceerd te vertragen. Door het vertragen van de aanstromende lucht wordt vooraf de potentiële energie in de wind verminderd. De vermindering van potentiële wind energie door het afremmen van de wind wordt thrust genoemd. Rekening houdende met de variabel inductie factor kunnen de power en trust als volgt worden bepaald:

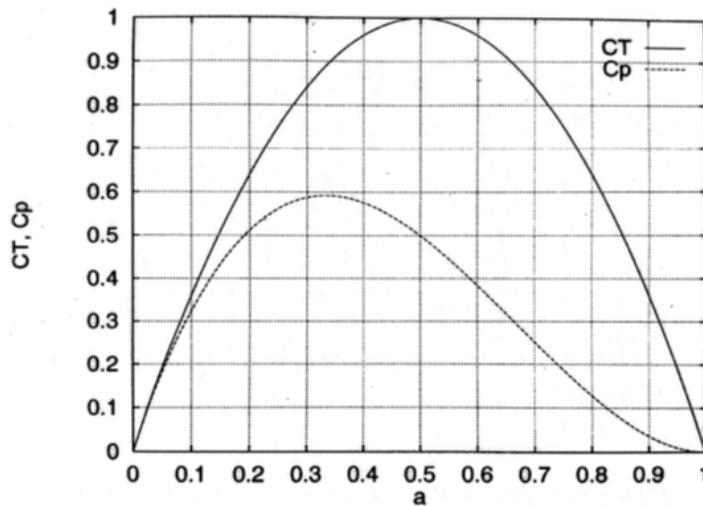
$$\begin{aligned} P &= 2\rho v_G^3 a(1 - a)^2 A \\ T &= 2\rho v_G^2 a(1 - a) A \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Om de prestaties van turbines te kunnen vergelijken worden de thrust en power doorgaans weergegeven als coëfficiënten en kunnen als volgt worden bepaald:

$$\begin{aligned} C_P &= \frac{P}{(\frac{1}{2}\rho v_G^3 a(1 - a) A)} \Rightarrow 4a(1 - a)^2 \\ C_T &= \frac{T}{(\frac{1}{2}\rho v_G^2 a(1 - a) A)} \Rightarrow 4a(1 - a) \end{aligned} \quad (\text{A.5})$$

Om het eerder beschreven effect van de inductie op de prestaties van de turbine te visualiseren zijn  $C_T$  en  $C_P$  geplot tegen  $a$ , zie Figuur A.2

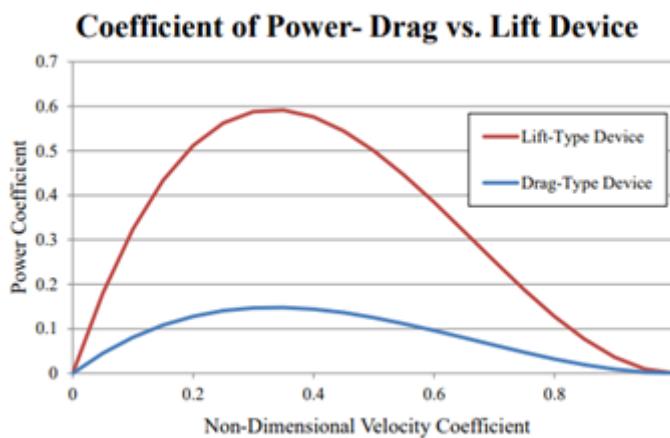
Het figuur toont een maximum  $C_P$  bij  $a = \frac{1}{3}$ , de maximum waarde is  $\frac{16}{27}$  ongeveer 0,59 en wordt de Betz Limiet genoemd. De Betz limiet is het theoretisch maximaal haalbare rendement voor "statische" turbines, hier is uitgegaan van een ideale rotor zonder verliezen, een meer haalbare efficiëntie ligt rond 50%



Figuur A.2: Betz curve [25]

### A.1.1. Rotor aerodynamica

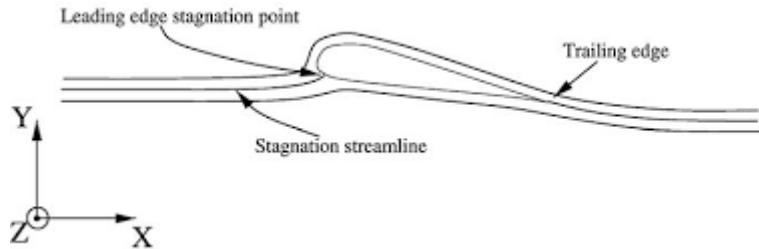
Een turbine met een horizontale as maakt gebruik van turbine bladen om de windenergie om te zetten in mechanische energie. Turbinebladen kunnen volgens twee principes ontworpen worden, gebaseerd op drag of gebaseerd op lift. Drag gebaseerde turbines zijn afhankelijk van het duwen van de wind tegen het blad oppervlak. Een ontwerp dat gebaseerd is op lift is afhankelijk van de bladvorm, de aanstromende wind wordt omgezet in lift waarmee de turbine rotor in beweging wordt gezet. Met een lift gebaseerd ontwerp is een hoger rendement haalbaar zoals te zien in Figuur A.3. Om lift te creëren



Figuur A.3: Drag vs Lift turbines [4]

wordt gebruik gemaakt van een speciale doorsnede vorm, de doorsnede wordt het profiel genoemd. Wanneer het blad door een medium beweegt ontstaat weerstand, om het hoogst mogelijke rendement te halen wordt voor het blad profiel gebruikt van een vorm die met weinig weerstand veel lift kan genereren. Een voorbeeld van een profiel is weergegeven in Figuur A.4

Een vleugelprofiel creëert lift door de aanstromende luchtstroom te delen, het delen van de luchtstromen wordt veroorzaakt door het stagnatie punt. Het stagnatie punt is een punt waarop de luchtdruk hoger is dan de omringende luchtstromen, de hoge druk wordt veroorzaakt doordat lucht niet over of onder het profiel kan stromen waardoor een leading edge vortex ontstaat, een wervelend stromingsgebied langs de voorzijde van de vleugel. De locatie van het stagnatie punt is afhankelijk van de profiel vorm en de hoek van aanval. De aanstroom snelheid van de lucht boven en onder de vleugel zijn gelijk, de afgelegde weg van de bovenste luchtstroom is langer dan de luchtstroom onder de vleugel. Door de verschillende af te leggen afstanden wordt de druk boven de vleugel verlaagd, onder de vleugel ontstaat



Figuur A.4: Stroomlijnen over vleugelprofiel [37]

een luchtstroom met een relatief hoge luchtdruk. De luchtdruk onder de vleugel veroorzaakt lift. De lift en drag van een profiel kunnen als volgt worden bepaald:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{2} \rho v_s^2 c_l c \\ D &= \frac{1}{2} \rho v_s^2 c_d c \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

## A.2. BEM

Zoals in de basis is omschreven kunnen de karakteristieken van een vleugel door verschillende parameters worden beïnvloed, hoek van aanval, cord lengte en profiel vorm. Om voor alle parameters optimale waarden te vinden wordt gebruik gemaakt van de BEM methode. Voor de BEM methode wordt een blad opgedeeld in een aantal elementen, gesteld wordt dat de segmenten geen interactie hebben met elkaar. Voor BEM wordt voor elk doorsnede vlak van de elementen gekeken naar de meest optimale parameters.

### A.2.1. Standaard methode

BEM is een methode waarmee iteratief de optimale  $\theta$  en  $c$  kan worden bepaald. Voor de initiële iteratie worden aannames gebruikt waarna de invoer waardes worden vervangen door de uitkomsten van de methode. De  $\theta$  van een element wordt bepaald aan de hand van de schijnbare wind, de richting van de schijnbare wind is afhankelijk van de draaisnelheid van een element en de windsnelheid, zie Figuur A.5. De BEM methode is valide met de volgende aannames:

- In het medium vindt geen warmte uitwisseling plaats
- De aankomende luchtstroom is uniform homogeen en niet turbulent
- De aanstromende lucht ondervindt geen wrijvingsweerstand
- Het rotorvlak wordt gedefinieerd als een turbine met oneindig veel oneindig lange bladen

Het figuur is te zien dat de verdraaiing van het blad toeneemt richting het blad uiteinde ter gevolgen van de schijnbare wind, de schijnbare windsnelheid is als volgt te bepalen:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + \omega_r^2} \quad (\text{A.7})$$

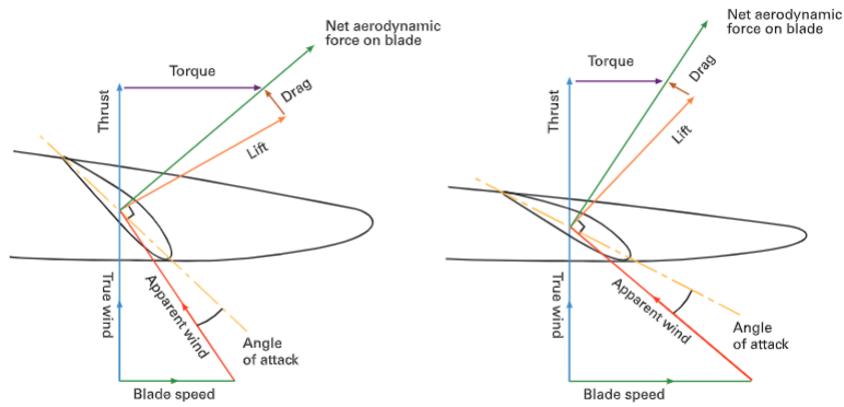
Hier is  $v_1$  de windsnelheid op hoogte van de rotor, rekening houdende met de inductie factor:

$$v_1 = v_G(1 - a) \quad (\text{A.8})$$

En is  $v_s$  de snelheid van de schijnbare wind. De vergelijking voor het draaisnelheid component van vergelijking A.8:

$$\omega_r = \Omega r(1 + a') \quad (\text{A.9})$$

In bovenstaande vergelijking wordt  $a'$  geïntroduceerd, dit is de tangentiële inductie factor. De tangentiële inductie factor is even als de axiale inductie factor een ken getal van wind potentiaal vermindering. Wanneer een turbine draait wordt aan de lucht achter de rotor een draaiende beweging meegegeven, het draaien van de lucht achter de rotor wordt zog draaiing genoemd. In de aanloop naar de turbine begint



Figuur A.5: Turbine blad vectoren[9]

de zog draaiing zichtbaar te worden, het draaien van de lucht wordt gezien als mindering in potentiële wind energie. De zog-verliezen zijn hier buiten beschouwing gelaten. De tangentiële inductie factor is met de volgende vergelijking te bepalen:

$$a' = \frac{1}{\frac{4 \sin \phi \cos \phi}{\sigma_r C_t} - 1} \quad (\text{A.10})$$

Op gelijke wijze kan de axiale inductie factor worden bepaald

$$a = \frac{1}{\frac{4 \sin^2 \phi}{\sigma_r C_n} + 1} \quad (\text{A.11})$$

Hierin is  $\sigma_r$  de soliditeit van de rotor, dit is een ken getal voor het oppervlak van het rotorvlak dat daadwerkelijk bedekt wordt door rotorblad oppervlak. De soliditeit is als volgt te bepalen:

$$\sigma_r = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (\text{A.12})$$

De resterende parameters om de inductie factoren te bepalen zijn de normaal en de tangentieel coëfficiënt, de coëfficiënten worden afgeleid vanuit vectoren van de gegenereerde lift en drag van het vleugelprofiel. De coëfficiënten kunnen als volgt worden bepaald:

$$\begin{aligned} c_n &= c_l \cos \phi + c_d \sin \phi \\ c_t &= c_d \sin \phi - c_l \cos \phi \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

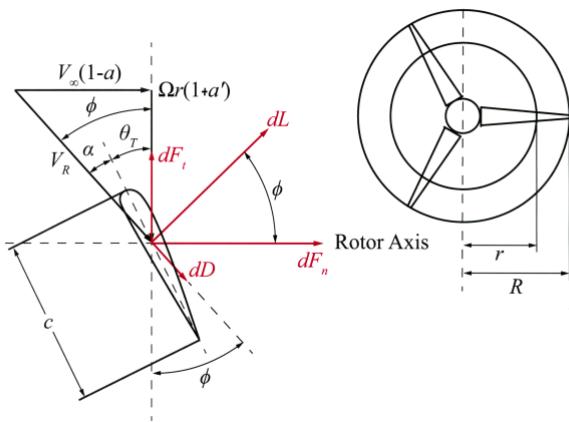
De vergelijking voor schijnbare windsnelheid toont dat de afstand van het element tot de rotatie-as een belangrijke parameter is bij het bepalen van de schijnbare windsnelheid. De verhouding tussen de aankomende windsnelheid en de rotatiesnelheid wordt gebruikt bij het classificeren van turbines en heet ook snellopendheid. De snellopendheid is als volgt te bepalen:

$$\lambda = \frac{\Omega r}{v_G} \quad (\text{A.14})$$

De hoek van de schijnbare wind is voor elk element verschillend, de hoek dicteert voor een groot deel de karakteristieke draaiing van een turbine blad. De hoek van de schijnbare wind is met de volgende vergelijking te bepalen:

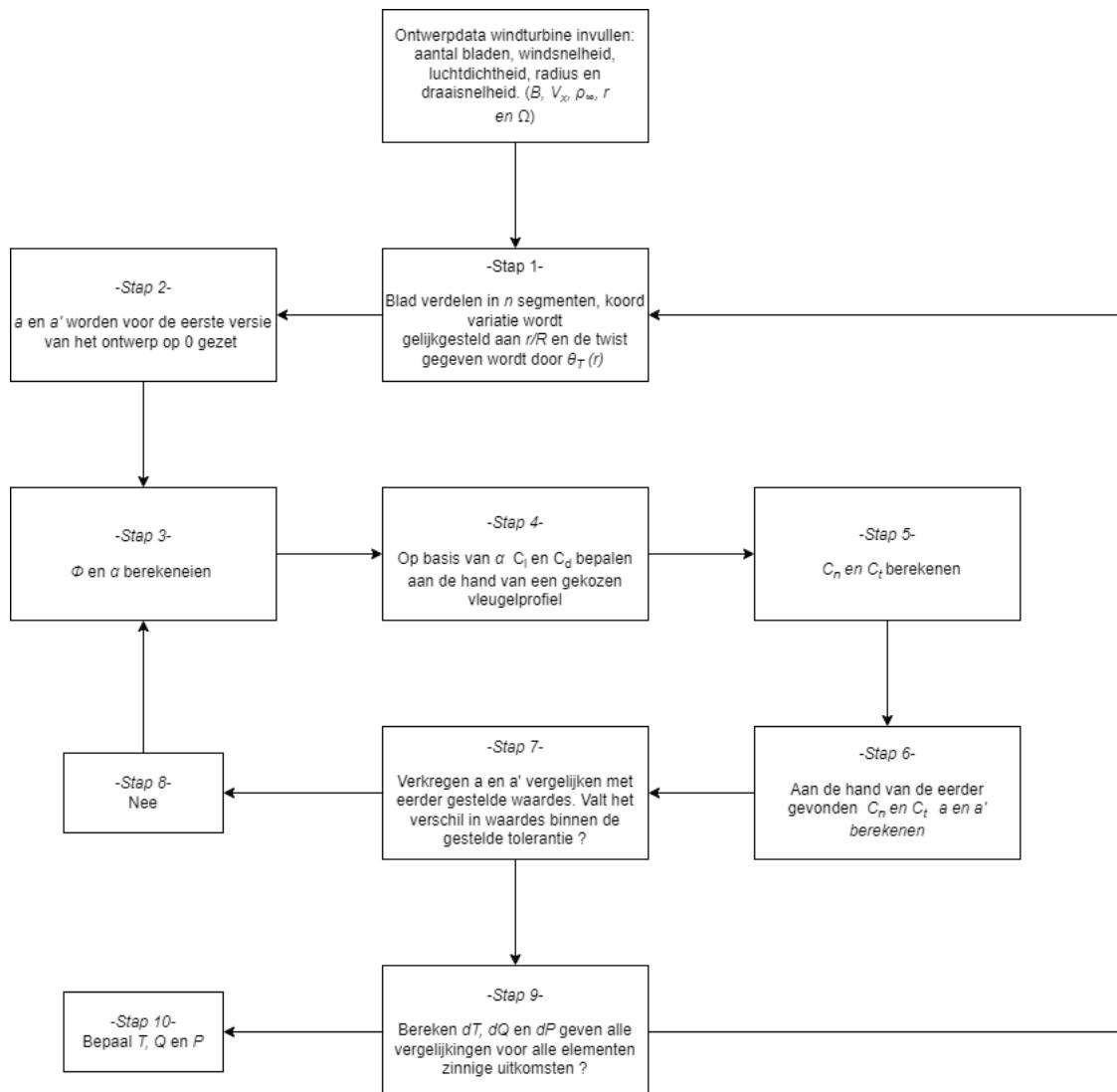
$$\phi = \arctan \frac{v_\infty(1-a)}{\Omega r(1+a')} \quad (\text{A.15})$$

De overige bijdragen in blad draaiing komt voort uit de optimale hoek van aanval van een vleugelprofiel. De Richting van de krachten werkende op de blad doorsnede zijn weergegeven in Figuur A.6.



Figuur A.6: Rotor vectoren

De resterende bijdrager aan de totale blad verdraaiing is de optimale aanvalshoek van een vleugelprofiel. Bronnen als Xfoil of Airfoiltools [3] kunnen gebruikt worden om voor verschillende Reynoldswaarden de meest optimale aanvalshoek te vinden. De Reynoldswaarde is een kengetal dat gebruikt kan worden om het stroomgedrag van een medium rond een lichaam te beschrijven, het kengetal kan met de volgende vergelijking worden bepaald:  $Re = \frac{v_s c}{\nu}$ . Voor elk element wordt de optimale  $a$  bepaald op  $\frac{L}{D} \rightarrow \infty$ . De  $\theta$  van het profiel is uiteindelijk te bepalen met de volgende verhouding  $\Theta = \phi - \alpha$ . Zoals eerder beschreven wordt met de BEM methode geïtereerd, hierbij wordt bij de eerste iteratie gewerkt met aangenomen waarden. De werkwijze voor de BEM methode is in Figuur A.7 schematisch weergegeven.



Figuur A.7: BEM-schema

### A.3. Momentum theorie

Gezien over de gehele rotor wordt gekeken wordt vermenigvuldigd met de hoeveelheid gebruikte bladen. Ook wordt de formule afhankelijk gemaakt van de plaatselijke cord lengte en radius:

$$dF_n = B \frac{1}{1} \rho v_s^2 [c_L \cos(\phi) + c_D \sin(\phi)] cdr$$

$$dF_t = B \frac{1}{1} \rho v_s^2 [c_D \cos(\phi) - c_L \sin(\phi)] cdr$$

Om bovenstaande vergelijkingen te versimpelen zullen  $c_n$  en  $c_t$  worden gesubstitueerd, ook zal de formule omgebouwd worden om  $P$  en  $Q$  te kunnen bepalen. Gesteld wordt het volgende: de differentiaalvergelijking van koppel kan als volgt worden beschreven  $dQ = rdF_t$  en de differentiaalvergelijking van thrust kan als volgt worden beschreven  $dP = WdQ$  dit levert de volgende vergelijkingen:

$$dQ = B \frac{1}{2} v_s^2 c_t cr dr$$

$$dQ\Omega = B\Omega \frac{1}{2} v_s^2 c_t cr dr$$

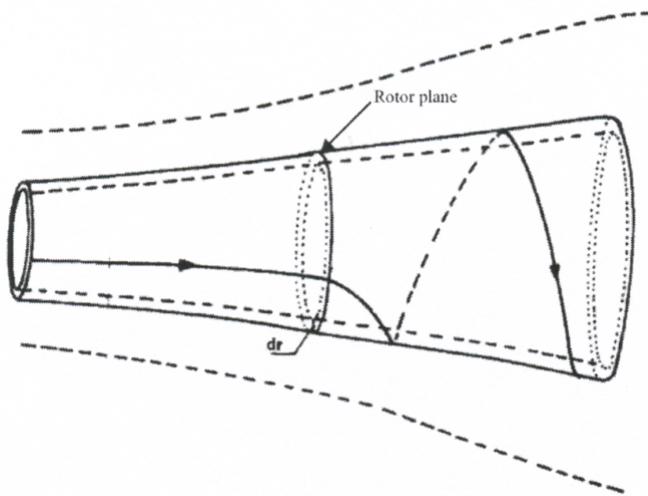
Eerder werd de volgende vergelijking afgeleid:

$$a' = \frac{\Omega}{2\omega}$$

Wanneer op bovenstaande vergelijking een Prandtl–Glauert transformatie wordt toegepast kan met behulp van bovenste vergelijking de volgende vergelijking worden opgesteld:

$$dT = 2\rho v_\infty^2 a(1-a)(2\pi r dr)$$

Bij een Prandtl–Glauert transformatie wordt gebruik gemaakt van een imaginair actuatiedomein binnen het rotorvlak. Dit domein wordt gebruikt om het zog van de turbine te simuleren, later zal verder ingegaan worden op de zog.



Figuur A.8: Rotor actuatiedomein [university]

Gelijke transformatie is toegepast om een vergelijking af te leiden om het rotorkoppel  $Q$  te bepalen, dit is toegepast onderstaande vergelijking:

$$a' = \frac{\Omega}{2\omega}$$

Hieruit volgt de volgende vergelijking:

$$dQ = 2a'(1-a)\rho v_\infty \Omega^2 (2\pi r dr)$$

Vanuit de hoofdvergelijking kunnen twee versies worden afgeleid, een versie waarbij rekening gehouden wordt met de eerdergenoemde zog-draaiing, en een versie waarbij de zog-draaiing wordt genegeerd. Dankzij de wet van behoud van energie kan gesteld worden dat de vergelijkingen in alle gevallen constant moeten zijn dit levert:

$$\underbrace{2a(1-a)^2 \frac{3}{\infty} (2\pi r dr)}_{\text{zonderzog}} = \underbrace{2a'(1-a)\rho v_\infty \Omega^2 f_2(2\pi)}_{\text{metzog}}$$

Vereenvoudiging leidt tot het volgende bruikbare verband:

$$a(1-a) = a'\lambda r^2$$

Wanneer  $\frac{da}{da'} = \frac{\lambda r^2}{1-2a}$  wordt opgelost kan geconcludeerd worden dat  $a = 1/3$  voor  $c_{Pmax}$  hier wordt nogmaals de Betz limiet bewezen. Voor het uitvoeren van de BEM-methode is het noodzakelijk een relatie tussen de geometrie en de axiale inductiefactor op te stellen. Het verband kan gevonden worden door de  $dT$  van de momentum methode gelijk te stellen aan de  $dF_n$  van de BEM-methode, hieruit volgt:

$$\underbrace{2\rho v_\infty^2 a(1-a)(2\pi r dr)}_{\text{Momentumtheorie}} = \underbrace{B \frac{1}{2} \rho v_s^2 c_n c dr}_{\text{Bladelementtheorie}}$$

Na substitutie van  $v_R = \frac{v_\infty(1-a)}{\sin \phi}$  en vereenvoudigen is de volgende vergelijking verkregen:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{Bc_n c}{8\pi r \sin^2 \phi}$$

Om de vergelijking te vereenvoudigen is een nieuwe parameter gedefinieerd  $\sigma_r = \text{rotorsoliditeit}$

$$\sigma_r = \frac{Bc}{2\pi r}$$

Nu kan een eenvoudig verband tussen de blad geometrie en de axiale inductie worden opgesteld:

$$a = \frac{1}{\frac{4\sin^2 \phi}{\sigma_r c_n} + 1}$$

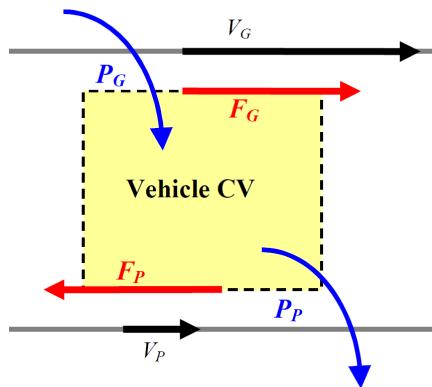
Op gelijke wijze is een verband gevonden tussen  $\sigma_r$  en  $dP$ , dit geeft een verband van de tangentiele inductie:

$$a' = \frac{1}{\frac{4\sin \phi \cos \phi}{\sigma_r c_t} - 1}$$

### A.3.1. Aanvulling

Met de BEM methode zoals uitgelegd worden voor "statische" turbines de meest optimale ontwerp parameters gevonden, vaak bij een axiale inductie factor van 1/3 en een rendement van ongeveer 50%. Voor de TWA moet rekening gehouden worden met het rijden van de auto, de turbine is niet statisch. Door de dynamische eigenschappen van de turbine worden parameters als inductie factor minder belangrijk. Door het bewegen van de turbine verschuiven de optimalisatie prioriteiten sterk. De aangepaste methode is beschreven door Mac Gaunaa van de DTU [20]. De genoemde methode is gebaseerd op de verliezen binnen het systeem, de verliezen moeten in balans zijn met de omgezette energie. Wanneer onnodig energie wordt omgezet ontstaat meer thrust en meer verlies.

Voor het optimaliseren geldt dat geen versnelling optreedt en de auto over een perfect horizontaal wegdek rijdt, waarbij een laminaire wind vanaf de precieze voorzijde van het voertuig komt. De auto kan gezien worden als systeem waarin alle gegenereerde energie wordt omgezet in aandrijvende energie met een bepaald rendement, in Figuur A.9 is een vereenvoudiging weergegeven.



Figuur A.9: Windauto systeem

Zoals eerder gesteld zijn de rendementen van de verschillende systemen belangrijk, het generatieve rendement wordt als volgt beschreven:

$$\eta_G = \frac{P_G}{F_G v_G}$$

Op gelijke wijze geldt het volgende voor het aandrijvende rendement:

$$\eta_P = \frac{P_P}{F_G v_P}$$

Om het generatieve systeem van het voertuig te koppelen aan het aandrijvende deel wordt gebruik gemaakt van een transmissie, hiervan is het rendement als volgt beschreven:

$$\eta_T = \frac{P_P}{P_G}$$

Gesteld wordt dat geen versnelling optreedt waardoor geldt  $F_P = F_G$  hierdoor kan de volgende vergelijking worden opgesteld:

$$\frac{v_G}{v} = \frac{1}{\eta_P \eta_G \eta_T}$$

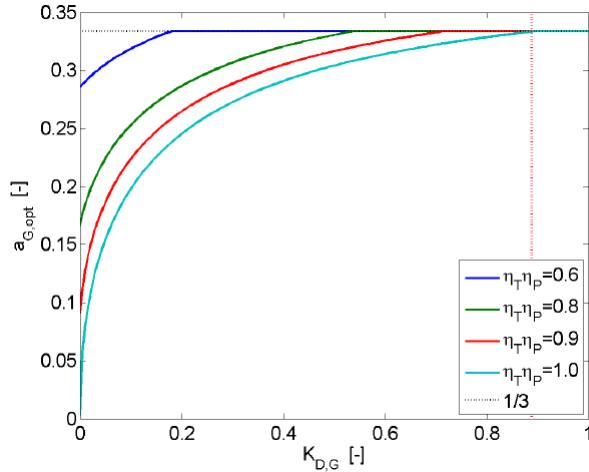
De snelheden in bovenstaande vergelijking slaan op de voortstuwendende snelheid en de generatieve snelheid, gesteld kan worden dat:  $v_G = v + v_\infty$  en  $v_P = v$ . De volgende vorm van de vergelijking volgt na invullen van de gestelde gelijkheden:

$$\frac{v}{v_\infty} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_P \eta_G \eta_T} - 1} \quad (\text{A.16})$$

Vanuit de "standaard" BEM methode is een tweetal vergelijkingen gevonden: vergelijking A.5. De thrust van de turbine dient meegerekend te worden als verlies tezamen met de weerstand van het oppervlak van het voertuig, hieruit volgt een uitgebreide versie van de vergelijking:

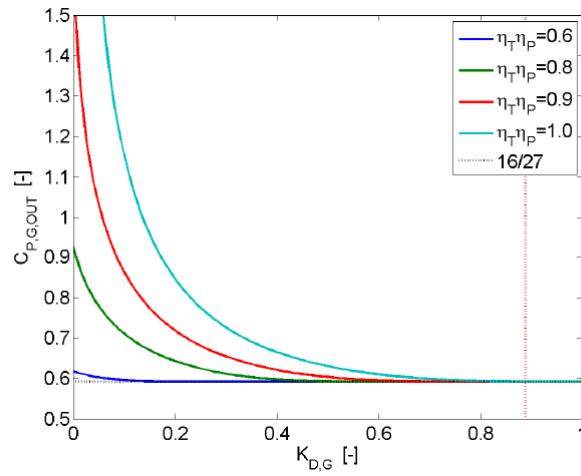
$$\frac{v}{v_\infty} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_T \eta_P} \frac{c_T + \frac{A_V}{A} c_D}{c_P} - 1} \quad (\text{A.17})$$

De vergelijking is gebruikt om verschillende efficiëntie gevallen te plotten tegen de viscositeitsweerstand verliezen  $K_D = C_D \frac{A_v}{A}$  en de axiale inductie, zie Figuur A.10.



Figuur A.10: Axiale inductie vs  $K_D$  [20]

Uit het figuur wordt duidelijk dat een axiale inductie factor van 1/3 enkel wordt gehaald in geval van laag rendement en hoge luchtweerstand. Bij het bouwen van het voertuig wordt veel aandacht besteed om de verliezen te minimaliseren, hierdoor wordt een inductie factor van 1/3 zo goed als uitgesloten. Op gelijke wijze is de  $c_P$  geplot voor verschillende efficiëntie gevallen tegen  $K_D$ :



Figuur A.11:  $c_P$  vs  $K_D$  [20]

Door bovenstaand figuur wordt duidelijk dat de efficiëntie van de verschillende systemen aanzienlijke invloed heeft op de prestaties van het voertuig. Opgemerkt kan worden dat zolang de rendementen toenemen het maximaal haalbare vermogen ook toeneemt, het theoretisch limiet van de hoogst haalbare verhouding tussen windsnelheid en rijnsnelheid gaat bij  $\eta \approx 1$  richting  $\infty$ .

Om de verhouding tussen  $c_P$  en  $c_T$  te kunnen optimaliseren is de eerder gevonden vergelijking in een andere vorm geschreven, in de vergelijking wordt een nieuw variabel gebruikt als optimalisatie waarde.

$$c_{opt} = \eta_P \eta_T \left( 1 + \frac{1}{(\frac{v}{v_\infty})} \right) c_{Ploc} - c_{Tloc} \quad (\text{A.18})$$

Hierin kunnen  $c_{Ploc}$  en  $c_{Tloc}$  als volgt worden bepaald:

$$c_{Tloc} = \frac{\frac{dT}{dr}}{\pi \rho v_G^2 r} \quad (\text{A.19})$$

$$c_{Ploc} = \frac{\frac{dP}{dr}}{\pi \rho v_G^3 r}$$

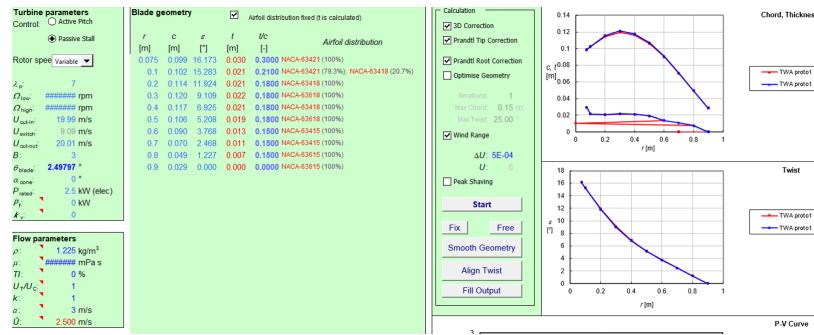
Voor beide beschreven BEM methodes wordt gebruik gemaakt van de 1D-momentum theorie, de momentum methode wordt gebruikt bij het afleiden van de verschillende vergelijkingen. De afleiding van de momentum methode is beschreven in Bijlage A.3. De bladvorm kan geoptimaliseerd worden door de invoerparameters aan te passen, de meest optimale elementvorm zal optreden bij  $c_{opt} \rightarrow \infty$

## A.4. Optimalisatie

In de BEM theorie zijn de verschillende rekenmethodes genoemd waarmee gewerkt wordt tijdens het optimaliseren van een windturbine, de vergelijkingen dateren echter uit een werk van Betz gepubliceerd in 1920. Rond deze periode werd het rekenwerk uitgevoerd met de hand, inmiddels kunnen de berekeningen door een computer worden uitgevoerd.

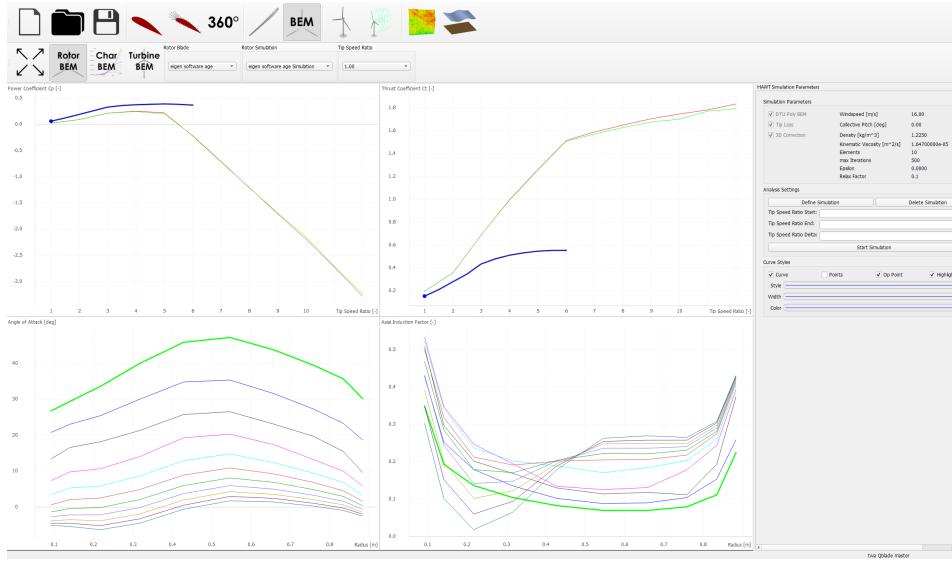
### A.4.1. Bestaande oplossingen

Voor het oplossen van de verschillende vergelijkingen uit de BEM methode kan gebruik gemaakt worden van een aantal beschikbare software pakketten, bijvoorbeeld BOT en Q-blade. BOT is een programma dat intern gebruikt wordt bij ECN [8], zie Figuur A.12. Q-blade [34] is een commercieel beschikbare oplossing.



Figuur A.12: BOT user interface [8]

Tijdens de periode waarin BOT is getest is gebleken dat het gebrekkig werkt voor het gewenste doeleind, daarnaast bleef het programma om onbekende redenen onredelijke uitkomsten geven. Na het matige resultaat van BOT is verder gezocht naar bestaande oplossingen. Een ander bestaand programma is Qblade. De optimalisatie mogelijkheden van Q-blade zijn niet uitgebreid genoeg voor het gewenste doel, wel biedt het programma verschillende functies die later nuttig zullen zijn gebleken. Met Qblade kunnen bijvoorbeeld vleugelprofielen worden gesimuleerd, daarnaast is het mogelijk bestaande ontwerpen te analyseren.

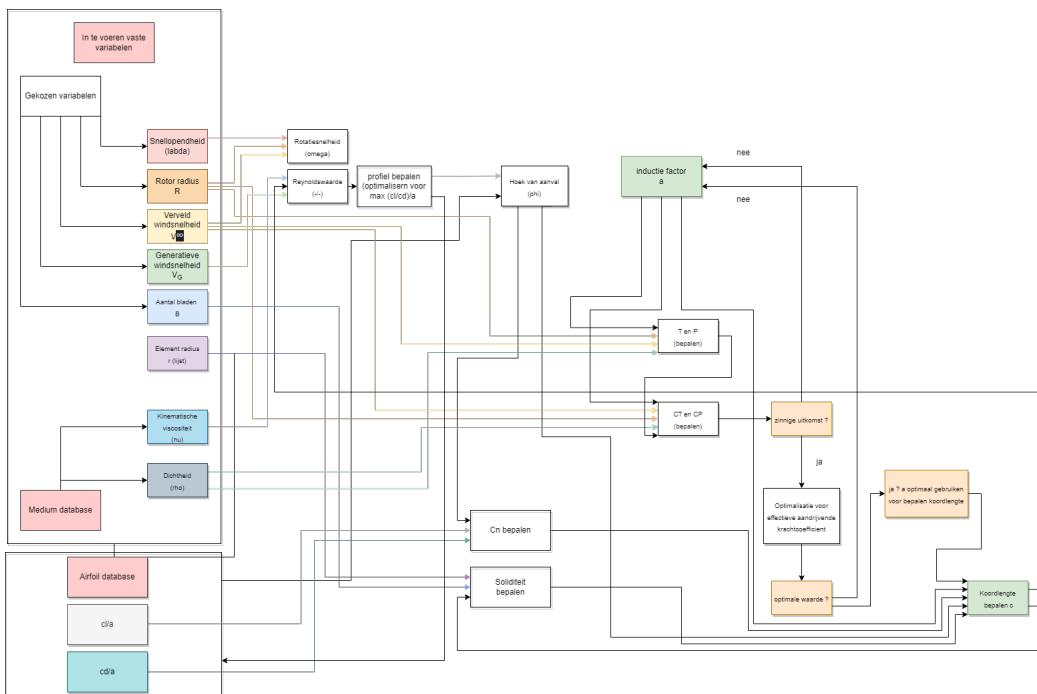


Figuur A.13: Qblade user interface [34]

Q-blade heeft echter vergelijkbare tekortkomingen als BOT, en kan dus ook niet gebruikt worden bij het ontwerpen van het meest optimale ontwerp voor de TWA. Bij beide pakketten wordt geoptimaliseerd naar  $a \approx 1/3$  dit is zoals eerder beschreven niet optimaal.

#### A.4.2. Stoefoeblad

Door de tekortkomingen van de bestaande oplossingen is uiteindelijk gekozen een eigen oplossing te ontwikkelen, de oplossing zou de 1D-momentum methode gebruiken voor dynamische turbines om de meest optimale ontwerp parameters te bepalen. Het programma gebruikt een set invoer parameters om uiteindelijk voor elk segment de optimale  $\theta$  en  $c$  te bepalen. De vooraf geplande werking van het programma is in Figuur A.14 schematisch weergegeven.



Figuur A.14: Proces schema geschetste eigen software

Stoefoeblad gebruikt verschillende vergelijkingen uit de eerder bekeken BEM methode. De software

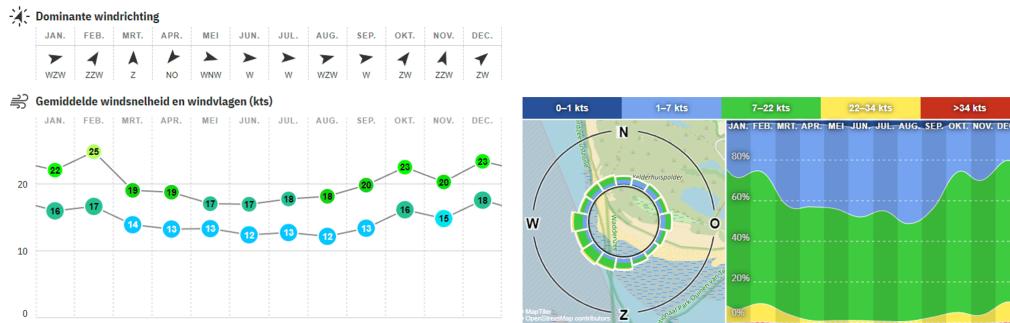
werk de volgende stappen af:

- Bij het starten van de software worden twee groepen parameters meegegeven, de eerste groep bevat alle parameters die algemeen voor de gehele rotor gelijk blijven:  
 $v_\infty, v, \lambda, R, N, B, v_P, v_T, c_{max}, c_{min}$
- De tweede groep parameters wordt tijdens het doorlopen van de berekeningen aangepast, voor elk blad element moeten de parameters terug gezet worden op een beginwaarde:  $a, a'$
- Aan de start van de optimalisatie wordt voor  $a$  en  $a'$  0 ingevuld, de daadwerkelijke waarden worden later in het proces bepaald
- Gezien de aanvalshoek  $\alpha$  grotendeels vastligt in de  $\lambda$  wordt enkel de cord lengte als dynamisch variabel gezien. De onderstaande stappen worden voor verschillende oplopend cordlengtes doorlopen, de meest optimale cordlengte bevindt zich bij  $c_{opt} \rightarrow \infty$
- stap 1: begin waarden bepalen voor  $v_s(A.7), \theta(A.15), Re, A, \sigma_R(A.12)$
- stap 2: Door de complexiteit van het bepalen van  $c_L, c_D$  vanuit vleugelprofiel vorm is gekozen voor een vereenvoudiging. Voor de vereenvoudiging is vooraf  $c_L, c_D$  vs  $\alpha$  data verzameld bij verschillende Reynoldswaarden. gezocht wordt naar de meest optimale  $\alpha$
- stap 3: met de eerder verkregen informatie worden  $c_n, c_t(A.13)$  bepaald
- stap 4: vervolgens kunnen de prestaties van de turbine worden berekend  $P, T(A.4)$
- stap 5: de lokale power en tangentiële coëfficiënten worden bepaald  $c_{ploc}, c_{Tloc}(A.19)$
- stap 6: zoals eerder gesteld worden de inductie factoren later in de optimalisatie bepaald  $a(A.11), a'(A.10)$
- stap 7: tot slot wordt het optimalisatie constante bepaald, de invoer parameters worden aangepast om de waarde zo groot mogelijk te maken  $c_{opt}(A.18)$
- stap 8: om de werkelijke data van een element te verkrijgen worden de stappen nogmaals doorlopen met gelijke cordlengte, enkel de bepaalde inductie factoren worden ingevuld.

Wanneer de stappen voor elke vooraf gestelde  $c$  zijn doorlopen zullen identiek stappen worden ondernomen voor de overige elementen. Alle resultaten worden bewaard in een 3D-matrix waarna op een later moment voor elk element de meest optimale  $c, \alpha$  worden gefilterd. De optimalisatie is geschreven in python, de gebruikte code voor zowel de BEM module als de dataverwerken zijn gegeven in Bijlage ??.

### A.4.3. Ontwerp parameters

Om een ontwerp te kunnen maken dienen een aantal parameter vastgesteld te worden. De wens gebruik te maken van een diffusiering heeft negatieve invloed op de maximale rotor diameter, de rotor zal maximaal 1800 [mm] in diameter worden om de diffusiering te accommoderen. Wenselijk is de afmetingen van de rotor af te stemmen op het ontwerp van de diffusiering, het ontwerp van de diffusiering is echter niet aanwezig. De nominale rotatiesnelheid van de rotor is vastgesteld aan de hand van een aannname. De maximaal toegestane rotatiesnelheid is 1200 rpm, gerekend zal worden met een veiligheidsfactor van 1,5. Het nominale ontwerp toerental zal 800 rpm zijn. Tijdens de race is het belangrijk dat het voertuig zo goed mogelijk afgestemd is op de plaatselijke omstandigheden, onderzoek is gedaan naar de gemiddelde windverwachting in augustus in Den Helder.



Figuur A.15: windsnelheden den helder[46]

De windsnelheid waarmee rekening gehouden kan worden tijdens de race ligt tussen 7 en 22 knopen (3.5 en 11 m/s). Voor het ontwerp is rekening gehouden met een voertuighoogte van 80% de ontwerpsnelheid ligt tussen 6 en 20 m/s. De maximale voertuighoogte is 3,5 [m] [44], het is wegens structurele en aerodynamische criteria wenselijk dat de auto zo laag mogelijk is. Het verlagen van de turbine kan niet geheel zonder consequenties. Lager bij de grond dient rekening gehouden te worden met zogenaamde wind gradiënt. Luchtstromen ervaren frictie weerstand met het aardoppervlak, hierdoor is de windsnelheid op verschillende afstanden vanaf de grond verschillend. De windsnelheid in weersvoorspellingen wordt gegeven op een hoogte van 10 [m]. De invloed van wind gradiënt kan met de volgende formule worden bepaald:

$$v_w(h) = v_\infty \left( \frac{h}{10} \right)^\alpha$$

Hierin is  $\alpha$  het Hellmann exponent dit exponent is afhankelijk van de omstandigheden waarvoor de wind gradiënt berekend wordt. In Tabel A.1 zijn voor een aantal omstandigheden bijhorende Hellmann exponenten gegeven. Hierbij geldt: hoe lager de exponent hoe kleiner de invloed van wind gradiënt.

Locatie	$\alpha$
Instabiele lucht boven open water	0,06
Neutrale lucht boven open water	0,1
Instabiele lucht boven vlak kustgebied	0,11
Neutrale lucht boven vlak kustgebied	0,16
Stabiele lucht boven open water	0,27
Instabiele lucht boven bewoond gebied	0,27
Neutrale lucht boven bewoond gebied	0,34
Stabiele lucht boven vlak kustgebied	0,4
Stabiele lucht boven bewoond gebied	0,6

Tabel A.1: Hellmann exponenten

Tijdens de race wordt uitgegaan van omstandigheden waarbij de wind vanaf zee komt, richting het kustgebied, hieruit volgt  $\alpha = 0,16$ . Uitgegaan wordt van een  $v_\infty$  van 10 [m/s] en een maximale

rotorhoogte van 1,5 [m], invullen geeft:

$$10\left(\frac{1,5^0}{10}, 16\right) \approx 7,4\left[\frac{m}{s}\right]$$

Gesteld is dat een gewenste hoogte voor de rotor 1 [m] is na invullen volgt:

$$10\left(\frac{1^0}{10}, 16\right) \approx 7\left[\frac{m}{s}\right]$$

Om de invloed van de lagere rotor af te wegen is gekeken naar het maximaal haalbare vermogen van beide situaties (bij een statische turbine):

$$P_{1,5[m]} = \frac{1}{2} \cdot 1,3 \cdot \pi \cdot 0,9^2 \cdot 7,4^3 \approx 90,6[J]$$

$$P_{1,5[m]} = \frac{1}{2} \cdot 1,3 \cdot \pi \cdot 0,9^2 \cdot 7^3 \approx 81[J]$$

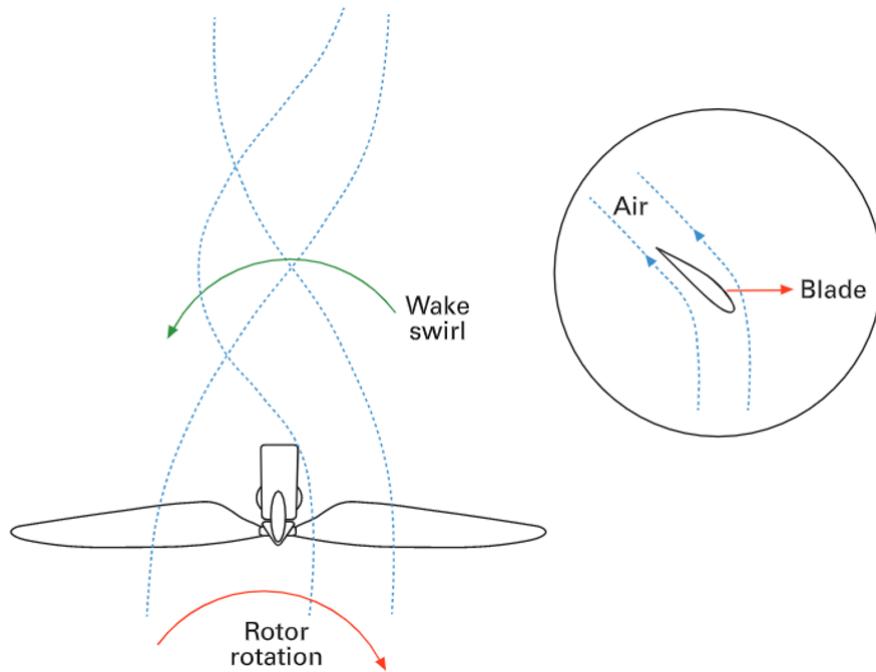
Geconcludeerd kan worden dat de turbine 11% minder energie kan produceren wanneer de turbine 0,5 meter lager wordt geplaatst, geschat wordt dat de toename in efficiëntie door het verlagen van de turbine minder dan 11% zal zijn. Hierom zal uitgegaan worden van de maximaal toegestane voertuighoogte.

Aanvullend zal gebruik gemaakt worden van 3 turbinebladen. Om te zorgen dat mogelijk onbalans elkaar versterkt is gekozen geen bladen recht tegenover elkaar te bevestigen, hierdoor kan enkel een systeem met een oneven hoeveelheid bladen worden gebruikt. Het gebruik van een enkel blad is niet praktisch gezien de rotor in dit geval in balans gehouden moet worden met een contra gewicht, dit veroorzaakt meer gewicht en verlies zonder efficiëntie toe te voegen. Om de soliditeit van de rotor constant te houden moet bij een systeem met meer bladen de gemiddelde corde lengte worden verlaagd, dit is niet wenselijk in verband met de maakbaarheid van de onderdelen. In het kort is een systeem met 3 bladen een balans in maakbaarheid en efficiëntie.

#### A.4.4. Verliezen

Duidelijk is dat het ontwerp in de werkelijkheid te maken zal krijgen met verliezen, om een beter inzicht te krijgen van de verliezen is hier aanvullend onderzoek naar gedaan.

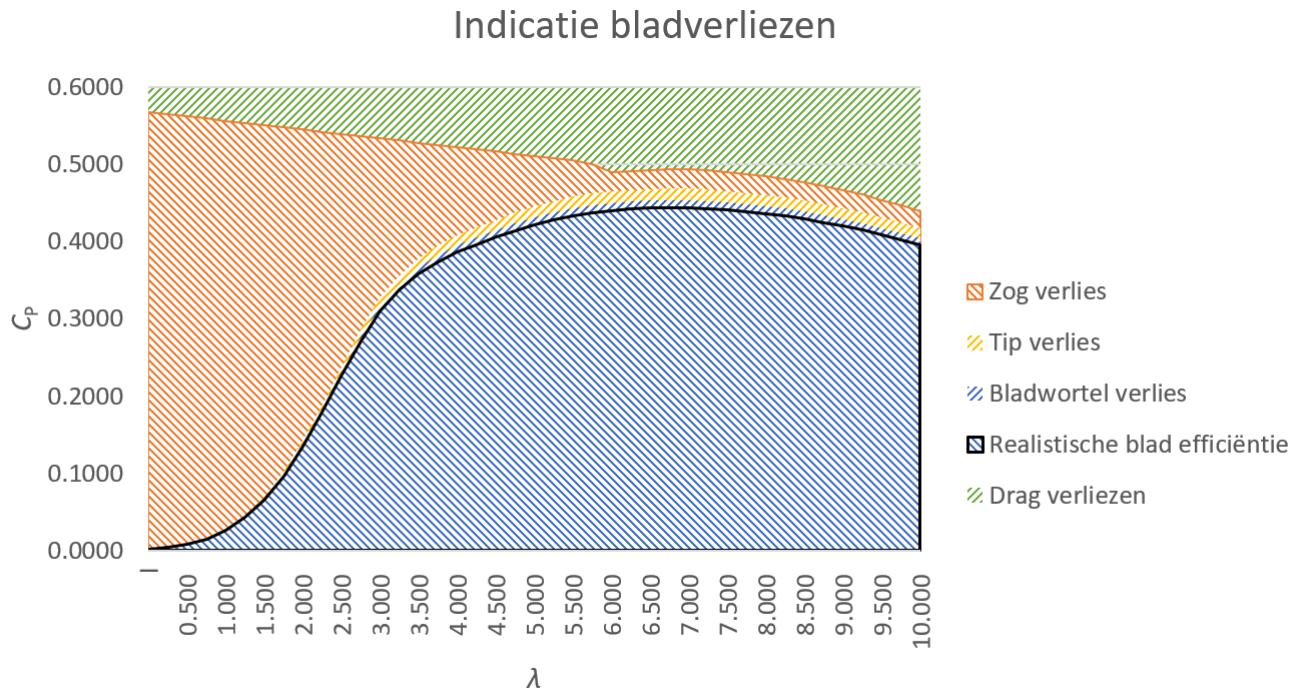
Eerder werd het begrip "zog-draaiing" kort genoemd. Tot nu toe is altijd gerekend met een zogenaamde Betz-optimale turbine, hierbij wordt een aantal variabelen en aspecten buiten schot gehouden, zo ook een aantal verliezen bijvoorbeeld het zog-verlies. Zog-draaiingen treden op in het zogenaamde zog van een turbine, hiermee wordt kort achter de turbine bedoeld. Het turbineblad heeft een bepaalde interactie met de luchtstroom zoals te zien in Figuur A.16, door de interactie worden de luchtstromen tangentieel aan het rotoroppervlak afgebogen. Door de vorm van het turbineblad wordt deze stroming afgebogen in tegengestelde richting aan de draairichting van de turbine. Het kost energie om de stroomrichting van de lucht af te buigen, dit wordt als verlies beschouwd.



Figuur A.16: Zog verlies[9]

Door de draaiing van de lucht ontstaat een niet laminaire stroming. De verliezen door zog-draaiing zijn nauw verwant aan de verliezen die ontstaan door tip vortexen. Ook zal een model worden afgeleid om de vortex verliezen te kunnen modelleren, een vereenvoudiging wordt gegeven voor de classificatie van een verlies. Zog-verlies is al het verlies dat optreedt door vortexwerking van de rotor, in de theorie wordt enkel van tipverliezen gesproken aan de uiteinden van de turbine waar geldt:  $r \approx R$

De vortexen verstören de ideale laminaire stroom rond de turbine, dit heeft negatieve invloed op de efficiëntie van het ontwerp. De vortexen ontstaan niet alleen aan de bladtips, gelijke vortex systemen zijn te vinden aan de wortel van een blad. Tipverliezen kunnen verminderd worden door een diffusiering of speciaal gevormde wingtips, de werking van de diffusiering en wingtips vallen buiten de scope van dit onderzoek. Bladwortelverliezen kunnen voorkomen worden door de aansluiting tussen de bladwortel en de naaf luchtdicht te maken. Bij hogere  $\lambda$  waarden maken de drag verliezen een groter deel uit van het gehele verlies, dit wordt veroorzaakt door de hogere elementsnelheid. De drag van een element neemt exponentieel toe door incrementele toename in snelheid, zoals beschreven in vergelijking A.6.



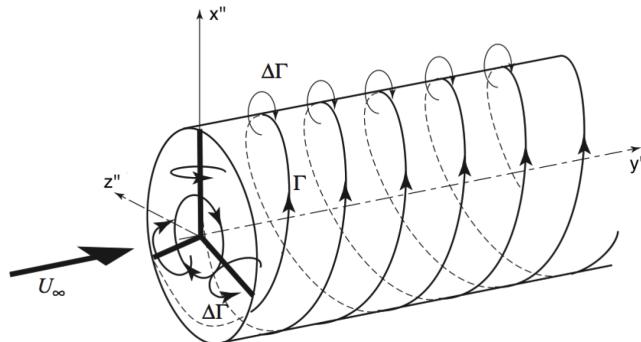
**Figuur A.17:** Bladverliezen

In Figuur A.17 is een indicatie van de daadwerkelijke blad efficiëntie gegeven, hier is te zien hoeveel invloed de verschillende verliezen hebben op de blad prestaties.

In het onderzoek naar de optimalisatietheorie is kort genoemd dat de eigenschappen van de turbine grotendeels afhankelijk zijn aan de interne efficiëntie van de auto. Door de staat van ontwikkeling van het voertuig op moment van schrijven is geen concrete efficiëntie te bepalen, hierom is aangenomen dat zowel de transmissie als aandrijving een efficiëntie hebben van 80% dus:  $\eta_P \approx 0,8$  en  $\eta_T \approx 0,8$

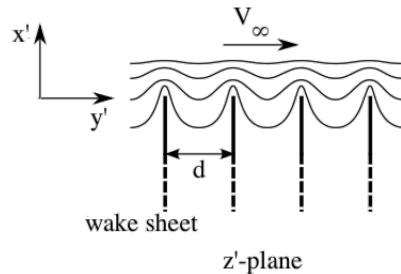
## A.5. Zog verlies en Prandtl tip correctie

Tijdens het ontwerpen van een windturbine worden een aantal aannames gemaakt waaraan een daadwerkelijk ontwerp niet kan voldoen. Zo wordt uitgegaan van een turbine met een oneindige lengte, dit is echter niet van toepassing voor windturbines. Aan de uiteinden van de turbinebladen ontsnapt de hogedruk lucht van onder het blad richting de lagedrukkant, hierdoor ontstaat een vortex systeem. Een voorbeeld van een beschreven vortex systeem is weergegeven in figuur A.18.



Figuur A.18: Tip vortexen[35]

Het specifieke verlies van de zog-draaiing is sterk afhankelijk van de niet uniforme stroming achter de turbine, in figuur A.19 is een versimpeld bovenaanzicht gegeven van de zog-stroming.



Figuur A.19: Zog lagen[35]

Te zien is dat in het zog verschillende lagen ontstaan, de invloed van het zog op de verliezen van de turbine zijn afhankelijk van de afstand tussen de lagen en de hoeveelheid gecreëerde vortexen. In figuur A.18 is echter geen zog-spiraal zichtbaar, dit komt voor uit een aanname in de theorie. In de gestelde theorie wordt uitgegaan van een oneindige hoeveelheid bladen, dit resulteert in de parallelle lagen. Het concept waarbij een oneindige hoeveelheid bladen wordt gebruikt wordt ook wel beschreven als de actuatorschijf methode. Een model om het effect van zog-draaiing te benaderen werd voor het eerst beschreven door Prandtl in 1919. Het model is gebaseerd op een Joukowski transformatie, de transformatie wordt gebruikt om variabelen van complexe geometrieën te transformeren op eenvoudige geometrieën. De genoemde transformatie wordt als volgt beschreven:

$$\xi = \psi + \frac{\sigma^2}{\psi}$$

De in bovenstaande vergelijking gebruikte symbolen zijn plaatsvervangers, en zullen bij gebruik vervangen moeten worden voor zinnige variabelen. Aangenomen wordt dat het zog bestaat uit een ontelbare hoeveelheid vlakken in  $y'$  richting met een eindige diameter (afstand) in de  $x'$ . Door het twee dimensionale karakter van het stroomgedrag dient de Joukowski transformatie voor elke richting

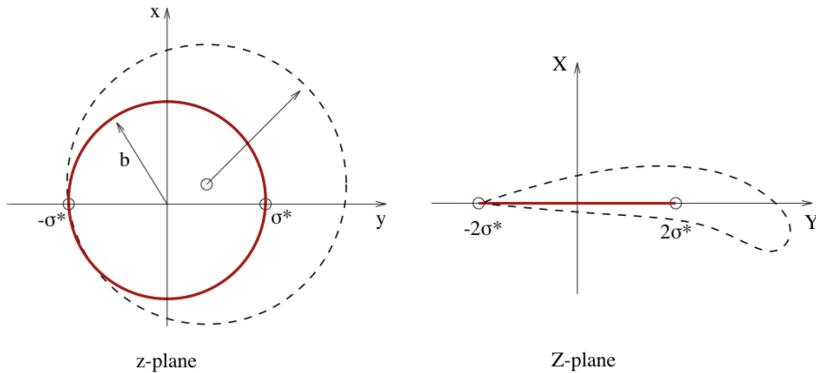
toegepast te worden. Uitgegaan wordt dat het vooranzicht van het rotorvlak zich in het complexe  $z'$  vlak bevindt. Uitgegaan wordt van een cirkel beschreven met volgende vergelijking:

$$z = x + iy$$

Uitgegaan wordt van een situatie waarbij de oorsprong van de cirkel in het midden van het referentievlaak ligt, en een radius  $b$  heeft. En is hierdoor te beschrijven met de volgende vergelijking:

$$z = b \exp i\theta$$

Wanneer dit ingevuld wordt in de transformatie volgt de volgende vergelijking uitgaande van de volgende uitgangspunten:  $\psi = z$  en  $xi = Z : Z = b \exp [i\theta] + \frac{a^2}{b} \exp [-i\theta] = c_1 \cos \theta + ic_2 \sin \theta$  Hierin geldt het volgende:  $C_1 = (b + \frac{a^2}{b})$ ,  $c_2 = (b - \frac{a^2}{b})$  Uitgaande van een situatie waarin  $b = \sigma = 1$  en  $\theta = [0; 2\pi]$  het resultaat van de transformatie is te zien in figuur A.20. Te zien is dat een cirkel op het werkelijke vlak in het complexe vlak beschreven wordt met een vleugelprofielvorm. In de theorie wordt de beschreven transformatie gebruikt om vleugelprofielen te ontwikkelen.



**Figuur A.20:** Vleugel profiel als product van de Joukowski transform[35]

Het cirkelvormige vlak uit figuur A.20 zal later zog-vlak genoemd worden. Om een vergelijking af te kunnen leiden om de invloed van zog-draaiing te bepalen is begonnen met de vergelijking om stroomgedrag over een cirkel te beschrijven:

$$\omega(Z) = v_\infty (Z - \frac{b^2}{Z} - \frac{iT}{2\pi} \log Z)$$

Na een complexe transformatie zoals beschreven in [35] Kan de volgende formule worden afgeleid om de invloed van zog-draaiing te modelleren:

$$F_{Glauert} = \frac{2}{\pi} \arccos(\exp(F_1))$$

$$F_1 = \frac{-B(R - r)}{2r \sin \phi}$$

Verdere afleiding ligt buiten de scope van dit onderzoek. Het effect van de tip-vortexen zoals eerder beschreven kan vervolgens worden gecompenseerd, de correctie wordt uitgevoerd op de momentum methode en is ook bekend als de Prandtl tip loss correctie, zoals beschreven in onderstaande vergelijking:

$$\underbrace{2\rho v_\infty^2 a(1-a)(2\pi r dr)}_{\text{Momentumtheorie}} = \underbrace{\sigma v_\infty^2 c_1 \alpha \cos \phi}_{\text{Prandtl tiplosscorrectie}}$$

De correctie is afgeleid in een tijd waar het gebruik van een computer nog niet mogelijk was (1919) en wordt in de moderne tijd als een over vereenvoudiging gezien. En is voor turbines waarbij  $a=0,33$  in veel

gevallen vervangen voor een Glauert correctie  $c_D = 4aF(1 - (0.25(5 - 3a)a))$ . Zoals eerder genoemd wordt voor de Prandtl methode gebruik gemaakt van de eerder beschreven actuatorschijf methode, een probleem dat optreedt bij het werken met dit model is dat de inductie factor voor situatie 1 is waarvoor geen energietransitie plaats vindt.

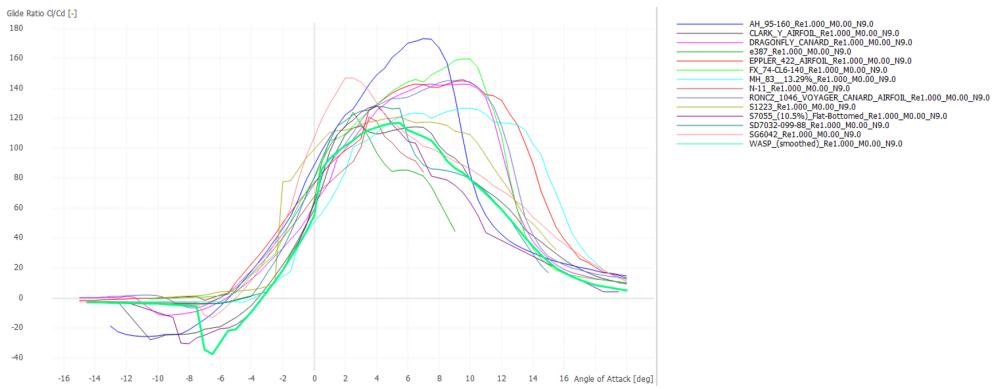
# B

## Vleugelprofiel selectie

In het eerder werk [30] is gekeken naar de basis van turbine ontwerp. De volgende bijlage is samengesteld uit informatie uit dit werk.

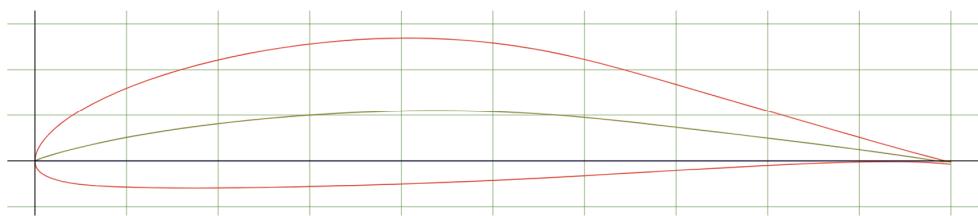
Het vleugelprofiel dient efficiënt te zijn bij een Reynolds waarde tussen 200000 en 1000000, verder dient gekeken te worden naar de produceerbaarheid van het profiel. Met produceerbaarheid worden twee aspecten bedoeld. Maakbaarheid Om te zorgen dat het blad gemaakt kan worden is het wenselijk dat de onderzijde van het profiel niet hol is, ook zijn scherpe en dunne puntjes niet wenselijk gezien te scherpe hoeken verdwijnen tijdens het afwerken. Stijfheid Om te zorgen dat het blad niet bezwijkt onder de nog onbekende belasting moeten interne verstevigingen worden verwerkt, het is wenselijk dat hier zo veel mogelijk ruimte voor is. Daarnaast zullen de bladen tijdens de race op verschillende hoeken worden gebruikt, het is wenselijk dat de bladen onder verschillenden aanvalshoeken gelijke karakteristieken hebben. Om profielen te vergelijken is gebruik gemaakt van airfoiltools. Tijdens het vergelijken is voornamelijk gekeken naar de  $\frac{c_L}{c_D}$  vs  $\alpha$  curves, meer voorspelbare profielen hebben een vlakkere curve (hierbij geldt alsnog hoger is beter). De profielen zijn vergeleken op Reynolds getallen van 500 k en 1 m, de volgende profielen zijn overwogen:

- Clark Y-il
- Selig S7055
- Selig S1223
- Martin Hepperle MH83
- Waspml-il
- M11-il
- RONCZ 1046
- Althaus AH 95-160
- Dragonfly Canard
- Eppler E422
- Wortmann FX74-CL6-140

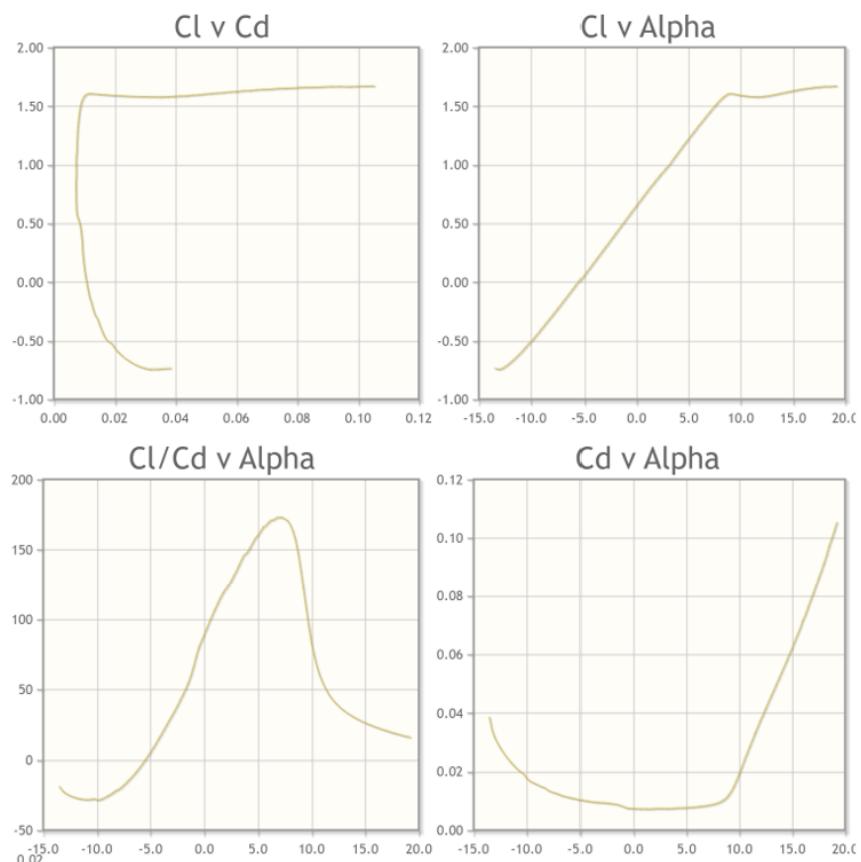


**Figuur B.1:** Vleugelprofiel prestatie vergelijking [34]

AH 95-160 (ah95160-il)  
AH 95-160 - Althaus AH 95-160 airfoil

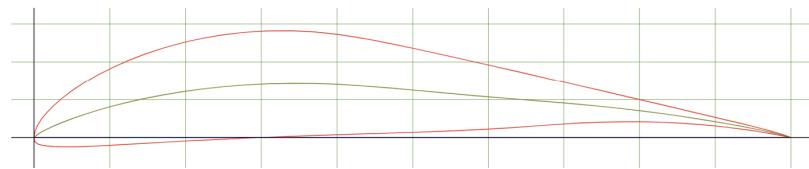


**Figuur B.2:** AH 95-160 vleugel profiel [3]

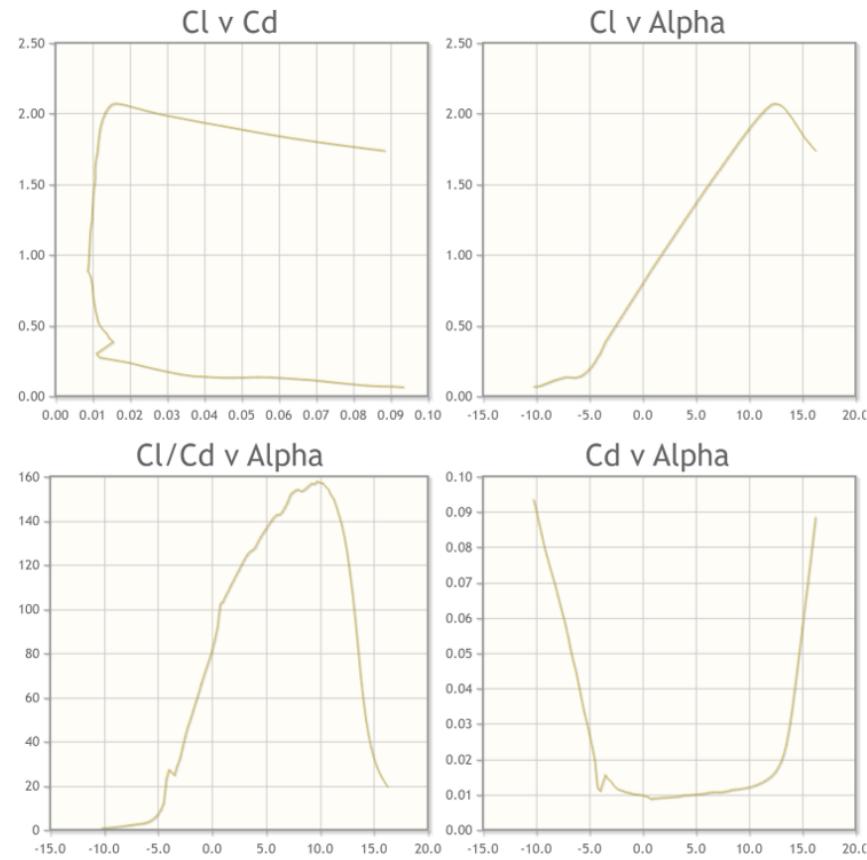


**Figuur B.3:** AH 95-160 Prestatie curves [3]

FX 74-CL6-140 (fx74cl6140-il)  
 FX 74-CL6-140 - Wortmann FX 74-CL6-140 airfoil



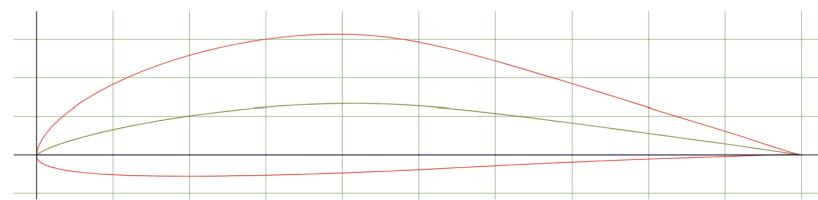
Figuur B.4: Wortmann FX 74 CL6 140 vleugel profiel [3]



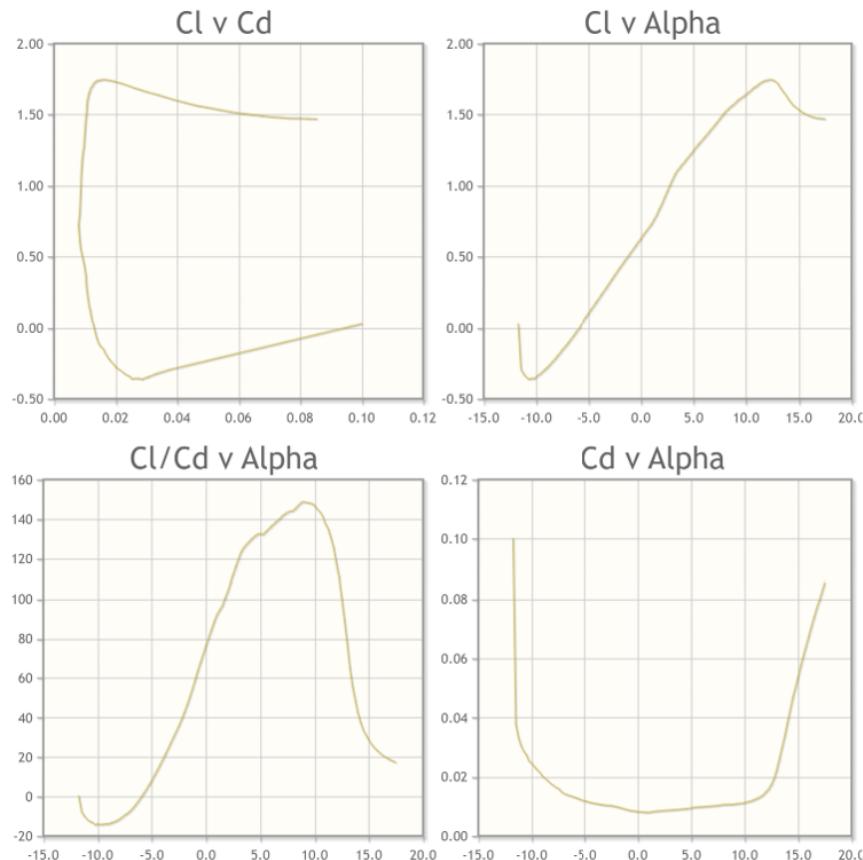
Figuur B.5: Wortmann FX 74 CL6 140 prestatie curve [3]

RONCZ 1046 VOYAGER CANARD AIRFOIL (r1046-il)

RONCZ 1046 VOYAGER CANARD AIRFOIL - Roncz 1046 Voyager canard airfoil

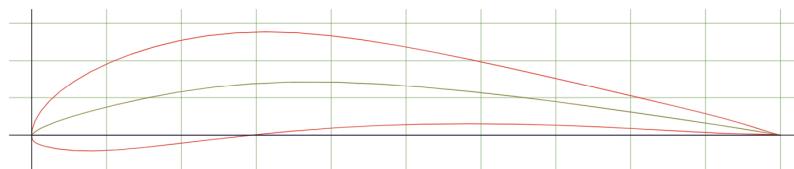


**Figuur B.6:** RONCZ 1046 vleugel profiel[3]

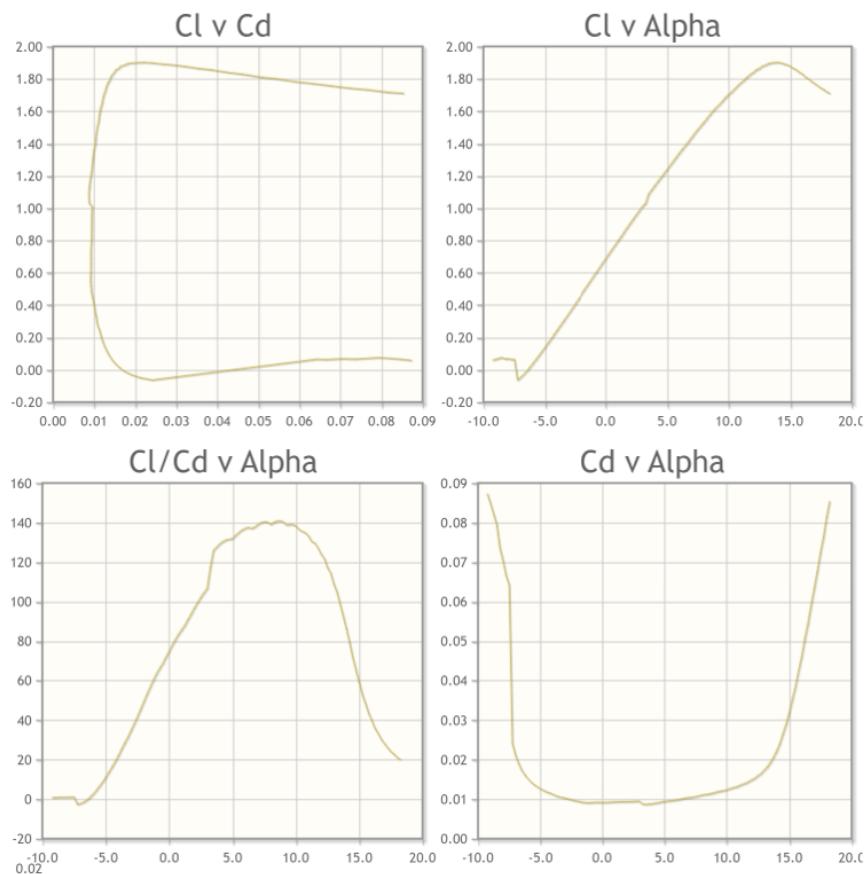


**Figuur B.7:** RONCZ 1046 prestatie curve [3]

EPPLER 422 AIRFOIL (e422-il)  
EPPLER 422 AIRFOIL - Eppler E422 high lift airfoil

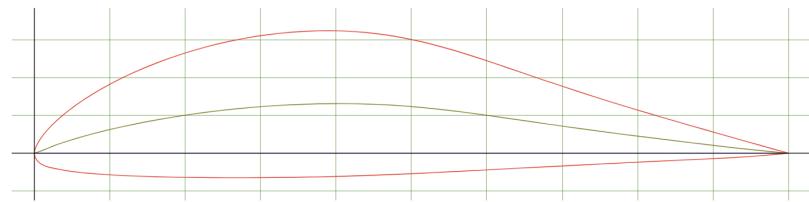


Figuur B.8: Eppler e422 vleugel profiel [3]

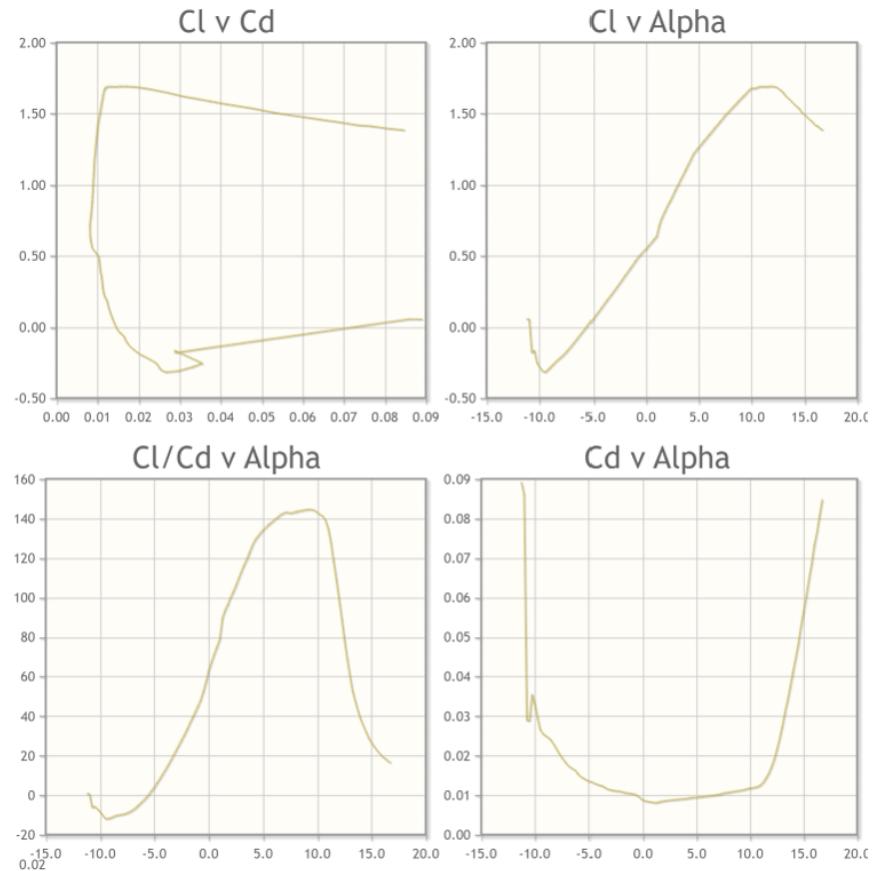


Figuur B.9: Eppler e422 prestatie curve [3]

DRAGONFLY CANARD (drgnfly-il)  
DRAGONFLY CANARD - Dragonfly Canard airfoil



**Figuur B.10:** Dragonfly canard vleugel profiel[3]



**Figuur B.11:** Dragonfly canard prestatie curve [3]

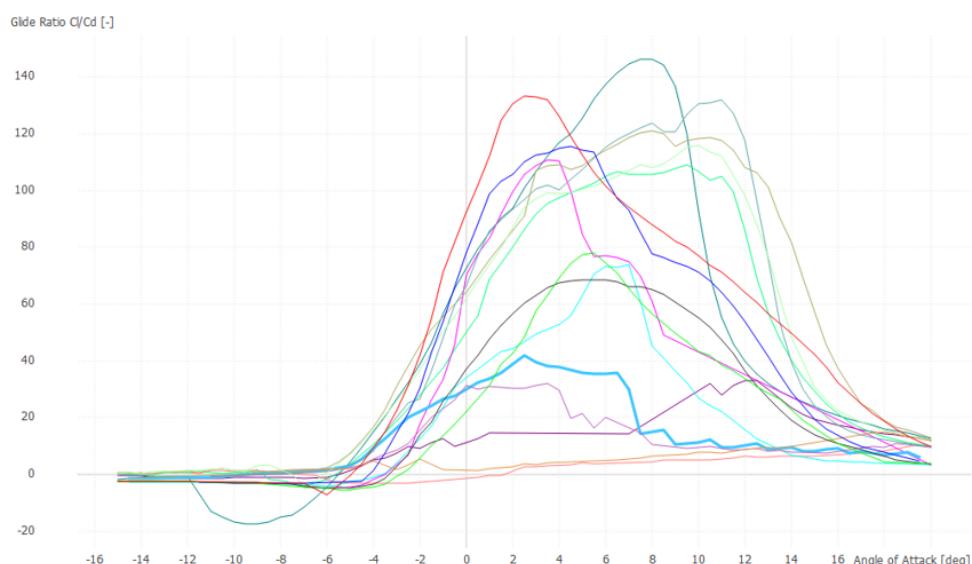
Wanneer gekeken wordt naar een profiel dat zowel op lagere als hogere Reynolds waardes gunstige eigenschappen heeft, kan geconcludeerd worden dat zowel het Wortmann fx74-cl6-140 als het Eppler e 422 profiel overwogen kunnen worden. Het Eppler profiel heeft een stabieer verloop op hogere Reynolds waardes, hierdoor zijn de prestaties van dit profiel op verschillende aanvalshoeken relatief gelijk. Dit stabiele verloop is ook terug te zien op lagere Reynolds waardes. Het Wortmann profiel heeft hier een minder stabiel verloop waardoor het minder een minder gunstige keuze lijkt, de prestatiepiek van het Wortmann profiel ligt daarentegen wel hoger dan die van het Eppler profiel. Gesteld wordt dat het Wortmann profiel een lastige vorm heeft om te kunnen produceren, bij het initiële ontwerp zal hierom gebruik gemaakt worden van het Eppler 422 profiel.

Ter aanvulling van de onderzoeksfase is een informatiesessie gehouden met Mac Gaunna, een hoogleraar gespecialiseerd in windenergie van de Deense technische universiteit. Door invloeden van dit gesprek zijn een aantal onderzoeksresultaten heroverwogen. Zo zijn ter aanvulling een aantal alternatieve vleugel profielen bekijken, ook is de snelheid waarop de turbine wordt ontworpen heroverwogen. Zo werd aangeraden een snellopendheid van 4 aan te houden bij een windsnelheid van 8 m/s en een efficiëntie van 100%, hierdoor ontstaat een verschuiving in de Reynolds waardes van de turbine. Het nieuwe bereik ligt tussen 150.000 en 650.000

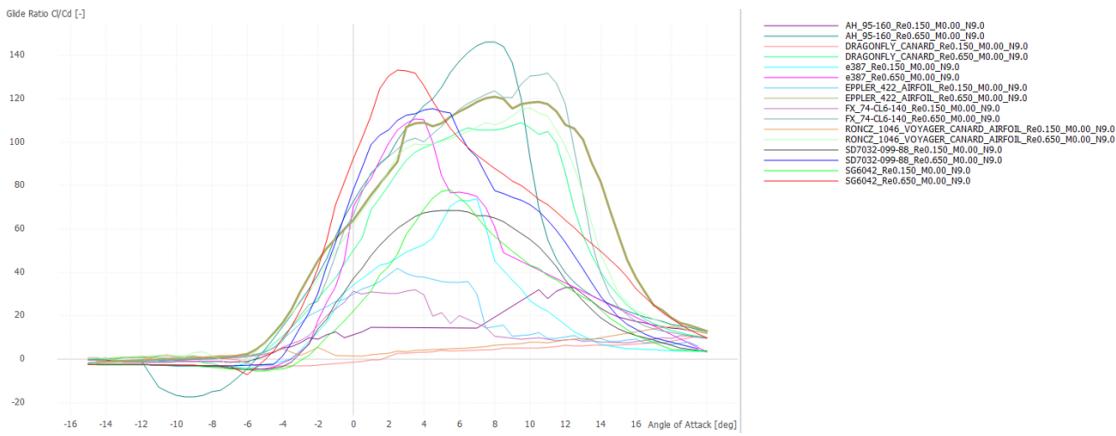
De profielen die ter aanvulling bekijken zijn omvatten:

- Eppler e387
- Selig SD7032
- Selig SG6042

De prestaties van de vleugel profielen zijn op gelijke wijze als eerder beschreven opnieuw bekijken, de verkregen curves zijn weergegeven in figuur B.12enB.13. Uit het aanvullende onderzoek blijkt dat het eerder gekozen Eppler e422 profiel geschikt blijft.



**Figuur B.12:** vleugel profiel aangevulde vergelijking (e422 bij  $Re = 150k$  verduidelijkt in lichtblauw)[34]



**Figuur B.13:** vleugel profiel aangevulde vergelijking (e422 bij  $Re = 650k$  verduidelijkt in olijfgroen)[34]

# C

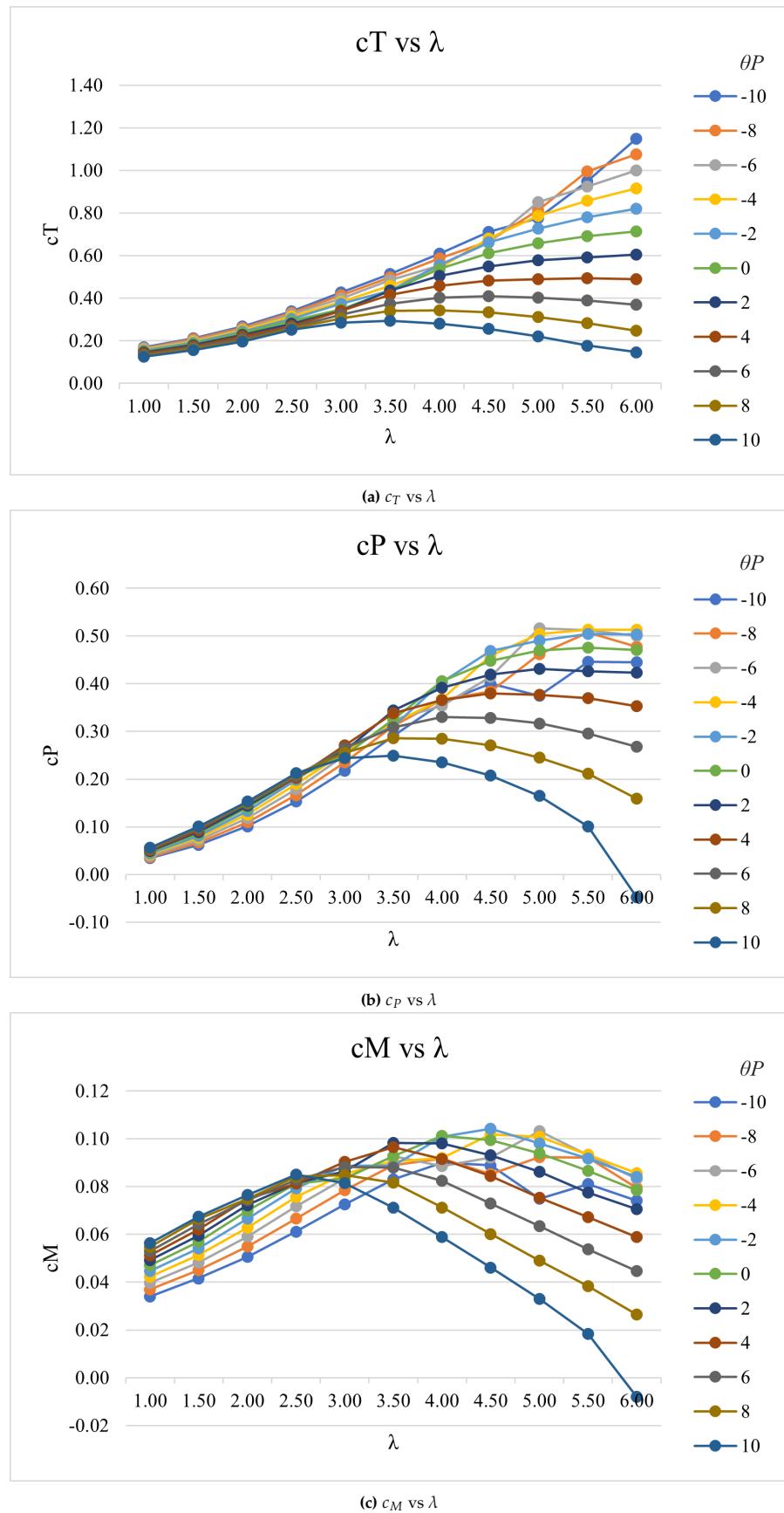
## Ontwerp

In het eerder werk [30] is gekeken naar de basis van turbine ontwerp. De volgende bijlage is samengesteld uit informatie uit dit werk.

Het ontwerp wordt gemaakt met behulp van een aantal tools. De parameters voor het uitwerken van het ontwerp worden verkregen uit Stoefoeblade. Om de prestaties van de turbine vooraf te kunnen voorspellen wordt gebruik gemaakt van Q-blade, de verkregen  $\theta$  en  $c$  worden ingevoerd met het gewenste profiel. Q-blade is in staat alle prestatiecurves te simuleren, de curves kunnen vervolgens worden geëxporteerd om verder verwerkt te worden. Na het analyseren van het ontwerpen wordt gewerkt aan het CAD-model, hiervoor wordt gebruik gemaakt van Fusion 360 of Rhino. Het 3D model wordt gemaakt met behulp van een parametrisch model, hierin hoeven enkel:  $r, \theta$  en  $c$  worden ingevuld. Uiteindelijk wordt het gekozen profiel geïmporteerd waarna de geometrie met een sweep operatie tot stand komt.

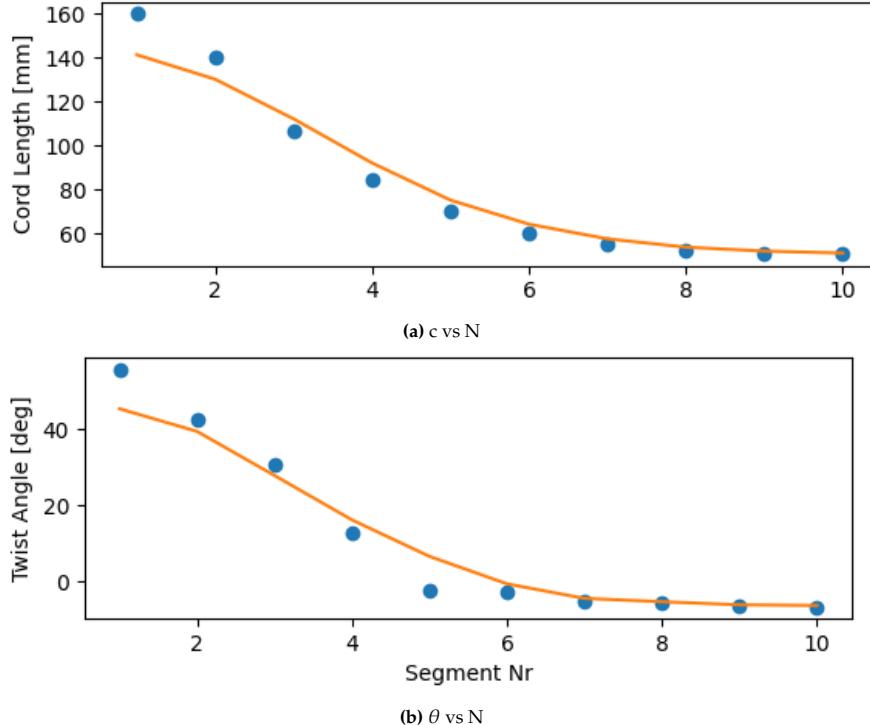
### C.1. Voorbereidingen

Ter voorbereiding aan het ontwerp worden de verschillende prestatiecurves gemaakt en beoordeeld zoals weergegeven in Figuur C.1. De rotorbladen kunnen in hoek worden versteld om bij verschillende windsnelheden de hoogste efficiëntie te behalen, draaiing van het totale blad wordt pitch genoemd  $\theta_p$ . In de figuren zijn voor verschillende pitch hoeken de  $\lambda$  en  $c_p, c_T$  tegen elkaar uitgezet. Voor dit ontwerp is uitgegaan van een gewenste  $\lambda$  van 4, in het figuur is te zien dat bij  $\theta_p = 0$  en  $\lambda = 4$  geldt  $c_p \approx 0,4$  en  $c_T \approx 0,5$ . Dit versterkt het eerder gemaakte punt dat bij de optimalisatie gezocht wordt naar de grootste verhouding tussen  $c_p$  en  $c_T$ , Figuur A.2 geeft weer dat bij grotere  $c_p$  waarden een substantieel grotere  $c_T$  waarde geldt.

**Figuur C.1:** Prestatie curves

## C.2. Resultaat

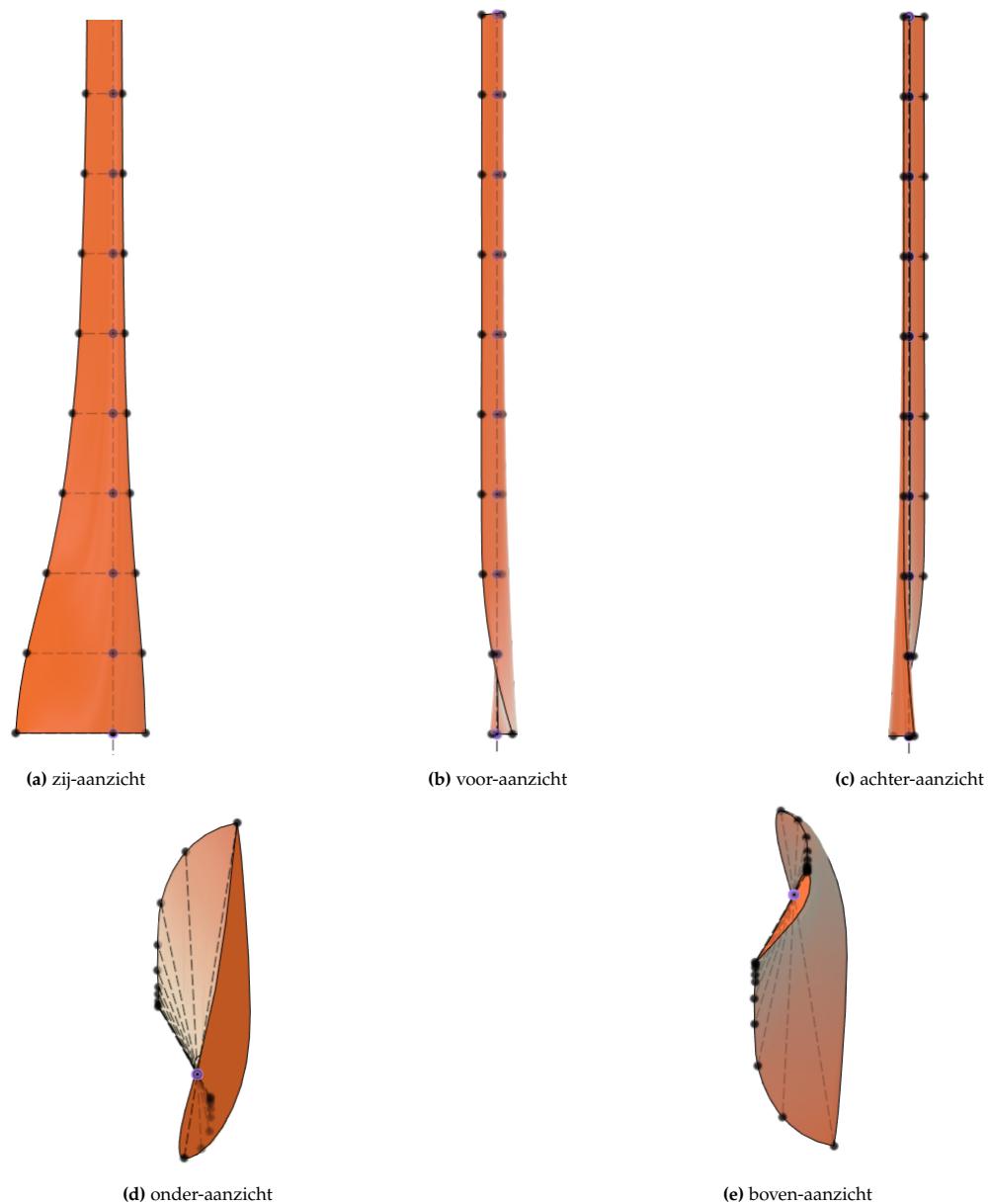
Uiteindelijk volgt uit de optimalisatie de meest geschikte  $c$  en  $\theta$ . Door gebruik van de BEM methode waarbij de verschillende elementen geen onderlinge invloed hebben is de vorm niet vloeidend, na de optimalisatie wordt gebruik gemaakt van een functie waardoor een vloeien lijn ontstaat zoals zichtbaar in Figuur C.2. De laatste kromkens worden in CAD glad gestreken.



Figuur C.2: Twist en cord curves na optimalisatie

De  $\theta$  en  $c$  worden geprint naar de terminal zodat het overnemen naar het CAD model zo eenvoudig mogelijk is, naast  $c$  en  $\theta$  worden ook de overige eigenschappen naar de terminal geprint. De gegevens van het genoemde voorbeeld zijn weergegeven in Bijlage ??, hierbij dient rekening gehouden te worden met een afwijking in de uitkomsten. Bij het optimaliseren worden 3D en tiploss compensatie achterwegen gelaten, dit wordt in de Q-blade uitkomsten wel meegegenomen.

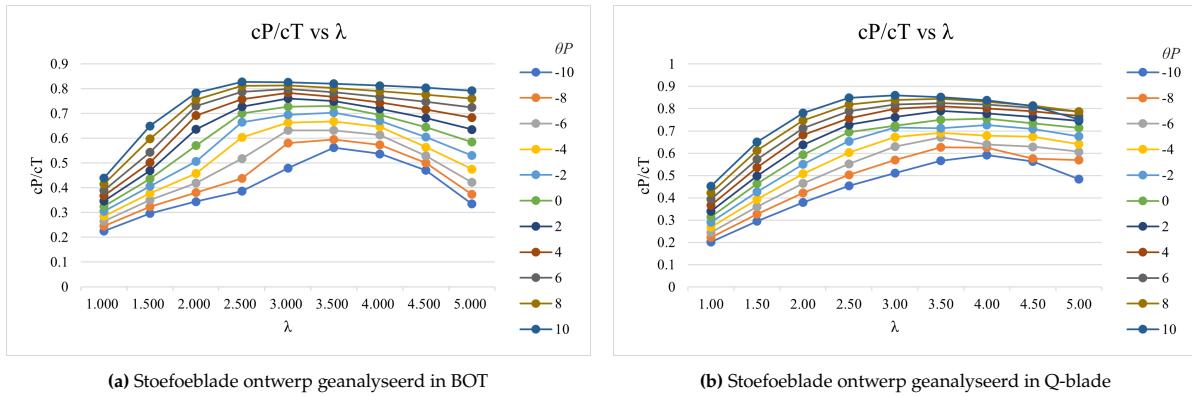
In Figuur C.3 zijn de aanzichten te zien van het uiteindelijke CAD model. Tijdens het ontwerpen is het  $1/4c$  punt gebruikt om de tussenliggende profielen onder de gewenste hoek te zetten. Dit model bevat geen details als bevestigingsmogelijkheid of afrondingen, dit zal in een later stadium worden opgepakt. In Bijlage ?? is tevens een onderzoek omschreven waar gekeken is naar de validiteit van de resultaten van Stoefoeblad, hier kan de conclusie worden getrokken dat het script nog niet goed genoeg is om te dienen als alleenstaande oplossing. Tot de uitkomsten nauwkeuriger zijn moeten de bladeigenschappen worden verkregen met Q-blade, het bladontwerp kan alsnu nog als bruikbaar worden gezien omdat de bladeigenschappen in de tabel grotendeels losstaan van de blad geometrie. Verschillende waardes worden nu enkel bepaald om te dienen als uitkomst voor de bladeigenschappen.



**Figuur C.3:** aanzichten 3D model

### C.3. Validatie

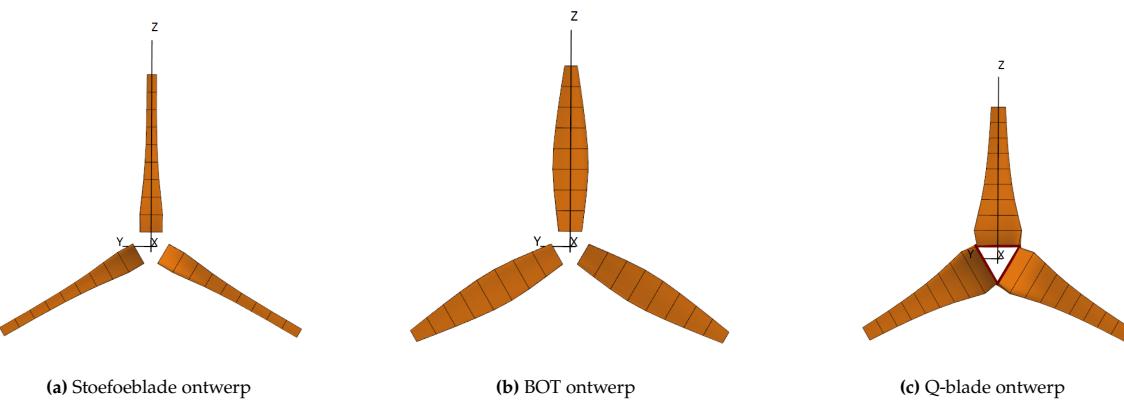
Om te kunnen controleren of het ontwerp daadwerkelijk voldoet aan de verwachtingen is een validatie uitgevoerd. De parameters van het ontwerp zijn vervaardigd met eigen gemaakte software, de software is nog niet in staat om bladeigenschappen weer te geven. Om de bladeigenschappen te verkrijgen is gebruik gemaakt van de simulatie omgeving van Q-blade. De ervaring met Q-blade was voor dit onderzoek gering, om te valideren of de Q-blade resultaten representatief zijn is een gelijke analyse uitgevoerd met BOT. De uitkomsten van beide analyses zijn weergegeven in Figuur C.4



Figuur C.4: Validatie Stoefoeblade ontwerp

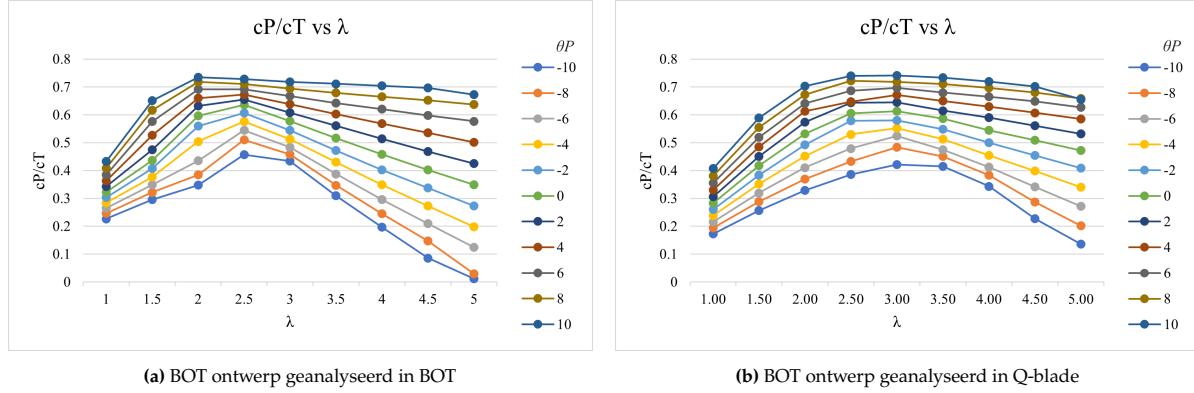
Om te valideren is bij verschillende  $\lambda$  uitgezet tegen de blad prestaties, de bladprestaties worden bepaald door de verhouding tussen  $c_P$  en  $c_T$  ( $c_P/c_T$ ) dit is herhaald voor  $\theta$  in bereik  $-10^\circ$  tot  $10^\circ$ . Voor de beschreven bladprestatie geldt: hoger is beter. De deviatie van de analyse methodes bij  $\lambda = 4$  en  $\theta = 0 \approx 10\%$  dit wordt als toelaatbaar gezien.

Aanvullend zijn de blad prestaties van verschillende ontwerpen uit verschillende optimalisatie methoden vergeleken, gekeken is naar een blad uit BOT en een blad uit Stoefoeblade, Q-blade is door ongewenste optimalisatie resultaten niet bruikbaar voor de vergelijking. Om een valide conclusie te kunnen trekken is voor beide ontwerpen gebruik gemaakt van identieke invoer parameters. In Figuur C.5c is het resultaat van de Q-blade optimalisatie te zien, voor element 1 en 2 geldt  $\sigma_r > 1$  hieruit kan geconcludeerd worden dat dit geen optimaal ontwerp is. Wanneer de ontwerpen uit Figuur C.5 worden vergeleken valt op dat het blad uit Stoefoeblade aanzienlijk slanker is dan de overige oplossingen, dit laat doorschemeren dat de  $c_P/c_T$  verhouding voor het Stoefoeblade ontwerp hoger is.



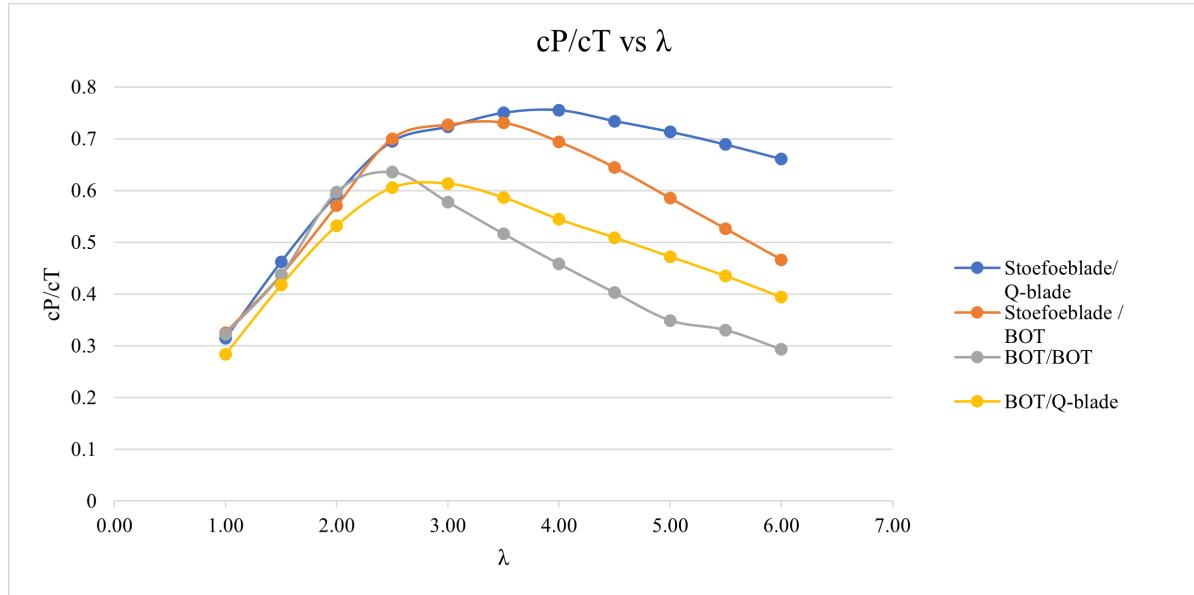
Figuur C.5: Optimalisatie uitkomsten verschillende software oplossingen

Gelijke bladprestati curves zijn gemaakt om het BOT ontwerp te vergelijken met het Stoefoeblad ontwerp zoals te zien in Figuur C.6. Wanneer de prestatie grafieken vergeleken worden van  $\lambda = 4$  en  $\theta = 0$  valt op dat de deviatie hier groter is dan bij het Stoefoeblad ontwerp  $\approx 15\%$ .



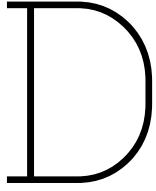
**Figuur C.6:** Validatie BOT ontwerp

Om de prestaties van de beide ontwerpen beter te kunnen vergelijken zijn van beide ontwerpen bij  $\theta = 0$  de prestatie curves uitgezet in een apart figuur, zie Figuur C.7. Voor de vergelijking zijn het Stoefoeblad en BOT ontwerp met zowel BOT als Q-blade geanalyseerd.



**Figuur C.7:** BOT ontwerp vs Stoefoeblad ontwerp

In Figuur C.7 is te zien dat het Stoefoeblad ontwerp hogere blad prestaties heeft dan het BOT ontwerp. Aanvullend zijn beide bladen geoptimaliseerd op een  $\lambda$  van 4. Bij het Stoefoeblad ontwerp is duidelijk te zien dat de prestatie piek zich rond de gewenste snellopendheid bevindt, in tegenstelling tot het BOT ontwerp waar de piek zich bij een  $\Lambda$  van 2 bevindt. Daarnaast liggen de maximale blad prestaties van het Stoefoeblad ontwerp bij  $\theta = 0$  en  $\lambda = 4$  ongeveer 37% hoger.

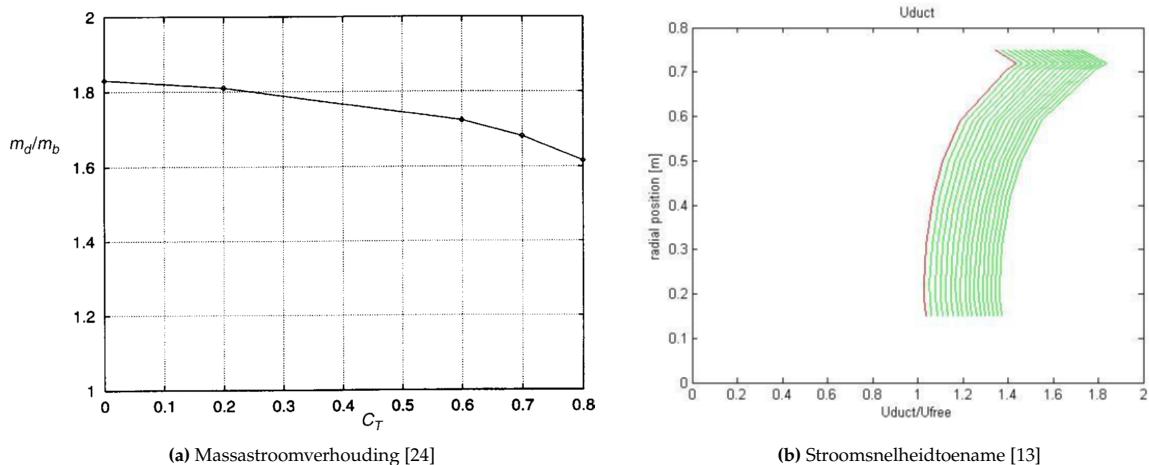


## Diffuser onderzoek

Het vermogen dat door een windturbine kan met verschillende methodes worden verhoogd zoals beschreven door [33]. Door de jaren zijn verschillende methodes onderzocht: bladvanen, wind concentrators en obstructors om een paar voorbeelden te noemen. Het eerste onderzoek naar de verschillende vermogens vergrotende, of augmenterende methoden dateert terug naar ongeveer 50 jaar geleden.

### D.0.1. Theoretisch model

Aanvullend is onderzoek gedaan naar de invloed van de diffuser. Het beschreven theoretisch model beschrijft een toename in massastroom, het ontwerp van de gebruikte diffuser is echter gebaseerd op aannames. Om een onderbouwing te geven voor de invloed van de diffuser op de rotorbelasting wordt gekeken naar extrern onderzoek. In onderzoek van Hansen [24] is gekeken naar een optimale diffuser, een conclusie van dit onderzoek is een massastroomverhouding. In figuur D.1a is de massastroomverhouding uit dit onderzoek weergegeven, dit is de verhouding tussen de massastroom door een vrijwind turbine en een DAWT.



Figuur D.1: resultaten van onderzoek naar diffuser augmentatie

Het figuur toont dat de massastroom  $\frac{m_d}{m_{b\ max}} \approx 1,8$ , gesteld kan worden dat de stroomsnelheid ook 1,8 keer hoger ligt. Opgemerkt moet worden dat hier dus uitgegaan wordt van  $\rho_d = \rho_b$  en  $A_d = A_b$ , dit is echter niet het geval. Door de toenemende massastroom wordt de luchtdruk in de diffuser hoger. Door gebruik van de diffuser is de diameter van de turbine kleiner. Door toename in druk wordt de luchtdichtheid groter, dit vergroot het energie potentiaal. Door de kleinere rotor diameter wordt het energie potentiaal verlaagd. Voor nu wordt uitgegaan dat beide factoren elkaar opheffen. Gesteld kan worden dat de maximale windsnelheid op de rotor dus 32 [m/s] is. De aanname voor de maximale

stroomsnelheid toename wordt versterkt door onderzoek van van Dorst [13], figuur D.1b is de maximale stroomsnelheidtoename 1,8.

De eerste beschrijving van een DAWT dateert terug naar werk van Betz [6], Betz kan de vader van moderne windturbine ontwerp genoemd worden door zijn beschrijving van de BEM theorie. De eerste ontwikkelingen omstreeks 1950 rond het onderzoek naar DAWT theorie van onder andere: Sanuki [38], Iwasaki en Lilley en Rainbird toonde minimale potentie. In dezelfde periode zijn in onderzoek door Kogan de eerste kleinschalige proeven uitgevoerd, Igra [27] een alumnus van Kogan zette het onderzoek voort. Het onderzoek van Igra resulteerde in een fysieke grootschalige DAWT D.2b. gelijktijdig werd door Foremann [22] voor Grumman in amerika onderzoek gedaan naar DAWT, naar aanleiding van de oliecrisis en de wens meer efficiënt energie op te wekken. Het onderzoek van Foremann werd in de jaren 90 opgepakt door Vortec een bedrijf uit Nieuw Zeeland. Vortec ontwikkelde een volschaal prototype op basis Van het onderzoek van Foremann, het ontwerp is geoptimaliseerd door [33] D.2a. Het prototype leverde teleurstellende resultaten en verdere ontwikkeling bleef uit.



(a) Vortec DAWT[22]



(b) Igra DAWT[27]

**Figuur D.2:** Voorbeelden van volschaal DAWT's [9]

Een conclusie van [33] was: dat een oplossing waarbij gebruik gemaakt werd van een diffuser meer voordelen bracht dan overige methoden. Voordelen van een DAWT in vergelijking tot een HAWT omvatten bijvoorbeeld de volgende punten:

- Minder gevoelig voor turbulentie
- Beter bestand tegen materiaalmoeheid
- Gelijk opgewekt vermogen bij lager koppel
- Lagere fluctuaties in bladbelasting
- Reductie van tip verliezen
- Hogere maximaal haalbaar toerental
- In staat meer windenergie om te zetten

De bovengenoemde voordelen hebben meer waarde bij toepassing bij bijvoorbeeld een zogenaamde urban windmill [13], dit zijn turbines specifiek ontwikkeld om in het stadsbeeld toegepast te worden.

De hoofdreden voor het gebruik van een diffuser voor de TwA is echter gerelateerd aan het wedstrijd reglement. Hierin is beschreven dat de turbine om veiligheidsreden voorzien moet zijn van een veiligheidsring. De diffuser wordt gebruikt als veiligheidsring. Het reglement stelt hier de volgende eis:[44]

*"6.5 The rotor (blades) must be contained inside a cage or net, made of steel wire of minimum 1 mm thickness or a material which can withstand 600N tension. The cage or net must not rotate. See inspection procedure 9.6"*

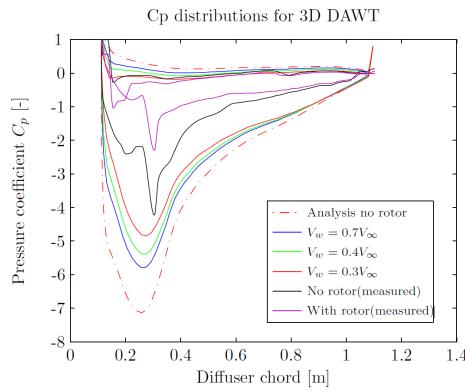
*"6.6 The net/cage must be made of squares with a maximum size of 10x10cm. Other forms than squares are allowed as long as the gaps in the mesh are not larger than 100cm<sup>2</sup> and the aspect ratio is smaller than 1.5:1. The net/cage has to fit into the competition-box"*

Een bijkomstigheid van de noodzakelijke diffuser is toename in potentiële energie, nadelen voor het gebruik met de TwA omvatten bijvoorbeeld:

- Toegevoegde massa
- Verlaagd maximale rotor diameter
- Voegt verlies toe aan het systeem
- Vereist complexe optimalisatiemethoden

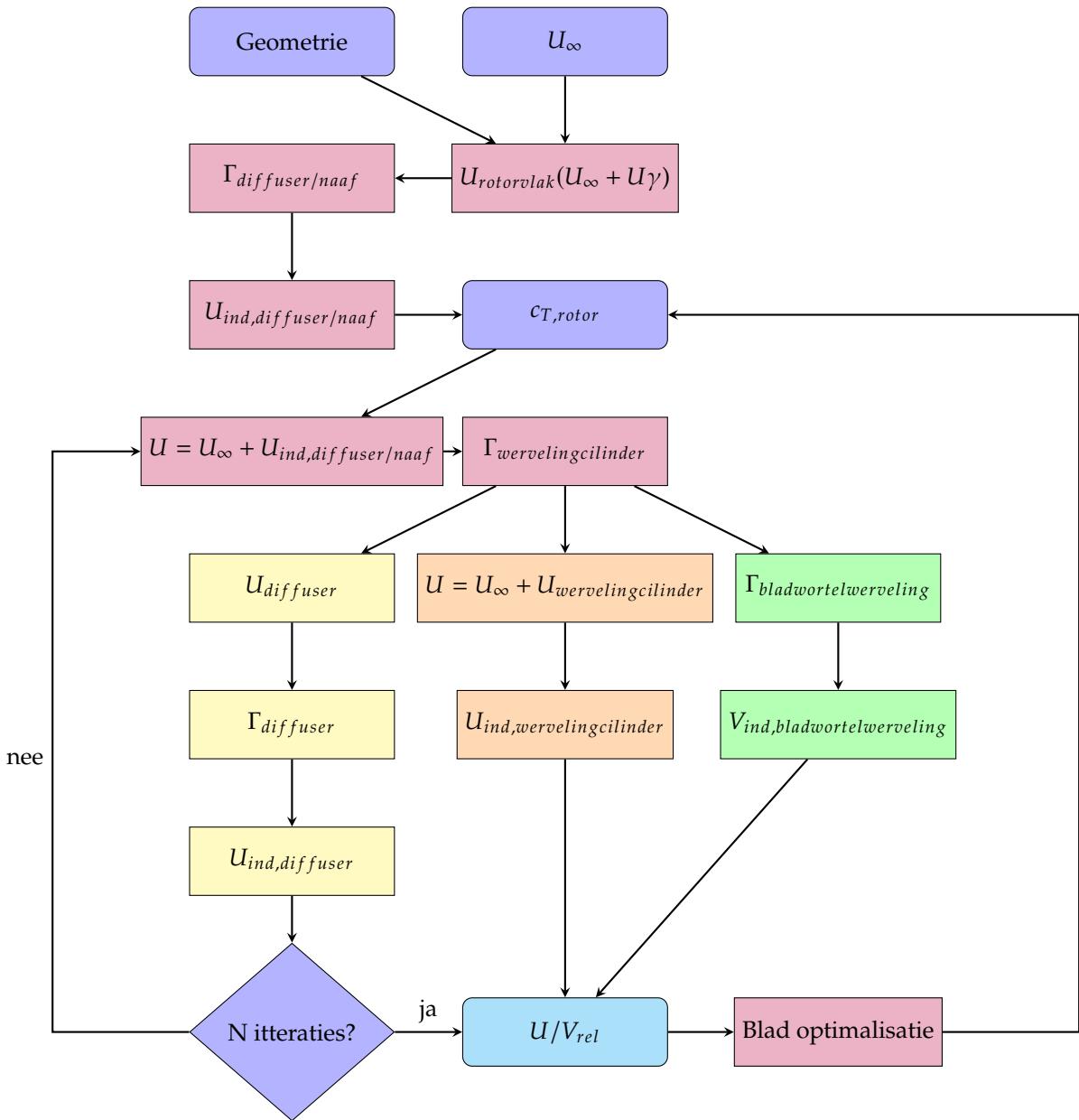
In eerder werk[30] is de een optimalisatie methode beschreven voor een zogenaamde vrijwindturbine, en is de aanwezigheid van de diffusivering genegeerd. Om tot een optimaal ontwerp te komen is voor dit project de invloed van de diffuser onderzocht. De beschreven methode is afkomstig uit werk waarin vooral gewerkt is aan het optimaliseren van DonQi turbines [26][13][10].

Om het effect van de diffuser op de turbine te analyseren ka gebruikt gemaakt worden van numerieke modellen. Om het onderzoek te vereenvoudigen is gekeken of de rotor los van de diffuser bekijken kan worden, dit zou het model drastisch vereenvoudigen. Uit metingen van Ten Hoopen [26] blijkt echter dat dit niet het gewenste resultaat geeft, tenzij de afwijking als in-significant gezien wordt. In figuur D.3 zijn de resultaten van door Ten Hoopen uitgevoerde metingen weergegeven, hier is te zien dat de aanwezigheid van de rotor ten opzichte van een lege diffuser effect heeft op het drukverschil.



Figuur D.3: Analyse van een diffuser met en zonder rotor [26]

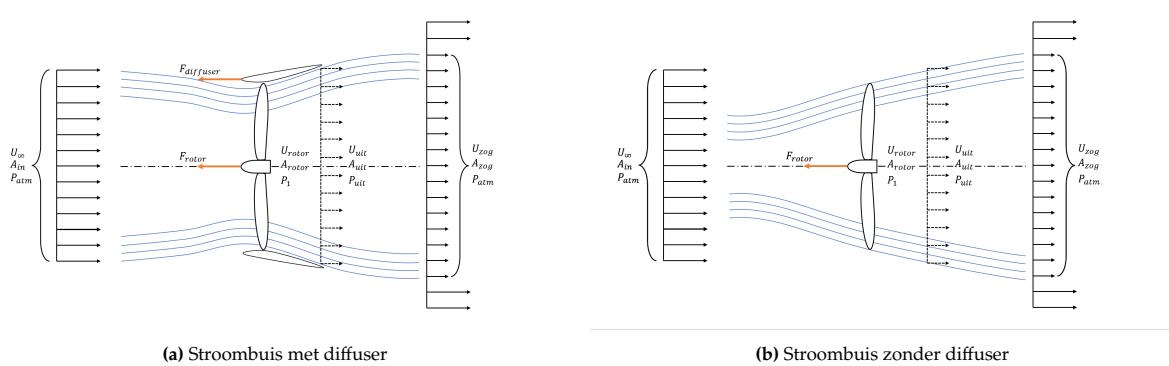
Voor dit project zal echter gewerkt worden aan een model waarbij de effecten van beide onderdelen tegelijk worden berekend. Om het model te verduidelijken is een stroomdiagram opgesteld, zie figuur D.4.



Figuur D.4: Flowchart voor stroomsnelheid bepaling

### D.0.2. De basis van een DAWT

Het systeem van een windturbine kan als gesloten systeem worden beschouwd, hier worden alleen de factoren belangrijk voor de turbine bekeken. De luchtstroming in een windturbine kan worden beschreven met een stroombuis. Een stroombuis is een volume waarin alle lucht dat interactie heeft met de turbine bestaat. In figuur D.5 is een tweetal stroombuizen weergegeven: een situatie met diffuser en een situatie zonder diffuser.



Figuur D.5: Stroombuizen

De methode voor het ontwerpen van turbinebladen voor een DAWT is in grote lijnen gelijk aan het proces voor een HAWT. Voor beide situaties geldt:

$$U_{\infty}A_{in} = U_{rotor}A_{rotor} = U_{uit}A_{uit} \quad (\text{D.1})$$

Hieruit volgt:

$$U_{rotor} = \frac{A_{uit}}{A_{rotor}}U_{uit} = \epsilon U_{uit} \quad (\text{D.2})$$

Met

$$\epsilon = \frac{A_{uit}}{A_{rotor}} \quad (\text{D.3})$$

De druk in het rotorvlak waarbij gecreëerde tegendruk wordt verwaarloosd ( $U_{in} = U_{out}$ ) kan volgens Bernoulli als volgt worden beschreven:

$$\begin{aligned} p_{rotor} &= p_1 + \frac{1}{2}\rho(\epsilon U_{\infty})^2 = p_{atm} + \frac{1}{2}\rho(U_{\infty})^2 \\ p_1 &= p_{atm} + \frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 - \frac{1}{2}\rho(\epsilon U_{\infty})^2 = p_{atm} + (1 - \epsilon^2)\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 \end{aligned} \quad (\text{D.4})$$

Uit bovenstaande vergelijking is te concluderen dat bij een  $\epsilon > 1$  altijd een overdruk ontstaat. Gezien de werking van een diffuser gebaseerd is op een positief oppervlakte verschil zal altijd een onderdruk ontstaan, in een turbine met een diffuser. Om hiervoor te compenseren is een tegendruk coëfficiënt ( $\mu$ ) van toepassing, resulterend in de volgende vergelijking:  $U_{uit} = \mu U_{\infty}$ . substitutie in ... geeft:

$$p_1 = p_{atm} + (1 - \mu^2\epsilon^2)\frac{1}{2}\rho/U_{\infty}^2 \quad (\text{D.5})$$

Tot nu toe is enkel gekeken naar een lege diffuser, zonder rotor. Door het toevoegen van een rotor daalt de snelheid  $U_{uit}$  verder. Het vertragen van de luchtsnelheid door een rotor wordt in de theorie inductie genoemd, in dit geval specifiek axiale inductie. Voor een vrijwind turbine geldt vervolgens:

$$U_{uit} = U_{\infty}(1 - a)U_{zog} = U_{\infty}(1 - 2a) \quad (\text{D.6})$$

Na substitutie van de eerder gevonden vergelijking volgt:  $U_{rotor} = U_{\infty}\mu\epsilon(1 - a)$ . Na toepassing van de wet van Bernoulli volgt:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{atm} + (1 - \mu^2\epsilon^2(1 - a)^2)\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 \\ p_2 &= p_{atm} + ((1 - 2a)^2 - \mu^2\epsilon^2(1 - a)^2)\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 \end{aligned} \quad (\text{D.7})$$

Om iets te kunnen zeggen over het druk verschil gecreëerd door de turbine kan de volgende vergelijking worden opgesteld:  $\Delta p_{rotor}[p_1 - p_2] = 4a(1 - a)\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2$ . Het drukverschil dat door de rotor

wordt gecreëerd heeft invloed op energie potentiaal van de aanstromende wind, in de theorie wordt dit thrust genoemd. Het dimensie-loze coëfficiënt voor thrust wordt als volgt beschreven:  $c_{T,rotor} = 4a(1-a)$ . Aanvullend is een dimensie-loos coëfficiënt voor het opgewekte vermogen als volgt te beschrijven:  $c_{P,rotor} = 4a(1-a)^2$ . De afleidingen voor de coëfficiënten is verder uitgewerkt in bijvoorbeeld het eerder uitgevoerde onderzoek [30]. De vergelijkingen worden gebruikt bij het ontwerpen van een HAWT, voor een DAWT zijn de eerder benoemde aanvullingen gedaan en gelden de volgende vergelijkingen:

$$c_{P,turbine} = \mu\epsilon 4a(1-a)^2 c_{T,turbine} = \mu\epsilon 4a(1-a) \quad (\text{D.8})$$

Door het drukverschil dat door de diffuser zelf wordt veroorzaakt geldt hiervoor een eigen thrust:

$$c_{T,diffuser} = c_{T,turbine} - c_{T,rotor} = (\mu\epsilon - 1)4a(1-a) \quad (\text{D.9})$$

### De Werle en Presz methode

Eerder is door Werle en Presz [45] een vergelijkbare momentum theorie beschreven, hier werd de invloed van de diffuser echter verwerkt in een axiale kracht. De axiale kracht  $F_{diffuser}$  oefent een kracht uit op de aanstromende wind. Hier wordt een sommatie van de axiale kracht door de rotor en de diffuser gebruikt:  $\sum M = F_{rotor} + F_{diffuser}$ . De axiale kracht van de diffuser kan als volgt worden bepaald:

$$F_{diffuser} = \rho A_{rotor} U_{rotor} (U_\infty - U_{zog}) - A_{rotor} \delta p \quad (\text{D.10})$$

Bernoulli geeft:  $\Delta p = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_{zog}^2)$  De axiale uitgeoefend door de diffuser kan dimensie-loos gemaakt worden, dit resulteert in de volgende vergelijking:

$$c_{F,diffuser} = \frac{F_{diffuser}}{\frac{1}{2}\rho A_{rotor}(U_{zog}^2 - U_\infty^2)} \quad (\text{D.11})$$

Door de axiale kracht op de aanstromende lucht heeft de aanwezigheid van de diffuser effect op de aanstromende lucht van de turbine. De axiale aanstroom snelheid op de rotor is als volgt te bepalen:  $U_{rotor} = \frac{1}{2}(1 + c_{F,diffuser})(U_{wake} + U_\infty)$ . Na substitutie van D.6 volgt:

$$U_{rotor} = U_\infty(1 + c_{F,diffuser})(1 - a) \quad (\text{D.12})$$

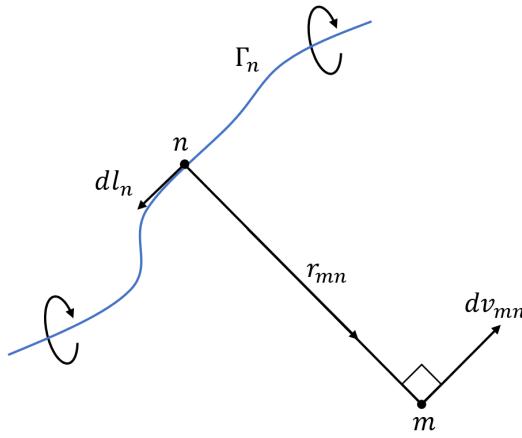
Met de gevonden relaties kunnen zowel de axiale kracht  $F_{thrust}$  als  $P$  worden bepaald:

$$\begin{aligned} F_{thrust} &= \frac{1}{2}\rho A_{rotor} U_\infty^2 (4a(1-a) + c_{F,diffuser}) \\ P &= \frac{1}{2}\rho A_{rotor} U_\infty^3 (4a(1-a)^2 (1 + c_{F,diffuser})) \end{aligned} \quad (\text{D.13})$$

### As-symmetrisch oppervlakte wervelingen model

Bovenstaande vergelijkingen geven informatie over de eigenschappen van de gehele turbine. Het effect van de diffuser en de naaf is echter niet voor elk element gelijk, het effect zal per element bepaald moeten worden. Het effect van het zog, de naaf en de diffuser kunnen gezien worden als geïnduceerde snelheden. Het effect van de genoemde onderdelen kunnen afzonderlijk van elkaar worden bepaald. Het begin van het model verwerk de effecten van de diffuser en de naaf. De zelfinductie van de naaf en de diffuser hebben effect op de aanstromende lucht. Aanvullend worden de conceptuele turbinebladen vervangen voor een werveling volume. Het werveling volume simuleert het tangentiële effect op de luchtstroming door de turbinebladen, gebruik van een werveling volume reduceert de vereiste rekenkracht. Het precieze effect van de geïnduceerde werveling is te benaderen met een oppervlakte werveling model. Hiermee kan de kracht van de werveling op een specifiek punt binnen de werveling cilinder worden benaderd. Voor de luchtsroming langs het oppervlak van de diffuser geldt de Dirichlet oppervlakte stroom conditie. De geïnduceerde snelheid in willekeurig punt  $m$ , door een werveling element met lengte  $l_n$ , en kracht  $\Gamma_n$  per werveling element lengte bij radiale afstand  $r_{mn}$  wordt gegeven door de Biot-Savart vergelijking:

$$dv_{mn} = \frac{\Gamma_n dl_n \cdot r_{mn}}{4\pi r_{mn}^3} \quad (\text{D.14})$$



**Figuur D.6:** Savart-Biot benadering

De vergelijking moet voor elk werveling element opgelost worden. De naaf en de diffuser worden echter geheel bedekt met blad werveling elementen met kracht  $\gamma_m$ . Om het proces te vereenvoudigen is in werk van Lewis [29], in dit werk is een verband tussen  $U_\infty$  en de geïnduceerde snelheid gevonden:

$$\frac{1}{2}\gamma_m + \frac{1}{4\pi} \int \int_S \frac{l_m((\gamma_n r_{mn})l_m)dS}{r_{mn}^3} + l_m(U_\infty l_m) = 0 \quad (\text{D.15})$$

### Geometrie modellering

De eerder beschreven methode is noodzakelijk gezien het de doorsnede van de diffuser asymmetrisch is. Om de invloed van de geometrie op de wervelingen te analyseren wordt een zogenaamde "as-symmetrisch oppervlakte werveling model" toegepast. Voor dit model wordt de geometrie van de diffuser en de naaf beschreven door lijn elementen. Het model wordt opgebouwd uit aangeleverde coördinaatpunten. De lengte en hoek van de lijn elementen worden als volgt bepaald:

$$\begin{aligned} \Delta S_n &= \sqrt{(x_{n+1} - x_n)^2 + (y_{n+1} - y_n)^2} \\ \beta &= \tan \frac{y_{n+1} - y_n}{x_{n+1} - x_n} \end{aligned} \quad (\text{D.16})$$

De geïnduceerde snelheid en werveling kracht grijpen aan op het midden van de lijn elementen. De positie van de aangrijppingspunten wordt als volgt bepaald:

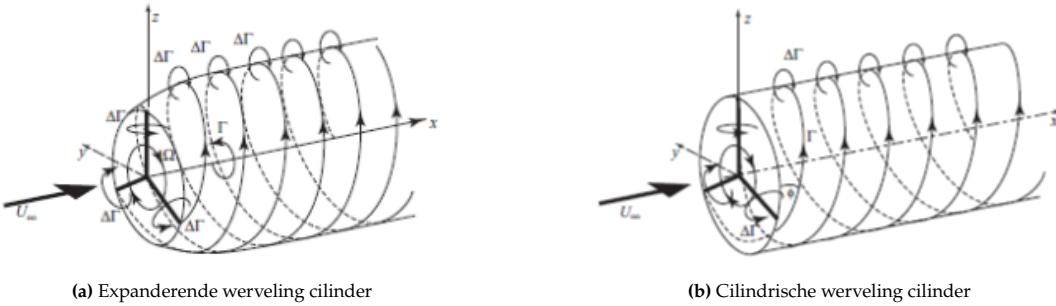
$$X_n = \frac{1}{2}(x_{n+1} - x_n)Y_n = \frac{1}{2}(y_{n+1} - y_n) \quad (\text{D.17})$$

Met de verwerkbare geometrische data kan vervolgens een koppeling matrix worden opgesteld. De matrix beschrijft de invloed van de verschillende aangrijppingspunten op elkaar onderling.

$$K(S_m, S_n) = \frac{(Y_m - Y_n)\cos\beta_m - (X_m - X_n)\sin\beta_m}{(X_m - X_n)^2 + (Y_m - Y_n)^2} \quad (\text{D.18})$$

De beschreven methode beschrijft het werveling gedrag rond het oppervlak van de naaf en de diffuser, door de as-symmetrie is tot nu toe het stroomgedrag op een halve doorsnede van de geometrie bekijken. Om het 3-dimensionale stroomgedrag te bekijken wordt een compensatie methode beschreven.

Om het effect van de turbine te simuleren wordt de rotor vervangen voor een actuatorschijf, gelijke methode als een vrijwind turbine. Een actuatorschijf is in feiten een rotor met een oneindige hoeveelheid bladen, uitgegaan wordt van een uniforme radiale grens circulatie. De grens wervelingen worden afgeworpen aan de bladtips. De soliditeit van de rotor is feitelijk oneindig groot, hierdoor ook de dichtheid van de wervelingen. Door de hoge dichtheid kunnen de wervelingen gecombineerd worden tot expanderende werveling cilinder. De expansie van de wervelingen kan niet gemodelleerd worden in momentum theorie, hierdoor wordt uitgegaan van een cilinder[9].



Figuur D.7: werveling cilinders [9]

De kracht van de grens wervelingen wordt berekend aan de hand van de stroomsnelheid op de actuatorschijf. De stroomsnelheid wordt beïnvloed door geïnduceerde snelheden van de diffuser en de naaf. De kracht van de wervelingen kan als volgt worden bepaald:

$$\Gamma_{vortexcylinder} = \frac{\pi U_{rotorvlak}^2 c_T}{\Omega} \quad (\text{D.19})$$

### D.0.3. Zelf-inductie van het "diffuser systeem"

Om de kracht van de wervelingen te bepalen wordt eerst de stroming van de vrije wind door een lege diffuser bekeken, zoals beschreven in vergelijking D.19. In de eerste iteratie van het model wordt gekeken naar de lege diffuser, hier wordt de eigen inductie van de diffuser bepaald. De weerstand coëfficiënt van de turbine is als volgt beschreven:  $K(S_m, S_n)\gamma(S_n)\Delta S_n = -U_\infty \cos \beta_m$ . Waarin de invloed van K met de volgende matrix beschreven is:

$$K = \begin{bmatrix} K_{naaf,naaf} & K_{diffuser,hub} \\ K_{diffuser,hub} & K_{diffuser,diffuser} \end{bmatrix} \quad (\text{D.20})$$

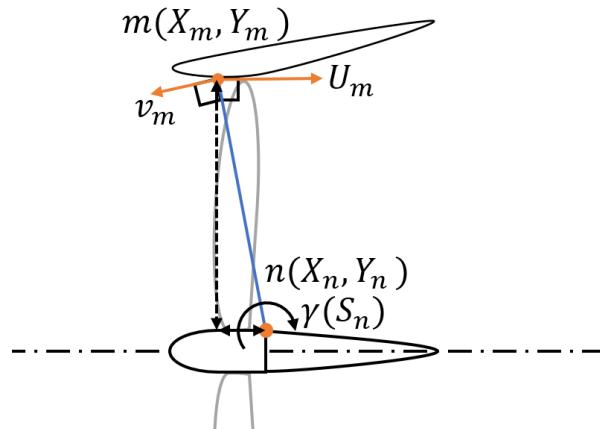
Bij het oplossen van de matrix dient rekening gehouden te worden met verschillende bijkomstigheden: zelf inductie van het vleugelprofiel en Kutta conditie. Aan de trailing edge van het vleugelprofiel komen twee luchtstromen bijeen, voor het vortex systeem op dit punt geldt:

$$\gamma(te)_{bovenzijde} = -\gamma(te)_{onderzijde}.$$

De bijkomstigheden resulteren in de volgende afhankelijkheden:

- $K(S_m, S_m) = 0$
- $\gamma(S_m)\Delta S_m = 0$
- $\gamma(S_{te}) = -\gamma(S_{te+1})$

De uitkomst van de eerder vergelijkingen geeft een wervelingen distributie rond de diffuser en de naaf. De uitkomst kan gebruikt worden om het stromingsveld van het rotorvlak te bepalen, zoals weergegeven in figuur D.8.



Figuur D.8: Geïnduceerde snelheden op turbine

De geïnduceerde snelheden kunnen als volgt worden bepaald:

$$\begin{aligned} u_{mn} &= -\frac{1}{2\pi r_n \sqrt{x^2 + (r+1)^2}} \left[ K(k) - \left( 1 + \frac{2(r-1)}{x^2 + (r-1)^2} E(k) \right) \right] \\ v_{mn} &= -\frac{\left(\frac{x}{r}\right)}{2\pi r_n \sqrt{x^2 + (r+1)^2}} \left[ K(k) - \left( 1 + \frac{2r}{x^2 + (r-1)^2} E(k) \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{D.21})$$

Hierin zijn  $K(k)$  en  $E(k)$  elliptische integralen van de eerste en tweede orde respectievelijk. De overige variabelen kunnen als volgt worden bepaald:

$$\begin{aligned} x &= \frac{X_m - X_n}{r_n} \\ r &= \frac{r_m}{r_n} \\ k &= \sqrt{\frac{4r}{x^2 + (r+1)^2}} = \sin\phi \end{aligned} \quad (\text{D.22})$$

Wanneer vergelijking D.21 voor de aangrijppingspunten van de rotorbladen wordt bepaald, kan de totale geïnduceerde snelheid van de rotor bepaald worden. De totale snelheid werkend op de rotor is dan:

$$\begin{aligned} U_{rotorvlak} &= U_\infty + u\gamma \\ V_{rotorvlak} &= \Omega r + v\gamma \end{aligned} \quad (\text{D.23})$$

#### D.0.4. Geïnduceerde stromen door werveling cilinder op de rotor

Aanvullend hebben de wervelingen invloed op de geïnduceerde snelheid op het rotorvlak. De geïnduceerde snelheid op het rotorvlak is als volgt te bepalen:

$$U_{geïnduceerd, rotorvlak, vortexcyl} = \frac{\gamma}{2} \quad (\text{D.24})$$

Hierin geldt:  $\gamma = \frac{\Gamma}{L}$  is de afstand die door de tip werveling wordt afgelegd binnen één rotatie van de rotor:  $L = U_{rotor} t$   
waarin  $t = \frac{2\pi}{\Omega}$ .

#### D.0.5. Geïnduceerde stromen door werveling cilinder op "turbine systeem"

De stroming geïnduceerd door de bladwortel is tot nu toe achterwegen gelaten, aangenomen wordt dat de kracht van de wortel wervelingen gelijk is aan de kracht van de wervel cilinder. Gezien de

werveling in een rechte lijn beweegt wordt enkel een tangentiële stroming geïnduceerd, de snelheid van de stroming kan als volgt worden bepaald:  $V_{ind} = \frac{\Gamma}{4\pi r}$

De invloed van de geïnduceerde stromingen van de wervel cilinder op de hub en diffuser kunnen volgens Lewis [29]als volgt bepaald worden:

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{\Gamma}{2\pi} \left[ I + \frac{x}{\sqrt{x^2 + (r+1)^2}} \left( K(k) - \left( \frac{r-1}{r+1} \right) II(n, k) \right) \right] \\ V_c &= \left[ \frac{2\Gamma}{\pi k^2 \sqrt{x^2 + (r+1)^2}} \left( E(k) - \left( 1 - \frac{k^2}{2} \right) K(k) \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{D.25})$$

Hierin geldt:  $I = \pi$  als  $r < 1$ ,  $I = \frac{\pi}{2}$  als  $r = 1$ ,  $I = 0$  als  $r > 1$  en  $n = \frac{4r}{(1+r)^2}$ . In de door Lewis beschreven vergelijkingen is  $II(n, k)$  de derde elliptische integraal.  $r = 1$  geeft een enkelvoudige uitkomst, namelijk:

$$\lim_{r \rightarrow 0} \left( \left( \frac{r-1}{r+1} \right) II(n, k) \right) = 0 \quad (\text{D.26})$$

Door de enkelvoudige uitkomst kan een alternatieve vergelijkingen worden gebruikt bij  $r = 1$

$$U_c = \Gamma \left[ \frac{1}{4} + \frac{xK(k)}{2\pi\sqrt{x^2 + 4}} \right] \quad (\text{D.27})$$

Uiteindelijk kan de totale axiale stromingsnelheid op de rotor als volgt worden bepaald:

$$U_{rotor} = U_\infty + U_{geïnduceerd,diffuser/naaf} + U_{geïnduceerd,wervelingcilinder} \quad (\text{D.28})$$

## D.1. Praktische toepassing

Tijdens het beschreven onderzoek is een gehele modelleermethode voor DAWT gespecificeerd. Duidelijk is geworden dat voor de implementatie van de methode een grote hoeveelheid tijd nodig is, geschat is dat de benodigde tijd niet beschikbaar is binnen dit project. Om toch iets zinnigs te kunnen zeggen over het effect van de diffuser is gebruik gemaakt van een CFD (Computational Fluid Dynamics) simulatie.

Met behulp van de simulatie is het effect van de diffuser op de turbine bepaald. De specificaties van de diffuser zijn als volgt:

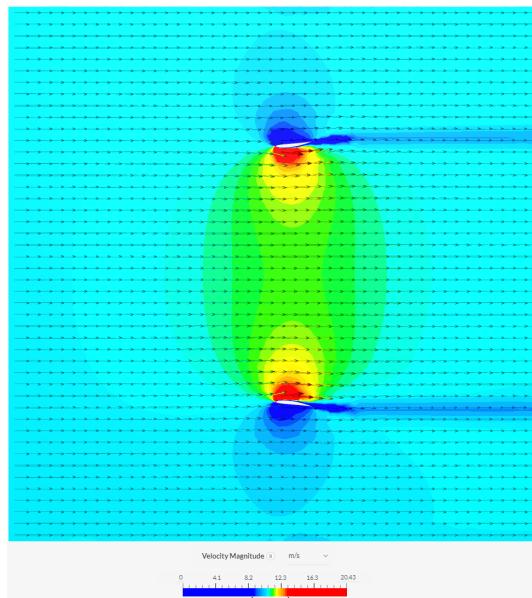
- koordelengte ( $c$ ) = 300 [mm]
- Hoek van aanval (AOA) = 10 [deg]
- $D_{max}$  (maximale diameter) = 2000 [mm]
- Profiel = Eppler 66(6)

Voor het uitvoeren van de simulatie is gebruik gemaakt van Simscale ?? dit is een gratis online simulatie platform. Het 3D model van de diffuser is vooraf in Fusion voorbereid, hierna is het geüpload in de simulatie.

Voor de simulaties is gebruik gemaakt van  $v_\infty = 8$  [m/s], dit is de gemiddelde windsnelheid in Den Helder rond tijd van de race. Een drietal simulaties is uitgevoerd:

- Een simulatie van enkel de diffuser om de drukverdeling in de diffuser te kunnen beoordelen
- Een simulatie van een actuator-schijf (als substituut voor de rotor) om de karakteristieken van enkel de "rotor" te kunnen bekijken
- Een simulatie met de twee onderdelen samengevoegd, hierdoor kan de augmentatie-factor van de diffuser bepaald worden

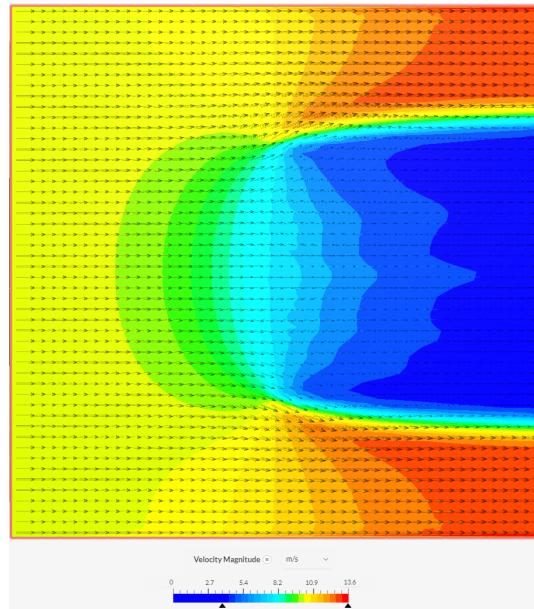
In figuur D.9 zijn de resultaten van de diffuser CFD weergegeven, de verschillende kleuren geven verschillende stroomsnelheden weer. De resultaten van de CFD simulatie worden weergegeven in een 2D-dwarsdoorsnede. Zoals eerder gemeld is de aanstroomsnelheid van de lucht 8 [m/s], de diffuser versnelt de lucht in dit geval tot gemiddeld 12.5 [m/s] (156% toename).



Figuur D.9: Diffuser CFD resultaten

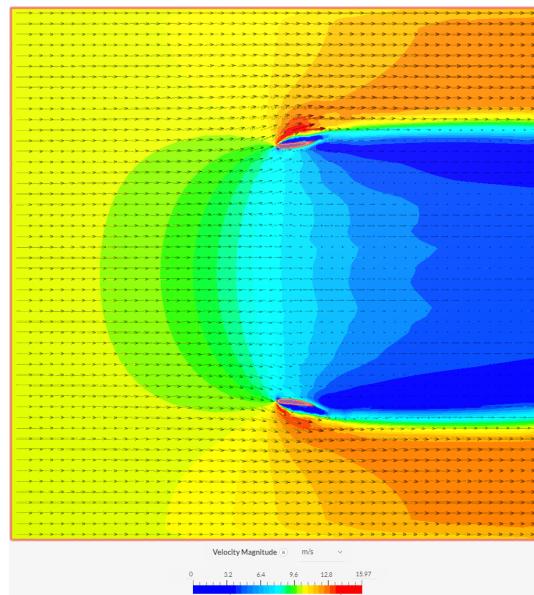
Om de toename in luchtsnelheid te kunnen beoordelen van een DAWT in vergelijking tot een HAWT, is een simulatie gedaan van enkel de actuator-schijf. Een actuator-schijf kan worden gezien als een vervanging voor de rotor, hier wordt enkel de doorstroom deels geblokkeerd om stuwing te simuleren. Voor de simulatie wordt gebruik gemaakt van een turbine die op de Betz limiet functioneert. Om de actuator-schijf te simuleren is een permeabel membraan gesimuleerd, dit membraan vertraagt de lucht

ongeveer 50%. Om een accuratere representatie te krijgen van een Betz optimale turbine kunnen de "membraan instellingen" verder worden verfijnd. In figuur D.10 zijn de resultaten van de actuator-schijf simulatie weergegeven.



Figuur D.10: Actuatorschijf CFD resultaten

Om het effect van de diffuser op de rotor te kunnen simuleren zijn boven beschreven simulaties samengevoegd. Door de simulatie wordt duidelijk dat de diffuser wel degelijk effect heeft. Zo is het drukverval door de actuator-schijf kleiner door de diffuser. Aanvullend is de afname in stroomsnelheid lager door de diffuser. De gemiddelde stroomsnelheid op de rotor zonder diffuser is 5.9 [m/s], de stroomsnelheid met diffuser bedraagt gemiddeld 7.1 [m/s]. De doorstroomsnelsheid door de diffuser wordt dus gemiddeld met 120 % verhoogd bij de gestelde omstandigheden.



Figuur D.11: Turbine CFD resultaten

# E

## Belastingen

De wens om optimale rotorbladen te ontwikkelen strekt verder dan enkel de optimale vorm. Voor optimale prestaties moet het ontwerp van de turbinebladen structureel sterk genoeg zijn, waarbij de wens is de massa van het product te minimaliseren. Om de constructie van het ontwerp te optimaliseren is onderzoek gedaan naar de belasting op de rotor. Het wedstrijd reglement stelt de volgende eis aan de dimensionering van de rotorbladen:

*"6.14 Minimum design wind speed: 18 m/sec (12 m/sec + 50% gusts, your car must be designed for at least 18 m/sec wind. Keep in mind that the inflow velocity will be higher if you drive in that wind")[44].*

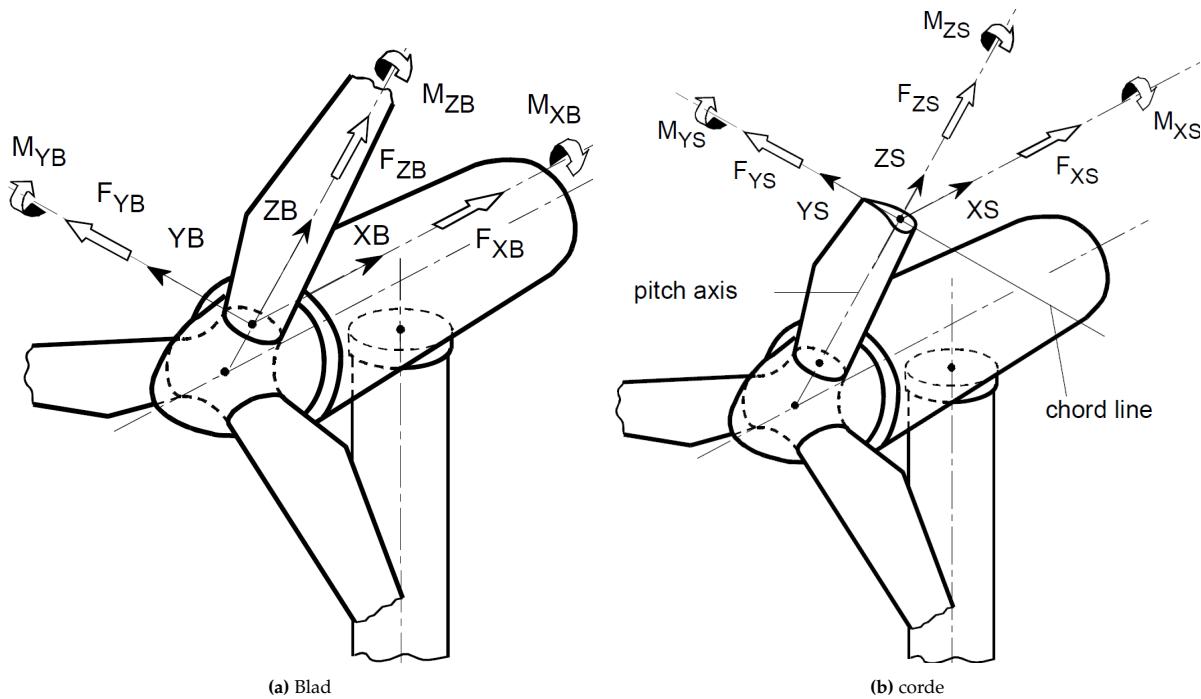
De invloed van de aanwezigheid van de diffuser en naaf is niet voor elke locatie op de rotor gelijk, zoals wordt beschreven in 2.1. Voor het bepalen van de bladbelasting wordt echter gesteld dat de druk uitgeoefend door  $U_\infty$  voor de gehele rotor constant is. Voor de maximale belasting op de rotor wordt tevens uitgegaan van een  $V_{voertuig} = V_\infty$  waardoor  $V_{generatief} = 2 \cdot U_\infty$ ,  $V_{MAX} = 64[m/s]$

De belastingen op het blad zijn in grote lijnen op te delen in twee groepen: belastingen die van toepassing zijn op het gehele blad, en belastingen die van toepassing zijn op een bladelement. Om de belastingen in kaart te brengen is gebruik gemaakt van de assenstelsels zoals weergegeven in figuur E.1. De volgende belastingen werkend op de doorsnede van het blad (corde assenstelsel figuur E.1b). De belastingen zijn gebaseerd op de geometrie van het vleugelprofiel, hiervan zijn de specificaties weergegeven in figuur E.4. Het betreft hier het Eppler e422 profiel, zoals beschreven in eerder werk [30] is dit het profiel dat het meest geschikt is. De belastingen zijn als volgt te ontbinden:

- **Tangentiële belasting** kracht werkend in richting van  $F_{YS}$ . De belasting is met de volgende vergelijking te bepalen:  $F_t = L \cdot \sin(\phi) - D \cdot \cos(\phi)$
- **Normaal belasting** kracht werkend in de richting van  $F_{XS}$ . De belasting is met de volgende vergelijking te bepalen:  $F_n = L \cdot \cos(\phi) + D \cdot \sin(\phi)$
- **Aerodynamisch moment** moment werkend in richting  $M_{ZS}$ . De belasting is met de volgende vergelijking te bepalen:  $M = \frac{1}{2} \rho v_{rel}^2 c \cdot c_m$

Hierin kunnen  $L$  en  $D$  worden gegeven met de volgende vergelijkingen:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{2} \rho v_s^2 c_l c \\ D &= \frac{1}{2} \rho v_s^2 c_d c \end{aligned} \tag{E.1}$$



Figuur E.1: Assenstelsels[21]

## E.1. Maximale belasting

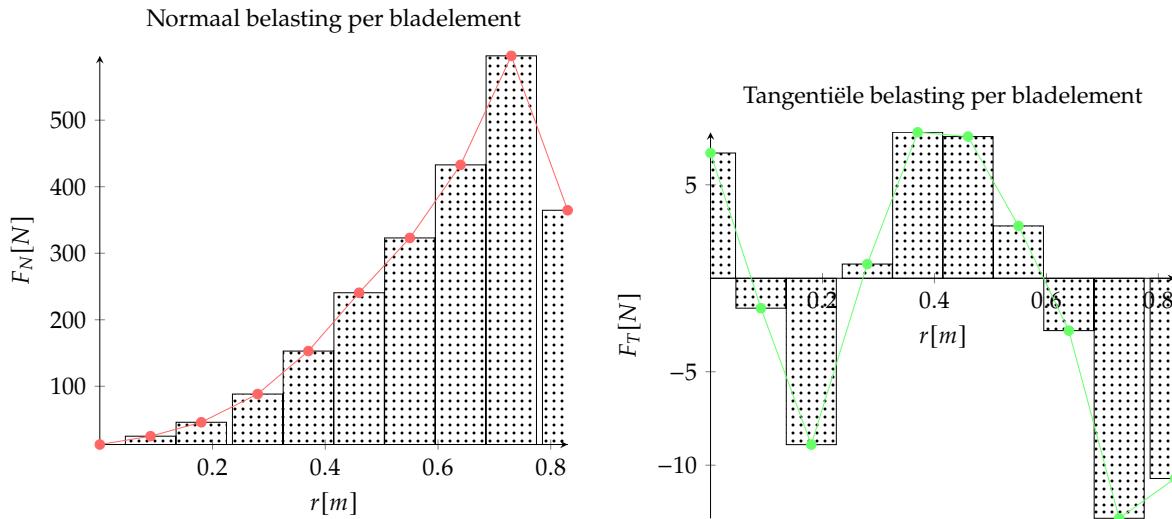
Om het blad te dimensioneren is gekeken naar de maximale belastingen tijdens bedrijf, ongeacht het realisme. Hier is gebruik gemaakt van alle maximale omstandigheden. Hiervoor zijn de volgende aannames gedaan:

- Bladmassa  $\approx 1100[\text{g}]$  gebaseerd op de in eerder werk[30] verkregen vorm. Hier uitgegaan van een massieve koolstof constructie.
- $U_{gen} = 64[\text{m/s}]$  uitgegaan is van de maximaal toegestane windsnelheid van 18 [m/s] waarbij met gelijke snelheid tegenwind wordt gereden. Hierbij rekening houdend met een diffuser augmentatie-factor van 1.8.
- Voor het remmen is zoals het reglement vereist  $6,3[\text{m/s}^2]$  gebruikt. Hierbij is uitgegaan van een overbreng-verhouding van 1 op 12, hierdoor ontstaat een radiale deceleratie van  $300[\text{rad/s}^2]$ .
- Het massamiddelpunt van het blad ligt op  $315[\text{mm}]$  vanaf de bladvoet.
- Het reglement stelt dat het maximaal toelaatbare toerental 1200 [rpm] is.

De gebruikte gegevens zijn in de tekst verder toegelicht.

### E.1.1. Normaal en tangentieel belasting

De tangentiële en normaal belasting zijn weergegeven in figuur E.2. Onderzocht is bij welke omstandigheden de hoogste belastingen optreden, de verwachting is dat zit zal gebeuren bij  $\lambda_{max}$ . De hoogst haalbare  $\lambda$  van de rotor ontworpen in het eerdere werk [30] is 12, de belastingen zijn bij de snelheid het hoogst bij  $\alpha = -2$ . De resultaten zijn verkregen middels een simulatie in Q-blade bij  $v_G = 64[\text{m/s}]$ .



Figuur E.2: Turbine belasting vs radius

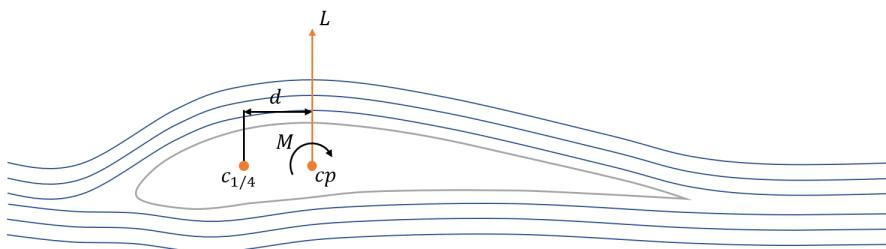
De resultaten van de simulatie geven voor elk element de gemiddelde normaal en tangentieel belasting. Om de totale belastingen te bepalen is een benadering van het oppervlak onder de grafiek bepaald. De staven in figuur E.2 geven de gebruikte methode weer voor het bepalen van het oppervlak. De volgende belastingen zijn gegeven:  $F_N = 192[N]$  in de richting  $F_{XS}$  en  $F_T < |1| [N]$  in de  $F_{YS}$  richting. Aangenomen is dat deze belasting aangrijpt in het zwaarte-middelpunt van het blad, dit veroorzaakt een moment op de rotorvoet van ( $M = Fr \approx 46[Nm]$ ) in de richting van  $M_{TB}$ .

### E.1.2. Aerodynamisch koppel

De geometrie van een vleugelprofiel induceert een koppel wanneer het profiel in een luchtstroom wordt geplaatst( $c_M$ ), zoals weergegeven in E.3. De lift grijpt aan in het druk-middelpunt van het profiel, het profiel wordt geroteerd rond het zogenaamde kwart-corde punt. Door de afstand tussen de twee punten ontstaat een koppel. Dit koppel wordt voor elke vleugelprofiel gedefinieerd in een eenheidloos coëfficiënt  $c_M$ . Met dit coëfficiënt kan het koppel met de volgende vergelijking bepaald worden:

$$M = \frac{1}{2} \rho v^2 S c c_M. \quad (\text{E.2})$$

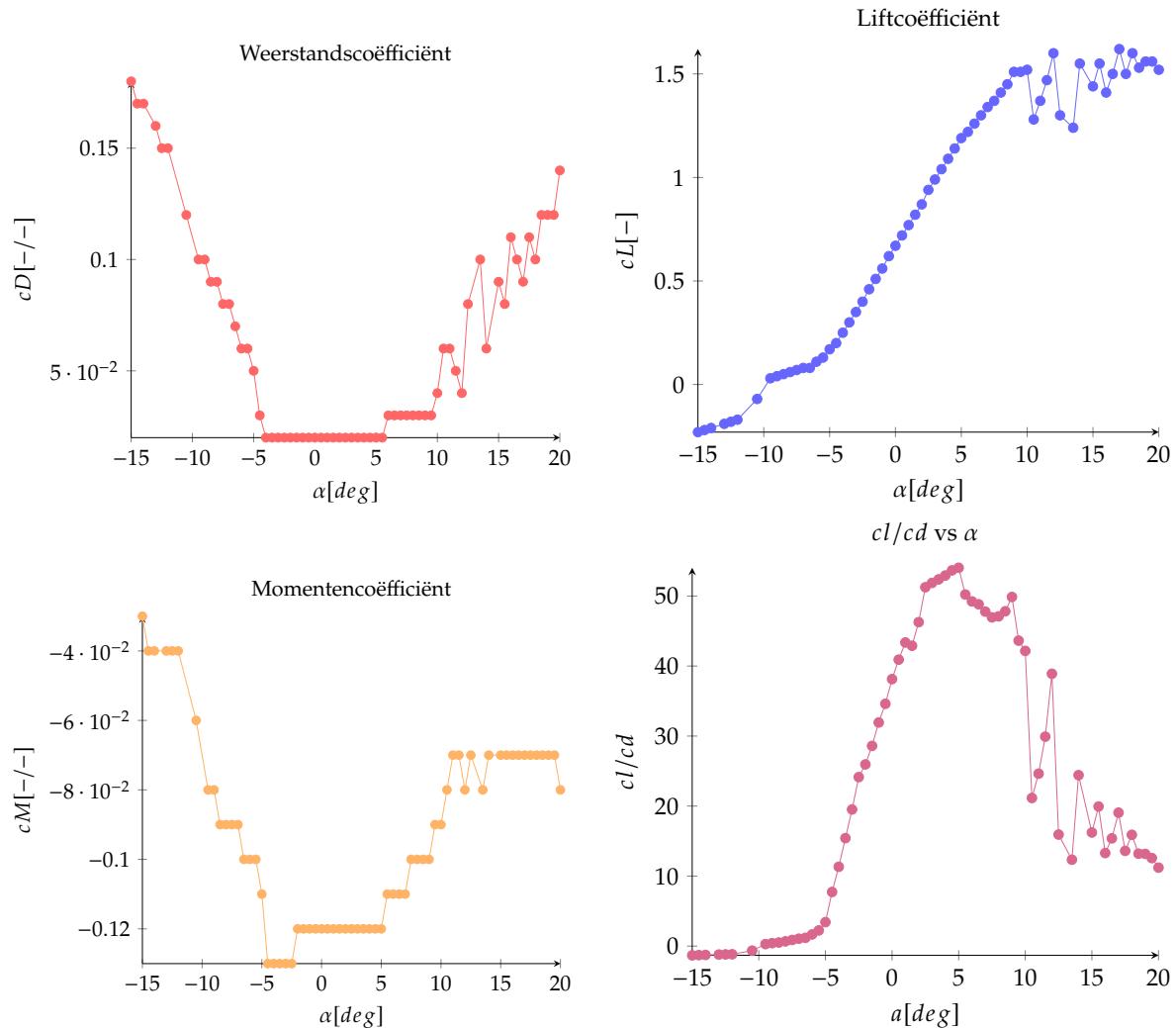
Voor  $v$  wordt gebruik gemaakt van  $U_{free} \lambda$  hierbij is de maximaal mogelijke windsnelheid van 64 [m/s]. Voor  $\lambda$  is gebruik gemaakt van de maximaal haalbare TSR van de rotor, dit is 5. Voor het ontworpen turbineblad ligt  $\alpha$  tussen -2.5 en 10.5 [deg]. Voor de  $\alpha$  waarden van het ontwerp geldt:  $c_M(\text{gem}) = -0.1$ . Om het koppel te bepalen is  $S = 0.1 \cdot 0.8$  en  $c = 0.1$  gebruikt, uiteindelijk ontstaat om  $M_{ZS}$  een koppel van -51 [Nm].



Figuur E.3: Aerodynamisch koppel

### E.1.3. Centrifugaal belasting

Door de draaiende beweging van de rotor ( $\omega_{max} = 125[\text{rad/s}]$ ) wordt een trekkracht geïntroduceerd op de rotorvoet. De trekkracht komt voort uit de centrifugaalkracht en is als volgt te bepalen:  $F = m\omega^2 r$ . Met de eerdere aannames treedt in het massamiddelpunt een centrifugaalkracht van  $\approx 5.5[\text{kN}]$ . De centrifugaalkracht van het blad werkt in de richting van  $F_{zs}$ .



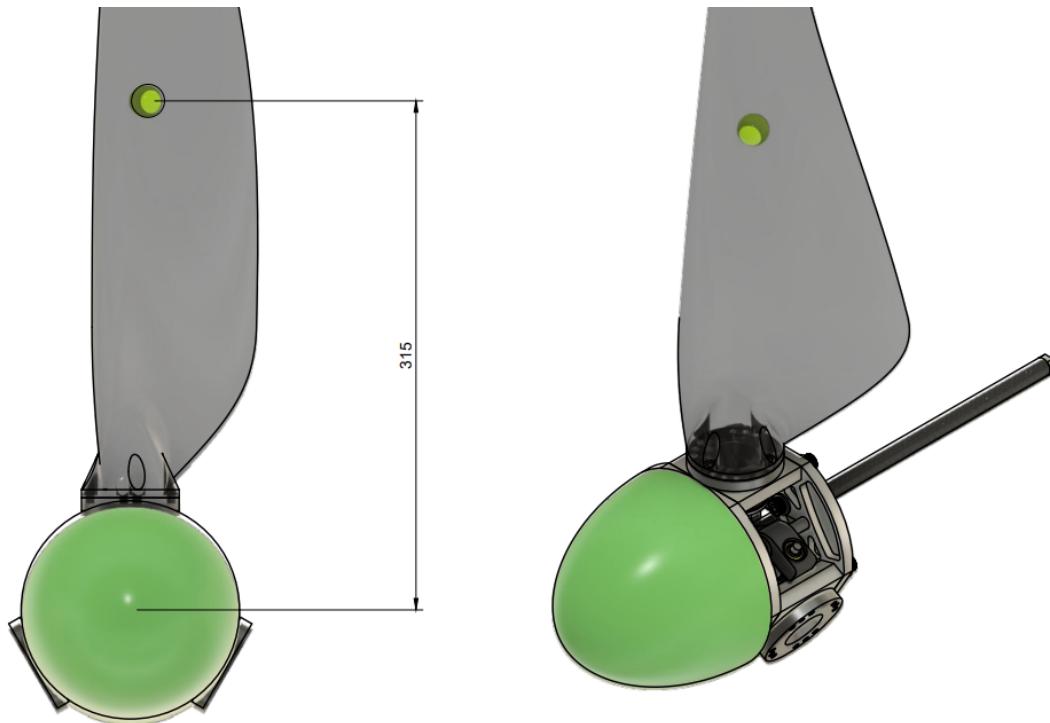
**Figuur E.4:** Vleugelprofiel specificaties

#### E.1.4. Belasting door remmen

Één van de onderzochte belastingsgevallen is de situatie waarbij het voertuig een noodstop moet maken. Voor het afremmen van het voertuig staat in de regelgeving het volgende vermeld:

6.2 *The vehicle brake must be able to slow the car with a deceleration of at least 6.3m/s<sup>2</sup> [44]*

Uitgegaan wordt dat het reglement wordt geëvenaard. De lineaire deceleratie kan met de volgende vergelijking worden omgezet in een radiale deceleratie:  $\alpha = \frac{a_t}{r}$ . Het voertuig zal gebruik maken van 20 inch wielen (506 [mm]  $r=253$  [mm]). De deceleratie op de achteras bedraagt dan  $25\text{rad}/\text{s}^2$ . De overbreng-verhouding van de achter-as naar de rotor bedraagt 1 op 12. De radiale deceleratie van de rotor bedraagt dan  $300\text{rad}/\text{s}^2$ .



Figuur E.5: Zwaarte-middelpunt blad

Met de vergelijking  $a_t = \alpha r$  is vervolgens bepaald dat de tangentiële deceleratie  $270[\text{m}/\text{s}^2]$  bedraagt. De belasting die bij deze deceleratie optreedt in het zwaarte-middelpunt van het blad is bepaald aan de hand van  $F = ma$ . Voor de maximale massa van het blad is uitgegaan van het in eerder werk verkregen ontwerp [30], waarbij het blad van massief carbon gemaakt is. Voor de berekening is een massa van 1100 [g] gekozen. De kracht aangrijpend in het massamiddelpunt van het blad bedraagt dan ongeveer 300[N]. Het massa-middelpunt bevindt zich op 315 [mm] vanaf het draaipunt van de rotor. Het moment dat bijtredet bij het remmen bedraagt dan ( $M = Fr$ ) ongeveer 95 [Nm].

De conclusie van het onderzoek naar de belastingen is als volgt:

- $M_{XB} < 1[\text{Nm}]$  geïnduceerd door tangentiële belasting (nominale belasting)
- $M_{XB} \approx 95[\text{Nm}]$  geïnduceerd door belasting bij remmen
- $M_{YB} \approx 46[\text{Nm}]$  geïnduceerd door normaalbelasting (nominale belasting)
- $M_{ZS} \approx -51[\text{Nm}]$  geïnduceerd door aerodynamisch moment (tijdens maximale belasting)
- $F_{ZS} \approx 5500[\text{N}]$  geïnduceerd door centrifugaalkracht (tijdens maximale belasting)

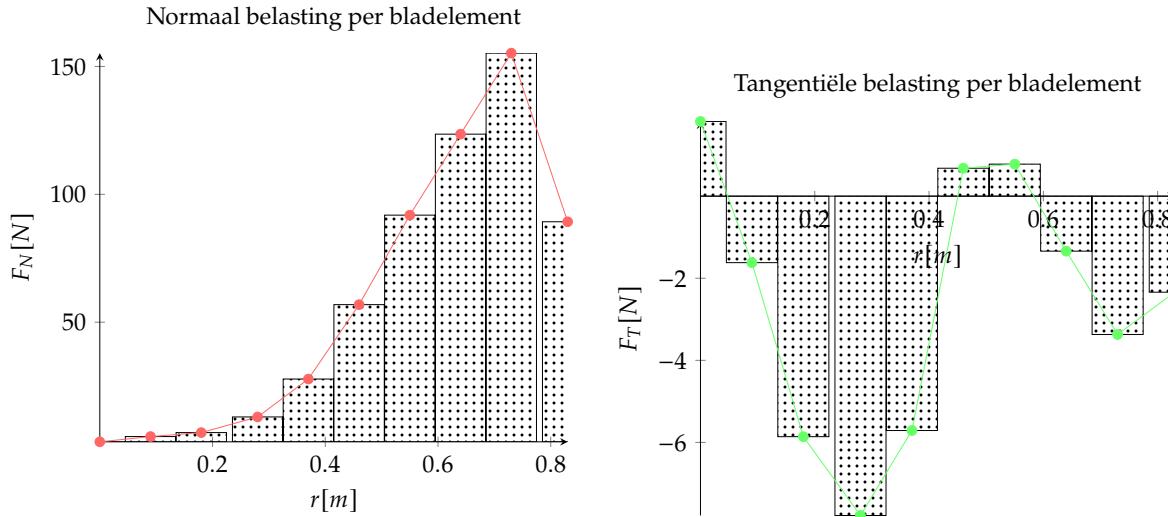
## E.2. "Realistisch" belasting geval

Duidelijk is geworden dat de belastingen buiten proportioneel groot zijn. Wanneer dit belastinggeval gebruikt zou worden bestaat het risico dat het blad onnodig over gedimensioneerd wordt. Om te onderzoeken wordt een alternatief belastinggeval onderzocht, hier worden naar verwachting realistischer waardes gebruikt. Uiteindelijk wordt met een FEM-analyse het verschil in vervorming onderzocht, aan de hand van dit onderzoek kan bepaald worden welk belastinggeval gebruikt wordt voor de dimensionering. Voor dit belastinggeval zijn de volgende aannames gedaan:

- Voor de bladmassa is gekozen naar de competitie. Voor het voertuig van chinook is een bladmassa van 525 [g] aangenomen [41]. Gezien geen eerdere ervaring is met het maken van bladen van het genoemde gewicht, is voor de veiligheid 600 [g] aangenomen.
- In het eerder onderzoek [30] is geconcludeerd dat  $U_{free} = 10[m/s]$ . Uitgaand van een rijdsnelheid van 10 [m/s], en een diffuser augmentatie van 1.8. Voor het realistische belastinggeval wordt uitgegaan van  $U_{gen} = 36[m/s]$ .
- Voor het remmen is zoals het reglement vereist  $6,3[m/s^2]$  gebruikt. Hierbij is uitgegaan van een overbreng-verhouding van 1 op 12, hierdoor ontstaat een radiale deceleratie van  $300[rad/s^2]$ .
- Het massamiddelpunt van het blad ligt op 315 [mm] vanaf de bladvoet.
- Het reglement stelt dat het maximaal toelaatbare toerental 1200 [rpm] is.

Voor het bepalen van de belastingen zijn gelijke stappen ondernomen als bij het maximale belastingonderzoek. Onderstaand zijn de uitkomsten van de eerder beschreven berekeningen voor een realistische situatie:

- $M_{XB} < 1[Nm]$  geïnduceerd door tangentiële belasting (nominale belasting), zie figuur E.6
- $M_{XB} \approx 51[Nm]$  geïnduceerd door belasting bij remmen
- $M_{YB} \approx 11.5[Nm]$  geïnduceerd door normaalbelasting (nominale belasting), zie figuur E.6
- $M_{ZS} \approx -16.2[Nm]$  geïnduceerd door aerodynamisch moment (tijdens maximale belasting)
- $F_{ZS} \approx 2950[N]$  geïnduceerd door centrifugaalkracht (tijdens maximale belasting)

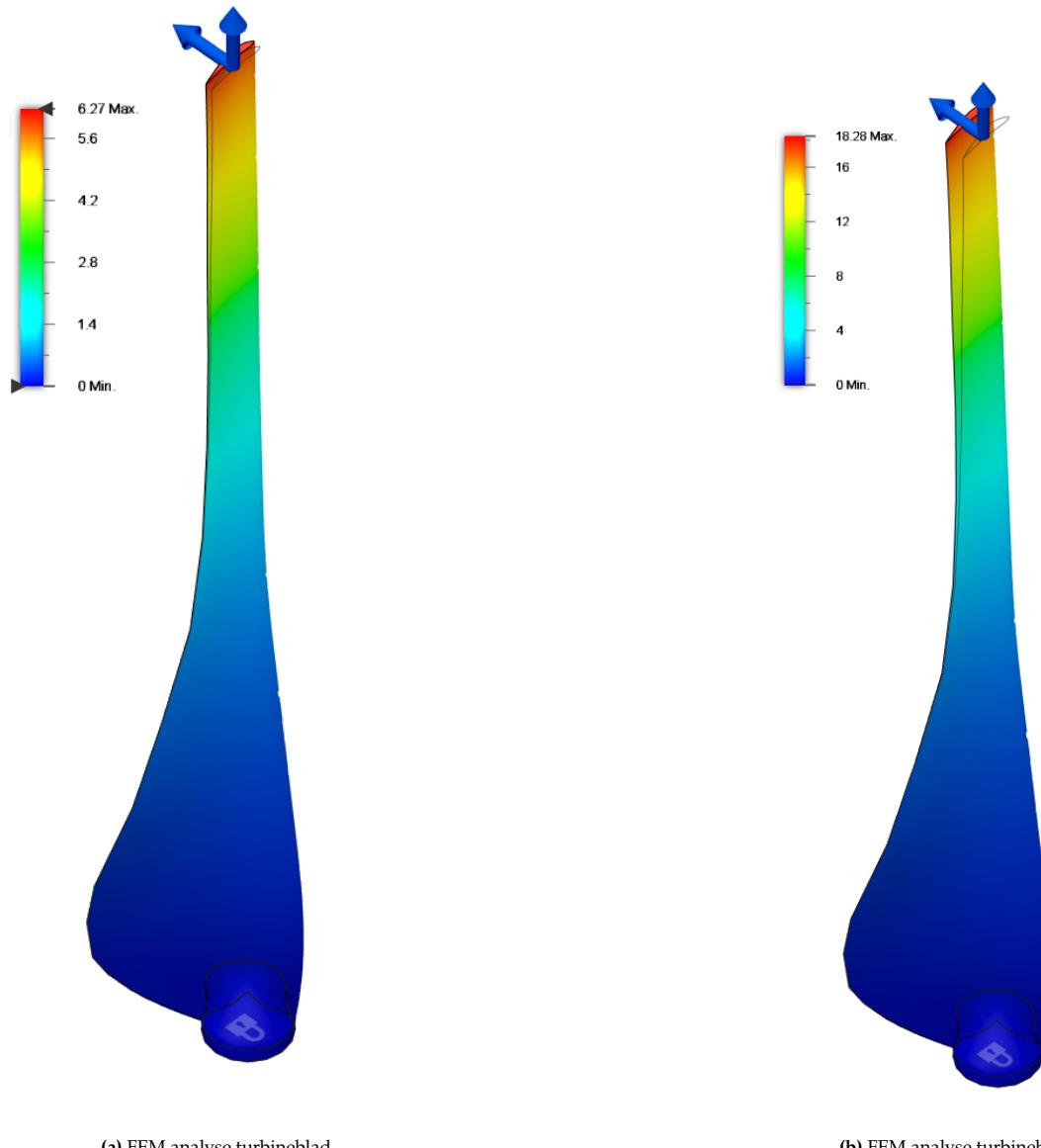


Figuur E.6: Turbine belasting vs radius (realistisch)

### E.3. Onderzoek naar vervorming onder belasting

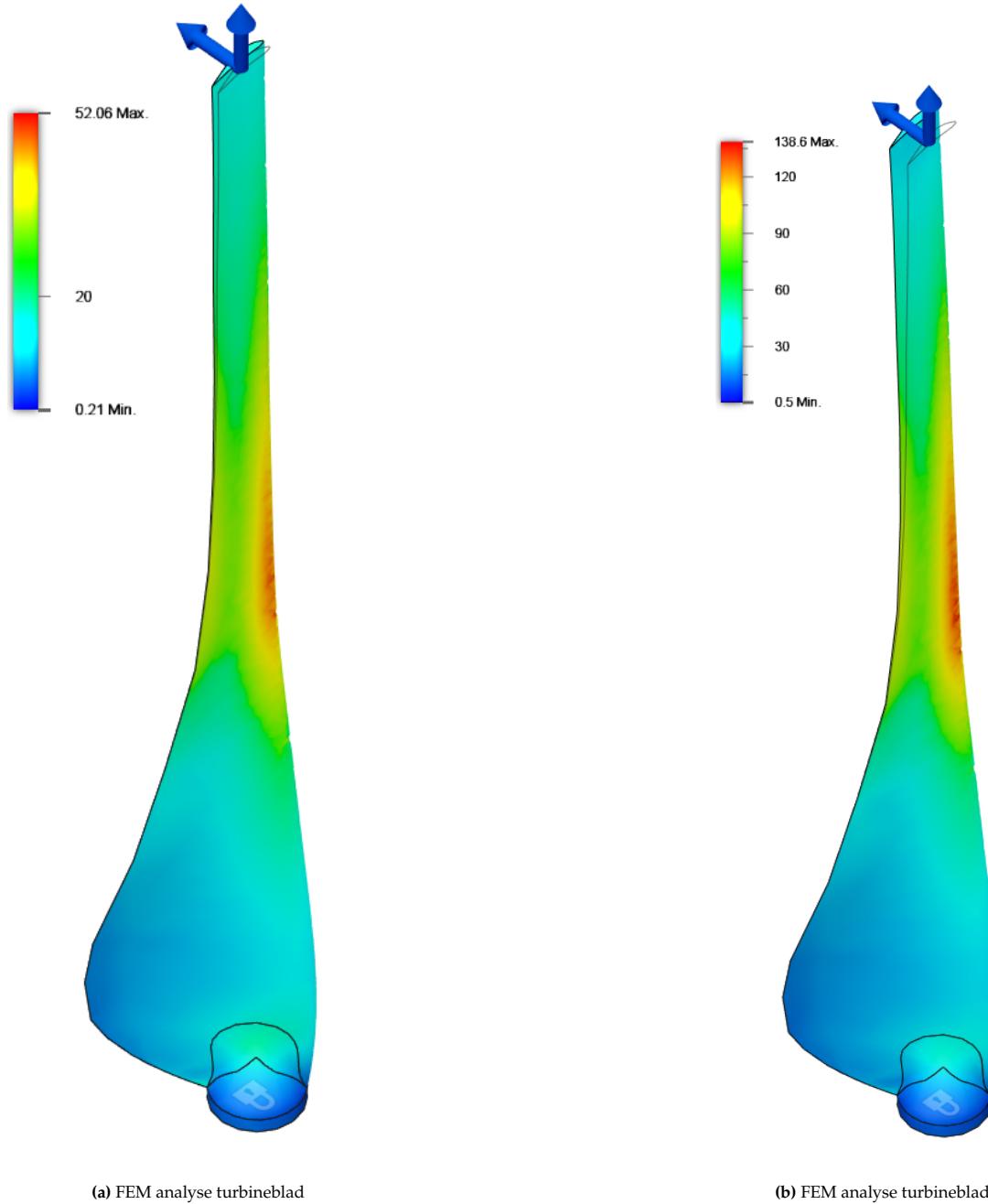
Het is duidelijk dat bij verschillende omstandigheden, de belastingen op het blad sterk verschillen. Aanvullend aan de belastingen is gekeken naar de theoretische vervorming. In dit onderzoek is gekeken naar de vervorming onder de gespecificeerde "realistische" en "maximale" omstandigheden. Voor het uitgevoerde onderzoek is gebruik gemaakt van een EEM-analyse in Fusion. Hierbij is gesteld dat het blad van massief staal is, dit is niet representatief voor de werkelijkheid. De uitkomsten van de simulatie worden enkel gebruikt om de mate en de richting van vervorming onder belasting te onderzoeken.

Met behulp van dit onderzoek is onder andere bepaald welke van de gespecificeerde belasting-gevallen wordt gebruikt voor de dimensionering. In figuur E.7 is van beide belasting-gevallen de uitwijking weergegeven.



**Figuur E.7:** EEM analyse uitwijkingen uitkomst

Wanneer de afbeeldingen worden vergeleken wordt duidelijk dat de uitwijking van beide belasting-gevallen sterk afwijken. Onder belasting van de normaal- en centrifugaal-belasting is het verschil in uitwijking  $\approx 12$  [mm].



**Figuur E.8:** EEM analyse buigspanning uitkomst

Het verschil in uitwijking was vooraf verwacht, en is daarom niet geheel relevant. Gekeken is naar de toename in spanning in het ontwerp, zoals te zien in figuur E.8. Om de spanningen te verlagen zou in het geval van het composit onderdeel extra materiaal aan de wand vereist zijn. Door de toename in materiaal wordt het product zwaarder, dit resulteert in een grotere centrifugaal-belasting. Door gewicht-overwegingen zal voor de dimensionering gebruik gemaakt worden van het ""realistische belastingen-geval".

Aanvullend is specifiek gekeken naar de maximale uitrekking door de centrifugaal-kracht. Hier dient opgemerkt te worden dat het model gebruikt voor de analyse massief staal is, de maximale uitrekking van het maximale belastingen-geval  $\approx 0,5$  [mm].

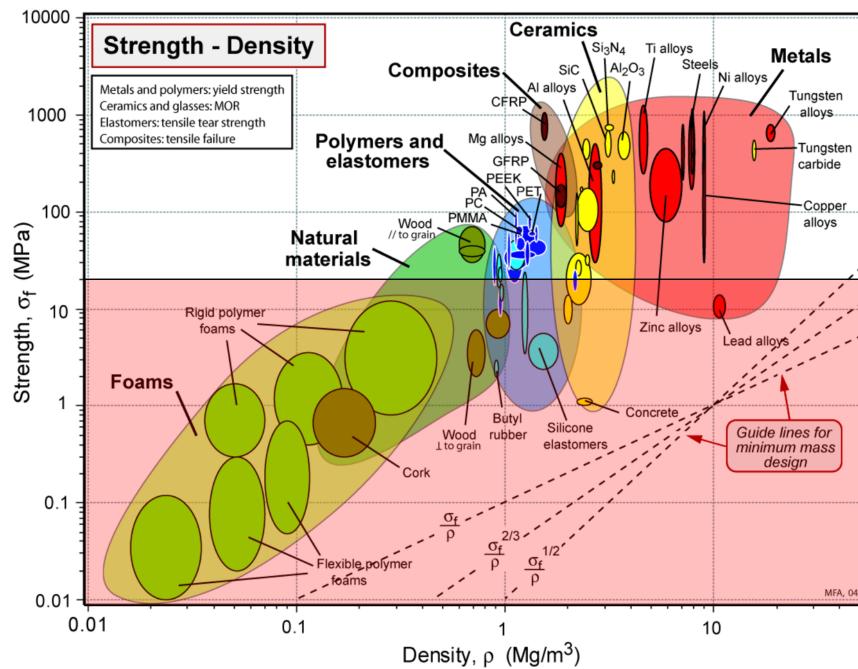
# F

## Materialen en productie

Om aan de gestelde belastingseisen te kunnen voldoen moeten geschikte materialen gekozen worden, tevens dient het product een zo goed mogelijke representatie te zijn van het model ten behoeve van de aerodynamica. In dit deel van het onderzoek zijn verschillende materialen afgewogen. Aanvullend is onderzocht welke productiemethode het meest geschikt is om tot het beste resultaat te komen, gebruik makende van het gekozen materiaal. Het uitgevoerde onderzoek is grotendeels gedaan door middel van desk research, verschillende mogelijke materialen zijn geselecteerd en beschreven. Ook zijn verschillende productiemogelijkheden beschreven.

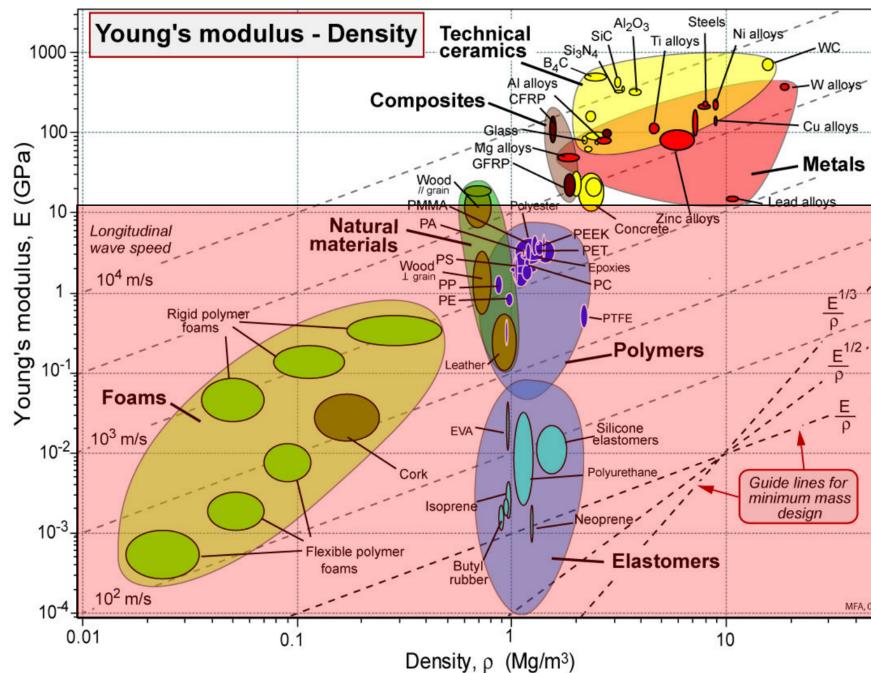
### F.1. Materialen

Om het meest optimale materiaal te kunnen selecteren voor het realiseren van het blad is gekeken naar verschillende "materiaal families". Om een voorselectie te kunnen maken van mogelijke materialen is gebruik gemaakt van data uit CES edupack [14]. Wanneer naar het onderzoek naar de belastingen wordt gekeken valt op dat de centrifugaal-kracht hier een significante factor is. Gekeken is naar de maximale trekkracht die kan optreden in het blad: hier is uitgegaan van het oppervlak zoals aan de bladtip ( $220 \text{ [mm}^2\text{]}$ ) en de maximale centrifugaalkracht ( $5500 \text{ [N]}$ ). De maximale spanning is dan  $25 \text{ [mPa]}$ , dit is de minimale treksterkte van het gebruikte materiaal. Alle materialen buiten het in figuur F.1 rood gekleurde gebied zijn toelaatbaar. Door de massa van het product te minimaliseren kan de totale centrifugaal-kracht verkleind worden, dit is wenselijk. In het materiaalonderzoek is gezocht naar een materiaal met een hoge sterkte en stijfheid en een kleine dichtheid. Uit figuur F.1 is te concluderen dat: metalen, keramieken, polymeren, hout en composieten geschikt zijn.



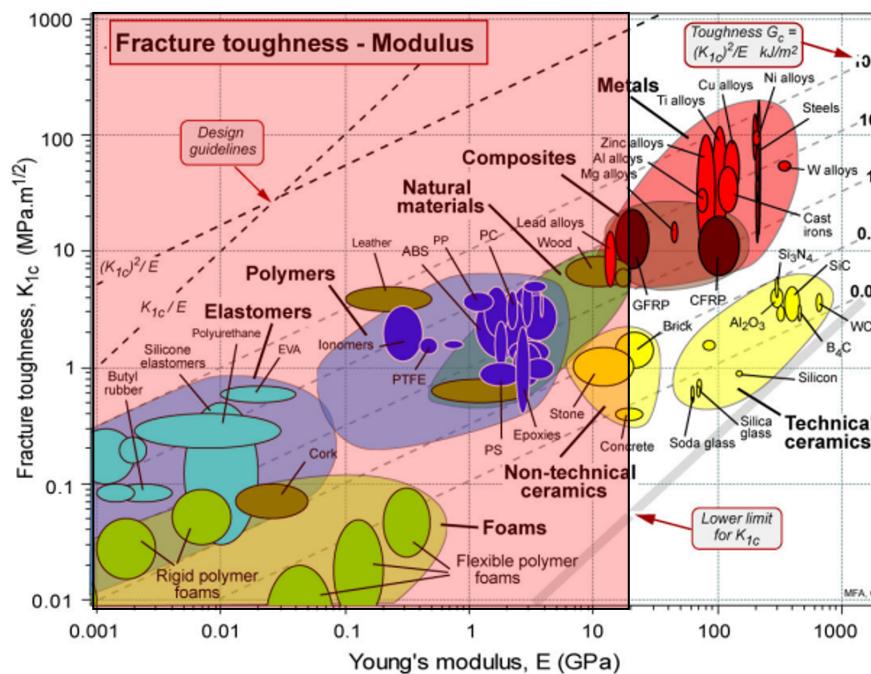
Figuur F.1: Sterkte vs dichtheid[14]

Eerder is het rotorgebied gedefinieerd, de rotor moet tijdens bedrijf binnen dit gebied blijven. Om de aan de vervorming eisen te kunnen voldoen, dient het materiaal stijf genoeg te zijn. De minimale elasticiteitsmodulus is als volgt opgesteld: De tipspeling is eerder als 7,2 [mm] gedefinieerd. Om voor mogelijke imperfecties in de diffuser te compenseren is hier voor de maximale vervorming 3 [mm] aangenomen, zo blijft minimaal 4 [mm] veiligheidsmarge over. De speling zal hoofdzakelijk beïnvloed worden door de centrifugaal-kracht. Hierdoor geldt zoals eerder:  $\sigma = \frac{F}{A} \approx 25[\text{MPa}]$  hierdoor is de minimale elasticiteitsmodulus:  $E_{min} = \frac{25}{3e^{-3}} \approx 11[\text{GPa}]$ . De materialen in figuur F.2 buiten het rode gebied blijven geschikt: hout, keramiek, composiet en metaal



Figuur F.2: Elasticiteit vs dichtheid[14]

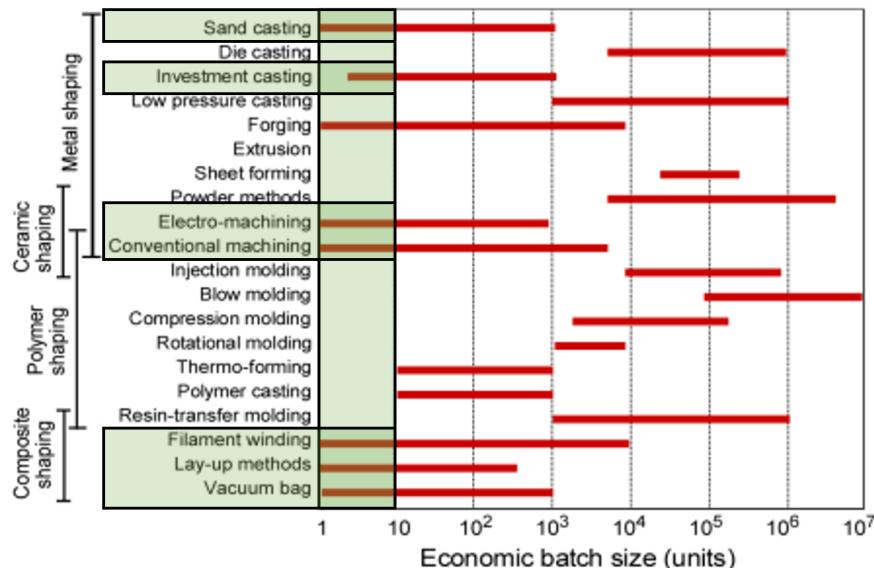
De omstandigheden waaraan het ontwerp blootgesteld wordt is onvoorspelbaar. Tijdens de gebruik kan de turbine te maken krijgen met bijvoorbeeld: turbulente luchtstromen en vliegende objecten. Beide situaties kunnen impact-belasting introduceren. Om te zorgen dat het ontwerp bestand is tegen impact wordt het materiaal gekozen op impact resistantie, zoals figuur F.3. In het figuur is de elasticiteit uitgezet tegen de impact-resistantie. Eerder is de elasticiteitsgrens van 11 [GPa] gebruikt gelijke grenswaarde is gebruikt in de impact resistantie. Verder is het gewenst dat het gebruikte materiaal een zo hoog mogelijke impact resistantie heeft. Hierdoor blijken: composit en metaal de meest geschikte materialen.



Figuur F.3: Brosheid vs elasticiteit[14]

## F.2. Productiemethoden

Om een afweging te maken tussen de geschikt bevonden materialen is onderzoek gedaan naar mogelijke productiemethoden. In figuur F.5 zijn de verschillende productiemethoden weergegeven om bepaalde geometriën te realiseren. De vorm van een turbineblad kan opgebouwd worden uit: Een gevormde schaal, 3D massieve vorm of een 3D holle vorm. Uit figuur F.5 blijkt dat enkel extruderen afvalt als potentiële methode.



Figuur F.4: Seriegrootte[14]

De seriegrootte dicteert voor een groot deel welke productiemethoden rendabel zijn. Van de turbinebladen worden maximaal 10 exemplaren gerealiseerd, hierdoor zijn de geschikte productiemethoden:

- Zand gieten
- Verloren materiaal gieten
- Smeden
- EDM (Electronic Discharge Machining)
- Verspanen
- Vezel wikkelen
- Vezel lay-up

Eerder is gesteld dat metalen en composieten de meest geschikte materialen zijn. De wens is een zo licht mogelijk product op te leveren. Mogelijke productiemethoden om tot de gewenste vorm te komen omvatten volgens figuur F.5: Geronde schaaldelen, 3D Massief en 3D hol. Wanneer voor een metaal gekozen zou worden kunnen de volgende materialen gebruikt worden:

- Zand gieten
- Verloren materiaal gieten
- Smeden
- EDM (Electronic Discharge Machining)
- Verspanen

Met de genoemde productiemethoden worden hoofdzakelijk massieve onderdelen vervaardigd. Wanneer een voorbeeld van een massief Aluminium blad wordt bekijken: met een inhoud van  $5.8e^5 [mm^3]$  en een dichtheid van  $3e^{-3} [g/mm^3]$ , dit voorbeeld zou een massa hebben van  $\approx 1,6 [kg]$ . De wens is een kleinere massa te bereiken dan het eerder gebruikte massieve koolstof voorbeeld. Het blad zal hierom opgebouwd worden uit: gevormde schalen of 3D-holle vorm. De genoemde vormen kunnen volgens figuur F.5 vervaardigd worden met de volgende methoden:

- Zand gieten
- Verloren materiaal gieten
- EDM (Electronic Discharge Machining)
- Verspanen
- Vezel wikkelen
- Vezel lay-up

In werk van van Dorst [13] en ten Hoopen [26] is onderzoek gedaan naar het gieten en spuitgieten van rotorbladen. Hieruit is duidelijk geworden dat de bladvorm geometrische aanpassingen vereisen om gegoten te kunnen worden. Hierdoor blijven enkel de volgende productiemethoden geschikt:

- EDM (Electronic Discharge Machining)
- Verspanen
- Vezel wikkelen
- Vezel lay-up

	Circular prismatic	Non-circular prismatic	Flat sheet	Dished sheet	3-D solid	3-D hollow
Sand casting	●	●			●	●
Die casting	●	●			●	●
Investment casting	●	●			●	●
Low pressure casting	●	●			●	●
Forging	●	●			●	
Extrusion	●	●				
Sheet forming	●	●	●	●	●	●
Powder methods	●	●			●	●
Electro-machining	●	●	●		●	●
Conventional machining	●	●	●	●	●	●
Injection molding	●	●	●	●	●	●
Blow molding				●		●
Compression molding			●	●	●	
Rotational molding			●	●		
Thermo-forming			●	●		
Polymer casting	●	●			●	●
Resin-transfer molding	●	●	●	●	●	●
Filament winding	●	●		●		●
Lay-up methods		●	●	●	●	
Vacuum bag		●	●	●		

Figuur F.5: Haalbare geometriën[14]

Met de geschikte productiemethoden kunnen de bladen uit zowel metaal als composiet vervaardigd worden, zoals weergegeven in figuur F.6. Door de tijdlijn van dit project is het wenselijk het productieproces in huis uit te voeren. Beschikbare productiemethoden omvatten: verspanen en vezel lay-up. De overige productiemethoden kunnen in toekomstig werk verder worden uitgewerkt. Door de complexe vorm van de rotorbladen is verspanen de minst economische oplossing, door de noodzaak al het materiaal dat niet het onderdeel is te verwijderen. Tevens heeft de beschikbare machine niet voldoende bereik om het onderdeel in één geheel te produceren, door de toegevoegde complexiteit van verspanen is uiteindelijk gekozen de vezel lay-up methode te gebruiken. Hierdoor wordt automatisch gekozen composiet als productie materiaal. Dat composiet uiteindelijk het meest geschikte materiaal blijkt is geen verrassing, uit empirisch onderzoek wordt duidelijk dat bij de productie van commerciële turbines composiet materialen worden gebruikt.

	Metals, ferrous	Metals, non-ferrous	Ceramics	Glasses	Elastomers	Thermoplastics	Thermosets	Polymer foams	Composites
Shaping	Sand casting Die casting Investment casting Low pressure casting Forging Extrusion Sheet forming Powder methods Electro-machining Conventional machining	● ● ● ● ● ● ● ● ● ●							
	Injection molding Blow molding Compression molding Rotational molding Thermo-forming Polymer casting			● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	
	Resin-transfer molding Filament winding Lay-up methods Vacuum bag				● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●
Joining	Adhesives Welding, metals Welding, polymers Fasteners	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●	● ● ● ● ● ●
Finishing	Precision machining Grinding Lapping Polishing	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●	● ● ● ●

Figuur F.6: Geschikte productiemethoden[14]

### F.2.1. Composieten

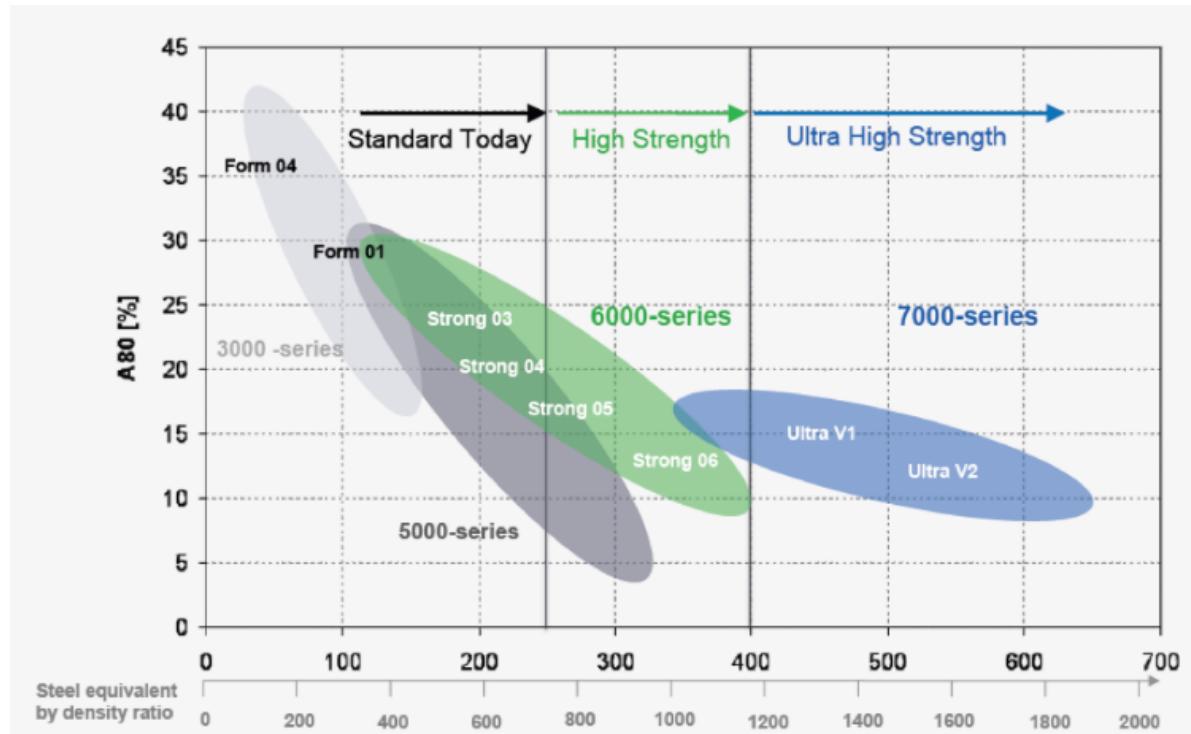
In het geval van composieten zal het blad worden opgebouwd uit een basisvorm "de kern" waarbij vezels worden gebruikt om te versterken. onderzochte vezels omvatten: aramide-, glas- en Koolstofvezel. Om de vezels te vergelijken zijn een aantal eigenschappen tegen elkaar uitgezet. Buiten het onderzoek naar de

Tabel F.1: Vergelijking composiet materialen

Materiaal	Dichtheid [g/cm <sup>3</sup> ]	Treksterkte [GPa]	Elasticitetsmo- [GPa]	Specifieke sterkte	Specifieke sti- jfheid
Glasvezel[39]					
E-glas	2.58	3.4	72.3	1.32	28.02
C-glas	2.52	3.3	68.9	1.31	27.34
S2-glas	2.46	4.9	86.9	1.99	35.33
A-glas	2.44	3.3	68.9	1.35	28.24
D-glas	2.12	2.4	51.7	1.13	24.39
R-glas	2.54	4.1	85.5	1.61	33.66
EGR-glas	2.72	3.4	80.3	1.25	29.52
AR-glas	2.7	3.2	73.1	1.19	27.07
Koolstofvezel[31]					
T300	1.75	3.31	228	1.89	130.29
P55	2	1.73	379	0.87	189.50
P75	2	2.07	517	1.04	258.50
P100	2.15	2.24	724	1.04	336.74
AS-4	1.78	4	235	2.25	132.02
IM-6	1.74	4.88	296	2.80	170.11
IM-7	1.77	5.3	276	2.99	155.93
UHMS	1.87	3.447	441	1.84	235.83
T800H	1.81	5.49	294	3.03	162.43
T1000G	1.8	6.37	294	3.54	163.33
T1000	1.82	7.06	294	3.88	161.54
M4GJ	1.84	4.21	436	2.29	236.96
M40	1.81	2.74	392	1.51	216.57
M55J	1.93	3.92	540	2.03	279.79
M60J	1.94	3.92	588	2.02	303.09
T700	1.82	4.8	230	2.64	126.37
CN60	2.12	3.43	620	1.62	292.45
CN90	2.19	3.43	860	1.57	392.69
XN145	1.85	2.4	155	1.30	83.78
GY-80	1.96	1.86	572	0.95	291.84
GY-70	1.9	1.86	517	0.98	272.11
G40-700	1.77	4.96	300	2.80	169.49
Aramide[43]					
Twaron	1.45	3.6	145	2.48	100
Technora	1.39	3.5	85	2.52	61.15

eigenschappen van verschillende vezel soorten is aanvullend onderzoek gedaan naar de beschikbaarheid. Voor het beschikbaarheidsonderzoek de volgende bronnen geraadpleegd: Easy composites[17], mr boat[7], composites plaza[11], poly service[40] en Bouwmeester advanced composites[2]. De beschikbare vezel-soorten zijn in F.1 gearceerd.

Eerder is gesteld dat voor de gestelde eisen aluminium en composiet te overwegen materialen zijn. Door de mogelijke productiemethoden is voor het blad uiteindelijk gekozen voor composiet. Het gehele blad zal uiteindelijk bestaan uit een blad en een bladvoot. Voor de bladvoot is de vorm minder complex, hierdoor zijn meer productiemethoden toegankelijk. Aanvullend is het gewenst dat de bladvoot van een harder materiaal is gezien het interactie zal hebben met het bevestiging materiaal. Aanvullend wordt de bladvoot vanuit verschillende richtingen belast, waaronder compressie. Composiet is minder geschikt wanneer het onderdeel ook met compressie belast wordt. Hierdoor is uiteindelijk gekozen voor een bladvoot van aluminium. In figuur F.7 is een vergelijking tussen verschillende aluminium legeringen weergegeven. Hier wordt duidelijk dat 7000 serie aluminium de hoogste sterkte/dichtheid verhouding heeft. Gezien voor dit project AA7075 beschikbaar is zal dit gebruik worden voor de bladvooten. In tabel F.2 zijn de materiaaleigenschappen van de legering weergegeven.



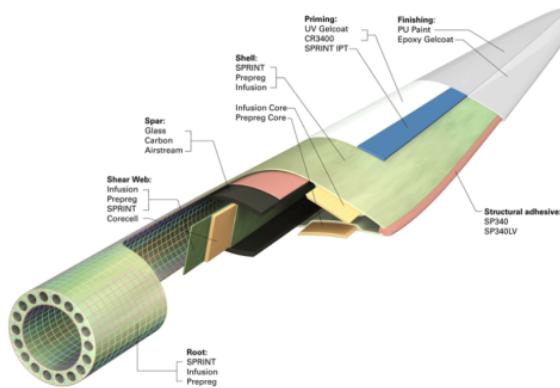
Figuur F.7: Aluminium vs staal[12]

Tabel F.2: Materiaaleigenschappen AA7075[5]

Mechanische eigenschappen	Waarde	Eenheid
Dichtheid	2.8	$g/cm^3$
Hardheid (Vickers)	175	MPa
Rekgrens	503	MPa
Treksterkte	572	MPa
Elasticiteit modulus	72	GPa
Vermoeiing sterkte ( $N = 5 \cdot 10^8$ )	159	MPa

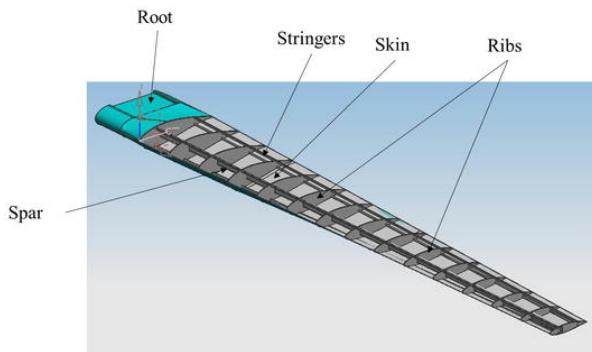
### F.2.2. Specifieke productiemethoden

Eerder is uitgebreid gekeken naar de mogelijke productiemethoden voor composiet materialen. Om het ontwerp te kunnen realiseren is onderzoek gedaan naar specifieke productiemethoden. Voor dit onderzoek is gekeken naar productiemethoden gebruikt voor het produceren van commerciële turbinebladen. In figuur F.8 is een grafische weergave te zien van de interne constructie van een turbine-blad.



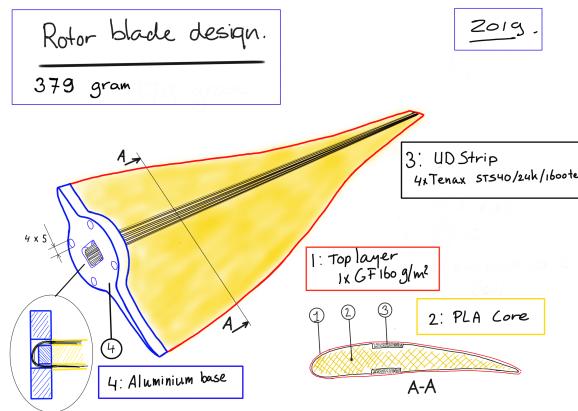
Figuur F.8: Windturbine constructie

Elders wordt gebruik gemaakt van gehele spanten-raamwerken zoals te zien in figuur F.9. Uit verder onderzoek is duidelijk geworden dat commerciële bladen worden opgebouwd uit twee schaaldelen en een spanten-frame. De schaaldelen worden geproduceerd in negatieve mallen.



Figuur F.9: Windturbine constructie

Voor een eerdere versie van het voertuig is de blad-productie op een alternatieve manier benaderd, in figuur F.10 is een schematische weergave te zien. Voor de eerdere versie is de bladvorm gerealiseerd met een 3D-print. De bladvorm is vervolgens versterkt met koolstofvezel strengen, en een koolstofvezel huid.



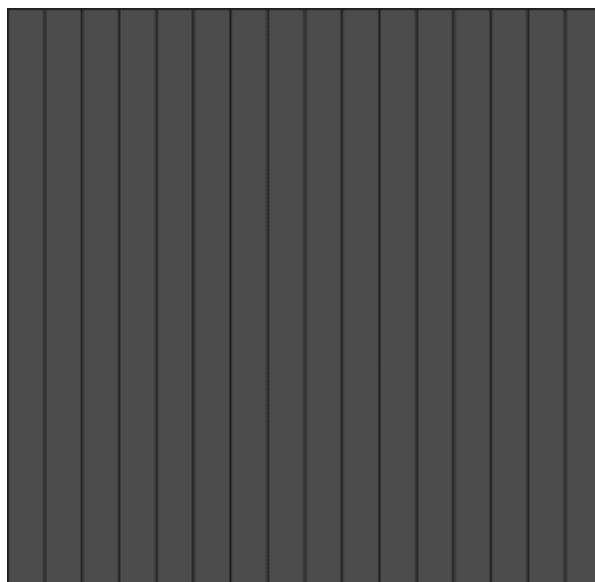
Figuur F.10: Rotor blad

De bekeken productiemethoden worden om verschillende redenen als niet optimaal gezien. Zo zijn de geproduceerde bladen niet consistent. Dit is mede veroorzaakt door de nodige nabewerking, de

nabewerking is nodig om de buitenoppervlakken van de bladen vlak te krijgen. Het buiten oppervlak van de bladen worden onregelmatig door de productiemethode. Bij de productie van een commercieel blad wordt gebruik gemaakt van een interne constructie. Om een interne constructie te kunnen toepassen moet de interne bladvorm zeer nauwkeurig zijn. In verband met de kleine afmetingen van de bladen voor het voertuig (in vergelijking tot commerciële bladen) in combinatie met de productiemethode voor de schaaldelen, is de nauwkeurigheid van het interne oppervlak niet vanzelfsprekend. Voor de turbinebladen van het voertuig zijn de genoemde productiemethoden sub-optimaal. Gezien de nauwkeurigheid van het buitenoppervlak belangrijk is, en nabewerking onwenselijk is, is gekozen het blad op te bouwen uit schaaldelen met een interne constructie.

### F.3. Constructie

Zoals eerder vastgesteld zal bij de constructie van het blad gebruik gemaakt worden van composiet materialen. Gezien de tijdlijn van het project wordt gebruik gemaakt van bekende en beschikbare materialen, speciale composietmaterialen zijn lastig te verkrijgen en hebben vaak een lange levertijd. Voor de constructie van het blad wordt zoals eerder vastgesteld gebruik gemaakt van koolstofvezel. Koolstofvezel matten zijn in verschillende configuraties te verkrijgen de volgende configuraties zijn beschikbaar: UD (UniDirectional) is een configuratie waarbij de vezels in een enkele richting lopen. Een groot voordeel van UD is de sterkte en stijfheid van de mat in een enkele richting. Aanvullend zijn de vezels bij de beschikbare UD matten gebonden, dit betekend dat de vezels geheel "recht" lopen. hier wordt bedoeld dat de vezels geen bochten of knikken maken, hierdoor worden de matten doorgaans zwakker. In figuur F.11 is de vezelrichting van een UD mat weergegeven.



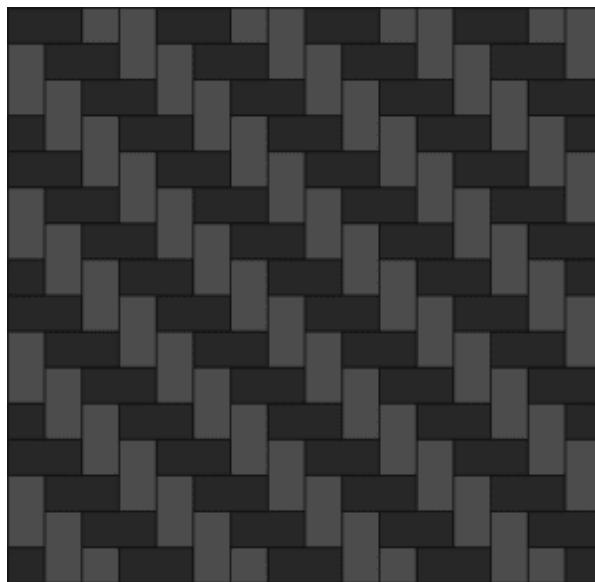
Figuur F.11: Unidirectional mat [15]

BIAx (BI Axial) of wel twee assig, bij dit materiaal bevinden de vezels zich in twee richtingen 90 graden verdraaid van elkaar. Dit materiaal is vaak een legsel, hierbij zijn de vezels in de verschillende richtingen gelegd en aan elkaar gebonden. De vezels liggen bij een biax vaak 45 graden verdraaid, zoals te zien in figuur F.12. Voordelen van het materiaal zijn dat de vezels zoals een UD "recht" liggen, en hierdoor niet worden verzwakt door bochten. Een nadeel van het materiaal is dat de vezels liggen, hierdoor kan in het eindproduct een enkele "streng" uit de mat getrokken worden.



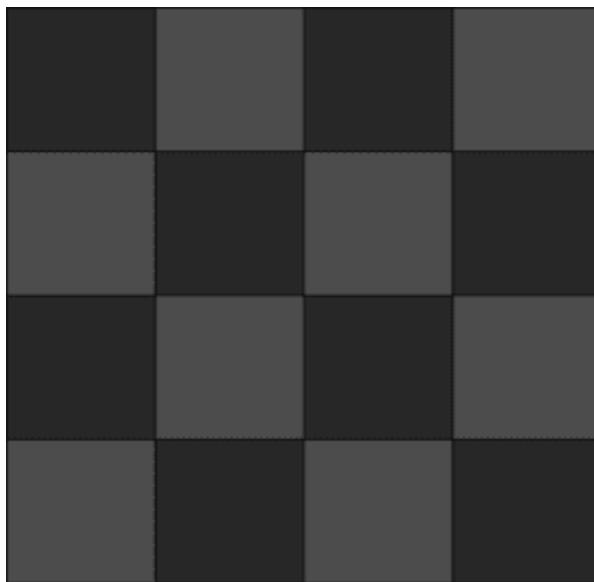
Figuur F.12: biax [32]

Twill of keperweefsel is een configuratie waarbij de vezels in een diagonaal patroon verweven zijn. Bij dit materiaal behouden de vezels de gewenste vorm door de geweven structuur. Door de geweven structuur liggen de vezels niet "recht" hierdoor is het materiaal zwakker dan de eerder genoemde configuraties. Het materiaal is echter zeer vormbaar. Aanvullend bevinden de vezels zich bij de beschikbare twill weefsels in 0 90 oriëntatie, gezien de vezels in twee richtingen liggen bied het materiaal sterke en stijfheid in twee richtingen. In figuur F.13 is een schematische weergave te zien van het beschreven materiaal.



Figuur F.13: Twill weefsel [15]

Spread tow is een materiaal waarbij de vezels in een recht patroon verweven zijn (dambord patroon). Evenals de twill behouden de vezels de gewenste vorm door de verweven structuur. Ook bij de spread tow bevinden de vezels zich in een 0 90 configuratie. Bij een spread tow liggen de vezels vlakker uitgespreid dan bij een keper weefsel, hierdoor maakt het materiaal minder zogenoemde "bochten" en is het hierdoor sterker. In figuur F.14 is een schematische weergave te zien van het beschreven materiaal.



Figuur F.14: Spread-Tow [15]

Uiteindelijk worden de schaaldelen van het blad met elkaar verbonden met epoxy lijm. Bij eerdere projecten is veel gebruik gemaakt van het Gurit spabond systeem [23], bijvoorbeeld spabond 730 [40]. Naast het verlijmen worden de schaaldelen voorzien van een kernmateriaal. Hier kan onderscheid gemaakt worden tussen twee mogelijke oplossingen, een vloeibare of een solide oplossing. Voor een solide oplossing wordt vooraf een vorm geprepareerd, de vorm wordt tijdens het verlijmen in de schaaldelen aangebracht. Een voordeel bij een solide oplossing is dat de samenstelling van de kern vooraf goed te bepalen is. Een groot nadeel van een solide kern is dat vooraf de vorm van schaaldelen nauwkeurig bepaald moet zijn, anders past het niet. Een alternatief is een vloeibare kern, hier wordt een kern bedoeld waarbij het materiaal vloeibaar wordt ingebracht in de gelijmde schaaldelen. Een vloeibare kern neemt na het gieten de exacte vorm van de schaaldelen aan waardoor de hechting met de kern constant is. Een nadeel van een vloeibare kern is dat de uiteindelijke samenstelling van het materiaal afhankelijk is van bijvoorbeeld mengverhoudingen. Een vloeibare kern is uiteindelijk door het gemak van verwerken verkozen boven een solide kern. Voor de vloeibare kern zijn verschillende materialen overwogen, in de overweging voor het te gebruiken materiaal is hoofdzakelijk gekeken naar de massa van de uiteindelijke kern. De inhoud van de schaal bedraagt ongeveer 0,585 [L]

- massief epoxy: epoxy heeft een dichtheid van  $1150 \text{ [kg/m}^3\text{]}$  [23] een massieve epoxy kern zou een massa hebben van 0,67 [kg].
- epoxy met schuimmiddel: door het schuimmiddel zou het volume van de epoxy 400% [7] toenemen, de kern zou uiteindelijk een massa hebben van 0,17 [kg]
- silica verdunde epoxy: door in gelijke volume verhouding silica [23] toe te voegen aan de epoxy zou de kern een massa van 0,372 [kg] krijgen.
- epoxy schuim H250: dit schuim heeft een dichtheid van  $250 \text{ [kg/m}^3\text{]}$  [40], de kern zou met dit materiaal een massa van 146,25 [kg] krijgen

De kern van massief epoxy en met silica verdunde epoxy vallen als eerst af als optie door de relatief grote massa. De overweging is uiteindelijk tussen het epoxy schuim en de epoxy met schuimmiddel. Eerdere ervaring met het schuimmiddel zijn gemixt, het uitzetten van de epoxy is afhankelijk van de mengverhouding tussen de epoxy en het schuimmiddel. Gezien een zo constant mogelijk resultaat gewenst is wordt het schuimmiddel als minder geschikt gezien. Eerdere ervaringen met het epoxy schuim is dat mits machinaal gemengd de resultaten constant zijn. Uiteindelijk zal voor het prototype gebruik gemaakt worden van het epoxy schuim, voor het eindproduct zou de keuze echter heroverwogen kunnen worden.

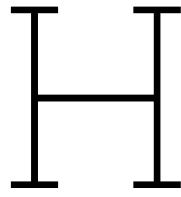


# Onderbouwing weegfactoren

Eerder is een MCA opgesteld, hier zijn verschillende wensen van het uiteindelijke product weergegeven. Aanvullend aan de wens is een weegfactor geformuleerd. De weegfactoren zijn gebruikt om de verschillende ontwerpen en concepten tijdens het project te beoordelen. Om de weegfactoren te kwantificeren is voor de verschillende weegfactoren een onderbouwing geformuleerd.

- **A5(1)** De gegeven wens is gebaseerd op een aannname gedaan in het belastingen onderzoek, gesteld is het wenselijker is wanneer delen van het blad bezwijken dan wanneer de verbinding tussen de bladvoet en het blad bezwijken. Wanneer het gehele blad zou los komen onder maximale belasting wordt het gehele blad een ongeleid projectiel met een grote hoeveelheid kinetische energie ongeveer ( $E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 112.5^2 \approx 6,5[kJ]$ ). Gezien het hier om de veiligheid van het team en het voertuig gaat wordt hier zwaar aan getild en wordt hier een hogere weegfactor van 8 gebruikt
- **A5(2)** Aanvullend aan de sterkte eis is een stijfheid eis gesteld. Wanneer het blad onder belasting is zal enige vervorming optreden, van belang is dat de vervorming binnen een bepaalde marge blijft. Wanneer het blad meer vervormt dan gewenst kunnen de eigenschappen veranderen, aanvullend ontstaat het risico dat het blad andere delen van de turbine raakt. Door zeer ongewenste risico's van een product dat niet stijf genoeg is wordt een hoge weegfactor van 8 toegekend.
- **B1** Uit eerder onderzoek blijkt dat het wenselijk is dat de tipspeling ongeveer 1% is, dit bevordert te prestaties van de turbine. Omdat de prestaties niet geheel onbelangrijk zijn wordt hier weegfactor 4 toegekend. Een hogere weegfactor is hier onnodig bevonden gezien het gaat om een kleine toename in prestaties, op een later moment zou onderzocht kunnen worden wat de impact van tipspeling is.
- **B3** De verbinding tussen het blad en de voet heeft invloed op de aerodynamische karakteristieken van de rotor, het is wenselijk dat de invloed minimaal is. De voet bevindt zich echter dicht bij de bladwortel, hier is de stroming al niet optimaal. Door de kleine invloed van de gestelde wens is weegfactor 2 toegekend.
- **B4** De geometrie van het ontwerp is geoptimaliseerd voor de gestelde omstandigheden, wanneer het blad onder belasting van vorm verandert kunnen de aerodynamische eigenschappen worden beïnvloed. De vervorming kan voor een vermindering van prestatie zorgen. Aanvullend ontstaat het risico dat het blad interfereert met de bevestiging-struts van de diffuser bij grote vervorming, dit is niet wenselijk. Weegfactor 6 is toegekend omdat het vervormen van het blad in het algemeen niet wenselijk is. Een hogere weegfactor is onnodig bevonden gezien de verwachte vervorming niet groot genoeg is om problemen te veroorzaken.
- **B5** Eerder is beschreven dat de centrifugaal-kracht aanzienlijk bijdraagt aan de totale belastingen. Gezien het minimaliseren van de snelheid geen optie is, kan gekozen worden naar het minimaliseren van de massa van het product. Het is wenselijk de belastingen op het ontwerp te minimaliseren gezien hierdoor materiaal vermoeiing verminderd kan worden. Het is niet geheel onbelangrijk de massa van het product te minimaliseren hierdoor is weegfactor 4 gekozen. In een eerder voorbeeld is een blad van massief koolstof beschreven met een massa van 1100 [g], dit is een overdreven schatting. Verwacht wordt dat door toepassen van lichtgewicht materiaal en constructie de massa eenvoudig drastisch verkleind kan worden, hierdoor is een hogere weegfactor onnodig bevonden.

- **D3** In verband met de projectplanning moet rekening gehouden worden met de productietijd. Om een optimaal product af te kunnen leveren dient de planning zo goed mogelijk nageleefd te worden. Om te zorgen dat in de gegeven hoeveelheid tijd tot een product gekomen kan worden dient rekening gehouden te worden met de productie, dit is van toepassing op het ontwerp van de onderdelen en het opstellen van het productieplan. Door het belang voor het resultaat van het project is weegfactor 6 toegekend. Een hogere weegfactor is niet nodig bevonden gezien een hoeveelheid uitloop gedoogd is.
- **D5** De gestelde wens is tweeledig. De geometrie van het ontwerp is vooraf zorgvuldig overwogen en geoptimaliseerd, het is wenselijk dat de geometrie van het uiteindelijke product zo goed mogelijk overeen komt met het ontwerp. Aanvullend worden verschillende identieke exemplaren geproduceerd, voor zowel het balans van de rotor als de prestaties is het van belang dat de drie bladen zo identiek mogelijk zijn. Door het belang van de overeenkomst in geometrie is een weegfactor van 6 toegekend. Een hogere weegfactor is niet nodig bevonden. De bladen van het huidige voertuig zijn gerealiseerd met een methode waarbij de overeenkomst van geometrie onvoorspelbaar is, buiten de afwijkingen tussen de verschillende bladen zijn de prestaties voldoende.



# Onderbouwing bladvoet-concept beoordeling

Tijdens het beoordelen van de concepten is een score toegekend, de score is uiteindelijk gebruikt om het meest geschikte concept te selecteren. Voor alle concepten is per criterium een onderbouwing gegeven.

- **Concept 1**

- **A5(1)** Het concept heeft hier de laagste score gekregen, de verbinding tussen het blad en de voet is geheel afhankelijk van een lijmverbinding en de treksterkte van de koolstof strengen. Hierdoor is de verwachting dat de verbinding van alle concepten het minst sterk is.
- **A5(2)** Door het relatief kleine interactieoppervlak tussen de bladvoet en het blad is de verwachting dat de verbinding niet stijf is. De stijfheid van de verbinding wordt verbeterd door de koolstof strengen, verwacht wordt echter dat dit niet voldoende is.
- **B1** Door de continue vezels door het gehele blad is de verwachting dat de vervorming door rek minimaal is, de rek beïnvloedt de tipspeling onder belasting. Het uitlijnen van dit concept is echter minder eenvoudig, gezien het ontwerp enkel registreert tegen de onderzijde van het blad. Door de lage vervorming krijgt het concept een hoge score, het is geen perfecte score in verband met de uitlijning. Hierdoor is een score van 4 gegeven.
- **B3** Het ontwerp vereist geen aanpassingen aan de blad-geometrie waardoor het gehele blad de theoretisch "optimale" vorm heeft, hierdoor is een hoge score gegeven. Het is echter niet perfect, zo steken de bouten buiten de plaat. Aanvullend is de invloed van de voet niet onderzocht en is de score gebaseerd op een aanname. Hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B4** Door het relatief kleine interactie-vlak tussen het blad en de voet is de verwachting dat de oplossing minder vorm vast is. De koolstof strengen en de lijm zullen naar verwachting de grootste doorbuiging tegengaan. Door de verwachte matige prestatie is een score van 2 toegekend.
- **B5** Door de eenvoudige constructie van dit concept is dit concept licht gewicht. Hierdoor is de hoogste score van 5 toegekend.
- **D3** Voor dit concept wordt gebruik gemaakt van een vlakke plaat, alle nodige bewerkingen kunnen in een enkele opspanning uitgevoerd worden. Hierdoor is de hoogste score van 5 toegekend.
- **D5** Door de eenvoud van het concept is de ruimte voor onderlinge afwijking klein, hierdoor is een hoge score toegekend. Zoals eerder genoemd kan enkel het uitlijnen van de onderdelen afwijkingen opleveren, hierom is een score van 4 toegekend.

- Concept 2

- **A5(1)** Voor dit concept is gebruik gemaakt van een interne plug. De plug verzorgt een groot lijm-oppervlak met het blad, dit verhoogt de sterkte van de verbinding in verhouding tot concept 1, hierdoor is een hogere score van 4 toegekend.
- **A5(2)** Gesteld kan worden dat het concept niet veel toevoegt aan de stijfheid van de rest van het blad, hierdoor wordt een score van 2 gegeven.
- **B1** In dit concept wordt enkel de onderzijde van het blad verstijft, hierdoor worden de rek eigenschappen van het blad niet verder verbeterd. Hierdoor zal de rek van dit concept groter zijn dan andere concepten. Hierdoor is de tipspeling onder belasting minder nauwkeurig. Gezien het concept voorzien is van enige vorm van verstijving is een score van 2 toegekend.
- **B3** Door de integrale verstijving is geen aanpassing aan de blad-geometrie nodig, hierdoor wordt net als concept 1 een hoge score toegekend. De score wordt enkel omlaag gedreven door de uitstekende bouten, en het gebrek aan aerodynamische data op het gebied van de bladvoet geometrie. Hierdoor is een van 4 toegekend.
- **B4** Het blad zal bij dit concept minder vervorming tonen rond de bladvoet door de lokale versteviging, in vergelijking tot concept 1. De verstijving is echter zeer plaatselijk en de overige lengte van het blad krijg alsnog voldoende kans om te vervormen onder belasting. De plaatselijke versteviging aan de onderzijde van het blad voorkomt daarentegen wel een deel van de vervorming, hierdoor is een score van 3 toegekend.
- **B5** Dit concept maakt gebruik van een massief gefreesd aluminium plug, naar schatting weegt dit onderdeel 300 [g] war andere concepten 100 [g] wegen. Hierom is de laagste score van 1 toegekend.
- **D3** Zoals eerder genoemd maakt dit concept gebruik van een massieve plug, dit onderdeel vereist veel materiaal, verschillende opspanningen en verschillende gereedschappen. Hierdoor is de productietijd voor dit onderdeel hoog, gezien 6 onderdelen wordt de totale productietijd vermenigvuldigd met 6. Hierdoor wordt de laagste score 1 toegekend.
- **D5** Door de verschillende benodigde opspanningen zullen de onderdelen niet geheel identiek zijn. Daarentegen zal de bladvoet door de interne plug eenvoudig uit te lijnen zijn met het blad. Door de voor en nadelen wordt een score van 3 toegekend.

- Concept 3

- **A5(1)** Voor dit concept wordt gebruik gemaakt van een conische aluminium plug. Door de vorm van de plug is de verwachting dat de verbinding niet sterk is, in verband met de goede afschuifhoek van de plug. De aanhechting wordt verbeterd door gebruik van de draadstang. Door de duidelijke voor en nadelen wordt een score van 3 toegekend.
- **A5(2)** Door de toevoeging van de draadstang van de voet tot hoog in het blad wordt aan het gehele product stijfheid toegevoegd. Hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B1** Door de conische vorm van de voet is het uitlijnen tijdens productie eenvoudig. Aanvullend wordt het product verstijft door de doorlopende draadstang, hierdoor is de verwachting dat minder vervorming zal optreden. Om de gestelde redenen kan de tipspeling nauwkeurig worden gecontroleerd. De draadstang reikt door de blad-dikte echter niet geheel tot in de tip. Hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B3** Voor dit concept zijn aanpassingen gedaan aan de geometrie van onderzijde van het blad. Dit vermindert de prestaties van de turbine. Gesteld kan worden dat door de lage relatieve snelheid en de korte arm bij voet, de effecten van de aanpassingen minimaal zullen zijn. De invloed van de effecten kunnen zijn niet gevalideerd. Hierdoor is een score van 2 toegekend.

- **B4** Door toevoeging van de draadstang zal het blad stijver zijn dan bijvoorbeeld concept 2. Aanvullend heeft het blad een breder bodem-vlak, hierdoor wordt de belasting beter verdeeld en zal minder vervorming optreden. Zoals eerder gesteld reikt de draadstang niet tot de tip van het blad waardoor in het bovenste deel nog vervorming kan optreden, hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B5** De bladvoet heeft een lichtgewicht constructie buiten het feit dat het massief aluminium is. Het onderdeel is relatief klein, de draadstang voegt echter aanzienlijke massa toe waardoor een score van 4 is toegekend.
- **D3** Het onderdeel bestaat uit een enkel deel dat vanuit een enkele inspanning gemaakt kan worden, hierdoor is een hoge score toegekend. Het onderdeel dient echter vanuit een massieve aluminium cilinder gemaakt te worden. Door de genoemde voor- en nadelen is een score van 4 gegeven.
- **D5** Door de eenvoudige vorm van het ontwerp zullen de onderdelen zelf onderling minimale afwijkingen hebben. Een mogelijk probleem treedt echter op wanneer de voet wordt verbonnen met het blad. Door de identieke conische vorm van de blad-wortel, is de tolerantie klein. Wanneer het productieproces van het blad imperfectie in het binnen-oppervlak toelaat kunnen uitlijning-problemen ontstaan. Door de genoemde voor- nadelen is een score van 3 toegekend.

#### • Concept 4

- **A5(1)** In dit concept wordt een aluminium plaat tot na de blad-wortel in het blad verwerkt. Aanvullend worden koolstof vezel stroken gebruikt om het blad tot in de tip te versterken. Opvalt dat gelijke geometrie is gebruikt aan de onderzijde van het blad als concept 3, hierdoor wordt het bodem-vlak vergroot waardoor de belastingen beter worden verdeeld. Tot slot zijn gaten toegevoegd aan de verticale plaat om betere lijm-hechting te genereren. De voordelen van dit concept zijn echter speculatief en zijn niet onderbouwt. hierdoor is een score van 4 gegeven.
- **A5(2)** Door toevoeging van een breder verloop naar de bladvoet wordt stijfheid toegevoegd aan het product, aanvullend voegen de koolstof strengen stijfheid toe in het gehele product. Door de speculatieve voordelen van de oplossing is een score van 4 toegekend.
- **B1** Door de relatieve onafhankelijkheid van de bladvoet en het blad, kunnen de onderdelen zorgvuldig worden uitgelijnd, hiervoor is echter een externe opstelling nodig. Aanvullend voegen de koolstof stroken stijfheid en sterkte toe aan het ontwerp, hierdoor is de verwachting dat minder vervorming op zal treden. hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B3** Voor dit concept zijn aanpassingen gedaan aan de geometrie van onderzijde van het blad. Dit vermindert de prestaties van de turbine. Gesteld kan worden dat door de lage relatieve snelheid en de korte arm bij voet, de effecten van de aanpassingen minimaal zullen zijn. De invloed van de effecten kunnen zijn niet gevalideerd. Hierdoor is een score van 2 toegekend.
- **B4** Door toevoegen van de verticale interne plaat en de koolstof stroken is de verwachting dat dit concept in vergelijking tot de ander concepten minimaal vervormt. De koolstof strengen kunnen echter niet in elke kant kracht opvangen. Hierdoor zal het blad op torsie kunnen vervormen. Hierdoor is een score van 4 toegekend.
- **B5** Door de constructie uit twee relatief kleine onderdelen is dit concept naar verwachting licht gewicht. Aanvullend worden ter versterking lichtgewicht vezels gebruik, hierdoor heeft de gehele oplossing een kleine massa. Hierdoor de hoogste score 5 toegekend.
- **D3** De nodige onderdelen voor dit concept kunnen uit een vlakke plaat worden gemaakt. Hierdoor zal de geschatte productietijd voor 6 exemplaren alsnog relatief laag zijn. Hierdoor is de hoogste score 5 toegekend.

- **D5** Door de eenvoudige constructie van dit concept is de kans in variatie klein, daarentegen dienen de onderdelen verbonden te worden met een las. Het toevoegen van de las vergroot de onderlinge variatie van de onderdelen. Ook de locatie van de te rijgen koolstofvezels kan afwijken tussen de bladen onderling. Verwacht wordt echter dat de uiteindelijke afwijking alsnog minimaal zal zijn, hierdoor is een score van 4 toegekend.

# I

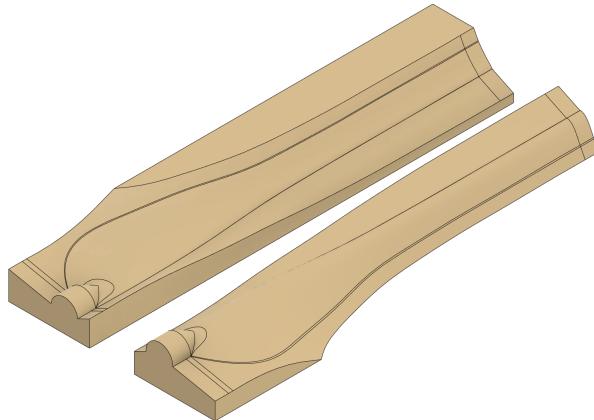
## Productie prototype

Met het beschreven productieplan is gewerkt aan het produceren van de verschillende onderdelen. Tijdens het uitwerken van de verschillende onderdelen zijn verschillende bevindingen gedaan. Om methodisch te werk te kunnen gaan en om de herhaalbaarheid van het product te verhogen is vooraf een productieplan opgesteld. In het productieplan worden alle stappen van de verschillende processen beschreven, hierdoor is alle nuttige informatie later terug te vinden.

### I.1. Productieplan

#### Blad

Om de herhaalbaarheid van het product te verhogen is gekozen te werken met composiet mallen. De composiet mallen zijn in tegenstelling tot MDF mallen niet vatbaar voor vocht of warmte. De composiet mallen worden geproduceerd van MDF pluggen, hier is het gebruik van MDF gedoogd gezien de pluggen eenmalig gebruikt worden. Het blad is geproduceerd uit twee schaaldelen, hierdoor zijn twee mallen en pluggen nodig .In figuur I.1 zijn de modellen voor de pluggen weergegeven. De pluggen worden uitgefreesd onder de beschikbare portaalfrees.



Figuur I.1: pluggen 3D

Verwacht wordt dat de oppervlakte kwaliteit van de luggen na het frezen niet hoog genoeg is voor het maken van mallen. Om een hogere oppervlakte kwaliteit te halen worden de pluggen gecoat in epoxy. De epoxy wordt opgebracht, gewacht wordt tot dit in het oppervlak van het MDF is getrokken, hierna wordt de overtollige hars verwijderd. Soort gelijke methode is eerder met succes gebruikt bij het produceren van mallen.

De uitgeharde epoxy wordt tot een hogere oppervlaktekwaliteit gebracht, in eerdere projecten zijn goede resultaten gehaald na schuren met korrel 400. Van de pluggen kunnen vervolgens mallen gemaakt worden.

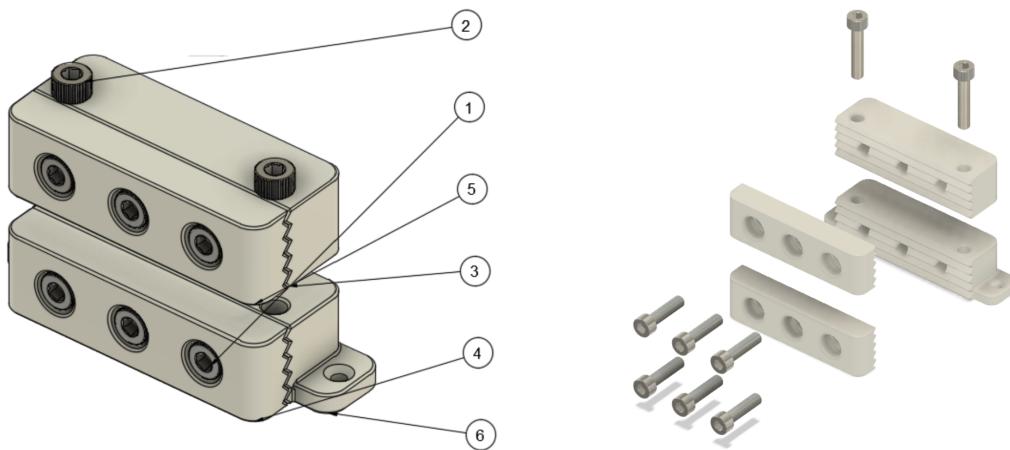
De mallen worden gemaakt door het oppervlak te bedekken met epoxy pasta. De pasta laag wordt vervolgens versterkt met glasvezel matten.

Na het uitharden van de mallen wordt de oppervlakte kwaliteit verhoogd, verwacht wordt dat opschuren tot korrel 2000 gevolgd door polijsten een goed oppervlak op zal leveren. Voor begonnen wordt met de productie van de schaaldelen worden minimaal 6 lagen wax aangebracht. Aanvullend worden de mallen voorzien van uitlijngaten, hiermee worden de mallen tijdens het verlijmen van de schaaldelen aan elkaar gemaakt. De locatie van de te maken gaten wordt nader bepaald.

De eerste stap bij het produceren van het blad wordt het produceren van de schaaldelen. Het eerste blad wordt grotendeels gebruikt om de productiemethode te testen. De gebruikte Lay-up is hierdoor eenvoudig: Een buitenlaag van onder 45 graden geknipte 0 90 twill ( $200 \text{ [g/m}^2\text{]}$ ), 3 binnenlagen 200 [ $\text{g/m}^2\text{}$ ] UD, voor elk schaaldeel. De matten worden geknipt met sjablonen, hierdoor is de buitenlaag rond de gehele rand 10 [mm] overmaats, en de binnenlagen 5 [mm] ondermaats. De massa vezels worden gewogen en een gelijke hoeveelheid hars wordt aangemaakt met de nodige hoeveelheid harder (de gebruikte Ampreg 30 hars van Gurit gebruikt een mengverhouding van 100:26 [23]). Na het aanbrengen van de matten en de hars worden de vacuüm materialen toegevoegd (peel-ply, gaatjes folie en bleeder).

Na het uitharden van de hars worden de schaaldelen 'gelost' en waar nodig 'getrimt' voor de verdere productiestappen. Zoals in de conceptfase beschreven wordt het blad versterkt met koolstof strengen, de strengen worden vanaf de blad tip door de voet en terug naar de bladtip geregen. De strengen worden voorafgaand aan het verlijmen door de bladvoet geregen. De bladvoet beschikt over vijf gaten waardoor strengen geregen kunnen worden, voor de eerste test wordt gebruik gemaakt van de bovenste drie. Elk gat in de bladvoet wordt voorzien van een tweetal strengen waardoor totaal zes strengen geregen zullen worden. De gekozen hoeveelheid strengen is gebaseerd op een 'onderbuikgevoel', dit is voor een eerste test minder belangrijk. Om de strengen tijdens het verlijmen van de schaaldelen strak te houden is een vezelspanner ontworpen zoals te zien in figuur I.2 Dit onderdeel brengt de vezels tevens op voorspanning tijdens het verlijmen.

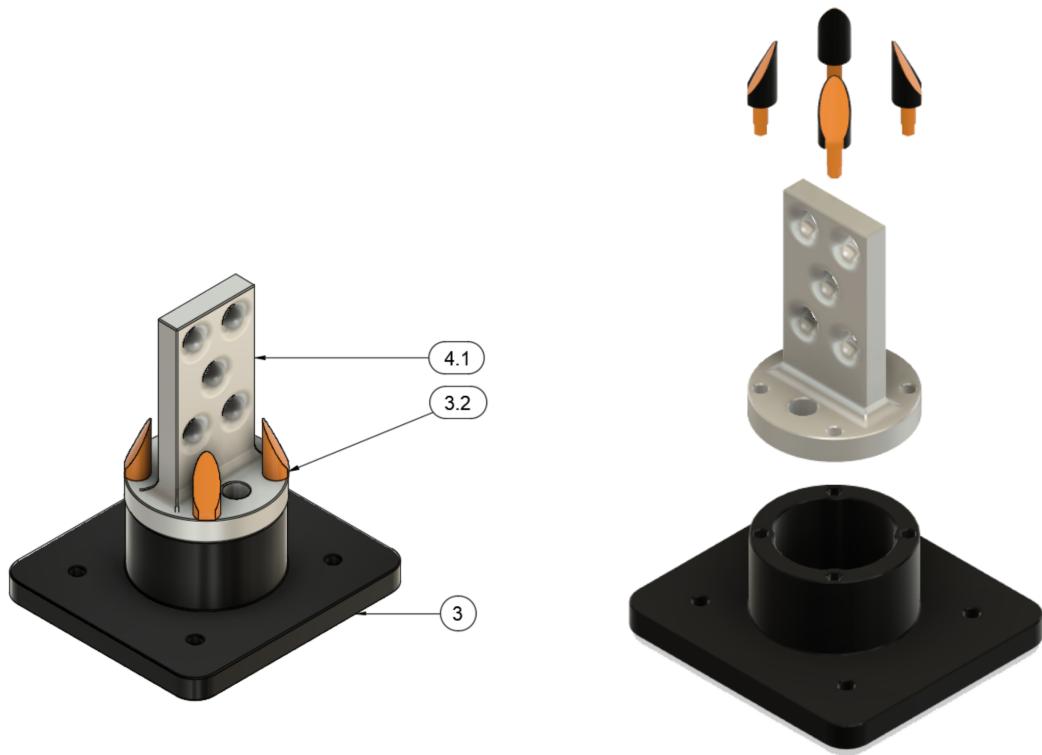
De voorspanner werkt door de vezels door de 'klemmen (onderdeel 3 en 4)' te rijgen, vervolgens worden de klembouten op het horizontale vlak van onderdeel 3 vastgedraaid. Na het klemmen van de vezels worden de spanbouten (onderdeel 2) aangedraaid, dit brengt de vezels op spanning. De vezels kunnen na het klemmen opgesloten worden door de bouten in de onderste klem (onderdeel 4) aan te draaien.



Figuur I.2: Vezel voorspanner assemblage

Om tijdens het verlijmen en het spannen van de vezels de bladvoet op de gewenste plek te houden is een bladvoet houder ontworpen. De assemblage van de bladvoet en de houder zijn weergegeven in figuur I.3. De bladvoet (onderdeel 4.1) wordt aan de houder (onderdeel 3) bevestigd door de speciaal gevormde bouten (onderdelen 3.2) De bouten zorgen ervoor dat het montagegaten van het blad na het verlijmen en gieten eenvoudig uit te boren zijn, en niet volraken met lijm of schuim.

De assemblage van de verschillende onderdelen is weergegeven in figuur I.4.



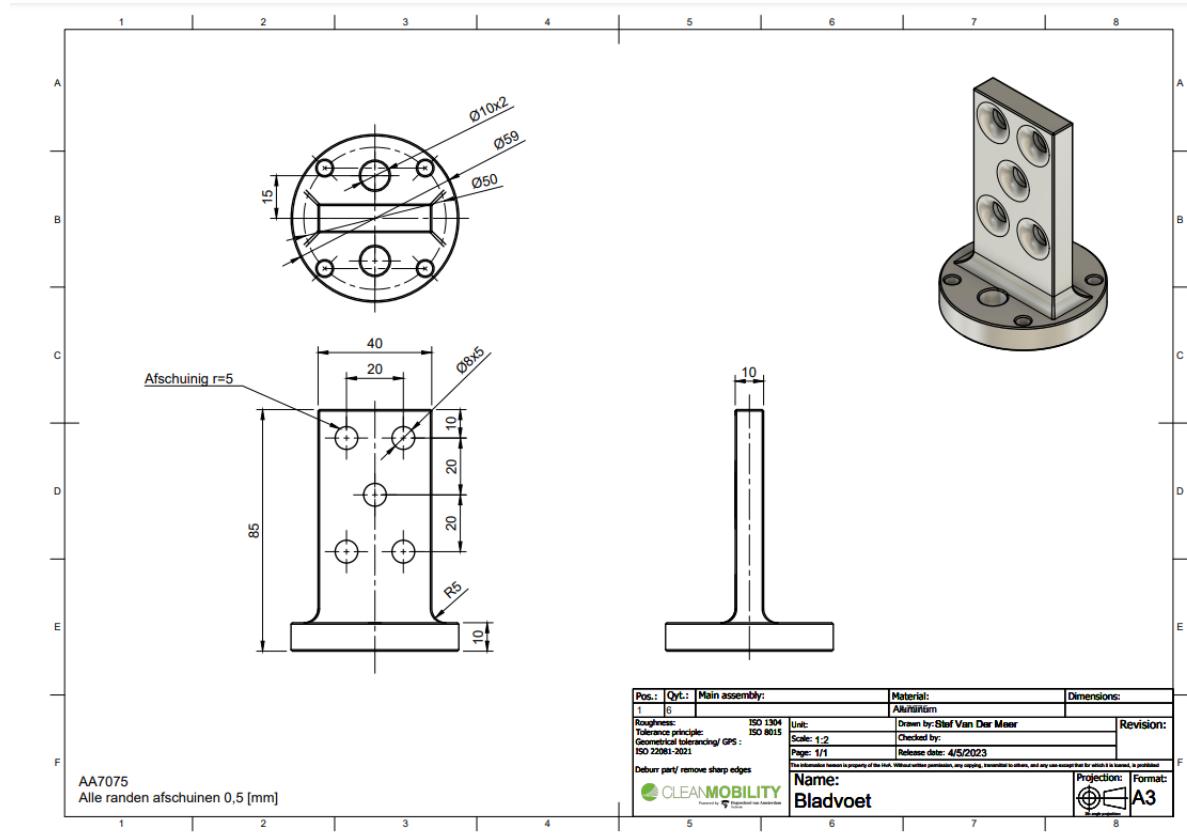
**Figuur I.3:** Bladvoet samenstelling



**Figuur I.4:** bladmal assemblage

### Bladvoet

De bladvoet wordt geproduceerd uit het eerder beschreven A7075 aluminium. In verband met de limitaties van de beschikbare CNC mogelijkheden is gewerkt met halffabrikaten. Vooraf worden op de draaibank 'blanken' geprepareerd. Vervolgens wordt met de CNC frees het meeste overtollige materiaal verwijderd. Tot slot worden handmatig de gaten voor de koolstof strengen toegevoegd. In figuur I.5 is de werktekening voor de bladvoet weergegeven



Figuur I.5: Werktekening bladvoet

## I.2. Productie

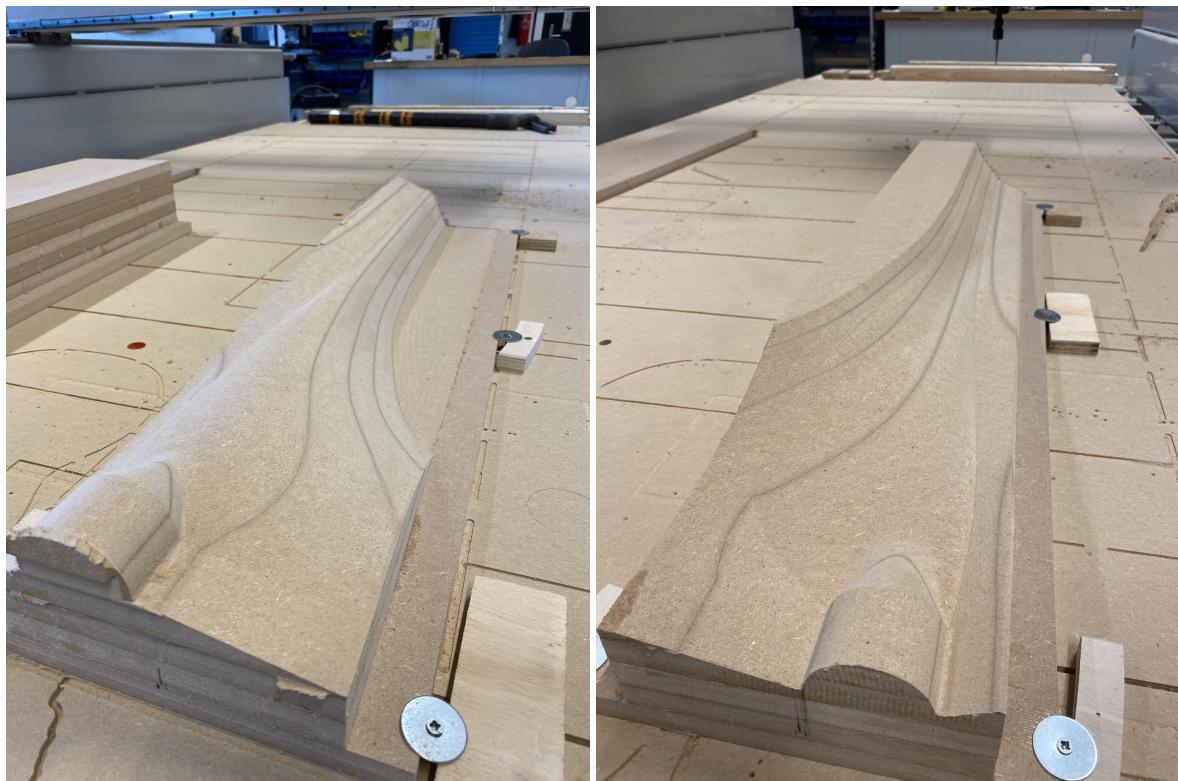
### De pluggen

Zoals in het productieplan beschreven is een set MDF pluggen gefreesd. Voorafgaand aan het frezen van de pluggen is een set 'blanken' gemaakt van voldoende formaat, zoals te zien in figuur I.6.



Figuur I.6

De gefreesde blanken zijn weergegeven in figuur I.7



Figuur I.7

De pluggen zijn na het frezen geschuurde (korrel 320 en 400), hierna is zoals beschreven in het productieplan een laag epoxy aangebracht, de overige hars is verwijderd nadat geconstateerd was dat dit deels opgedroogd was. Na het uitharden van de ingetrokken hars is het oppervlak van de pluggen wederom opgeschuurd tot korrel 400. Voor begonnen is aan het maken van de mallen is opstaande rand aan de pluggen toegevoegd, de opstaande rand zorgt dat de epoxy pasta niet van de pluggen loopt. aanvullend is een achterschot toegevoegd, hiertegen kunnen later glasmatten worden gelegd waardoor de mallen een rigide bodem krijgen. De rigide boden wordt later gebruikt op de bladvoethouder te bevestigen. In figuur I.8 is weergegeven hoe de pluggen er in dit stadium uit zien.



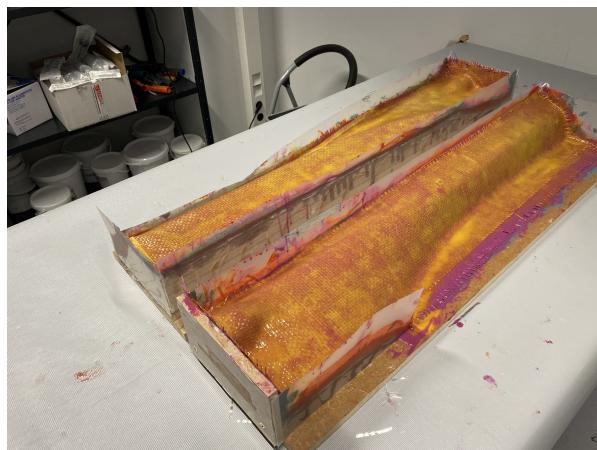
Figuur I.8

De pluggen zijn vervolgens ingesmeerd met een epoxy pasta, de pasta bestaat uit epoxy met gelijke volume delen glasbubbel en silica [23]. Na het aanbrengen van de pasta is gewacht met het verder verwerken tot de laag deels opgedroogd was, hierna is een tweede laag pasta aangebracht. De pluggen na het aanbrengen van de pasta zijn weergegeven in figuur I.9.



Figuur I.9

Na het aanbrengen van de lagen pasta zijn 4 lagen 800 [[g/m<sup>2</sup>]] plain weave glasmatten aangebracht met voldoende epoxy. De pluggen met glasmatten zijn weergegeven in figuur I.10.



Figuur I.10

De mallen worden zonder vacuüm uitgeharden, na het uitharden zijn de mallen van de pluggen verwijderd, de pluggen zijn hierna niet meer nodig. De mallen na het lossen zijn weergegeven in figuur I.11.



Figuur I.11

Na het lossen zijn de randen van de mallen afgewerkt, hier is gepoogd de mallen zo gelijk mogelijk te maken. Het hoofddoel van het afwerken was echter het waarborgen dat de mallen goed op elkaar zouden passen. Na het afwerken is het oppervlak van de mallen afgewerkt tot 'spiegelglad'. De mal-oppervlaktes zijn opgeschuurrd met de volgende materialen: korrel 400,600, 800, 1200, 1600, 2000 tot slot zijn de mallen gepolijst. Tot slot zijn gaten toegevoegd aan de mal-delen om de schaaldelen later uit te kunnen lijnen. De afgewerkte mallen zijn weergegeven in figuur I.12.



Figuur I.12

### **Bladvoet**

De bladvoet is uiteindelijk geproduceerd zoals beschreven in het productieplan. De blanken zijn eerst op lengte gemaakt op de draaibank. Vervolgens is het grootste deel van het materiaal verwijderd met de CNC, tot slot zij handmatig de 'vezel gaten' toegevoegd. De uiteindelijke bladvoet is weergegeven in figuur I.13.



Figuur I.13

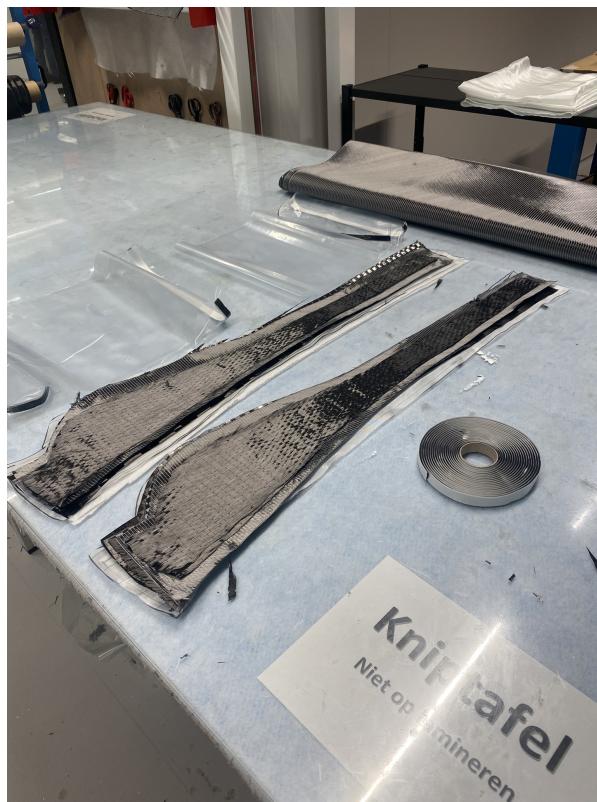
In het ontwerp van de voet is uitgegaan van een 5 [mm] fillet in de 'vezel gaten', een concaaffrees voor het maken van een 5 [mm] in een 8 [mm] gat is niet gevonden. Uiteindelijk ik een concaaffrees voor een gat van 5 [mm] met een 5 [mm] radius gebruikt, en is de overige scherpte rand verwijderd met schuurpapier en handarbeid. Om betere hechting aan de lijm en het schuim te verzorgen is het oppervlak van de voet opgeschuurde een schuurmachine en korrel 40 schuurpapier. In figuur I.14 is de bladvoet weergegeven na het schuren.



Figuur I.14

### Blad I

Het eerste geproduceerde blad fungeerde zoals eerder beschreven als test voor de gehele workflow. Voorafgaand aan het lamineren zijn de matten geprepareerd, alle gebruikte matten zijn op maat gemaakt met sjablonen. De geprepareerde matten zijn weergegeven in figuur I.15.



Figuur I.15

De massa van de gebruikte matten wordt gebruikt om de hoeveelheid hars aan te maken. De matten hadden de volgende massa's:

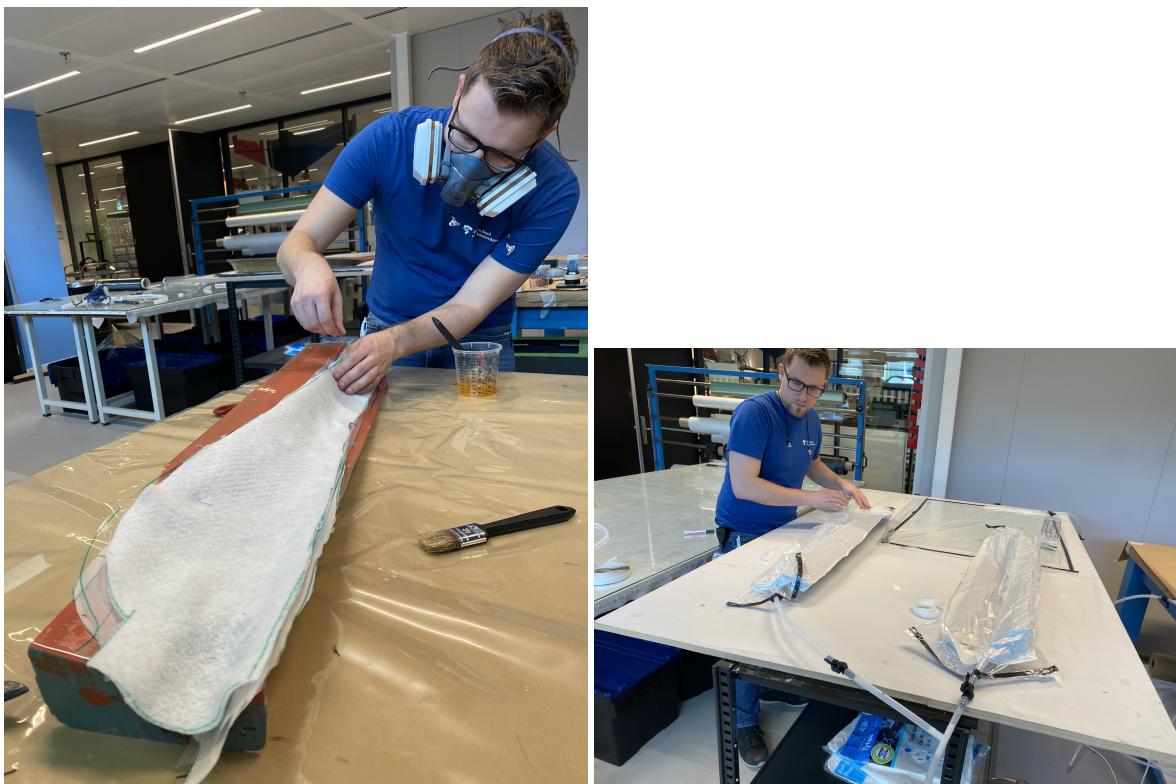
- 1x Twill 200 [ $g/m^2$ ] 21 [g] per schaaldeel
- 3x UD 200 [ $g/m^2$ ] 41 [g] per schaaldeel (totaal)

Uiteindelijk is voor beide schaaldelen totaal 150 [g] epoxy aangemaakt. In figuur I.16 is het lamineren van de schaaldelen te zien.



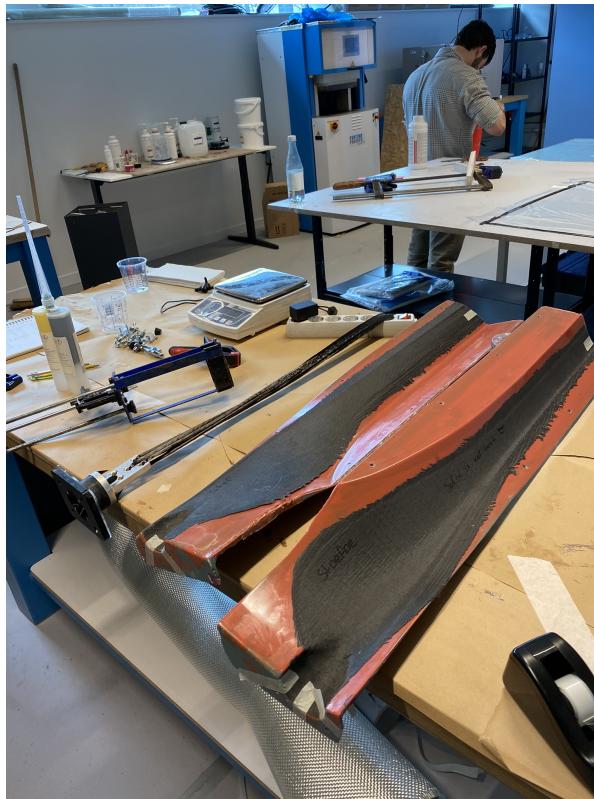
Figuur I.16

na het lamineren zijn de schaaldelen voorzien van de nodige vacuüm-materialen en onder vacuüm gezet. Het toevoegen van de vacuum-materialen en het vacumeren is weergegeven in figuur I.17.



Figuur I.17

Na het uitharden zijn de schaaldelen geprepareerd voor het verlijmen. Hier zijn de uiteinden van de schaaldelen afgewerkt en de bladvoet met hulpstukken voorbereid, voor blad 1 is gebruik gemaakt van zes koolstof strengen (24 [g] totaal). De voorbereide onderdelen zijn weergegeven in figuur I.18.



Figuur I.18

De helften zijn verlijmd met de eerder beschreven Spabond lijm [23], de helften zijn op elkaar geklemd door bouten en moeren door de eerder gemaakte uitlijn-gaten. Gebleken is dat het belangrijk is de locatie van de gaten vooraf aan het maken van de pluggen te bepalen, een tweetal bevestiging gaten bleken te interfereren met het uiteindelijke product. De gesloten mallen na het verlijmen zijn weergegeven in figuur I.19. Na het sluiten van de mallen zijn de interne vezels op spanning gebracht met de vezelspanner.



Figuur I.19

Na het uitharden van de lijm is het blad volgegoten met het epoxyschuim [40]. Het blad heeft een inhoud van ongeveer 0,6 [L], het schuim zou 4 keer uit moeten zetten. Om het blad te vullen is 152 [g] hars aangemaakt, het schuim heeft een mengverhouding van 100:90. Leek het schuim niet voldoende uit te zetten om het gehele blad te vullen. Uiteindelijk is 95 [g] extra schuim toegevoegd. In figuur I.20 is de opstelling weergegeven na het gieten van het schuim.



Figuur I.20

Na het uitharden van het schuim is het blad afgewerkt tot de uiteindelijke vorm zoals weergegeven in figuur I.21. Na het lossen was het blad zoals verwacht overmaats, het overige materiaal wordt achteraf verwijderd. Het aftekenen van het te verwijderen materiaal bleek echter niet zo eenvoudig als verwacht. Tijdens het ontwerp van de mallen is geen rekening gehouden met dit probleem, achteraf is een kleine groef toegevoegd aan het ontwerp van de plug, de groef is toegevoegd na het frezen van pluggen. De groef kwam in de mallen tot uiting als subtiel opstaande rand, de verkregen vorm is echter niet substantieel genoeg gebleken om als referentie te gebruiken. Aanvullend werd na het afwerken van het blad een deel van het schuim zichtbaar een de 'leading edge' van het blad. Het blad heeft een eindgewicht van 461 [g].



Figuur I.21

### Blad II

Na het produceren van blad I bleef een wens bestaan een alternatieve lay-up te gebruiken, voor de productie van blad II zijn grotendeels dezelfde stappen ondernomen als blad I. Voor blad II is gebruik gemaakt van de volgende lay-up:

- 1x low spread tow 200 [ $g/m^2$ ] 21 [g] per schaaldeel
- 1x biax 120 [ $g/m^2$ ] 12 [g] per schaaldeel
- 3x UD 200 [ $g/m^2$ ] 41 [g] per schaaldeel (totaal)

Voor het lamineren van het tweede blad is uiteindelijk 250 [g] epoxy aangemaakt, dit is achteraf te veel gebleken. In figuur I.22 is de productie van blad 2 weergegeven. In het figuur is te zien hoe de matten vormen in de overgang van het blad naar de bladvoot.



Figuur I.22

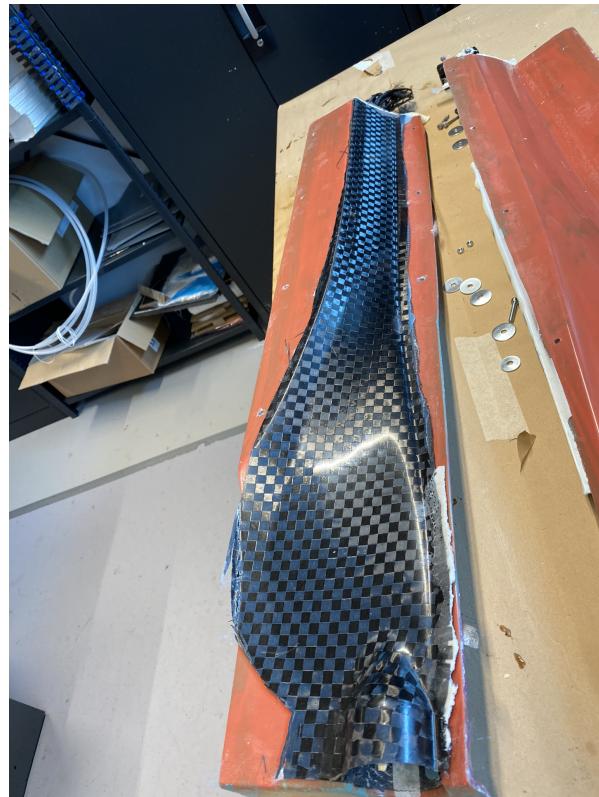
Bij het prepareren van de bladvoet voor blad 2 is een deel van de 'moeren' gebroken, uiteindelijk is gekozen de voet met secondelijm aan de houder te bevestigen. Achteraf is gebleken dat de secondelijm eenvoudig loskwam en heeft geen verdere problemen veroorzaakt. Het streefgewicht van de bladen is 600 [g], gezien het eerste blad substantieel minder weegt dan het streefgewicht is voor blad 2 gebruik gemaakt van alle 'vezelgaten' en zijn tien strengen gebruikt. Om het blootleggen van het schuim bij blad 2 te voorkomen is meer lijm toegevoegd om de helften te verbinden. In figuur I.23 is het verlijmen van de schaaldelen weergegeven.

De bladvoet wordt rondom aan de schaaldelen verlijmd, in tegenstelling tot blad 1 waar enkel de bodem werd verlijmd. Door de rechte vorm van de bladvoet was het interactieoppervlak tussen de bladvoet en de schaaldelen sub-optimaal.



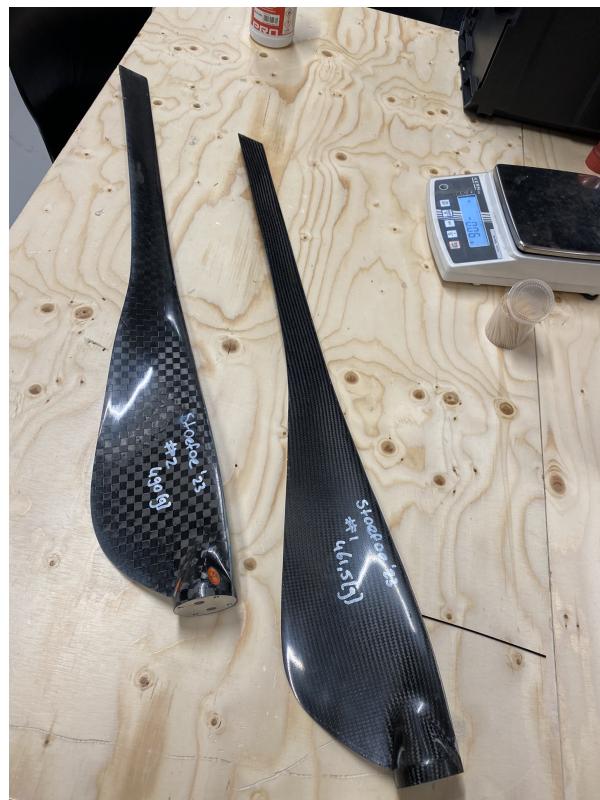
Figuur I.23

Voor blad 2 is gekozen vooraf meer schuim aan te maken, voor het vullen van blad 2 is 237,5 [g] schuim aangemaakt. Tijdens het produceren van blad 1 is het schuim met de hand gemengd, gedacht werd dat het schuim niet voldoende had uitgezet door onvoldoende menging van de componenten. Voor blad 2 is het schuim machinaal gemengd. In figuur I.24 zijn de schaaldelen te zien na het uitharden van het schuim. In het figuur is tevens de subtiele scheidingslijn van het blad te zien, de minimale scheiding wordt gebruikt om het overige materiaal van het blad te verwijderen.



Figuur I.24

De uiteindelijke massa van blad 2 bedraagt 490 [g], het massaverschil tussen blad 1 en 2 wordt als minimaal gezien voor de hoeveelheid toegevoegd materiaal bij blad 2. In figuur I.25 zijn de geproduceerde prototypen weergegeven.



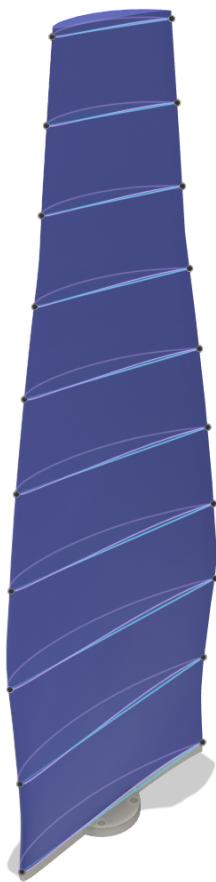
Figuur I.25

# J

## Q-blade simulatie van onbekende geometrie

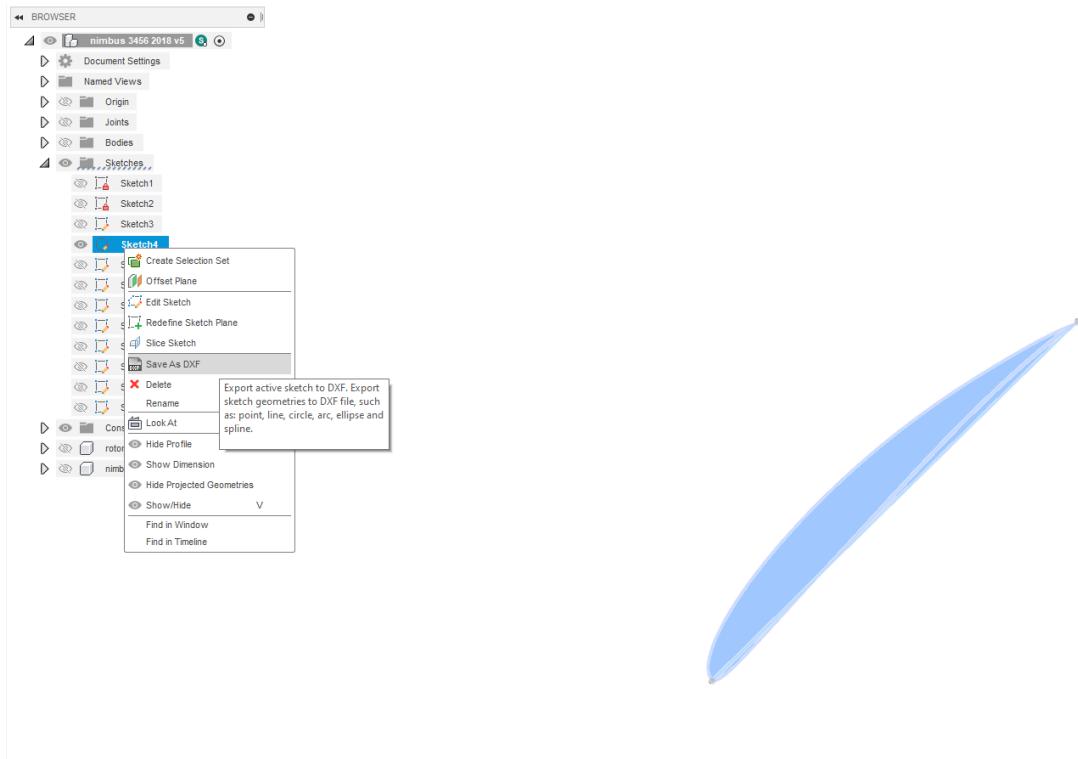
Tijdens de validatiestap van het uitgevoerde onderzoek werd duidelijk dat de informatie van de eerdere ontwerpen minimaal is. Zaken als corde lengte, twist hoek en vleugelprofiel zijn onbekend. De simulatie in Q-blade is afhankelijk van een 3D-model dat intern in de software wordt gemaakt. Het 3D-model wordt opgebouwd vanuit een parameterlijst en een vleugelprofiel.

Om de twisthoeken en cordelengtes te achterhalen is het model in fusion opgemeten. Het model is opgedeeld in een aantal elementen, op elk element is een doorsnede gemaakt, op elk element is een cordelijn opgesteld. Aan de hand van de opgestelde cordelijn is de twisthoek en cordelengte per element bepaald, zoals weergegeven in figuur J.1.



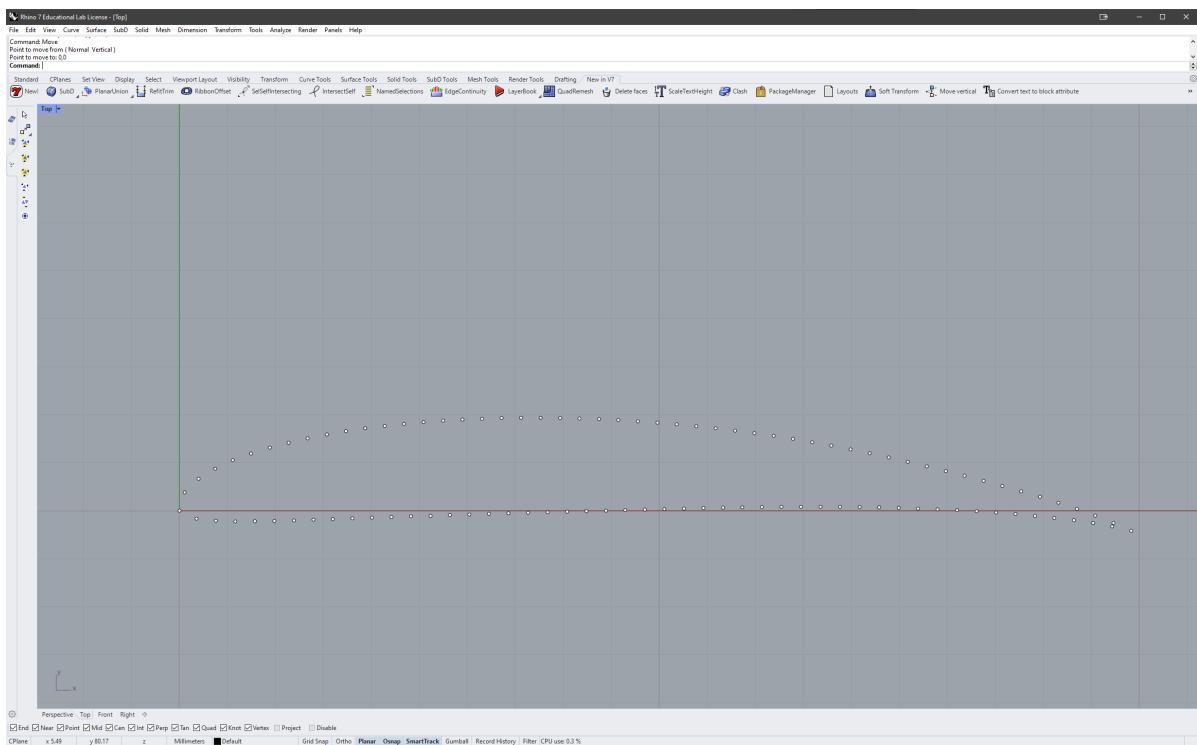
Figuur J.1

Het achterhalen van de cordelengte en twisthoek was een relatief eenvoudig probleem om op te lossen, het achterhalen van het vleugelprofiel was dat niet. Gezien de grote hoeveelheid verschillende profielen is het vinden van het gebruikte profiel niet reëel. Gekozen is het onbekende gebruikte profiel te importeren in Q-blade. Q-blade gebruikt echter een specifiek format voor het importeren van vleugelprofielen. Door de niet voor de hand liggende methode is onderstaand een korte beschrijving weergegeven. Om het vleugelprofiel verder te verwerken is de schets geexporteerd naar .dxf, zoals in figuur J.2.



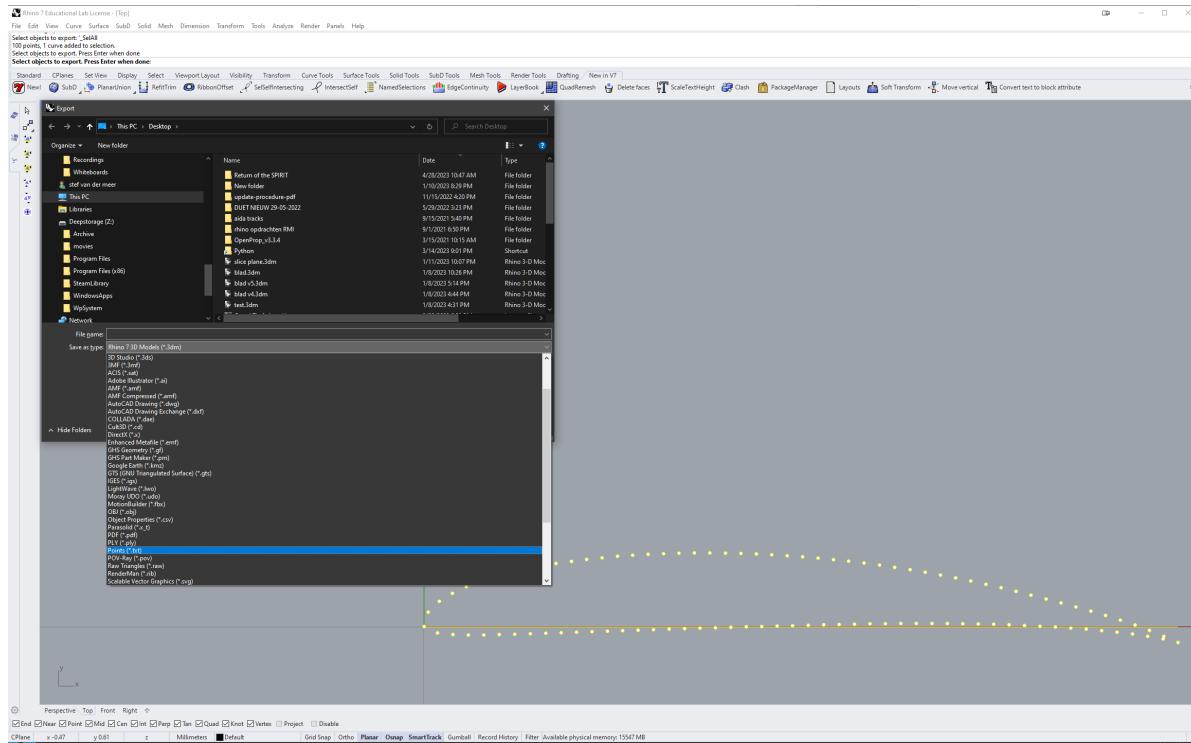
Figuur J.2

Gezien eerdere ervaringen is voor de verdere verwerking gekozen voor Rhino. Het .dxf bestand wordt geimporteerd in rhino, vervolgens kan het met het DIVIDE commando in een gewenst hoeveelheid stukken worden verdeeld. Het opgedeelde profiel bestaat uit lijnstukken en punten, door de lijn te verwijderen blijven enkel de punten over zoals weergegeven in figuur J.3.



Figuur J.3

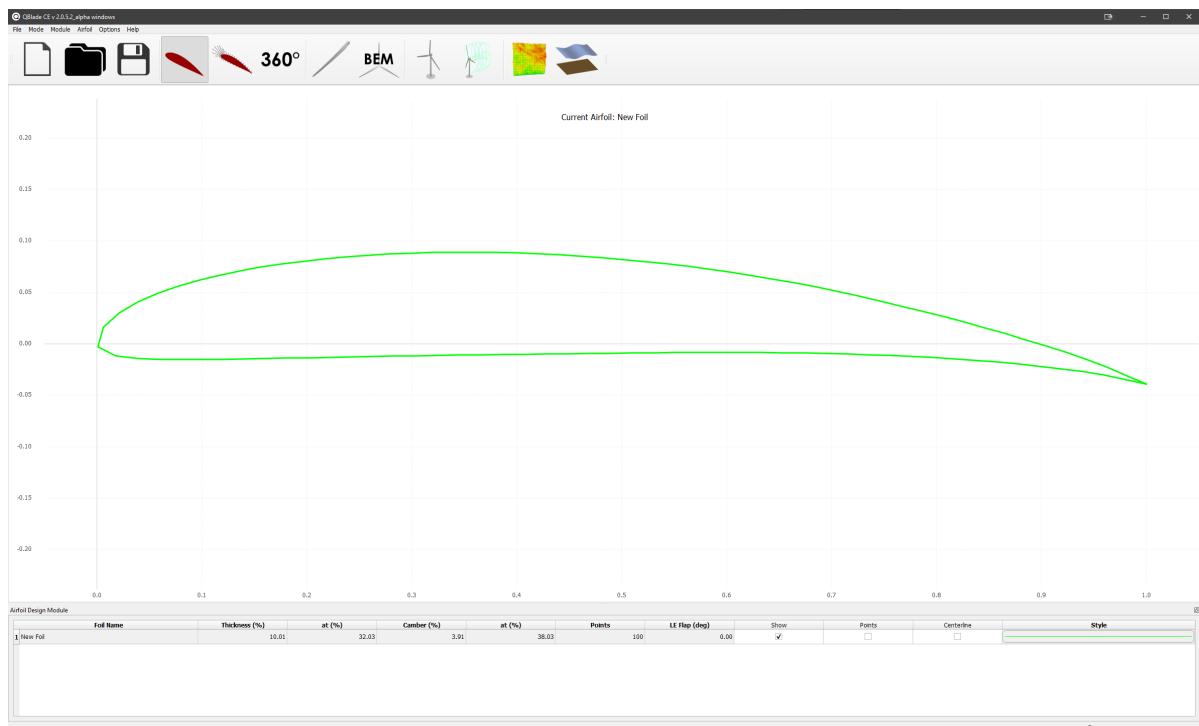
Voor volgende stappen is het belangrijk dat het vleugelprofiel correct geïnlineerd is, dit kan bereikt worden met het ROTATE en MOVE commando. Het lijdende punt van het profiel dient op de oorsprong te liggen voor volgende stappen. Om te zorgen dat de coördinaten het juiste formaat hebben dient het profiel verschaald worden tot een totale lengte van 1 [mm], dit kan gedaan worden met een hulplijn en het SCALE2D commando. De punten kunnen vervolgens met het EXPORT commando geëxporteerd worden naar een .txt coördinaten bestand, zoals weergegeven in figuur J.4.



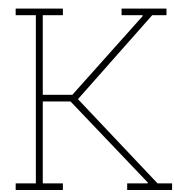
Figuur J.4

Het bestand dient geëxporteerd te worden met voldoende significante cijfers, Qblade verwacht een .TSV bestand (tab spaced values). In een tekstverwerker dient de derde kolom verwijderd te worden, hierin worden de Z-coördinaten weergegeven. Gezien het vleugelprofiel vlak is worden de Z-coördinaten niet gebruikt.

Tot slot kan het .txt bestand gimporteerd worden in Q-blade voor verdere verwerking, zoals weergegeven in figuur



Figuur J.5



# Structurele validatie prototype

## K.1. Testplan

Om tijdens het testen methodisch te werk te gaan is een kort testplan opgesteld. Bij het structureel testen worden de bladen onderworpen aan de meest substantiële belastingen. In het belastingenonderzoek is geconcludeerd dat dit de normaal-belasting en de centrifugaal-belasting is. Tijdens het testen worden de bladen initieel getest tot het eerder beschreven nominale belasting geval. Wanneer de test is doorstaan worden de bladen onderworpen aan het maximale belasting geval. De test wordt voor beide bladen uitgevoerd. Om onderzoek te doen naar de maximaal toelaatbare belasting wordt blad 1 getest tot bezwijken. De testwaarden zijn als volgt:

**Test 1** Blad 1 tot nominaal belasting geval:

- Normaalbelasting 48 [N]
- centrifugaalbelasting 2950 [N]

**Test 2** Blad 1 tot maximaal belasting geval:

- Normaalbelasting 192 [N]
- centrifugaalbelasting 4425 [N]

**Test 3** Blad 1 tot maximaal belasting geval:

- Normaalbelasting 192 [N]
- centrifugaalbelasting toe laten nemen tot bezwijken

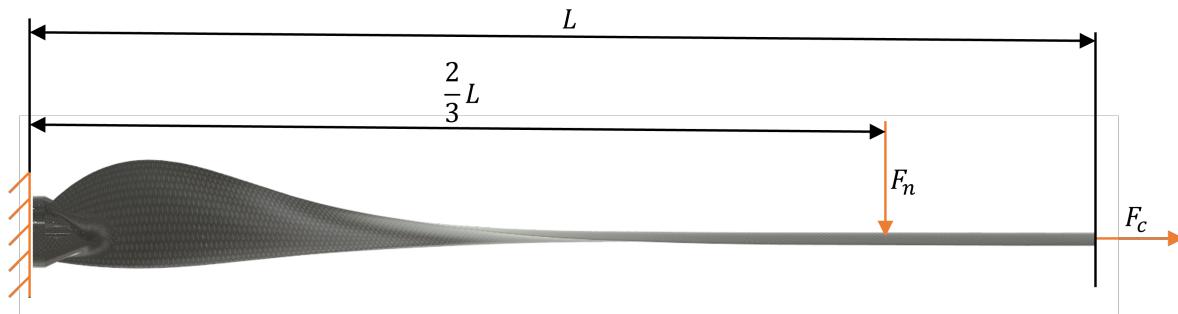
**Test 4** Blad 2 tot nominaal belasting geval:

- Normaalbelasting 48 [N]
- centrifugaalbelasting 2950 [N]

**Test 5** Blad 2 tot maximaal belasting geval:

- Normaalbelasting 192 [N]
- centrifugaalbelasting 4425 [N]

De normaalbelasting wordt tijdens het testen op 2/3 vanaf de bladvoet uitgeoefend. Dit is het punt van gemiddelde belasting op het blad. In figuur K.1 is een VLS weergegeven van het blad tijdens testen.



Figuur K.1

## K.2. Testopstelling

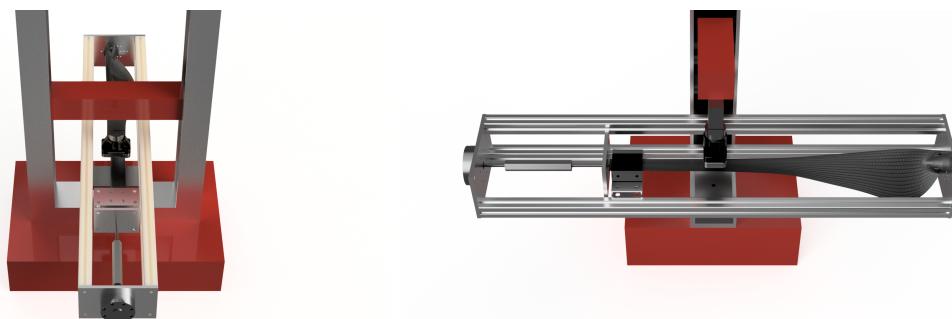
Om de eerder beschreven Structurele proeven uit te voeren is gewerkt aan het realiseren van een testopstelling. De functie van de testopstelling is het uitoefenen van een gecontroleerde belasting op het blad. De meest aanzienlijke belastingen op het systeem zijn de normaalbelasting en de centrifugaalkracht. De testopstelling dient hoofdzakelijk de genoemde belastingen te simuleren.

### K.2.1. Ontwerp

Binnen de faculteit is toegang tot een digitale testbank, een Testometric M500-50 AT [42]. Gewerkt is aan een secundaire as voor de testbank waarmee de normaal belasting gesimuleerd kan worden. Begonnen is met het in kaart brengen van de afmetingen van de betreffende testbank. Met de verkregen afmetingen is een 3D-model van de testbank gemaakt zoals te zien in bijlage O.

De testbank wordt primair gebruikt voor het testen van de nieuwe bladen, het is echter wenselijk dat de opstelling in de toekomst gebruikt kan worden voor het testen van alternatieve bladen. Door de beschreven wens is enige vorm van modulariteit gewenst.

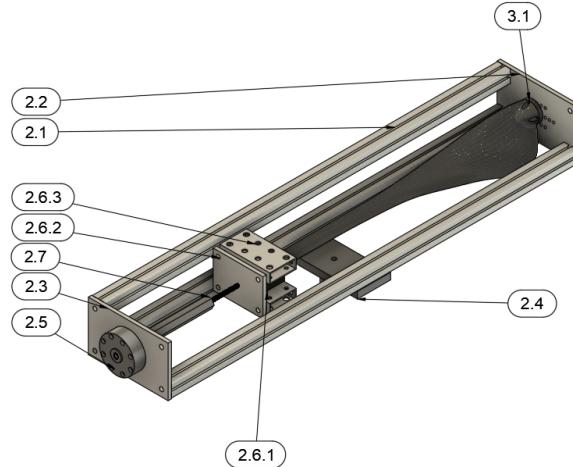
Gezien de tijdlijn van het project is gekozen gebruik te maken van zo veel mogelijk standaard onderdelen. Om een zo stijf mogelijke opstelling te creëren is gekozen voor een volledig frame rond het te testen blad, het frame is gemaakt van 40x40 [mm] aluminium T-slot profielen en 10 [mm] bevestigingplaten. De bevestigingplaat waarmee de opstelling aan de testbank gemonteerd wordt is gemaakt uit 20 [mm] staal. De opstelling is wegens de tijdlijn van het project gemaakt uit reeds aanwezige onderdelen en materialen. De voetplaat en de ontworpen bladklem zijn modulair om later verschillende ontwerp te kunnen testen. In figuur K.2 is het eindontwerp van de testopstelling weergegeven.



Figuur K.2

In figuur K.3 is een samenstelling van de opstelling weergegeven. Het blad (onderdeel 3.1) wordt met de voet bevestigd aan de bodemplaat (onderdeel 2.2). De tip van het blad wordt in de bladklem gemonteerd (onderdeel 2.6) met contourblokken. De contourblokken zijn ge3D-printte onderdelen met de exacte vorm van de bladtip. Het blad wordt geklemd met vier M8 bouten, wanneer dit niet genoeg klemkracht levert kan later gekkeken worden rubber of lijm toe te voegen. Om de normaalkracht op het blad uit te oefenen wordt gebruik gemaakt van een ge3d-printte drukker. De drukkracht kan worden ingesteld met de testbank.

Om de centrifugaalkracht te simuleren wordt middels een spanner (onderdeel 2.7) aan het blad getrokken. De spanner bestaat uit een lengte zeskant waarin aan een kant M10 rechts en aan een kant M10 rechts draad is getapt. Om de gesimuleerde centrifugaalkracht te meten wordt gebruik gemaakt van een loadcell (onderdeel 2.5), hier specifiek een Kern CR 1000-1Y1 Kern en Sohn Weegcel [28]. De loadcell is gekozen door de snelle levertijd bij een bekende leverancier en de capaciteit van 10 [kN]. De maximaal te testen belasting bedraagt zoals in het belastingen onderzoek beschreven 4425 [N].



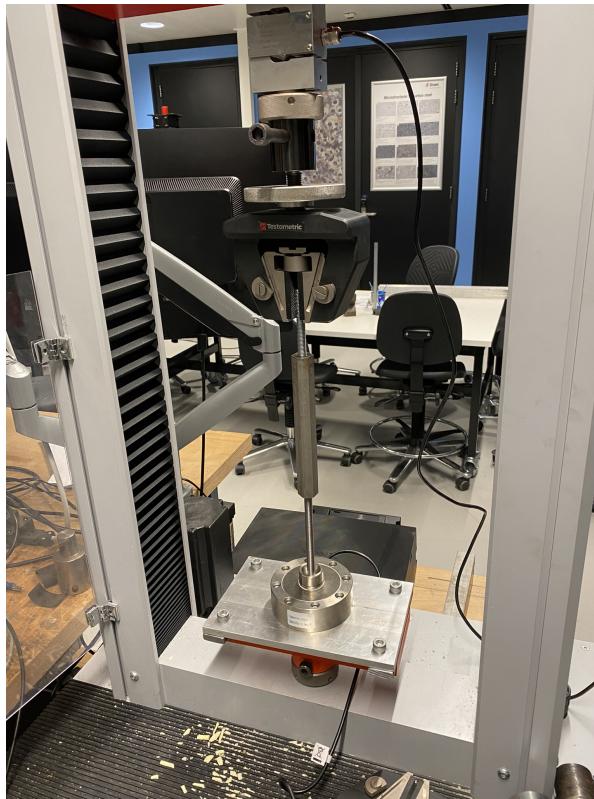
Figuur K.3

### K.2.2. Uitvoering

Door de korte beschikbare periode voor het produceren van de testopstelling zijn alle onderdelen zelfgemaakt. Tijdens het produceren en assembleren van de onderdelen zijn verschillende aanpassingen gedaan aan het ontwerp. De werktekeningen voor de opstelling zijn weergegeven in bijlage O.

Na het produceren en assembleren van de onderdelen is gekeken naar het gebruik van de loadcell, de output van een loadcell kan op verschillende manieren worden uitgelezen. Binnen het project is voor de zonneboot eerder gewerkt aan het uitlezen van loadcell data. Voor het uitlezen van de loadcell in de testopstelling is gebruik gemaakt van de eerder ontwikkelde interface. De data wordt met behulp van Putty op een computer weergegeven. De data is echter geen representatie van de belasting, hiervoor is eerst een nulmeting gedaan.

Met behulp van de testbank is de loadcell tot de maximaal toelaatbare belasting van 10 [kN] belast. De output waarden van de loadcell zijn vervolgens gebruikt voor een belasting conversie. De gebruikte opstelling voor het eiken van de loadcell is weergegeven in figuur K.4. De verkregen waarde is de loadcell representatie van de maximale belasting.



Figuur K.4

Naast de maximale belasting is een minimale belasting gezocht, de minimale belasting is op gelijke methode gemeten. De loadcell is voor de minimum lezing onbelast in de testopstelling geplaatst. De uitgelezen waarde wordt als minimum gezien. De relatie tussen de belasting op de loadcell en de uitgelezen waarde is recht evenredigheid.

Om de uitgeleze waarden te koppelen aan een belasting is tussen de minimum en maximum uitgeleze waarden een serie gelijk verdeelde waarden gegenereerd. De gegenereerde waarden zijn gekoppeld aan belastingen, tijdens het testen kan de afgelezen waarde worden vergeleken met een waarde uit de gegenereerde waardes om de huidige belasting te bepalen. Het genereren van de tussenliggende waarden is gedaan met een python script. Zoals hieronder beschreven.

```

1 import numpy as np
2 import pandas as pd
3
4
5 interval=1000
6 max_value=-82502156
7 min_value=-390200
8 loadcell_rating=10000
9
10 array1=np.linspace(min_value,max_value,interval)
11 array2=np.linspace(0,loadcell_rating,interval)
12 array=np.stack((array1,array2),axis=-1)
13 df=pd.DataFrame(array)
14 df.to_csv('file3.csv')

```

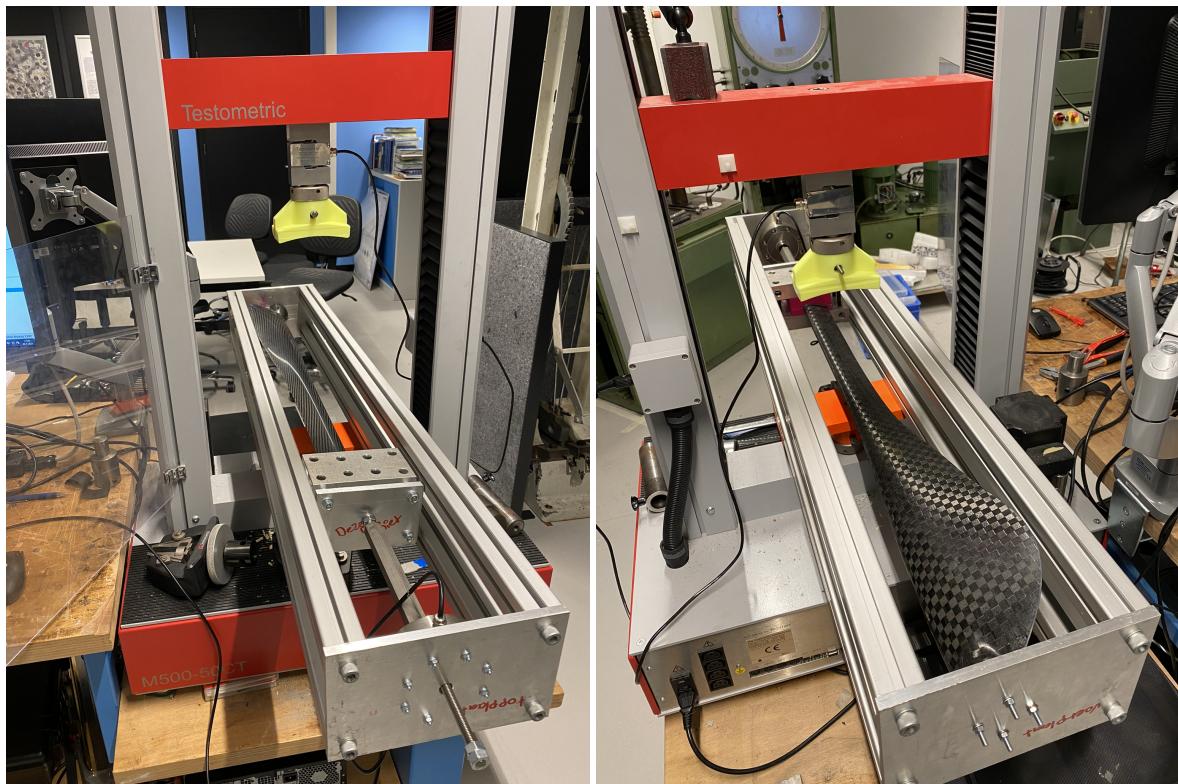
De waardes zijn vervolgens gevalideerd door de loadcell te beladen met de testbank, de uitgelezen waarde is vergeleken met de daadwerkelijke belasting.

Tijdens het inspannen van het blad is geconcludeerd dat het klemmen van het blad niet voldoende belasting kan verdragen tijdens het testen. Om de frictie tussen de contourblokken en het blad te vergroten zijn de volgende oplossingen geprobeerd: papier tussen het blad en de contourblokken, schuurpapier tussen het blad en de contourblokken, hete-lijn tussen het blad en de contourblokken. Dit alles is onvoldoende gebleken. Uiteindelijk is gekozen de contourblokken aan het blad te verlijmen met epoxy-lijn, zoals weergegeven in figuur K.5.



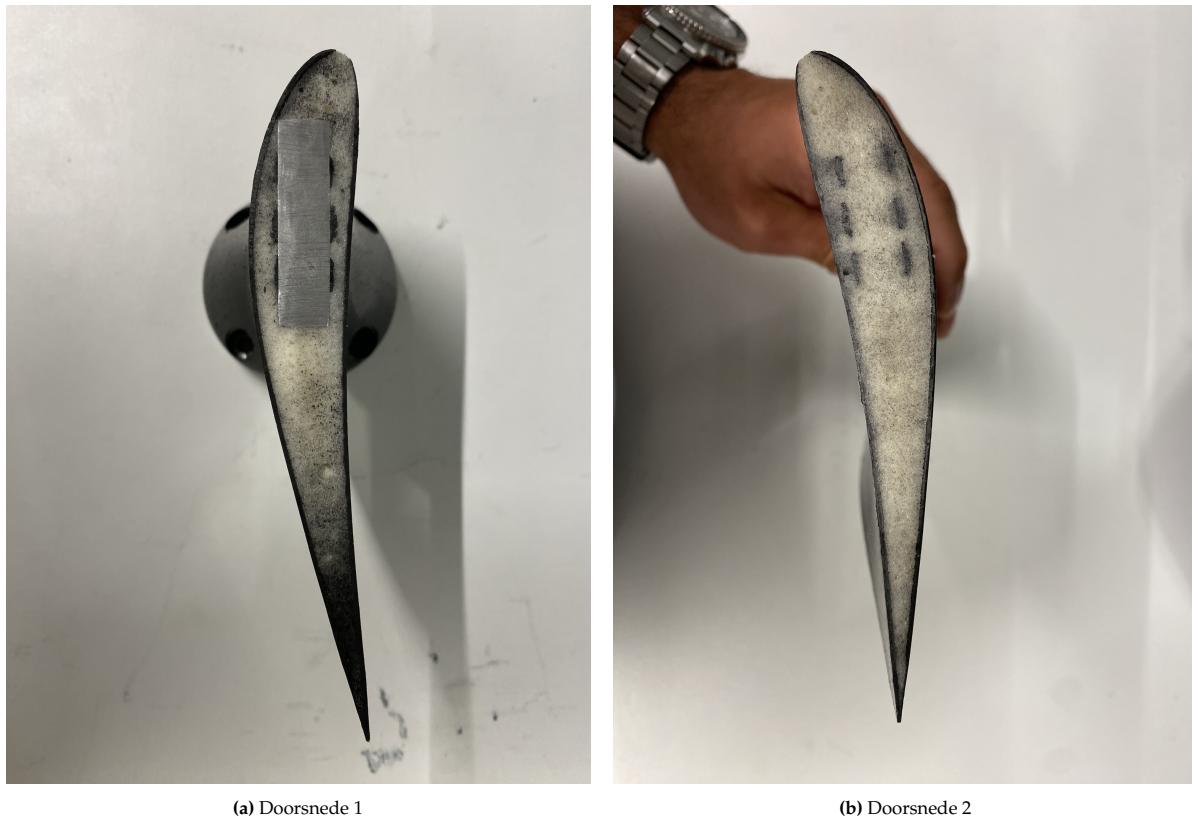
Figuur K.5

De uiteindelijk opstelling na het inspannen van het blad is weergegeven in figuur K.6.



Figuur K.6

Om te beoordelen of interne constructie van het blad de gewenste structuur heeft is van blad 1 de dwarsdoorsnede bekeken. Van het blad is een doorsnede gemaakt rond het midden en net boven de bladvoot. In figuur ?? zijn de doorsneden weergegeven.



(a) Doorsnede 1

(b) Doorsnede 2

**Figuur K.7:** Blad 1 doorsnede

In de doorsneden zijn de continue koolstofvezels duidelijk zichtbaar. Tijdens het produceren van de bladen is een zorg ontstaan rond het uitzetten van het schuim, verwacht werd dat het schuim mogelijk niet geheel zou uitzetten of luchtbellen zouden ontstaan, dit is duidelijk niet het geval. Een minder positieve opmerking kan gemaakt worden over de voorzijde van het blad, hier zijn de koolstofvezels en de lijm geheel weg geschuurrd. Voor het uiteindelijke product moet gekeken worden dit te voorkomen met bijvoorbeeld meer lijm.

Na de productie van de twee testbladen is gespeculeerd over mogelijke massa reductie, om te kunnen controleren of een lichter blad nog steeds aan de gestelde eisen zou voldoen is een derde blad geproduceerd. Dit blad bestaat uit dezelfde koolstof matten als gebruikt bij blad 1 en 2. De lay-up van blad 3 is als volgt:

1. 1x 45 deg lowtow
2. 2x UD

De vulling van blad 3 bestaat uit tien continue koolstof strengen en gietschuim. De uiteindelijke massa van blad 3 bedraagt 459 [g]. Helaas is dit blad tijdens een "niet wetenschappelijke" test bezweken onder onbekende belasting, wel is gesteld dat de belasting kleiner was dan de minimale toelaatbare belasting.



**Figuur K.8**

In figuur K.8 is de breuk van blad 3 weergegeven. Verwacht wordt dat de breuk is ontstaan door de oriëntatie van de vezels van de toplaag. De strengen in de toplaag zijn diagonaal georiënteerd, hierdoor is de laag zwakker.



# Aerodynamische validatie prototype

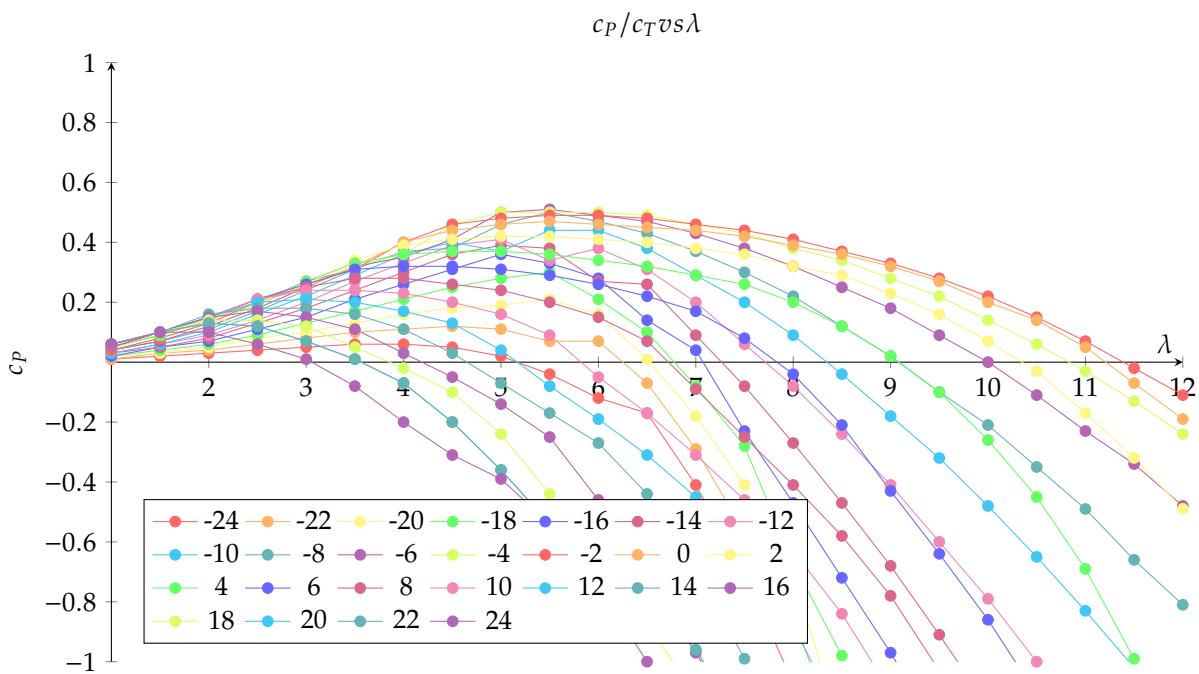
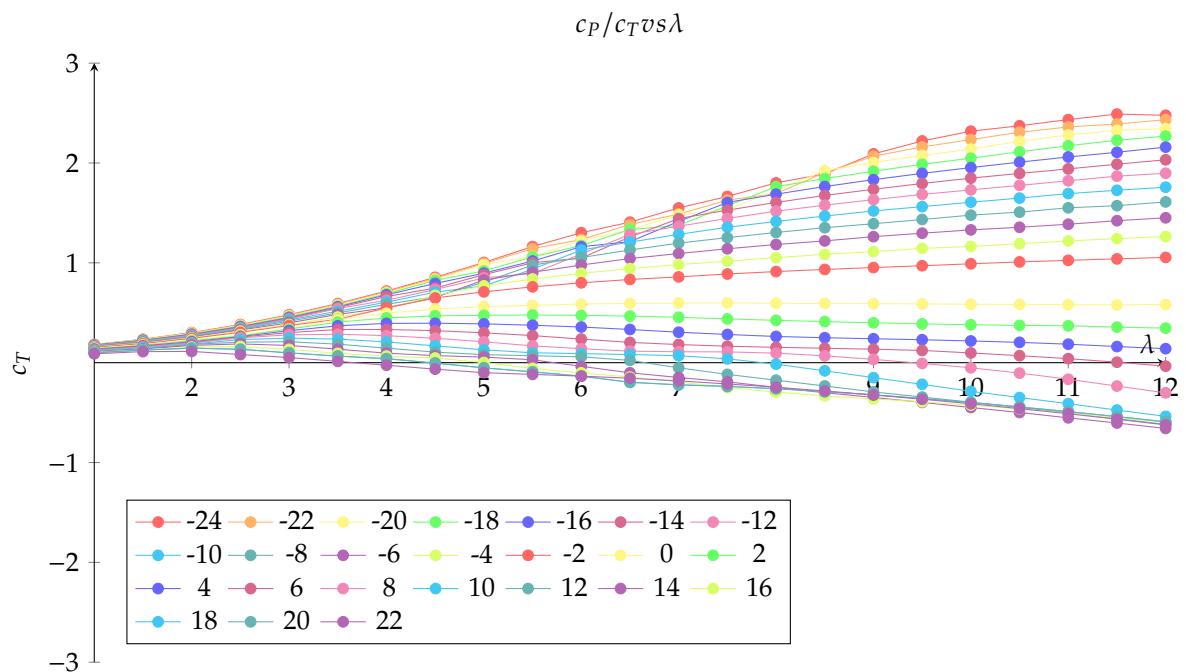
Het uiteindelijke bladontwerp is verkregen met behulp van de eerder beschreven methodes. Voor vorige versies van het voertuig is gewerkt aan turbinebladen, hiervan is weinig informatie beschikbaar. Om de prestaties van het nieuwe ontwerp te verkrijgen is gebruik gemaakt van Q-blade [**q-blade**]. Tijdens dit project is gewerkt aan het ontwikkelen van een gehele workflow rond het ontwerpen van turbinebladen, gezien dit in het verleden niet is gedaan. Om het nieuwe ontwerp te beoordelen is het onder andere vergeleken met de bestaande ontwerpen.

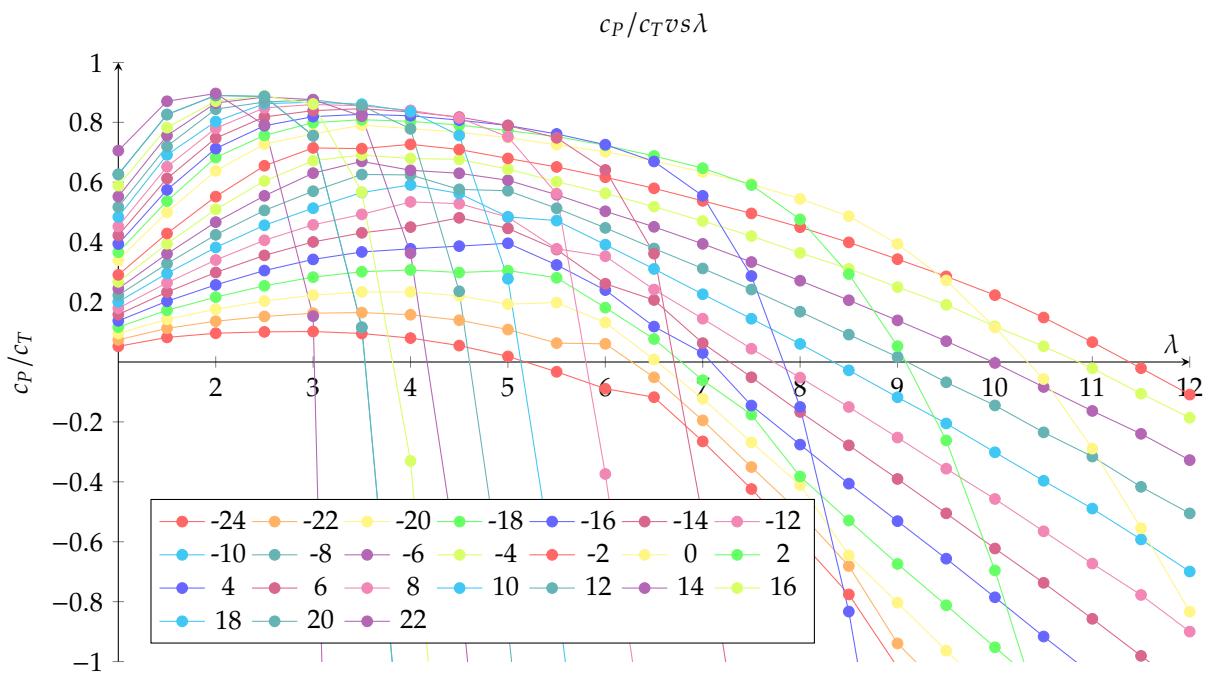
## L.0.1. Testplan

Q-blade voorspeld de aerodynamische prestaties op basis van een BEM simulatie, de gebruikte methode is beschreven in eerder werk [30]. Voor elk blad zijn de volgende parameters gebruikt:

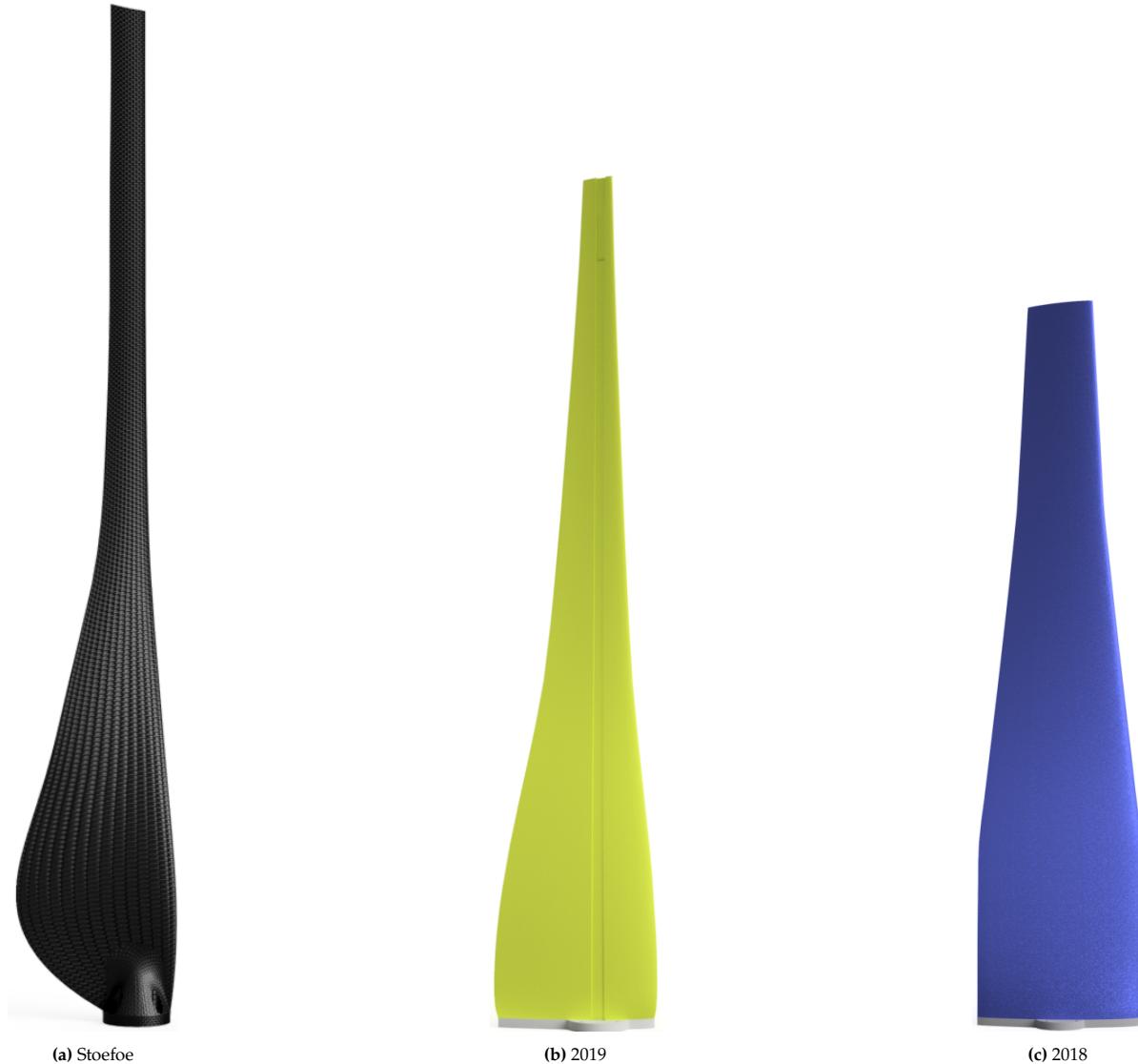
- $V_{gen} = 16m/s$
- $1 < \lambda < 12$
- $-10 < \Theta < 10$
- $R = 1900$

Het bereik van het reeds ontworpen pitch mechanisme is  $-24 < \Theta_p < 24$ . Tijdens de vergelijking van de verschillende bladen is echter gebruik gemaakt van  $-10 < \Theta_p < 10$ . gekozen is een kleiner bereik te gebruiken gezien de curves buiten het "interessante" bereik vallen. In figuren L.1, L.2,L.3 zijn de curves van het nieuwe ontwerp weergegeven.

Figuur L.1:  $c_P$  full rangeFiguur L.2:  $c_T$  full range

Figuur L.3:  $c_P c_T$  full range

De verschillende ontwerpen zijn weergegeven in figuur L.4



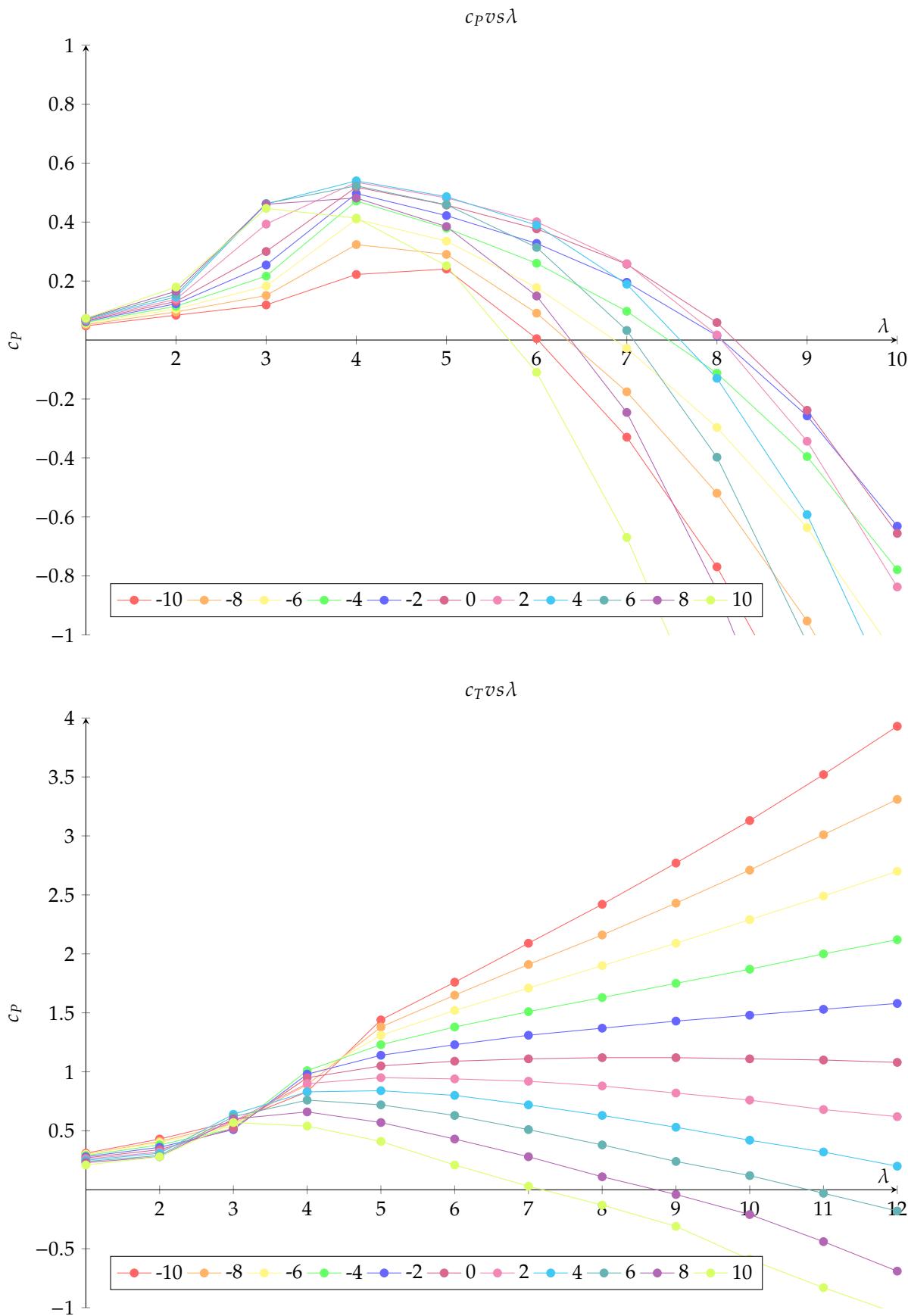
**Figuur L.4:** Bladontwerp vergelijking

## L.1. Resultaten

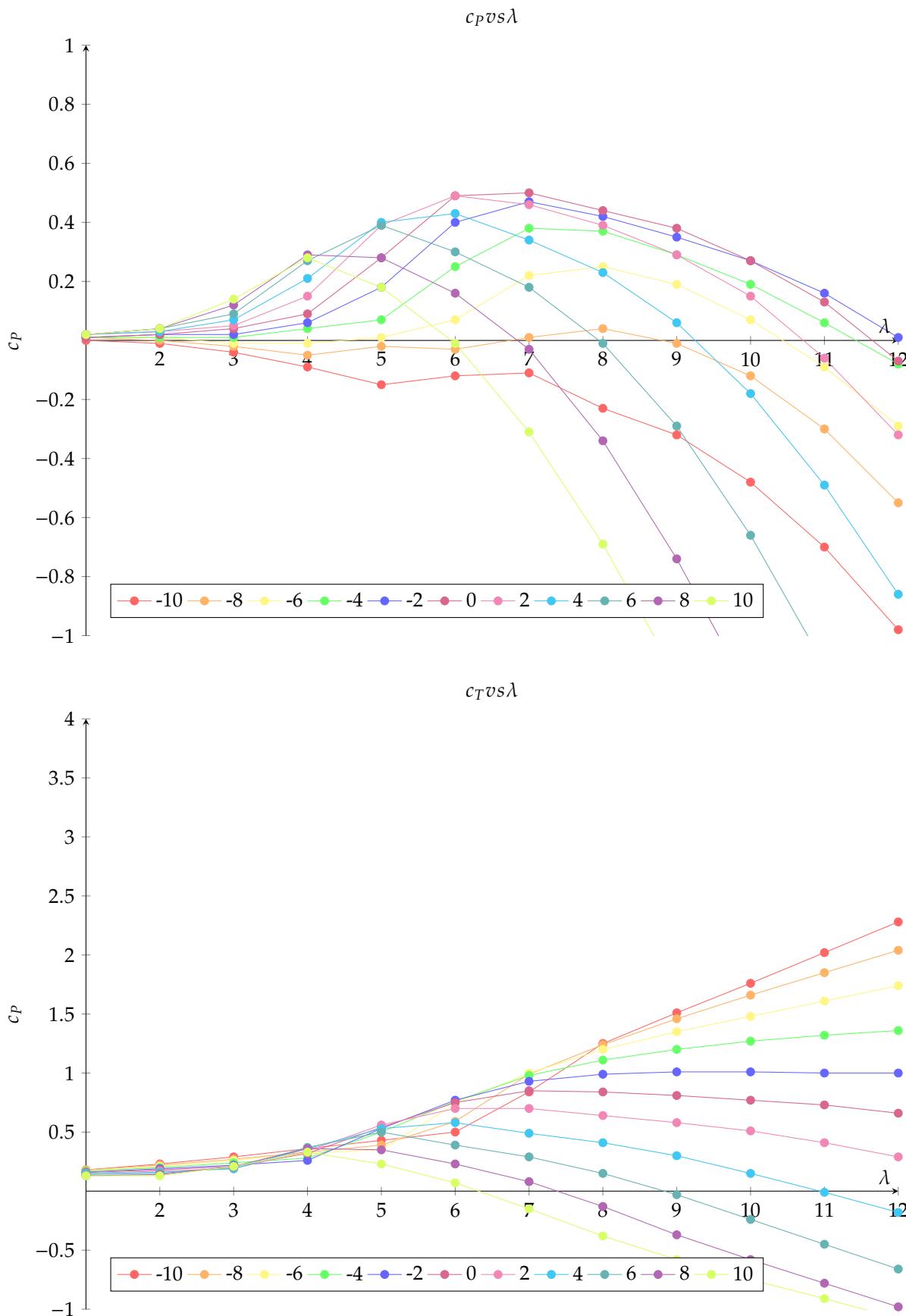
Ter vergelijking zijn de verschillende ontwerpen geïmporteerd in Q-blade, hier zijn met behulp van de BEM methode de verschillende blad-eigenschappen achterhaald.

De eigenschappen die van belang zijn voor dit project zijn vooral de opgewekte stuwing (ook wel thrust) en het opgewekte vermogen. Om de eigenschappen onafhankelijk van de windsnelheid te maken worden de thrust en het vermogen weergegeven al coëfficiënten  $c_P$  en  $c_T$ . In figuren L.4c,L.4b en L.4a zijn van de verschillende ontwerpen de  $c_P$  en  $c_T$  weergegeven.

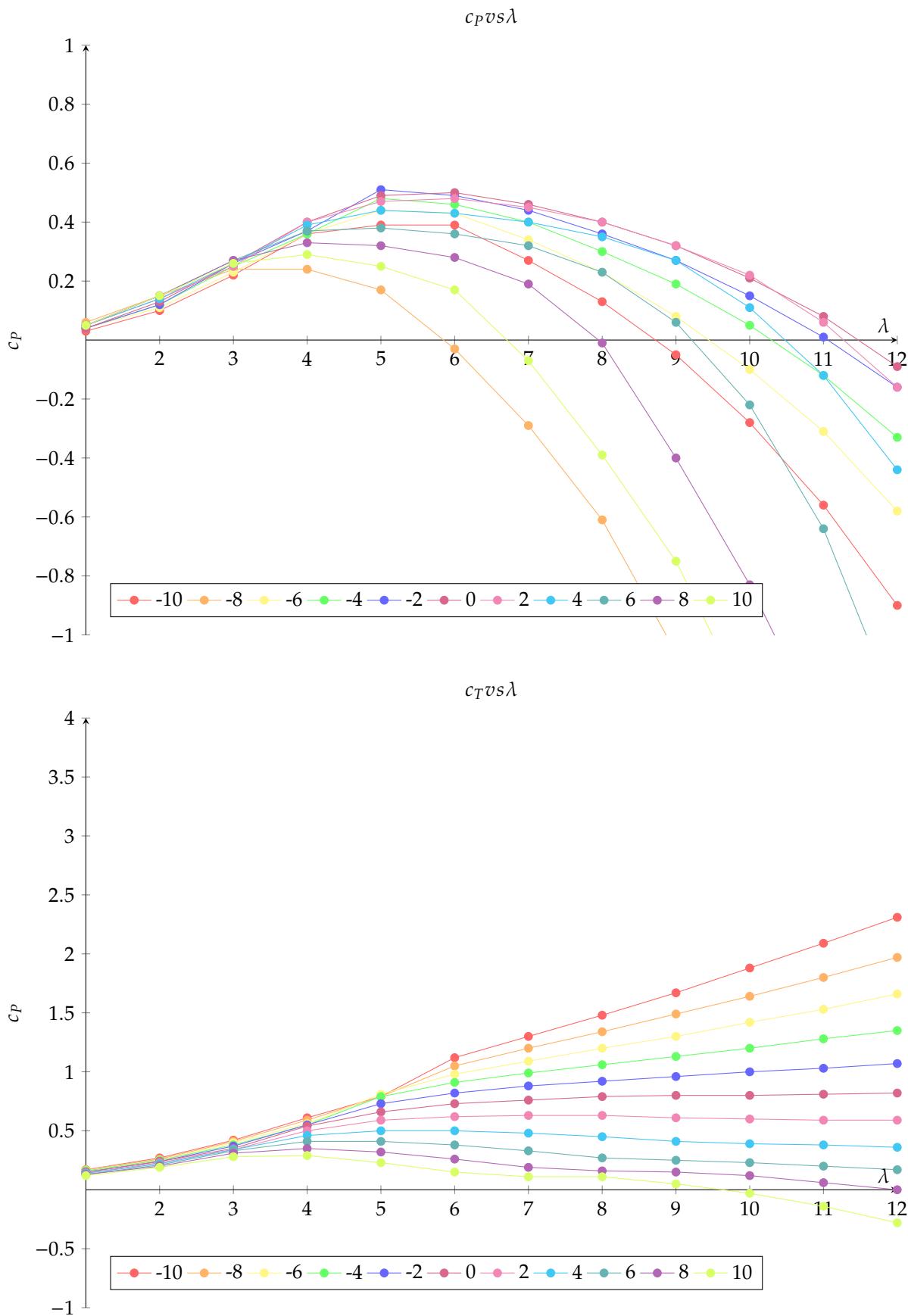
In de genoemde figuren zijn  $c_P$  en  $c_T$  uitgezet tegen de sneloppendheid  $\lambda$ . De prestaties van een ontwerp zijn afhankelijk van de pitchhoek  $\theta_P$ , voor elk bladontwerp zijn de prestaties gesimuleerd tussen  $\theta_P = -10$  en  $\theta_P = 10$ .



Figuur L.5: TwA 2018



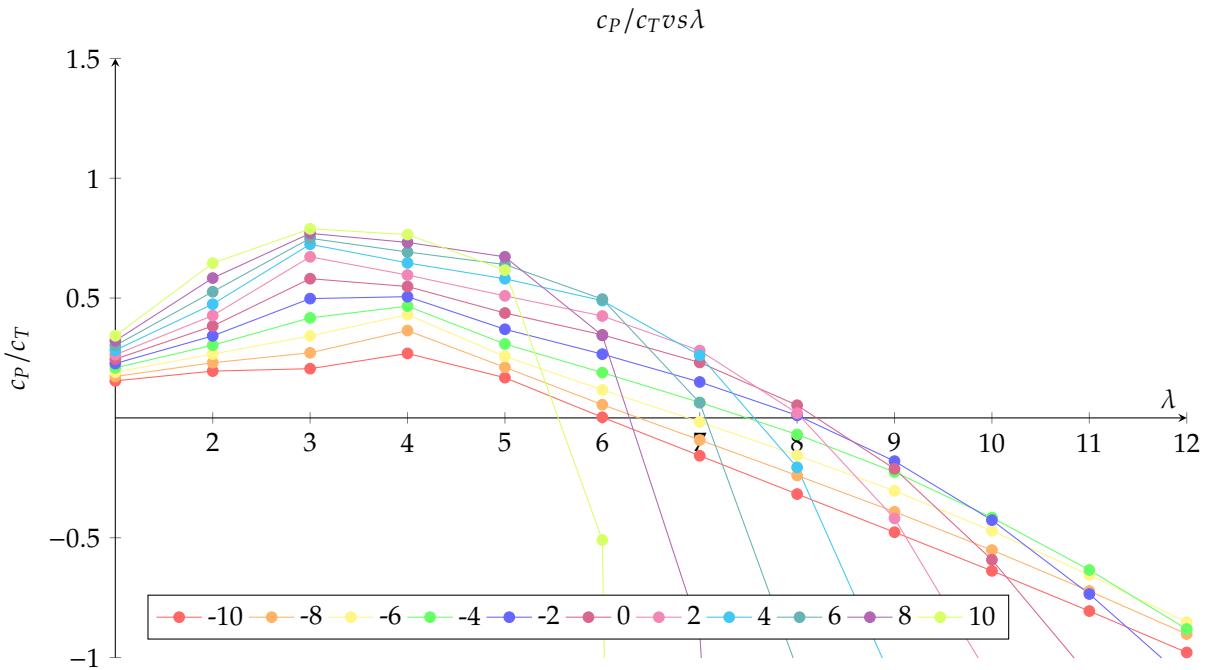
Figuur L.6: TwA 2019



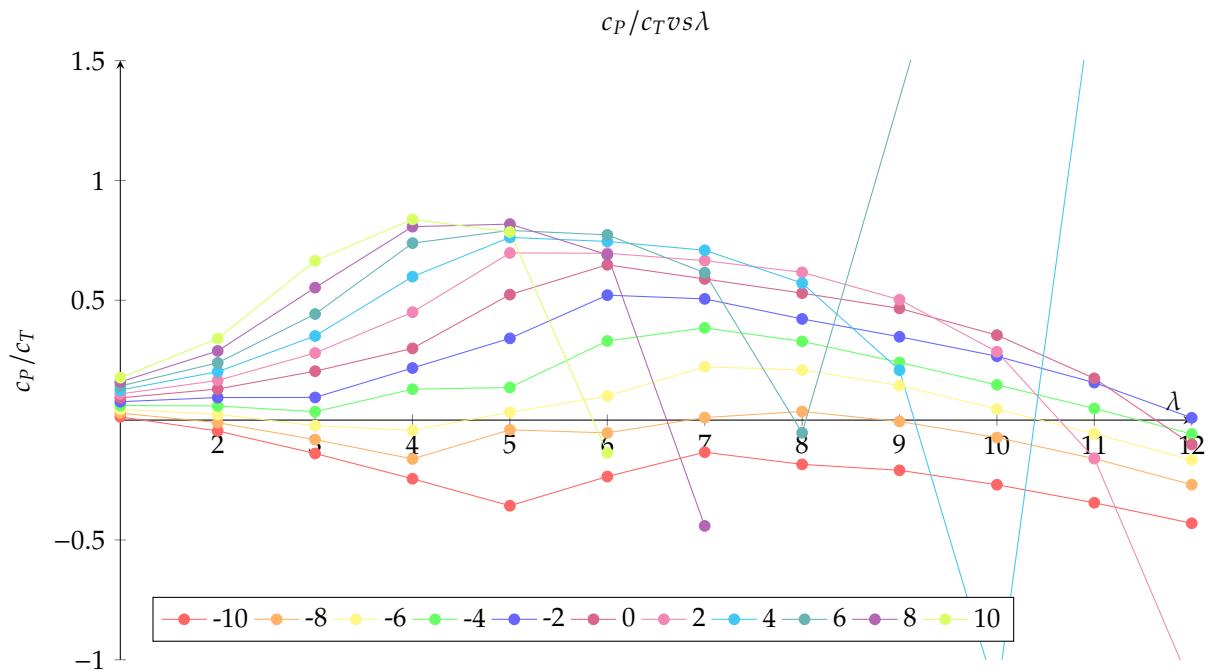
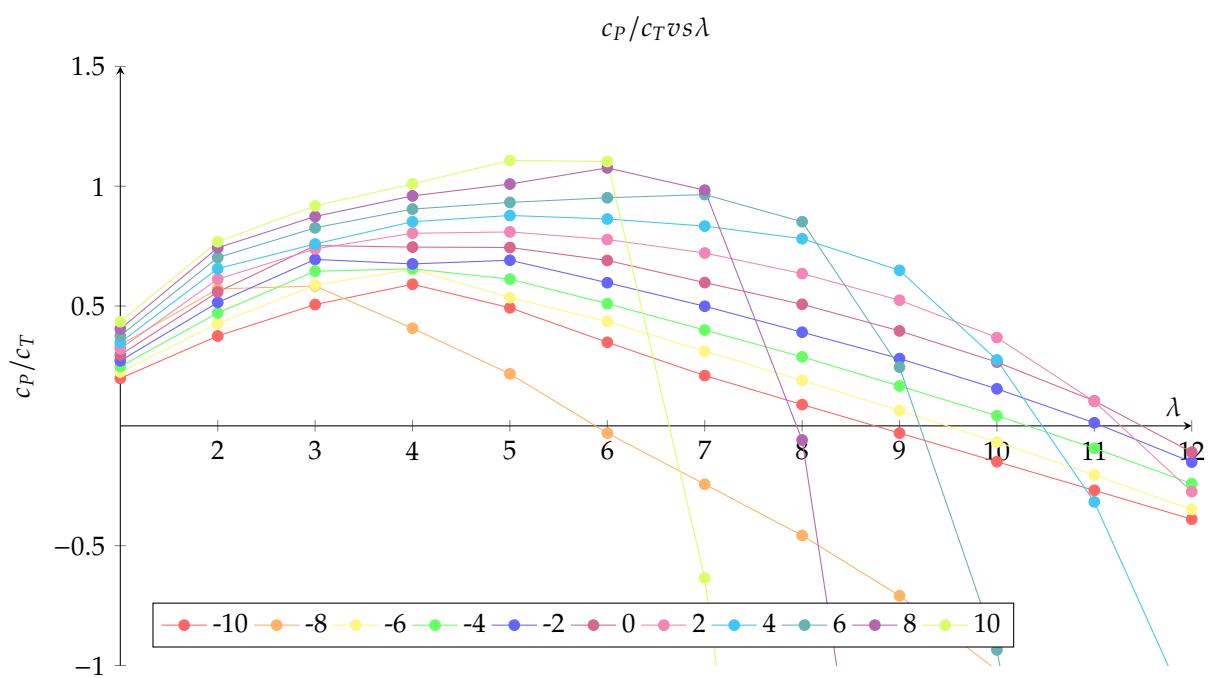
Figuur L.7: Stoefoe

Om de prestaties van een blad te kunnen beoordelen dient de verhouding tussen stuwing en vermogen overwogen worden. Voor een landturbine kan gesteld worden dat de stuwing onbelangrijk is, en het ontwerp simpelweg een zo hoog mogelijk vermogen op dient te wekken. Voor het voertuig is het echter belangrijk dat de stuwing zo minimaal mogelijk is. Zoals eerder is beschreven in [30] wordt bij het nieuwe ontwerp voor de verhouding tussen vermogen en stuwing geoptimaliseerd.

Om de prestaties van een ontwerp weer te geven is voor elke pitchhoek  $\theta_P$  en snelheid  $\lambda$  het opgewekte vermogen gedeeld door de opgewekte stuwing, de uitkomsten zijn voor elk ontwerp weergegeven in figuren L.8, L.9 en L.7.

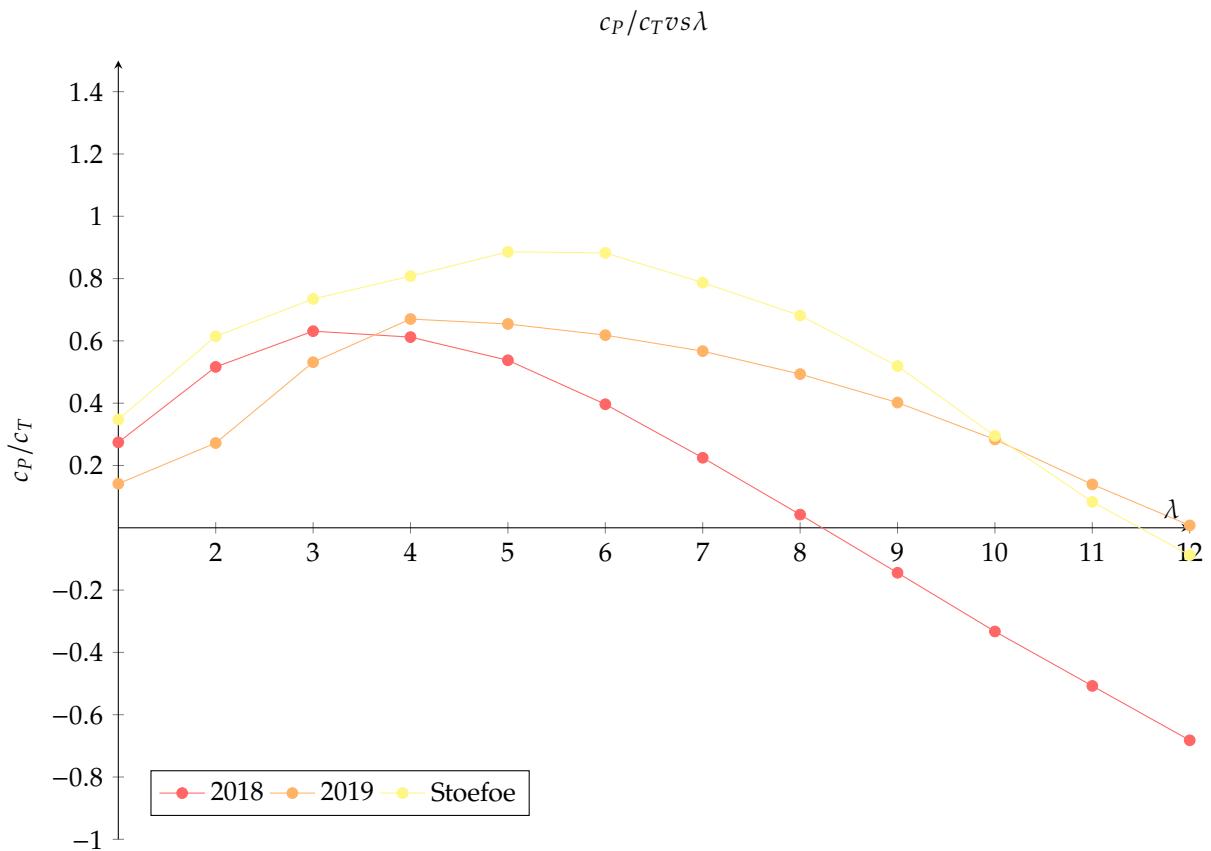


Figuur L.8: TWA 2018  $c_P/c_T$

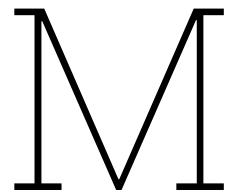
Figuur L.9: TwA 2019  $cp_c t$ Figuur L.10: Stoefoe  $cp_c t$

Uit de eerder opgestelde figuren is met een hoeveelheid denk en rekenwerk een conclusie te halen. Om de conclusie duidelijker te maken zijn in figuur L.11 de prestaties van de verschillende figuren tegen elkaar uitgezet. In het voertuig zal gebruik gemaakt worden van dynamische draaihoek-verstelling, hiermee worden de bladen tijdens het rijden automatisch van hoek veranderd.

In de eerder figuren is te zien dat om de maximale prestaties te halen de bladen voor een verschillende snelheid een andere optimale hoek hebben. In de vergelijking is uitgegaan van een systeem waarbij de draaihoek continu optimaal is. Duidelijk wordt dat het nieuwe ontwerp theoretisch superieur is boven de eerdere ontwerpen.



Figuur L.11: Prestatie vergelijking



# Herontwerp

Na de ontwikkeling van het prototype zijn verschillende aanbevelingen opgesteld. Vanuit de aanbevelingen zijn verschillende delen van het product en het proces heroverwogen, zoals in onderstaande bijlage beschreven.

43

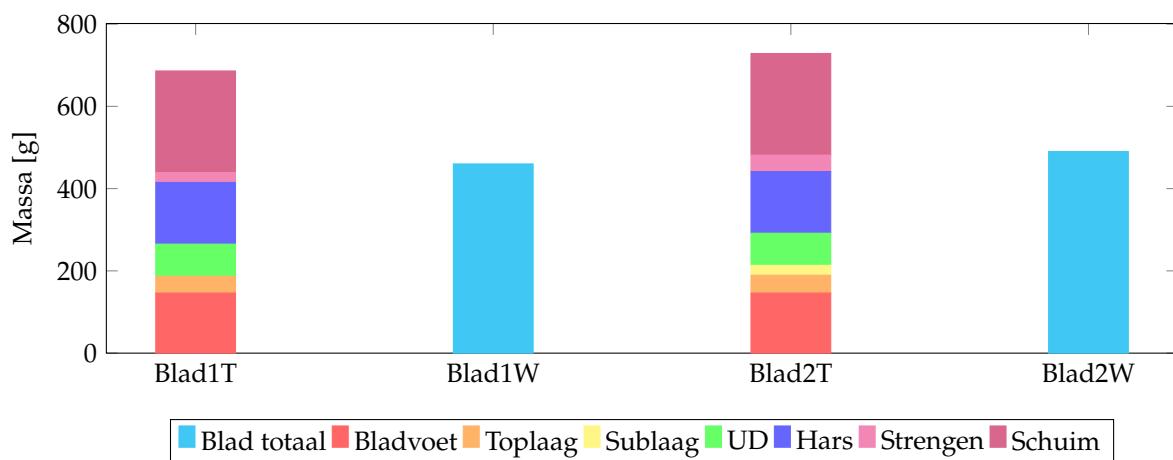
## M.1. Bladvoet

Zoals in bevonden in de structurele validatie van het prototype is het ontwerp over-gedimensioneerd. De massa van het huidige ontwerp is onder het gestelde maximum, zoals eerder toegelicht is het echter wenselijk de massa van het ontwerp zo veel mogelijk te beperken. In figuur M.1 is de massaverhouding van de verschillende onderdelen weergegeven, opgemerkt kan worden dat de massa van de bladvoet ongeveer 33% van de totale massa bedraagt. Zoals in de dimensionering van het prototype bladvoet is vermeld is de bladvoet over-gedimensioneerd, waar slechts een minimaal doorsnede oppervlak van 11 [mm<sup>2</sup>] vereist is, ligt het minimale oppervlakte op minimaal 200 [mm<sup>2</sup>].

Voor het uiteindelijke ontwerp is hierom gewerkt aan de optimalisatie van de bladvoet. Tijdens het ontwerpen van het prototype is rekening gehouden met de productie, de productie van het voetjes diende wegens de tijdlijn van het project intern gedaan te worden. Door de beperkte mogelijkheden van de aanwezige CNC is gekozen voor een eenvoudiger ontwerp.

Voor het vernieuwde voetje is gekozen de productie uit te besteden, hierdoor worden bewerkingen als complexe uitkameringen en gaten mogelijk.

Om het ontwerp lichter te maken is zo veel mogelijk onnodig materiaal verwijderd, het ontwerp dient hierdoor echter niet te bezwijken onder de belasting. Door het verticale deel van de bladvoet



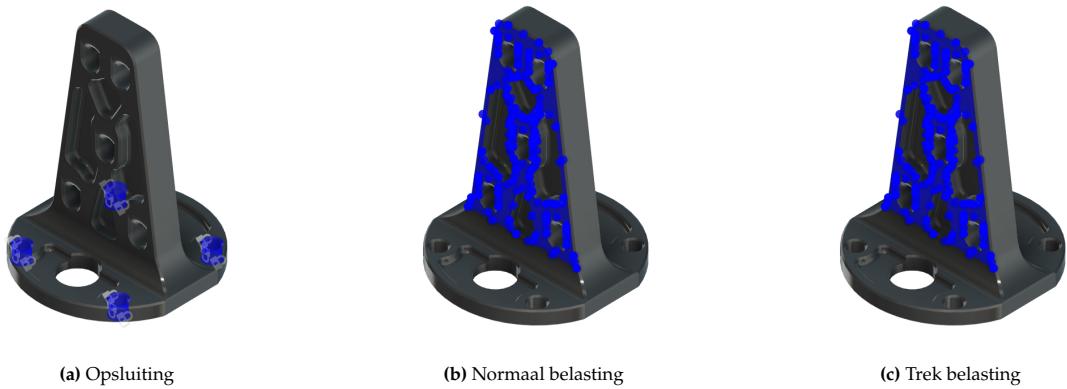
Figuur M.1: Massaverdeling prototypes

uit te kameren en de dikte van de bodem te verkleinen tot 5 [mm] is 73 [g] aan materiaal verwijderd. Aanvullend is de vorm van de doorvoergaten voor de vezels geoptimaliseerd. Het uiteindelijke ontwerp is weergegeven in figuur M.2.



**Figuur M.2**

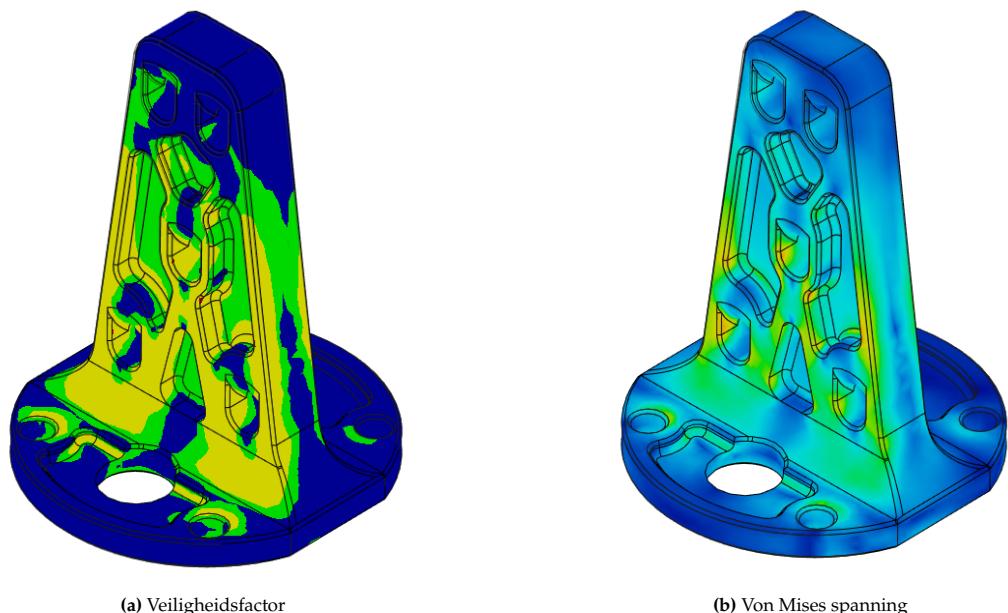
Om te valideren dat het ontwerp niet bezwijkt onder belasting is een EEM analyse uitgevoerd. Voor de analyse is gebruik gemaakt van de belasting zoals beschreven in het realistische belasting geval in het belastingen onderzoek. In figuur M.3 is weergegeven hoe het model is belast en vastgezet in de simulatie. De trekkracht bedraagt 600 [N] per doorvoergat, de normaal belasting bedraagt 50 [N] op 600 [mm] vanaf de basis (in de lengte richting).



**Figuur M.3:** Model voor EEM analyse

Gezien de belastingen op het model al voorzien zijn van enige marge de veiligheidsfactor als onbelangrijk beschouwd, toch is gepoogd een minimale veiligheidsfactor van 1 te halen.

De resultaten van de analyse zijn weergegeven in figuur M.4



**Figuur M.4:** Resultaten EEM analyse



# Stoefoeblade

Voor het ontwikkelen van de bladvorm is gebruik gemaakt van Stoefoeblade. Stoefoeblade is een eigen ontwikkeld script, specifiek ontwikkeld voor het optimaliseren van turbine bladen voor de TwA. In bijlage A wordt de theorie achter de optimalisatie methode uitgelegd. De werking van het script is hieronder uitgelegd.

In onderstaand deel van het script worden alle variabelen gespecificeerd, aanvullend worden verschillende hulp functies gedefinieerd.

```
1      import math as m
2      import numpy as np
3      import pandas as pd
4      import sys
5      import matplotlib.pyplot as plt
6      import scipy as sp
7
8
9
10     global aa,at,itter1,var,res
11
12     U_free=8
13     Eff_v=1
14     Eff_t=0.8
15     Eff_p=0.8
16     TSR=4
17     D_t=2
18     D_r=1.8
19     D_h=0.15
20     N_seg=10
21     Blades=3
22     Max_c=0.15
23     Min_c=0.05
24     Res_c=10
25     Rotorfoil='Eppler_e422'
26
27     Max_itt_BEM=100
28
29     nu=1.51*10**-5
30     rho=1.25
31     res=[]
32     res2=[]
33     toggle=0
34
35
36     def reset_inputs():
37         global aa,at,c,itter1,Max_c,res,var,blade
38         aa=0.0
39         at=0.0
40         itter1=0
41         res=[]
```

43       reset\_inputs()

Het volgende onderdeel van het script bevat de reken module, hier wordt geïtereerd zoals beschreven in bijlage A. In de rekenmodule wordt een dataset met uitkomsten opgesteld, de uitkomsten worden vervolgens gebruikt om de meest optimale parameters te isoleren.

Tijdens de iteratie wordt voor elke koordenlengte verschillende specificaties bepaald, tijdens het itereren wordt de koordenlengte constant gehouden. Vervolgens wordt geïtereerd op verschillende koorde lengtes, hier wordt informatie verzameld over de prestaties van een element op verschillende koordenlengtes. Tot slot wordt geïtereerd per element, hierdoor is een data set van beschikbaar de de prestatie data per koordenlengte.

```

1      def blade (seg):
2
3      global aa,at,itter1,var,res,toggle
4
5      def segment(c):
6
7          global aa,at,itter1,var,res,toggle
8
9          def calc(itter):
10
11             global aa,at,itter1,var,res,toggle
12
13             U_gen=U_free+U_free*Eff_v
14             r=((D_r-D_h)/2)/N_seg*seg
15             Local_speedratio=(TSR/N_seg)*seg
16             V_rot=TSR*U_gen
17             V_app=m.sqrt((U_gen*(1-aa))**2)+((V_rot*r*(1+at))**2)
18             Re=(V_app*c)/nu
19
20
21             arr=np.array([100000,150000,200000,250000,300000,350000,400000,450000,500000,
22             550000,650000,700000,750000,800000,850000,900000,950000,1000000])
23             array_diff=np.absolute(arr-Re)
24             index=array_diff.argmin()
25             Re1=arr[index]
26
27             a_app=m.atan((U_gen*(1-aa))/(V_rot*r*(1+at)))
28             A_rot=m.pi*(D_r/2)**2
29             Solidity=(Blades*c)/(2*m.pi*r)
30
31             handle = "C:\\\\Users\\\\stef\\\\OneDrive\\\\HvA\\\\Desktop\\\\ik-heb-helemaal-geen-eteam-nodig
32                 \\\\Stoefoeblade\\\\Stoefoeblade_v2\\\\polars\\\\{airfoil}_{Re}.dat".format(Re = Re1,
33                 airfoil=Rotorfoil)
34
35             data=pd.read_csv(handle,delim_whitespace=True, skiprows=15, dtype=np.float64)
36             data=np.array(data)
37
38             cl_array=data[:,1]
39             cd_array=data[:,2]
40
41             glide_ratio=np.divide(cl_array,cd_array)
42             clcd_opt=np.max(glide_ratio)
43             index_clcd = np.where(glide_ratio == clcd_opt)
44
45             AOA=float(data[index_clcd,0])
46             cl=float(data[index_clcd,1])
47             cd=float(data[index_clcd,2])
48
49             V_vehicle=U_free*Eff_v
50             dr=(m.pi*(r+0.000000000001)**2)-(m.pi*(r)**2)
51
52             cn=cl*(m.cos(a_app))+cd*(m.sin(a_app))
53             ct=cl*(m.sin(a_app))-cd*(m.cos(a_app))
54
55             P=2*rho*(U_gen**3)*(aa*((1-aa)**2))*A_rot
56             T=2*rho*(U_gen**2)*(aa*(1-aa))*A_rot
57
58             cP=4*(aa*(1-aa)**2)
59             cT=4*(aa*(1-aa))

```

```

58     ct_local=(T/dr)/(m.pi*rho*(U_gen**2)*r)
59     cp_local=(P/dr)/(m.pi*rho*(U_gen**3)*r)
60
61
62     aa=float(abs((1/(((4*(m.sin(a_app))*m.sin(a_app)))/(Solidity*cn))+1)))
63     at=float(abs(1/(((4*(m.cos(a_app))*m.sin(a_app))/(Solidity*ct))-1)))
64     c_opt=float(abs(((Eff_p*Eff_t)*(1+(1/(V_vehicle/U_free)))*cp_local)-ct_local))
65     Twist=float(np.degrees(a_app)-float(AOA))
66
67     if itter1==Max_itt_BEM:
68         var=[seg,itter1,aa,c,Twist,c_opt]
69         for i in var:
70             res.append(i)
71
72     itter1=0
73     else:
74         itter1=itter1+1
75
76     itter=np.full((1,Max_itt_BEM),c)
77     function=np.vectorize(calc)
78     function(itter)
79
80     reset_inputs
81     a1=np.linspace(Min_c,Max_c,Res_c)
82     function=np.vectorize(segment)
83     function(a1)
84
85     reset_inputs
86     a1=np.linspace(1,N_seg,N_seg)
87     function=np.vectorize(blade)
88     function(a1)
89
90     np.set_printoptions(precision=2, suppress=True, linewidth=sys.maxsize, threshold=sys.
91                         maxsize, formatter = {'float_kind':'{:0.2f}'.format})

```

In het onderstaande deel van het script wordt de data gecomprimeerd en geanalyseerd, hier wordt een data set van de meest optimale parameters per element opgesteld. Aan de hand van de dataset wordt uiteindelijk het twist en koorden verloop weergegeven. Om een vloeiend verloop van de twist en koorde te krijgen is gebruik gemaakt van een data filter, hiermee wordt een benaderende trendlijn opgesteld. De trendlijn wordt uiteindelijk gebruikt bij het opstellen van het 3D-model.

```

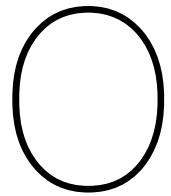
1      res=np.array(res)
2      res=np.array_split(res,((N_seg+1)*(Res_c+1)))
3      res=np.reshape((res,((N_seg+1),len(var))))
4
5
6      res=np.array(res)
7      res=np.array_split(res,no_seg+1)           #splits output list into list for
8          all given segments
9      res=np.array(res)
10     res=np.delete(res,0, axis=0)             #deletes first elemement data (bug
11         causes dubble data output for first element)
12
13     res3=[]
14     for i in range(0,no_seg):               #slipts segment results into a lidt
15         for each iteration
16     res2=np.split(res[i],max_itt)
17     res3.append(res2)
18     res=np.array(res3)
19
20     output=[]                         #returns results for each element at
21         highest c_opt
22     for p in range (0,no_seg):
23         t1=(res[p,:,:,-3])
24         t2=np.max(t1)
25         index=np.where(t1==t2)
26         output.append(res[p][index][:])
27
28     output=np.array(output)            #reconfigures data for plotting
29     output=np.squeeze(output)

```

```

26     output=np.rot90(output,3)
27     output=np.flip(output,1)
28
29     seg_res=output[0][:]
30     a_res=output[-1][:]
31     c_res=output[-2][:]
32
33     a_res_uni=uniform_filter1d(a_res, size=5)
34     c_res_uni=uniform_filter1d(c_res, size=5)
35     fig,(axs1,axs2)=plt.subplots(2)
36     fig.suptitle('StoefoeBlade')
37
38     axs1.plot(seg_res,c_res*1000,'o')
39     axs1.plot(seg_res,c_res_uni*1000)
40     axs1.set(ylabel='Cord_Length_[mm]')
41
42     axs2.plot(seg_res,a_res,'o')
43     axs2.plot(seg_res,a_res_uni)
44     axs2.set(xlabel='Segment_Nr', ylabel='Twist_Angle_[deg]')
45
46     itt=np.linspace(BEM.c_start,BEM.max_cord,max_itt)
47     temp_arr=[]
48     for i in range (0,no_seg):
49       for p in range (0, max_itt):
50         temp_arr.append(res[i][p][-3])
51
52     temp_arr2=[]
53     for i in range (0,no_seg):
54       for p in range (0, max_itt):
55         temp_arr2.append(res[i][p][3])
56
57     res1=np.array(temp_arr)
58     res1=np.array_split(res1,no_seg)
59
60     res2=np.array(temp_arr2)
61     res2=np.array_split(res2,no_seg)
62     #print(res1)
63
64     fig,(axs1,axs2)=plt.subplots(2)
65     fig.suptitle('StoefoeBlade')
66     axs1.set(ylabel='C_opt_[-/-]')
67     axs2.set(xlabel='cord_length_', ylabel='Axial_induction_[-/-]')
68
69     for i in range (0,no_seg):
70       axs1.plot(itt,res1[i],label=i+1)
71       axs2.plot(itt,res2[i])
72
73     fig.legend()
74     plt.show()

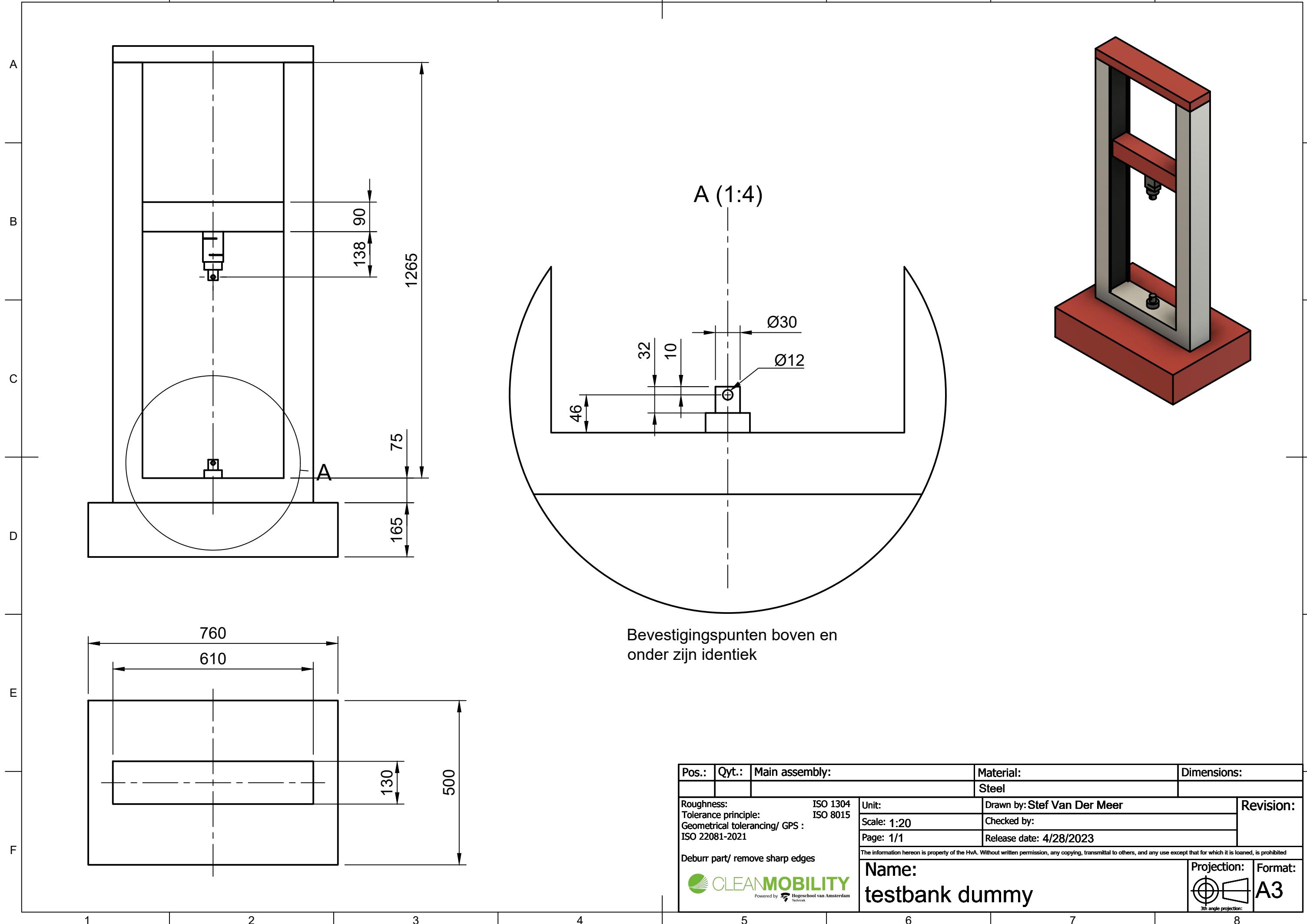
```



## Werktekeningen

In onderstaande bijlage zijn de verschillende werktekening op volle schaal weergegeven.

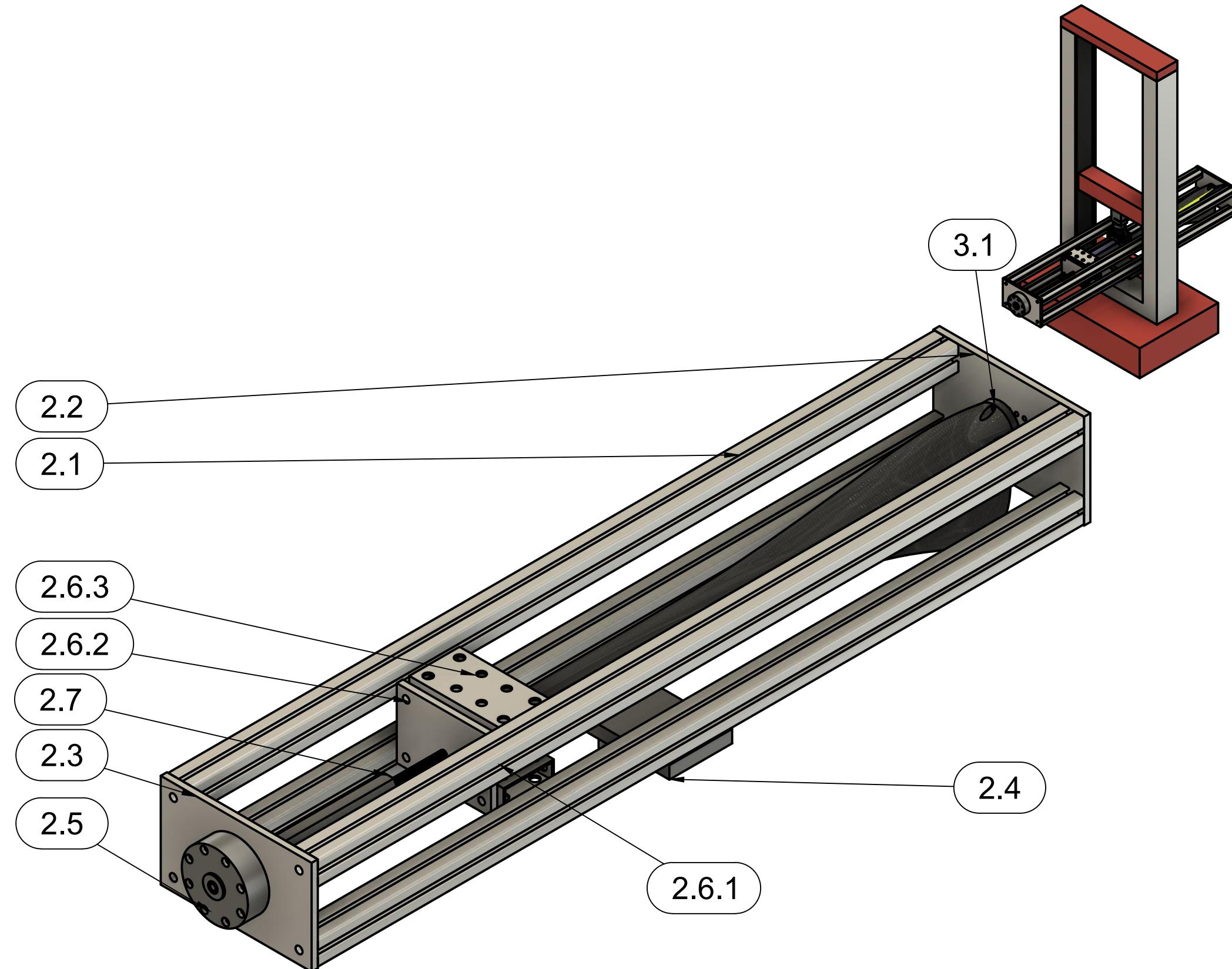
1 2 3 4 5 6 7 8



1 2 3 4 5 6 7 8

## Parts List

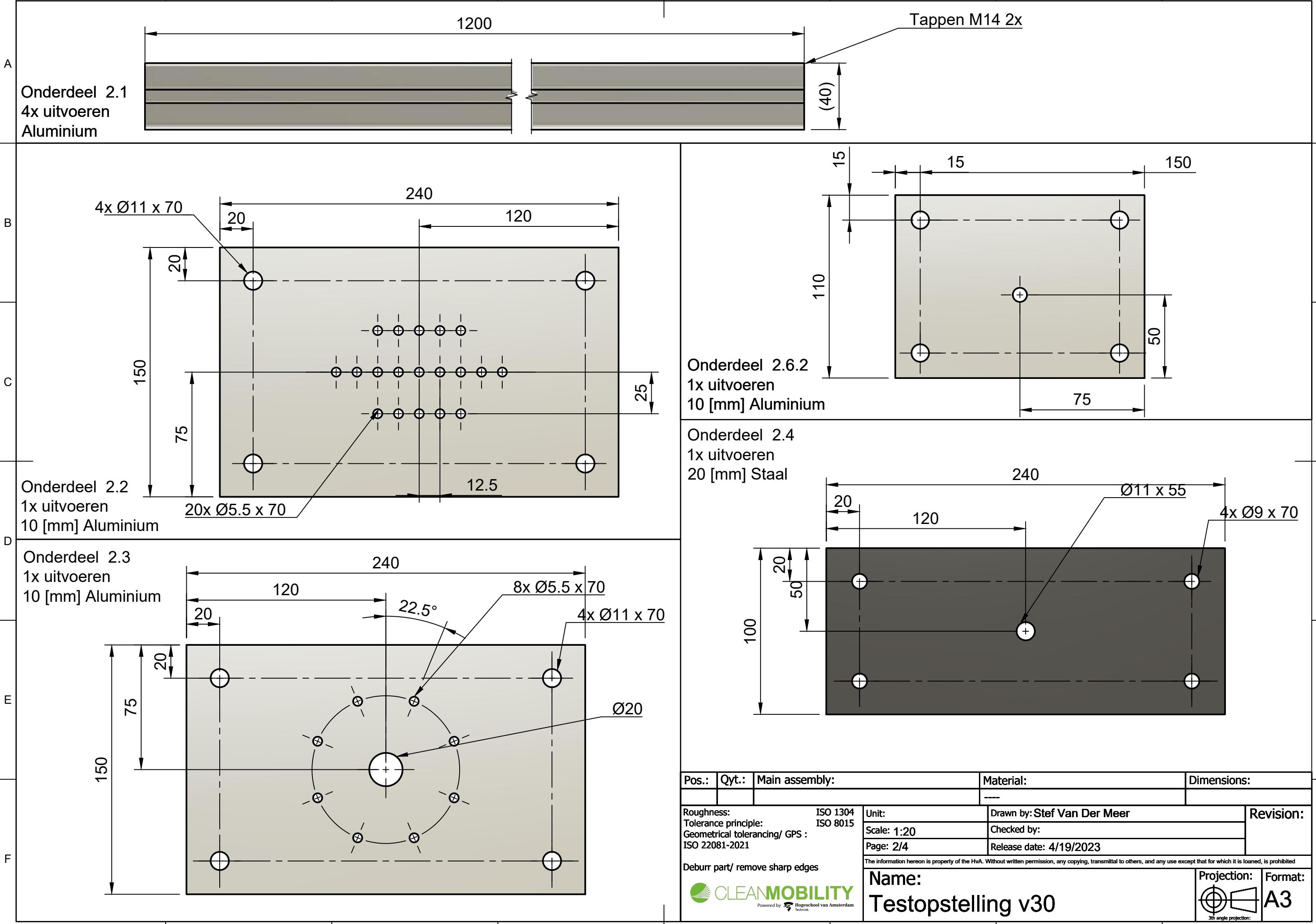
Item	Qty	Part Number	Material	
A	2	Testopstelling		
2.1	4	6575N184_T-Slotted Framing Rail	ABS Plastic	
2.2	1	Achterplaat	Aluminum 6061	
2.3	1	Voorplaat	Aluminum 6061	
B	2.4	1	Bodemplaat	Steel
2.4.1	1	BUS	Steel	
2.5	1	Loadcell	Steel	
2.6	1	Bladklem		
2.6.1	1	Contourblokken	Aluminum 6061	
2.6.2	1	Trekplaat	Aluminum 6061	
C	2.6.3	1	Klembalk boven	Aluminum 6061
2.6.4	1	Klembalk onder		
2.7	1	Spanner	Steel	
2.7.1	1	Draadbus	Steel	
3	1	Turbinage v10		
D	3.1	1	Bladvoet	Aluminum



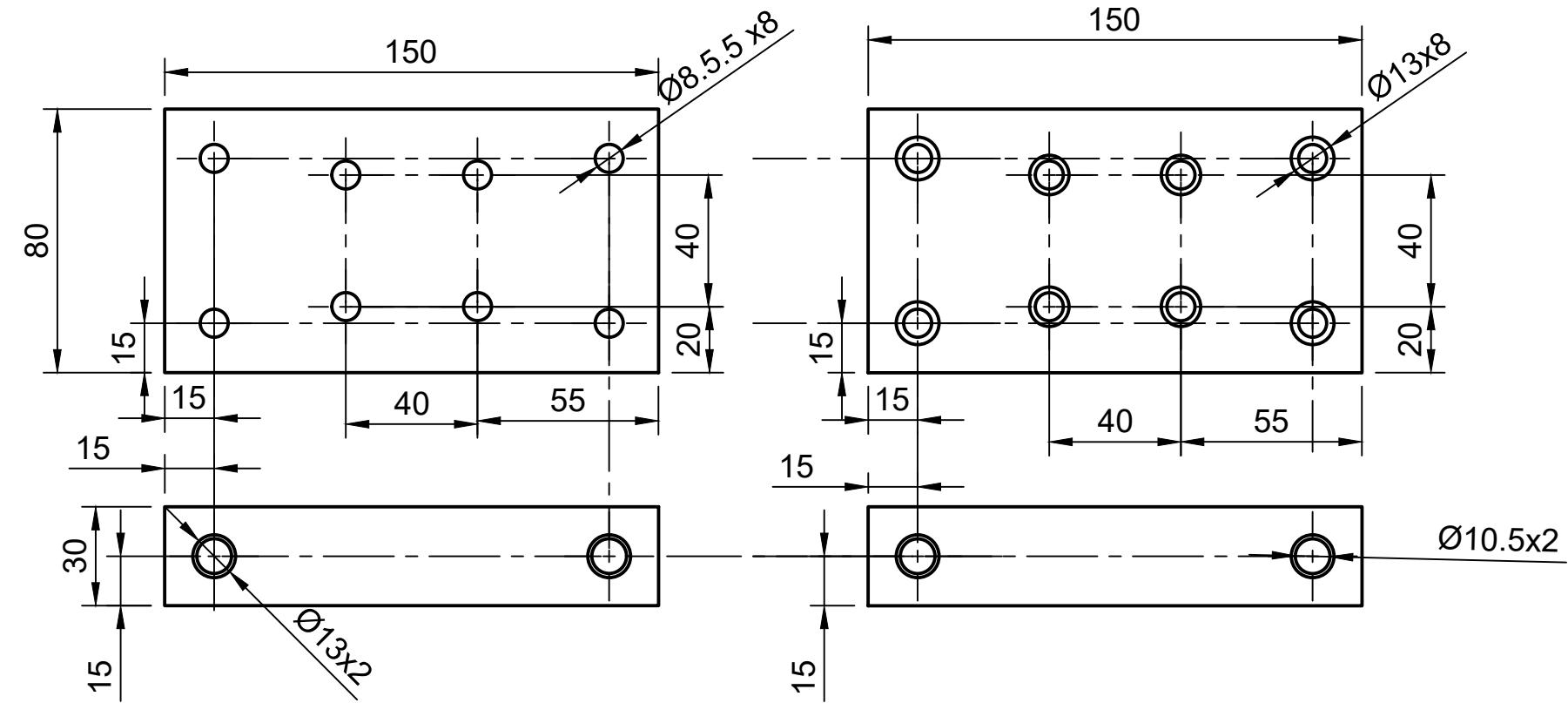
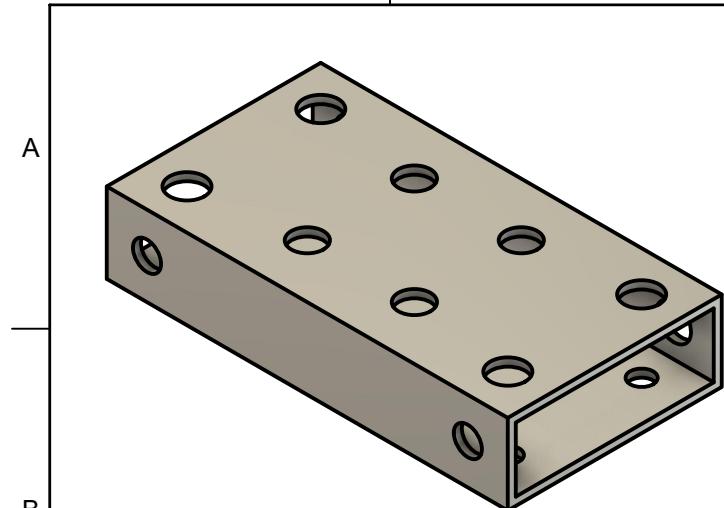
Pos.:	Qty.:	Main assembly:	Material:	Dimensions:
			---	
Roughness: Tolerance principle: Geometrical tolerancing/ GPS : ISO 22081-2021			ISO 1304 ISO 8015	Unit: Drawn by: Stef Van Der Meer Scale: 1:20 Page: 1/4 Release date: 4/19/2023
The information hereon is property of the HvA. Without written permission, any copying, transmittal to others, and any use except that for which it is loaned, is prohibited				
Name: <b>Testopstelling v30</b>			Projection: 	Format: <b>A3</b>

**CLEANMOBILITY**  
Powered by Hogeschool van Amsterdam Techniek

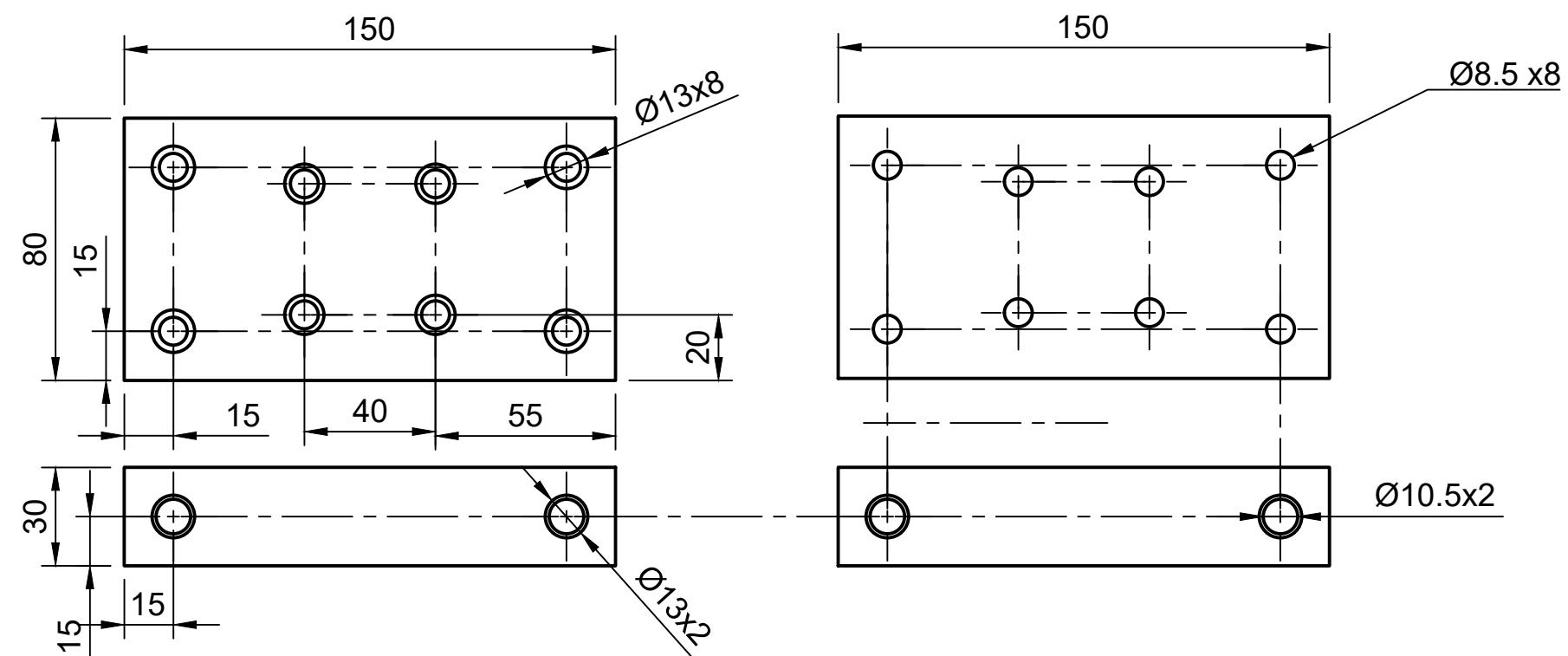
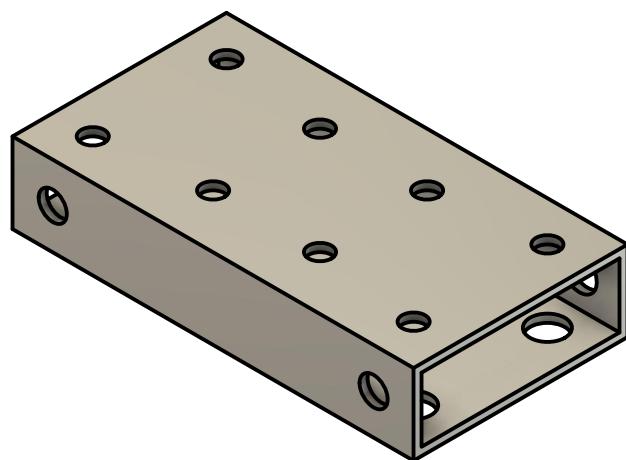
1 2 3 4 5 6 7 8



1 2 3 4 5 6 7 8



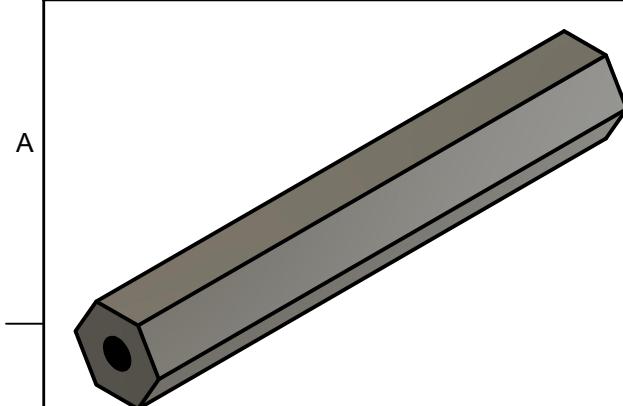
Onderdeel 2.6.3  
1x uitvoeren  
80x30x3 [mm] Aluminium koker



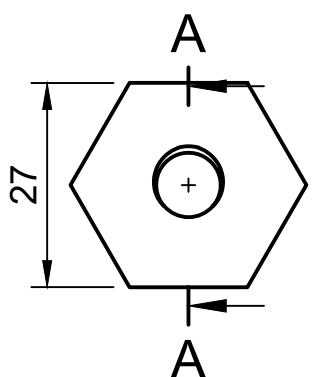
Onderdeel 2.6.4  
1x uitvoeren  
80x30x3 [mm] Aluminium koker

Pos.:	Qty.:	Main assembly:	Material:	Dimensions:
			---	
Roughness:	ISO 1304	Unit:	Drawn by: Stef Van Der Meer	Revision:
Tolerance principle:	ISO 8015	Scale: 1:20	Checked by:	
Geometrical tolerancing/ GPS :		Page: 3/4	Release date: 4/19/2023	
ISO 22081-2021				
Deburr part/ remove sharp edges				
		Name: Testopstelling v30	Projection: 	Format: A3

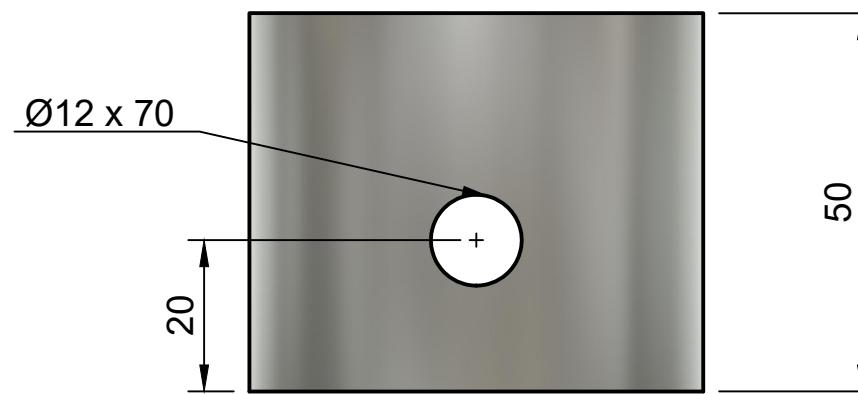
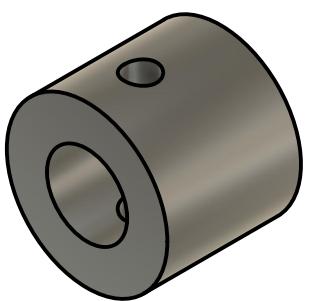
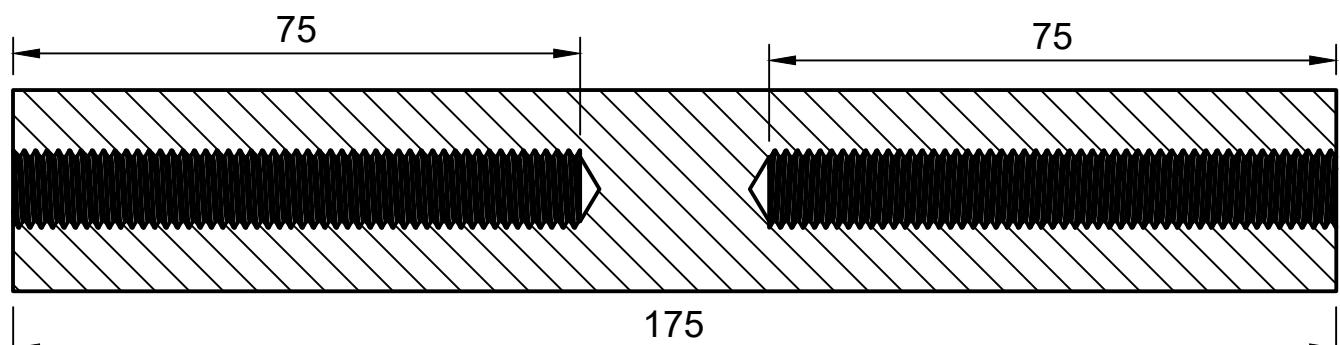
1 2 3 4 5 6 7 8



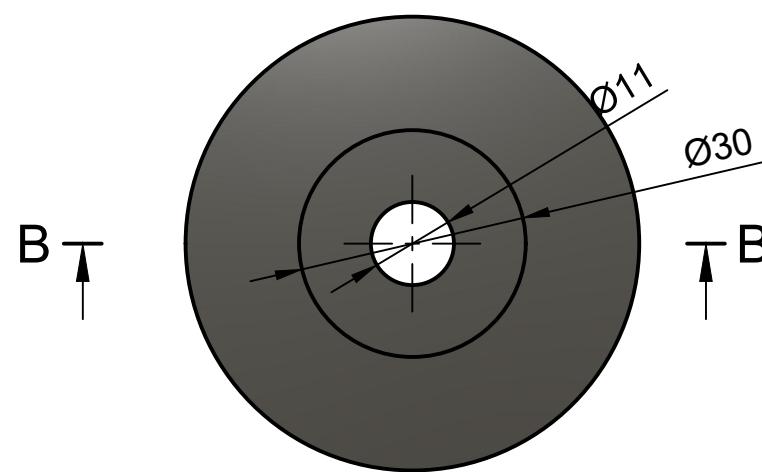
Onderdeel 2.7  
1x uitvoeren  
22 [mm] SW RVS zeskant



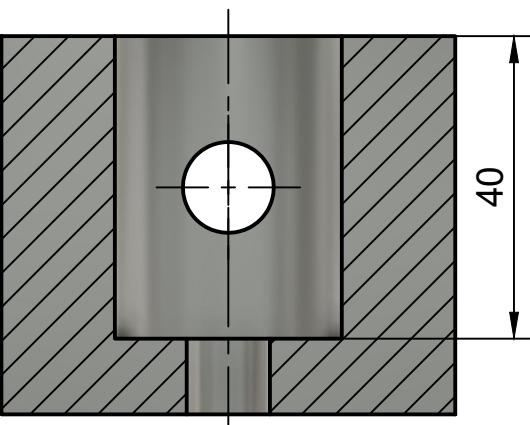
A-A (1)



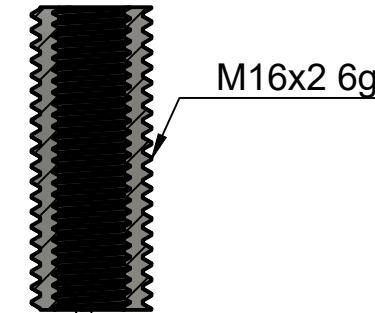
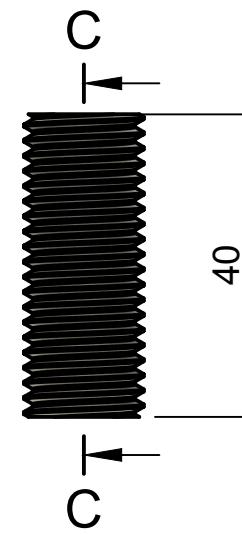
C-C (1)



B-B (1)



Onderdeel 2.4.1  
1x uitvoeren  
Staal

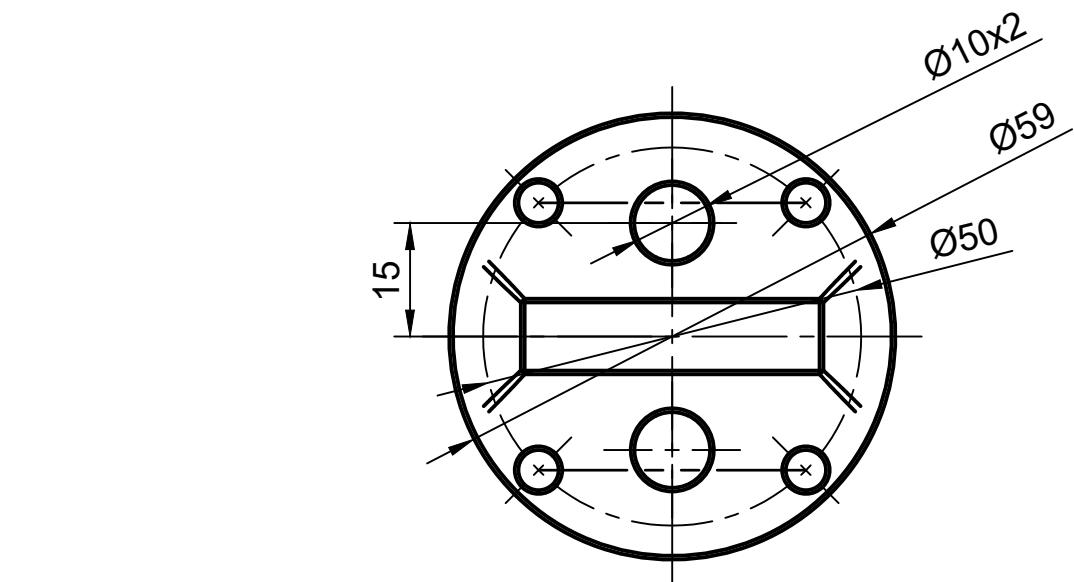


Onderdeel 2.7.1  
1x uitvoeren  
Staal

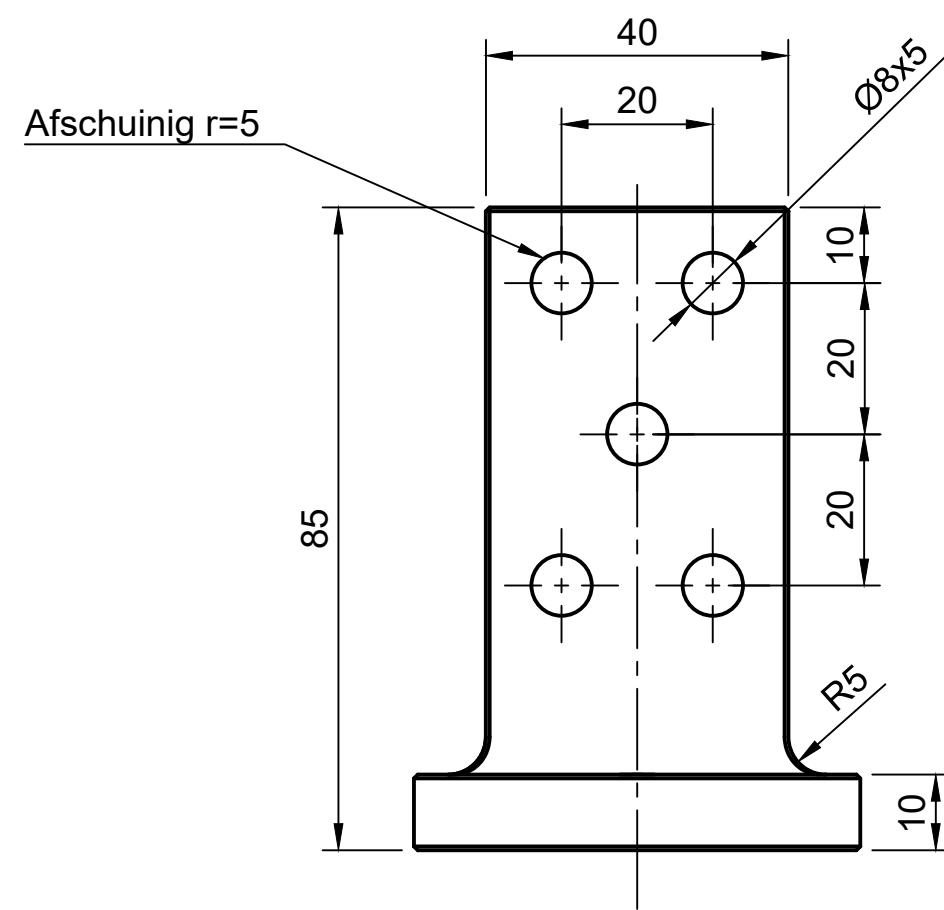
Pos.:	Qyt.:	Main assembly:	Material:	Dimensions:
			---	
Roughness:	ISO 1304	Tolerance principle:	Drawn by: Stef Van Der Meer	Revision:
Geometrical tolerancing/ GPS :	ISO 8015	ISO 22081-2021	Checked by:	
Deburr part/ remove sharp edges		Scale: 1:20	Page: 4/4	Release date: 4/19/2023
The information hereon is property of the HvA. Without written permission, any copying, transmittal to others, and any use except that for which it is loaned, is prohibited				
Name: <b>Testopstelling v30</b>			Projection:	Format: <b>A3</b>

1 2 3 4 5 6 7 8

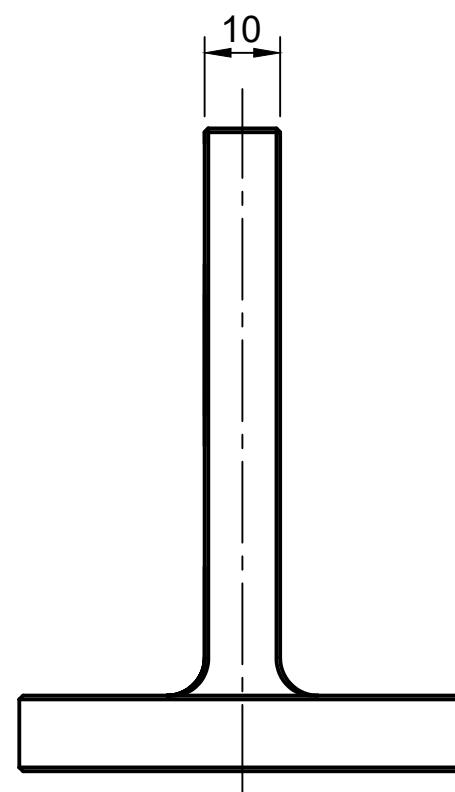
A



B

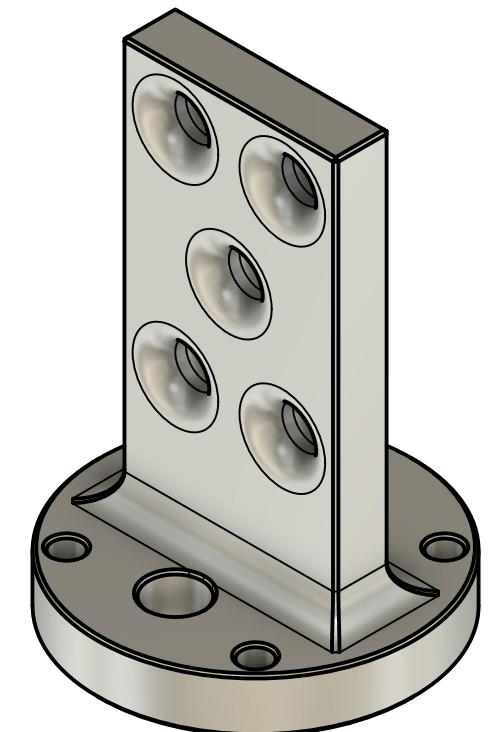


C



D

AA7075  
Alle randen afschuinen 0,5 [mm]



E

Pos.:	Qty.:	Main assembly:	Material:	Dimensions:
1	6		AlMn0,5%	
Roughness: ISO 1304 Tolerance principle: ISO 8015 Geometrical tolerancing/ GPS : ISO 22081-2021		Unit: Drawn by: Stef Van Der Meer	Revision:	
Deburr part/ remove sharp edges		Scale: 1:2	Checked by:	
		Page: 1/1	Release date: 4/5/2023	
The information hereon is property of the HvA. Without written permission, any copying, transmittal to others, and any use except that for which it is loaned, is prohibited				
Name: <b>Bladvoet</b>			Projection:	Format: A3
 Powered by Hogeschool van Amsterdam Techniek			3rd angle projection:	

# P

## Reflectie

In de periode van februari tot juni 2023 heb ik gewerkt aan het realiseren van rotorbladen voor een nieuwe generatie tegenwind auto. Tijdens dit project heb ik mij bezig gehouden met het uitvoeren van aanvullend onderzoek, het uitwerken van concepten, het opstellen van uiteindelijke ontwerpen en het realiseren van de opgestelde ontwerpen. In dit reflectie verslag zijn de minder technische bevindingen van het proces uitgewerkt.

### P1. Leerdoelen

Om mij tijdens dit project ook op persoonlijk niveau te ontwikkelen heb ik gewerkt aan een aantal leerdoelen. Per leerdoel worden verschillende onderdelen beschreven: Niveau bij aanvang, ambitie en reflectie.

#### P1.1. Focus op eigen werk

Voor dit project heb ik vanaf het begin een ambitieuze planning gehad. Om te alle onderdelen uit te kunnen voeren binnen de tijd was het belangrijk dat ik volgens de opgestelde planning werkte.

##### Niveau bij aanvang

Bij voorafgaande projecten heb ik mezelf regelmatig betrapt op afdwalen. Door het afdwalen kreeg ik de gewenste hoeveelheid werk niet af. Doordat ik verschillende onderdelen van het ontwerp proces hierdoor over moest slaan was de afgelegde routen vaak vol gaten.

##### Ambitie

Tijdens het uitvoeren van de opdracht wil ik weken volgens de opgestelde planning. Doordat ik snel afgeleid ben en me snel verveel is het lastig focus te houden. Tijdens het project wil ik proberen zo min mogelijk af te wijken van het voor opgestelde plan. Hierdoor hoop ik de gewenste hoeveelheid werk binnen de tijd af te ronden.

#### P1.2. Reflectie

In de beginperiode hield ik mt erg krampachtig vast aan de planning. De geplande tijd voor werkzaamheden vielen echter soms niet binnen de planning, zo duurde sommige delen korter en andere delen langer dan gepland. In de loop van het project heb ik een balans proberen te vinden in het volgen van de planning en het dynamisch indelen van de tijd. Gedurende de beginfase van het project is hoofdzakelijk gewerkt aan onderzoek, hiervan is moeilijk te bapelen hoeveel tijd nodig is. In het verloop van het verslag ben ik bezig geweest met ontwerpen en uitvoeren, hiervan kon ik door ervaring beter bepalen hoeveel tijd hier nodig was. Uiteindelijk begon de hoeveelheid werk me richting het eind van het verslag in te halen, ik denk dat dit de oorzaak is van de grote hoeveelheid gewenst werk, en niet perse door het slecht volgen van de planning. Voor volgende projecten wil ik proberen meer "Pit-stop" momenten in te lassen, om terug te kijken op het uitgevoerde werk voor mogelijke uitloop te compenseren.

### P1.3. Professionaliteit

Om met ver verschillende betrokken partijen te communiceren is professionaliteit nodig. Binnen het Cleanmobility project is dit misschien nog wel van groter belang dan bij andere projecten, hier moet gewerkt worden met veel verschillende personen en partijen.

#### Niveau bij aanvang

Voor het begin van dit project was mijn houding ver van professioneel, hierdoor ben ik flink in de problemen gekomen. De consequentie was dat ik een periode niet vanuit school heb kunnen werken. Bij mij scheelde het aan nuance en zelf filtering, ik zeg wat ik denk. Mijn directe manier van communiceren werd door verschillende betrokkenen niet gewaardeerd.

#### Ambitie

Tijdens dit project werk ik als oudere jaar samen met tweede jaars studenten aan een voertuig. Van mij werd een voorbeeld functie verwacht. Tijdens het verloop van het project wilde ik proberen meer opbouwen te zijn in het geven van feedback, en meer genuanceerd omgaan met mijn mening. Aanvullend schoot ik soms als losgeslagen projectiel door de werkplek, ik wilde proberen een rustigere werkhouding aan te nemen.

#### Reflectie

Na een periode weggeweest te zijn ben ik weer begonnen met werken op locatie. De eerste weken kostten het veel moeite om de gewenste houding aan te meten, dit wende echter snel. Ik heb geprobeerd tweede jaars studenten beter te helpen met hun problemen, waarbij ze zelf ook leren. Ook in het geven van mijn mening en feedback heb ik naar mijn mening meer nuance gevonden. Het lukt niet altijd, ik heb nu eenmaal altijd veel energie. Door de grote hoeveelheid energie kan ik mezelf niet altijd rustig houden, maar ik heb geprobeerd de momenten van "drukte" te beperken. Van verschillende mensen heb ik vernomen dat mijn houding is verbeterd. Zelf ben ik redelijk tevreden met het resultaat, al heb ik nog veel te leren.

## P2. Competentie: Realisatie

Tijdens het uitvoeren van het project is gewerkt aan het verbeteren van een specifieke set vaardigheden.

### P2.1. Niveau bij aanvang

In eerdere projecten heb ik gewerkt aan het realiseren van producten. Bij eerdere projecten was het realiseren echter een bijzaak, er werd hierdoor beperkt aandacht aan besteed. Door de secundaire natuur van de eerdere realisaties was de kwaliteit van het eindproduct laag. Door de lagere kwaliteit van mijn werk zijn mensen mij gaan zien als "benhaas", en begon ik zelf ook te twijfelen of ik producten van hoger kwaliteit kon maken.

### P2.2. Ambitie

Tijdens dit project is het doel geweest om producten af te leveren met een hoge kwaliteit. Gewenst is dat zowel het uiteindelijke product als de route er naartoe van hoge kwaliteit is, dit betekend: goed voorbereiding en goede verslaglegging.

### P2.3. Reflectie

Bij het uitwerken van de verschillende producten is gepoogd een zo hoog mogelijke kwaliteit te behalen. De opgeleverde producten hebben uiteindelijk de gewenste kwaliteit, dit is grotendeels te danken aan de tijd die ik in de voorbereiding heb gestopt. De voorbereiding leek aan het begin van het project te veel tijd te kosten, de "verloren" tijd het ik echter verder in het proces terug gewonnen. De productietijd van de schaaldelen is hierdoor afgangen tot 45 minuten. Vooraf werd geschat dat ongeveer 3 uur nodig zou zijn per productie cyclus. Aan de kwaliteit van het verslag en het proces kan nog gewerkt worden. Door een tekort aan goede documentatie zijn verschillende stukken informatie over bijvoorbeeld de productie verloren gegaan. Dit had voorkomen kunnen worden door zorgvuldiger te documenteren.

## P3. Reflectie

Dit project omvatte het realiseren van rotorbladen voor de tegenwind auto. Tijdens dit project zijn verschillende onderdelen uitgewerkt om tot het eindproduct te komen. Tijdens de analysefase is onderzoek gedaan naar de externe invloeden op het systeem.

In het onderzoek is gekeken naar de invloed van de diffuser, dit is een uitdaging gebleken. Om het effect van de diffuser te kunnen bepalen is eerst gewerkt aan het uitwerken van een modelleermethode, helaas bleek de methode te complex om tijdens dit project toe te passen. Hierdoor is helaas het onderzoek naar de diffuser stil komen te liggen, door een tekort aan expertise op dit gebied kon ik geen alternatieve methode bedenken. Uiteindelijk heeft het tot het einde van het project geduurde voor een alternatieve methode was uitgewerkt, dit heeft niet geholpen bij de continuïteit van het project. Door de afwezigheid van de diffuser data zijn op het laatste moment verschillende gegevens aangepast, zoals de te gebruiken windsnelheid.

Tijdens de analyse is tevens onderzoek gedaan naar de belastingen op het systeem. Het bepalen van de verschillende belastingen is een uitdaging gebleken, zo was niet altijd duidelijk welke factoren van invloed waren. Hier is initieel een belasting geval opgesteld aan de hand van de uiterste waarden, zoals standaard bij het dimensioneren van een ontwerp. Tijdens de dimensionering van het eindontwerp bleek echter dat de waardes nooit van toepassing kunnen zijn. Uiteindelijk is gekozen een "realistischer" belasting geval te specificeren, hiervan waren de specificatie moeilijker te onderbouwen. Door het aanpassen van de belastingen waaraan het ontwerp moest voldoen moesten verschillende delen van het ontwerp aangepast worden. Voortaan moet ik vooraf meer onderzoek doen naar de validiteit van aannames.

Tijdens het innovatielab project is al begonnen aan het ontwerpen van verschillende onderdelen. De ontwerpen zijn uiteindelijk gebruikt in dit project, bijvoorbeeld de bladvoten. Het ontwerp van de bladvoten was gebaseerd op hersenspinsels, dit maakte het uitdagend om de afkomst van de ontwerpen te onderbouwen. Het ontwerp van de bladvoot is abrupt aangepast naar aanleiding van een besprekking met betrokkenen. Door de beschikbare tijd voor het aanpassen van het project zijn hier sub optimale keuzes gemaakt, dit heeft uiteindelijk veel tijd gekost. In het vervolg wil ik meer tijd nemen voor een herontwerp van dit formaat.

De samenstelling van het geproduceerde blad is voortgekomen uit aannames en inschattingen, hier is geen rekenwerk aan te pas gekomen. Ik heb persoonlijk redelijk ervaring met het werken met composiet maar ik twijfel tot op de dag van vandaag aan de validiteit van mijn inzicht. De uiteindelijke bladen zijn niet bezweden tijdens de validatie, dit had echter heel anders uit kunnen pakken. De expertise op het gebied van composiet berekeningen is beperkt, de beperking heeft ervoor gezorgd dat ik de uitdaging uit de weg ben gegaan. In het vervolg wil ik proberen in ieder geval iets aan kwantitatieve onderbouwing te geven voor dit soort keuzes.

Voor het optimaliseren van de bladvorm is gewerkt aan eigen software. Tijdens het ontwikkelen van de software werd duidelijk dat dit een grotere uitdaging was dan vooraf verwacht. Hier was het nuttig geweest om eerder om hulp te vragen. hiermee had veel tijd bespaard kunnen worden. Dit is echter tijdens het uitvoeren van het project lastig geweest, de expertise van de betrokkenen reikte vaak niet ver genoeg om mij op weg te kunnen helpen. Het ontwerp probleem is simpelweg binnen het project nooit zo ver uitgewerkt als nu. Uiteindelijk is voor complexere problemen hulp gevraagd bij externe als Frits van Dorst en Mac Gaunaa. Het is tijdens dit project echter een uitdaging geweest om voor elk probleem een externe hulplijn te vinden.

## P4. Conclusie

Ik ben tevreden over het niveau van het geleverde werk, tijdens het project heb ik geprobeerd de standaarden zo hoog mogelijk te houden. Al ging dit vaak ten kosten van nachtrust. Ik had echter vooraf gehoopt dat ik efficiënter kon werken, dat ik de hoeveelheid werk minder tijd zou kosten. Voor een gebrek aan efficiëntie heb ik regelmatig moeten compenseren door meer tijd te besteden. De lage efficiëntie heeft te maken met verschillende factoren.

Tijdens het uitvoeren van het project heb ik verschillende tweede jaars studenten geholpen bij de realisatie en het ontwerp. Dit heeft veel tijd gekost. De afweging was hier dat aan het eind van het jaar de hele auto af moest zijn. Zonder werkende auto zijn de nieuwe ontworpen bladen weinig nuttig. Ondanks de tijd die ik gestopt heb in het helpen van andere heb ik het grootste deel van het gewenste werk uit kunnen voeren. En uiteindelijk heb ik ook van het helpen van andere studenten kunnen leren.

In het vervolg wil ik echter proberen de hoeveelheid tijd meer aan banden te leggen. Tijdens het uitvoeren van de opdracht heb ik regelmatig 12 uur per dag gewerkt, terwijl 8 uren per dag de standaard is. Ik heb de hoeveelheid besteedde tijd niet als vervelend ervaren, ik heb een grote passie voor projecten zoals deze.

De passie voor dit project is echter ook een valkuil geweest, door de lange dagen heb ik minder tijd kunnen besteden met vrienden en familie. Dit offer was het wat mij betreft waard, dit kan in de toekomst echter een valkuil worden. En ik zal moeten waarborgen dat mijn persoonlijke gezondheid niet benadeeld wordt door dit soort projecten.