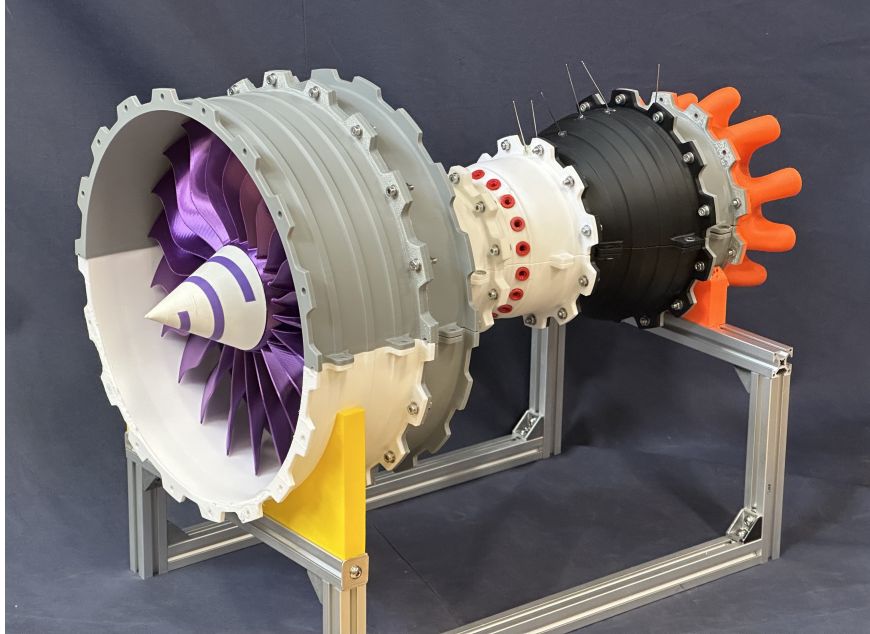




CHALMERS



Framtagning och test av en tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator

Additiv tillverkning av turbofläktmotor i utbildnings- och laborationssyfte

Kandidatarbete inom Mekanik och maritima vetenskaper

David Hermansson
Daniel Kock
David Larsson
Gustav Ohlsson
Johan Sjögren
Jonatan Tollin

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2026
www.chalmers.se

KANDIDATARBETE I MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

Framtagning och test av en tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator

Additiv tillverkning av turbofläktmotor i utbildnings- och
laborationssyfte

David Hermansson
Daniel Kock
David Larsson
Gustav Ohlsson
Johan Sjögren
Jonatan Tollin



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för strömningslära
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2026

Framtagning och test av en tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator
Additiv tillverkning av turbofläktmotor i utbildnings- och laborationssyfte
David Hermansson
Daniel Kock
David Larsson
Gustav Ohlsson
Johan Sjögren
Jonatan Tollin

© David Hermansson, Daniel Kock, David Larsson,
Gustav Ohlsson, Johan Sjögren, Jonatan Tollin, 2026.

Handledare: Matej Tomic, Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Examinator: Valery Chernoray, Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper

Kandidatarbete 2026
Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Omslagsbild: Färdigbyggd demonstrator. Bild tagen 2026-05-11 av David Hermansson.

Typsatt i L^AT_EX
Göteborg 2026

Development and testing of a compressed-air-driven aircraft engine demonstrator
Additive manufacturing of a turbofan engine for educational and laboratory purposes

David Hermansson, Daniel Kock, David Larsson,
Gustav Ohlsson, Johan Sjögren, Jonatan Tollin
Department of Mechanics and Maritime Sciences
Division of Fluid Dynamics
Chalmers University of Technology

Abstract

This project presents the design, construction and evaluation of a turbofan engine demonstrator. With the intention of the model being used in demonstrations and laboratory exercises in courses about turbomachinery and fluid mechanics at Chalmers. The purpose of the project was to develop an engine powered by compressed air capable of generating experimental data while under a varying load to be able to calibrate a computational model.

An open source CAD model was used as a base for the project and was redesigned to account for the pressurised air and scaled up 150% of the original size. The main part of the engine was made through additive manufacturing using polylactic acid (PLA).

Experiments were carried out with the turbofan engine connected to a generator with varying resistance. The maximum power output for an added airflow of 500 liters per minute was measured at 6.54 W with no fan attached. These values were achieved with the lowest resistance tested of 4,5 Ω . The experimental data was then used to calibrate the computational model to predict performance of the turbofan engine.

The prototype is useful as an educational aid in courses about turbomachinery and fluid mechanics. Providing insight in design elements and bridging the gap between theory and reality.

Framtagning och test av en tryckluftsdreven flygmotor-demonstrator
Additiv tillverkning av turbofläktmotor i utbildnings- och laborationssyfte
David Hermansson, Daniel Kock, David Larsson,
Gustav Ohlsson, Johan Sjögren, Jonatan Tollin
Institutionen för Mekanik och maritima Vetenskaper
Avdelningen för Strömningslära
Chalmers Tekniska Högskola

Sammanfattning

Rapporten presenterar design, bygge och utvärdering av en turbofläktmotor-demonstrator som avses användas i laborationer på Chalmers i kurser inom turbomaskiner och strömningslära. Syftet med projektet var att utveckla en tryckluftsdreven motor som kan användas för att ta fram experimentella data under varierande last för att anpassa en beräkningsmodell.

En öppen källkod CAD-modell användes som bas i projektet och omdesignades för att anpassas till tryckluftsdrift samt skalades upp till 150% av originalstorleken. Huvuddelen av motorn skapades genom additiv tillverkning i polylaktid (PLA).

Laborationerna genomfördes med en generator kopplad till turbofläktmotorn med varierande resistans. Den högsta utvunna effekten med ett ingående tryckluftsflyde på 500 liter per minut uppmättes till 6,54W med fläkten avmonterad. Dessa värden nåddes när generatoren var kopplad med den lägsta testade resistansen på 4,5 Ω . Resultaten användes för att anpassa en beräkningsmodell till att förutspå motorns prestanda.

Demonstratorn är mekaniskt funktionsduglig och därmed användbar som utbildningshjälpmedel i kurser om turbomaskiner och strömningslära. Prototypen kan underlätta att överbrygga glappet mellan teori och verklighet.

Nyckelord: Turbofläktmotor, tryckluft, additiv tillverkning, lågtrycksturbin, flödeskoefficient, belastningskoefficient, demonstrator, hastighetstriangel, rotor, stator.

Förord

Kandidatarbetet har genomförts på institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper på Chalmers Tekniska Högskola under vårterminen 2026. Arbetet har inneburit en fördjupning inom design av flygmotorer, turbomaskiner, aerodynamik, CAD-modellering, tillverkning och experimentell testning.

Författarnas tack

Gruppen vill rikta ett stort tack till vår handledare Matej Tomic och examinator Valery Chernoray för deras stöd och vägledning under projektets gång.

MMSX21-VT26-27A, Göteborg, Maj, 2026

Förkortningar

BOM	Bill of Material
BPR	Bypass Ratio
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
EEPROM	Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory
FDM	Fused Deposition Modeling
RPM	Varv per minut
PLA	Polylaktid

Nomenklatur

AR	Sidoförhållande
A	Area, [m ²]
b	Axiell kord, [m]
c	Absolut flödes hastighet, [m/s]
F	Kraft, [N]
H	Bladhöjd, [m]
h	Entalpi, [J]
I	Ström, [A]
l	Kordlängd, [m]
k	Flödeskoefficient för en irisventil, [m ⁴ s/1000kg]
M	Lågtryckturbinens vridmoment, [Nm]
\dot{m}	Massflöde, [kg/s]
n	Varvtal, [RPM]
P	Effekt, [W]
p	Tryck, [Pa]
R	Resistans, [Ω]
s	Avstånd mellan två närliggande rotor/statorblad, [m]
r_{mean}	Medelradie, [m]
U	Spänning, [V]
U_{blad}	Bladhastighet, [m/s]
\dot{V}	Volymflöde, [m ³ /s]
v	Hastighet, [m/s]
W_t	Specifikt arbete, [J/kg]
w	Relativ utgångshastighet, [m/s]
α	Flödesvinkel, [°]
η	Verkningsgrad
ρ	Densitet, [kg/m ³]
σ	Soliditet
ϕ	Flödeskoefficient
Ψ	Belastningskoefficient

Innehåll

Akronymer	x
Nomenklatur	xiii
Figurer	xvii
Tabeller	xix
1 Inledning	1
1.1 Syfte	2
1.2 Avgränsningar	2
2 Teoretiskt ramverk	3
2.1 Grundläggande principer för turbofläktmotor	3
2.1.1 Kärnflöde	4
2.1.2 Bypassflöde	4
2.2 Mätningar	5
2.2.1 Tryck	5
2.2.2 Effekt	5
2.2.3 Massflöde	5
2.3 Beräkningsmodell och turbinteori	6
2.3.1 Hastighetstrianglar	6
2.3.2 Effekt	8
2.3.3 Anpassningar och antaganden	8
2.3.4 Soliditet och sidoförhållande	9
3 Design	11
3.1 Ändringar av ursprunglig modell	11
3.2 Plenumkammare och luftanslutningar	13
3.3 Isärtagbar lågtrycksaxel	13
3.4 Fäste för generator och lagersäten	14
4 Tillverkning och montering	15
4.1 Additiv tillverkning	15
4.2 Montering	16
5 Mätningar	17

5.1	Tryck	17
5.2	Effekt	18
5.3	Massflöde	19
5.4	Varvtal	21
5.5	Mätserier	22
6	Beräkningsmodell och turbinteori	23
6.1	Beräkningsmodell	23
6.2	Soliditet och sidoförhållande	24
7	Resultat	25
7.1	Mätningar	25
7.2	Beräkningsmodell och turbinteori	27
8	Diskussion	29
8.1	Design	29
8.2	Tillverkning och montering	30
8.3	Mätningar	30
8.4	Beräkningsmodell och turbinteori	31
8.5	Felkällor	32
8.6	Vidareutveckling	32
9	Slutsatser	33
	Ansvarsområden och användning av AI	35
	Litteraturförteckning	37
A	Sprängskiss av turbomotorn	I
B	Sprängskiss av turbomotorn med BOM	III
C	Enkel ritning av den kompletta motorn	V
D	Ritning av plenumkammaren	VII
E	Uppmätta värden på likströmsmotor av Maxon	IX
F	Beräkningsmodeller för samtliga driftfall	XI

Figurer

1.1	Bild av aktiv turbojetmotor [3]. Foto av Shelley Gill, Public Domain.	1
1.2	Bild av turbofläktmotor [4]. Foto av Kskhh, licensierad under CC BY 4.0.	1
2.1	Genomskärning av turbofläktmotor [7]. Foto av K. Aainsqatsi, licensierad under CC BY-SA 4.0.	3
2.2	Hastighetstrianglar.	7
2.3	Bladvinklar.	9
3.1	Ursprunglig modell av Chris Shakal [15] (CC-BY-NC 4.0).	11
3.2	Jämförelser mellan den modifierade modellen och Shakals modell [15] (CC-BY-NC 4.0).	12
3.3	Rendering av höljet symmetriskt uppdelat längs ett tvärsnitt, med statorer i blått och plenumkammaren samt förbränningskammaren i svart.	12
3.4	Plenumkammare.	13
3.5	Rendering av axelinsatser.	14
3.6	Tvärsnittsrendering av lågtrycksaxel (svart), högtrycksaxel (blå), fläkt (lila), insatser (gröna) och turbinnav (röd).	14
3.7	Rendering av motorfästet i CAD, med skisser av axelkoppling och motor.	14
4.1	Färdigmonterad motor, sedd snett framifrån.	16
5.1	Monterad mätutrustning tagen från mätserie 1.	17
5.2	Mätpunkter för tryck inuti motorn.	18
5.3	Renderat tvärsnitt med mätpunkter. Notera att mätpunkt 1 och 2 är placerade före och efter irisventilen i det påkopplade röret för massflödesmätning.	18
5.4	Generator och multimeter.	18
5.5	Fluke 115 multimeter.	18
5.6	Systemgränser för massflöden.	19
5.7	Avläst k-faktor på irisventil.	20
5.8	Främre kåpan ansluten till rör för massflödesmätning.	20
5.9	Key Instruments volymflödesmätare.	20
5.10	Visualisering utav areor. $A_{kärna}$ i gult, A_{bypass} i rött och $A_{stator, 1}$ i rosa.	21

5.11	Testo 405i digital lufthastighetsgivare.	21
5.12	Mätning av utloppshastighet.	21
5.13	Biltema varvtalsmätare.	22
5.14	Mätning av varvtal. I bakgrunden syns hastighetsmätning av bypassflödet.	22
6.1	Bladvinklar utifrån välvningslinje.	23
7.1	Effekt som funktion av resistans.	26
7.2	Effekt som funktion av varvtal.	26
7.3	Resultat av tryckmätningar.	27
7.4	Hastighetstrianglar för första steget hos motorn.	28
8.1	Plenumkammaren som användes.	30
8.2	Koncept på förbättrad plenumkammare.	30
F.1	Beräkningsmodell för steg 1 vid 1172 RPM.	XI
F.2	Beräkningsmodell för steg 2 vid 1172 RPM.	XII
F.3	Beräkningsmodell för steg 3 vid 1172 RPM.	XIII
F.4	Beräkningsmodell för steg 4 vid 1172 RPM.	XIV
F.5	Beräkningsmodell för steg 1 vid 985 RPM.	XV
F.6	Beräkningsmodell för steg 2 vid 985 RPM.	XVI
F.7	Beräkningsmodell för steg 3 vid 985 RPM.	XVII
F.8	Beräkningsmodell för steg 4 vid 985 RPM.	XVIII
F.9	Beräkningsmodell för steg 1 vid 830 RPM.	XIX
F.10	Beräkningsmodell för steg 2 vid 830 RPM.	XX
F.11	Beräkningsmodell för steg 3 vid 830 RPM.	XXI
F.12	Beräkningsmodell för steg 4 vid 830 RPM.	XXII

Tabeller

7.1	Uppmätta och beräknade värden med fläkt.	25
7.2	Uppmätta och beräknade värden utan fläkt.	25
7.3	Uppmätta tryckvärden vid olika belastningar.	27
7.4	Beräknade förluster mätserie 1.	27
7.5	Beräkningsmodell resultat.	28
7.6	Soliditet och sidoförhållande.	28

1

Inledning

Den globala flygindustrin utgör idag en grundpelare för internationell mobilitet. Trots att sektorn drabbades av en omfattande recession till följd av covid-19-pandemin, har en återhämtning skett i både passagerarvolym och marknadsvärde [1]. För att möta framtida krav som exempelvis Parisavtalet med nettonollutsläpp senast 2050 samt ökad tillväxt inom sektorn krävs en kontinuerlig teknisk utveckling med fokus på hållbarhet, reducerad bränsleförbrukning och ökad kostnadseffektivitet. Bland de mångfaldiga tekniska lösningar som adresserar dessa utmaningar framstår optimering av flygmotorer som ett av de viktiga utvecklingsområdena.

Flygmotorer har genomgått en enorm förvandling sedan introduktionen av kolvmotorn som drev propellerplanen till att den första jetmotorn tog till skyarna år 1939 [2]. Den tidiga utvecklingsfasen dominerades av turbojetmotorn, se figur 1.1, en motortyp som möjliggjorde flygning i hastigheter över ljudets hastighet, men på bekostnad av hög bränsleförbrukning och betydande bullernivåer. Utvecklingen av turbofläktmotor (turbofan), se figur 1.2 skulle visa sig erbjuda en överlägsen lösning för civila tillämpningar gällande både verkningsgrad och ljudnivå.



Figur 1.1: Bild av aktiv turbojetmotor [3]. Foto av Shelley Gill, Public Domain.



Figur 1.2: Bild av turbofläktmotor [4]. Foto av Kskhh, licensierad under CC BY 4.0.

För att generera den dragkraft som driver flygplanet framåt finns i huvudsak två strategier: att accelerera en liten mängd luft till mycket höga hastigheter, eller att accelerera ett stort massflöde till en lägre hastighet. Turbojetmotorn nyttjar den förstnämnda principen, vilket gör den effektiv vid höga machtal men mindre fördel-

aktig vid lägre hastigheter på grund av en lägre framdrivningsverkningsgrad.

Turbofläktmotorn verkar istället genom att accelerera det totala massflödet genom motorn via en fläkt, vilket skapar dragkraft med en lägre genomsnittlig utloppshastighet på flödet. Detta resulterar i en optimal verkningsgrad vid hastigheter omkring 800–1000 km/h, vilket har gjort motortypen till standard inom kommersiell luftfart då den möjliggör både lägre bränsleförbrukning och en mer acceptabel bullernivå.

Bakom dessa motorer ligger komplexa teorier inom termodynamik och strömningslära. Inom ingenjörsutbildningar är det dock ofta en utmaning att förmedla dessa teoretiska samband på ett sätt som ger studenterna en djupare, intuitiv förståelse. Det uppstår lätt ett glapp mellan de matematiska modellerna som beskriver aerodynamiken och de faktiska fysiska fenomenen. För att överbrygga detta glapp behövs pedagogiska verktyg som låter studenterna interagera med tekniken och se motorns inre processer med egna ögon.

1.1 Syfte

Syftet med detta kandidatarbete är att designa, bygga och utvärdera en 3D-skriven modell av en turbofläktmotor. Modellen är avsedd att användas som ett experimentellt komplement till den teoretiska undervisningen inom strömningslära och turbomaskiner vid Chalmers tekniska högskola. Genom att möjliggöra mätningar av parametrar som varvtal, tryck och utvunnen effekt syftar projektet till att överbrygga gapet mellan teori och praktik. Den insamlade datan används för att analysera motorns respons vid varierande last. För att underlätta framtida vidareutveckling anpassas en beräkningsmodell för att förutsäga motorns varvtal och effekt. Genom att anpassa modellens indata kan prestanda simuleras vid olika driftförhållanden, vilket skapar ett verktyg för designoptimering.

1.2 Avgränsningar

Konstruktionen avgränsades till en tvåaxlig turbofläktmotor med fokus på lågtrycksturbinen samt fläkten hos flygmotorn. Detta innebär att högtrycksaxeln behålls men dess tillhörande kompressor- och turbinsteget togs bort i designskedet.

Det yttre höljet som vanligtvis omsluter motorn konstruerades inte. Detta för att bättre kunna observera de inre delarna i linje med motorns utbildningssyfte.

2

Teoretiskt ramverk

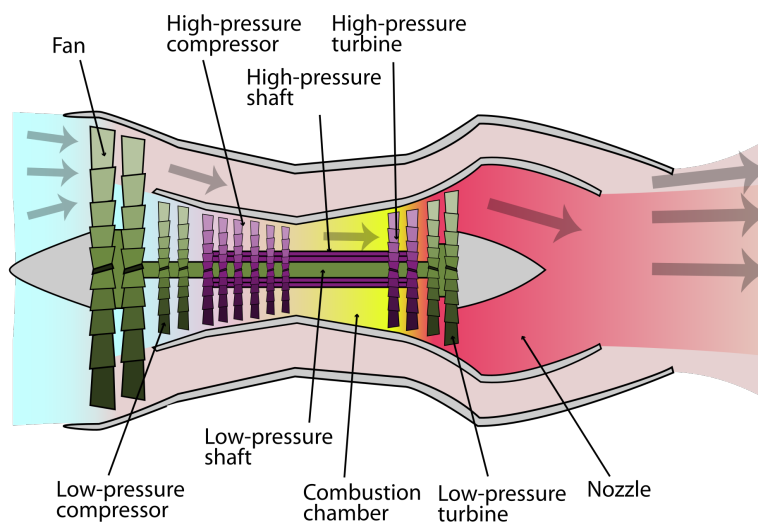
För både de teoretiska beräkningarna och mätningarna av motorn antas luftflödet vara inkompressibelt, vilket leder till att antagandena om att \dot{V} är konstant genom turbinen samt att luftens densitet är konstant vid $\rho_{luft} = 1.204 \text{ kg/m}^3$ kan göras [5].

2.1 Grundläggande principer för turbofläktmotor

En turbofläktmotor är en gasturbinkonstruktion som bygger på principen om reaktionskraft, där dragkraft genereras genom att accelerera en luftmassa bakåt. Motorn är i praktiken uppdelad i två huvudflöden: kärnflödet och bypass-flödet [6], se figur 2.1. Processen kan beskrivas genom luftens väg genom motorns olika stationer.

Den resulterande dragkraften (F) som driver flygplanet framåt kan förenklat beskrivas enligt ekvation 2.1, där \dot{m} representerar massflödet, v_{jet} är luftens utloppshastighet och v_{flyg} är flygplanets hastighet [6]

$$F = \dot{m}(v_{jet} - v_{flyg}) \quad [\text{N}]. \quad (2.1)$$



Figur 2.1: Genomsnitt av turbofläktmotor [7]. Foto av K. Aainsqatsi, licensierad under CC BY-SA 4.0.

Figur 2.1 visar en typisk tvåaxlig turbofläktmotor. De gröna delarna representerar lågtrycksaxeln, vilket innefattar fläkten, lågtryckskompressorn och lågtrycksturbinen. De lila delarna avser högtrycksaxeln, som består av högtryckskompressorn och högtrycksturbinen.

Både hög- och lågtryckskompressorn är uppbyggda av flera steg, där varje steg består av ett rotor-stator par. Statorns funktion är att sänka flödes hastigheten och omvandla kinetisk energi till tryck, samtidigt som den leder luftflödet i en optimal vinkel mot efterföljande rotorblad [8]. Rotorn roterar i hög hastighet och tillför energi till flödet, vilket leder till att luften komprimeras stegvis genom hela kompressordelen.

Turbinerna är likt kompressorerna uppbyggda av rotor-stator par. I turbinen accelererar och riktar statorn flödet mot rotorbladen [8]. När flödet passerar genom rotorn skapas en tryckdifferens som sätter axeln i rörelse, på så sätt utvinns mekaniskt arbete ur flödet.

2.1.1 Kärnflöde

Kärnflödet är motorns "hjärta" där den termodynamiska cykeln, även kallad Braytoncykeln, äger rum [6]. Processen inleds vid fläkten som accelererar luften bakåt, varpå en del av flödet leds in i kärnan för att komprimeras i två steg: först av lågtryckskompressorn och därefter av högtryckskompressorn. Denna kraftiga tryck- och temperaturökning höjer luftens entalpi avsevärt, vilket skapar de nödvändiga förutsättningarna för att senare kunna utvinna maximal mängd energi ur flödet.

När den högkomprimerade luften når brännkammaren tillsätts bränsle och blandningen antänds, flödet expanderar sedan genom turbinstegen [6]. Först passerar högtrycksturbinen, som driver högtryckskompressorn, och därefter lågtrycksturbinen, vilken i sin tur driver fläkten och lågtryckskompressorn. Det är denna mekaniska energiöverföring via axlarna som håller motorns kontinuerliga process vid liv, medan den resterande energin i utloppet bidrar till en del av dragkraften.

2.1.2 Bypassflöde

Den luft som inte tas upp av kärnflödet accelereras bakåt av fläkten, passerar utanför kärnan och sammanförs därefter med kärnflödet vid motorns utlopp [6]. Det så kallade bypassflödet utsätts inte för någon ytterligare bearbetning, men denna luft som accelereras står för den största dragkraften i moderna turbofläktmotorer.

Relationen mellan bypassflöde och kärnflöde kallas bypass ratio (BPR) och det beskriver förhållandet mellan massflödet i kärnflödet och bypassflödet. En BPR på 10:1 betyder att 10 kilo luft passerar genom bypasskanalen för varje kilo luft i kärnflödet, enligt ekvation 2.2.

$$BPR = \frac{\dot{m}_{\text{bypass}}}{\dot{m}_{\text{kärna}}} \quad (2.2)$$

En hög BPR är fördelaktig ur ett bränsleeffektivitetsperspektiv, då en större luftmängd kan accelereras för att generera dragkraft med lägre energiförbrukning [9]. En låg BPR anses ligga mellan 3:1 och 4:1, medan en hög BPR kan vara upp mot 10:1 i moderna flygplan [6].

2.2 Mätningar

Här beskrivs den bakomliggande teori och antaganden för beräkningarna som genomfördes för att utvärdera motorns faktiska prestanda. Det inkluderar tryck vid olika punkter, motorns effekt samt massflödet genom motorn.

2.2.1 Tryck

Totalt tryck, eller stagnationstryck, är summan av statiskt- och dynamiskt tryck [5]. Bernoullis förenklade ekvation för konstant, friktionsfritt och inkompressibelt flöde, ekvation 2.3 beskriver detta samband,

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = p_0 \quad [\text{Pa}], \quad (2.3)$$

där p är statiskt tryck, hastighetstermen är dynamiskt tryck och p_0 är totalt tryck eller stagnationstryck. Utlämnat ur ekvationen är höjdskillnaden som ofta kan försummas vid små höjdförändringar.

2.2.2 Effekt

Genom att seriekoppla en generator tillsammans med en känd resistans R och mäta spänningsfallet U i kretsen kan den elektriska effekten P_{el} som generatoren producerar beräknas enligt ekvation 2.4 vilket härleds ur definitionen av elektrisk effekt och Ohms lag där I är strömmen,

$$\begin{aligned} P_{\text{el}} &= U \cdot I \quad [\text{W}], \\ U &= R \cdot I \quad [\text{V}], \\ P_{\text{el}} &= \frac{U^2}{R} \quad [\text{W}]. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Om generatoren fästs på en roterande axel och generatorns mekaniska verkningsgrad η är känd kan således effekten i axeln beräknas enligt ekvation 2.5,

$$P_{\text{m}} = \frac{P_{\text{el}}}{\eta} \quad [\text{W}]. \quad (2.5)$$

2.2.3 Massflöde

En flygmotor i drift kan ses som ett öppet system som kan utväxla energi och materia med omgivningen. Om detta utbytet är oförändrat över tid kallas det för ett

stationärt system [10]. Genom antagandet att flygmotorn är i ett stationärt tillstånd så innebär det att massflödet av luft genom motorn är konstant, se ekvation 2.6,

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{ut}} \quad [\text{kg/s}], \quad (2.6)$$

vilket innebär att ingen massa ackumuleras inuti motorn. Med antagandet att luften är inkompressibel vid låga hastigheter [10], kan även Bernoullis ekvation längs en strömlinje tillämpas, se ekvation 2.7,

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{in}} = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{ut}} + h_{\text{turbin}} + h_{\text{friktion}} - h_{\text{pump}} \quad [\text{m}] \quad (2.7)$$

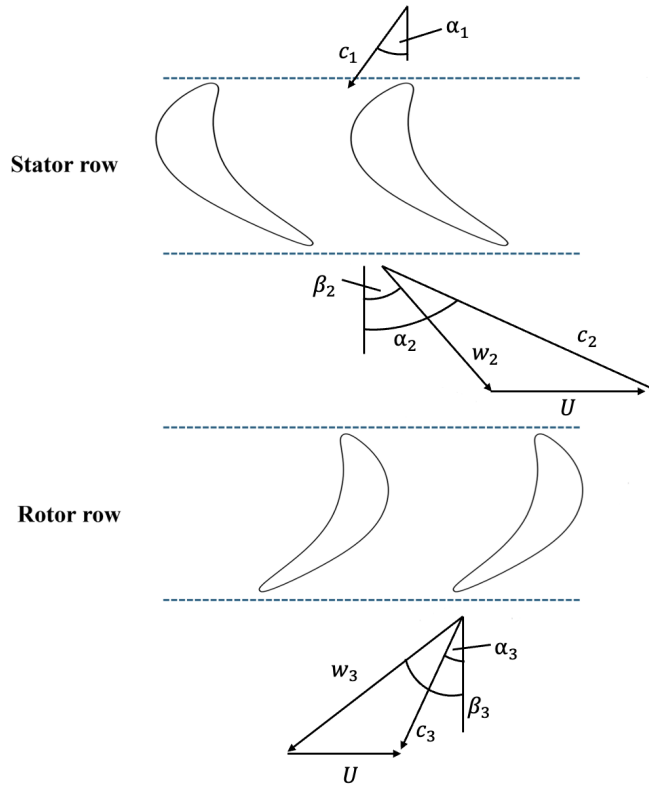
vilket med uppmätt tryck och effekt kan ge en tydligare bild av både förluster och hastigheter samt utgöra en rimlighetskontroll om den byggda motorn fungerar som förväntat.

2.3 Beräkningsmodell och turbinteori

Rotor- och statorbladen i turbinen har som uppgift att ta emot och vinkla luftflödet för att maximera motorns effektivitet [6]. Genom att ha korrekt vinkel på flödet in och ut från bladen kan den kinetiska energin i flödet omvandlas till ett vridmoment från rotorerna som driver fläkten.

2.3.1 Hastighetstrianglar

Flödet kommer in till statorn, se figur 2.2, med den absoluta hastigheten c_1 med vinkel α_1 och accelereras till hastighet c_2 med vinkeln α_2 [8]. Den relativa hastigheten efter statorutloppet w_2 med associerad vinkel β_2 fås genom att vektoriellt subtrahera rotorernas bladhastighet U_{blad} från den absoluta hastigheten c_2 . Den relativa hastigheten accelereras genom rotorn till w_3 med vinkel β_3 vid rotorutloppet. Motsvarande absoluta hastighet c_3 med vinkel α_3 fås genom vektoriell addition av bladhastigheten U_{blad} och den relativa hastigheten w_3 .



Figur 2.2: Hastighetstrianglar.

Två dimensionslösa tal som är direkt kopplade till formen av hastighetstrianglarna är flödes- och belastningskoefficienten [8].

Flödeskoefficienten ϕ för en turbin med axiellt flöde räknas ut genom ekvation 2.8 där c_x är axiell flödeshastighet [8]. Flödeskoefficienten ligger vanligtvis mellan 0,4 till 0,8. Ett lågt värde innebär att bladen har hög skevning (stagger) och korresponderande flödesvinklar nära den tangentiella linjen medans ett högt värde innebär låg skevning och flödesvinklar närmare den axiella linjen.

$$\phi = \frac{c_x}{U_{blad}}. \quad (2.8)$$

Belastningskoefficienten ψ_{steg} för varje individuellt steg räknas ut genom ekvation 2.9 [8], med sambandet $\Delta h_0 = U_{blad} \Delta c_\theta$, där Δh_0 är skillnaden mellan entalpin över steget, fås ekvation 2.10. Δc_θ är den tangentiella skillnaden av flödets absoluta hastighet genom rotorn därav ger höga värden på belastningskoefficienten en mycket förskjutet hastighetstriangel och hög flödesvändning. En hög belastningskoefficient är önskvärt då en hög bearbetning av flödet innebär att mindre steg är nödvändigt för att uppnå önskvärt arbete,

$$\psi_{steg} = \frac{\Delta h_0}{U_{blad}^2}, \quad (2.9)$$

$$\psi_{steg} = \frac{\Delta c_\theta}{U_{blad}}. \quad (2.10)$$

2.3.2 Effekt

Turbinens effekt kan räknas termodynamiskt genom att ta skillnaden mellan stagnationsentalpin för varje steg enligt ekvation 2.11 som bygger på Eulers turbinekvation [8],

$$\Delta W_t = h_{01} - h_{02} = U_{\text{blad}}(c_{\theta 1} - c_{\theta 2}) \quad [\text{J/kg}]. \quad (2.11)$$

För att beräkna turbinens totala effekt summeras arbetet för varje steg enligt ekvation 2.12,

$$P = \sum_i \psi_{\text{steg}} \cdot \dot{m} \cdot U_{\text{blad}, i}^2 \quad [\text{W}]. \quad (2.12)$$

2.3.3 Anpassningar och antaganden

Beräkningar genomförs med hjälp av en beräkningsmodell, se bilaga F, tillhandahållen av handledaren. Beräkningsmodellen är specifikt anpassad för den turbin som används i Chalmers vindtunnellabb och anpassades på följande sätt.

Ursprungligen i beräkningsmodellen räknas flödeshastigheten vid inloppet till första statorn ut genom motorns geometri och flödets viskositet. Då det ingående axiella flödet är en parameter som kan approximeras räknas istället ingående flödeshastighet ut genom ekvation 2.13, där \dot{V} är volymflödet och A är arean på inloppet till första statorn.

$$v_x = \frac{\dot{V}}{A_{\text{stator},1}} \quad [\text{m/s}]. \quad (2.13)$$

Bladhastigheten i beräkningsmodellen fås utav ekvation 2.14.

$$U_{\text{blad}} = \frac{v_x}{\phi} \quad [\text{m/s}] \quad (2.14)$$

För att få ett mer korrekt värde räknas U_{blad} fram enligt ekvation 2.15:

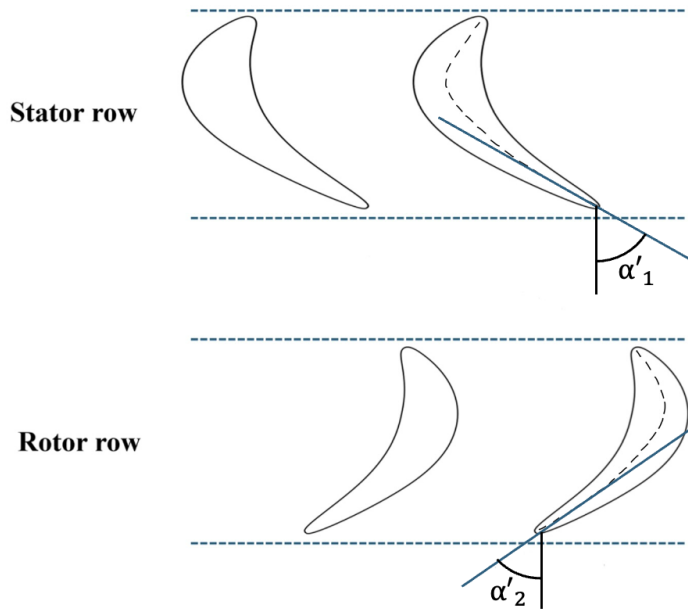
$$U_{\text{blad}} = \frac{n \cdot 2\pi \cdot r_{\text{mean}}}{60} \quad [\text{m/s}], \quad (2.15)$$

med varvtalet n , medelradien på turbinbladen r_{mean} , eftersom flödeskoefficienten ϕ initialt är okänd för motorn.

För att förenkla beräkningen antas att flödesvinklarna α_2 och α_3 är desamma som bladvinklarna α'_1 respektive α'_2 . Detta innebär att avvikelser (deviation), det vill säga skillnaden mellan flödes- och bladvinkel, antas vara noll [11]. Detta motiveras utifrån att den aktuella turbingeometrin inte håller sig inom de konventionella intervallen för designparametrarna soliditet och sidoförhållande (se avsnitt 2.3.4). Detta medför att de etablerade empiriska samband för deviationen inte kan användas med tillräcklig säkerhet. Trots att detta antagande ger ett suboptimalt resultat, menar Schoeire att turbiner är mindre känsliga för fenomenet och kommer därmed att ge

relativt rimliga värden.

Bladvinklarna tas från samma referenslinje mot en tangent på bladprofilens välvningslinje (camber line), se figur 2.3. Ingående flödesvinkel α_1 antas vara 0 då flödet riktas rakt mot första statorn.



Figur 2.3: Bladvinklar.

2.3.4 Soliditet och sidoförhållande

Sidoförhållande, AR , och soliditet, σ , är två kritiska designparametrar i lågtrycksturbiner som påverkar effektiviteten av turbinen [12]. Soliditeten brukar ligga mellan 0.8 – 1.1 vid design av lågtrycksturbiner och beräknas genom ekvation 2.16, där l är kordlängden och s är avståndet mellan två närliggande rotorblad [13],

$$\sigma = \frac{l}{s}. \quad (2.16)$$

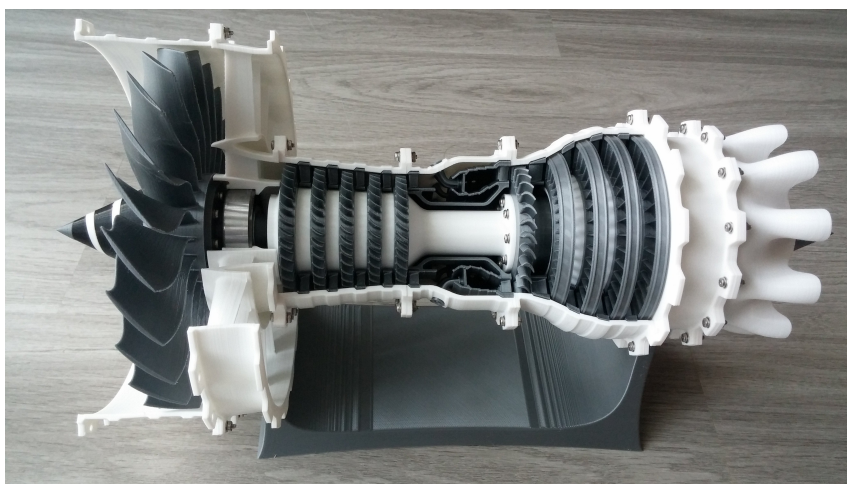
Sidoförhållandet brukar oftast ha ett förhållande på 5:1 i lågtrycksturbiner och beräknas genom ekvation 2.17, där H är bladhöjden och b är den axiella korden [14],

$$AR = \frac{H}{b}. \quad (2.17)$$

3

Design

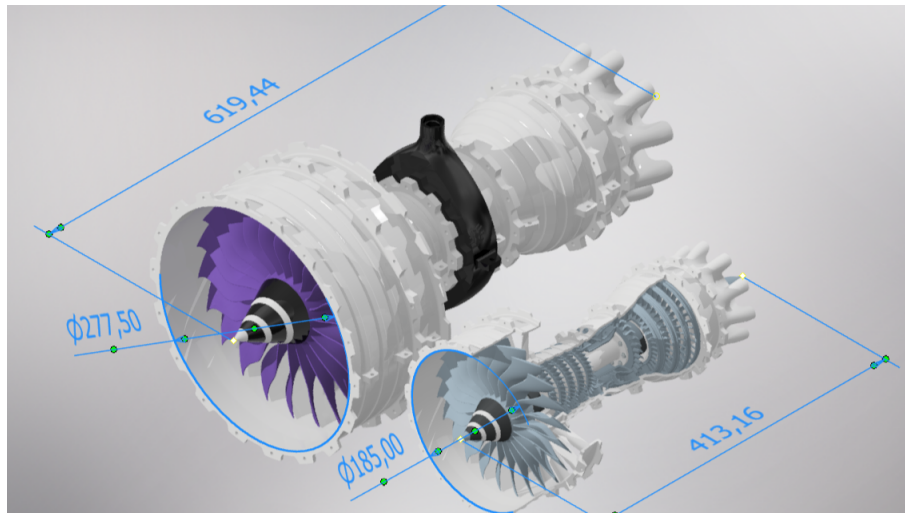
Demonstratorn grundades på en befintlig öppen-källkod CAD-modell (Computer Aided Design) av en turbofläktmotor, designad av Chris Shakal [15], se Figur 3.1. Shakals modell, som ursprungligen var designad för visuella ändamål, omdesignades genom användning av Autodesk Inventor 2026 [16] för att uppfylla de funktionella krav som ställdes på modellen, det vill säga praktisk användning, lufttillförsel och enkel visualisering av interna komponenter.



Figur 3.1: Ursprunglig modell av Chris Shakal [15] (CC-BY-NC 4.0).

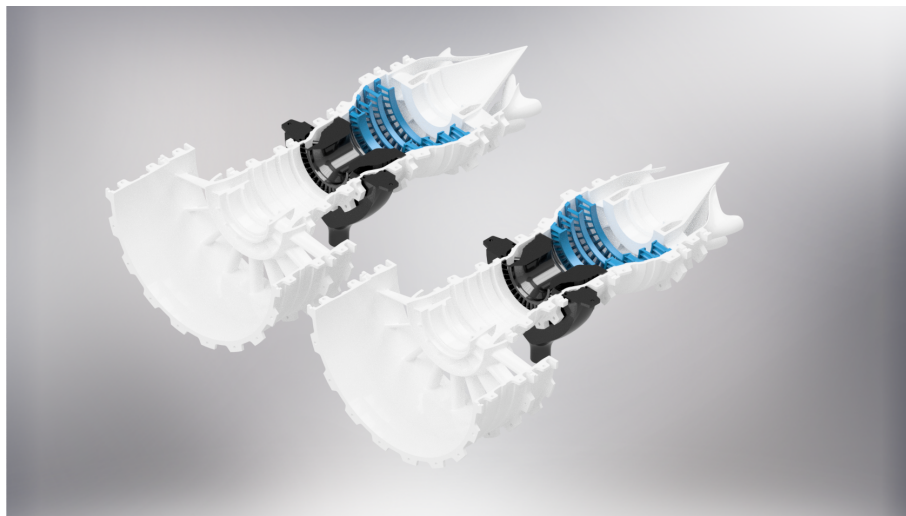
3.1 Ändringar av ursprunglig modell

Modellen skalades upp till 150% av sin originalstorlek, se figur 3.2 för jämförelse. Beslutet om denna storlek grundades på önskemål från examinatorn samt den begränsade utskriftsarean på de tillgängliga 3D-skrivarna. För att göra motorn praktiskt användbar slöts höljet.



Figur 3.2: Jämförelser mellan den modifierade modellen och Shakals modell [15] (CC-BY-NC 4.0).

Höljet designades för att delas i två symmetriska halvor i ett längsgående tvärsnitt. För att möjliggöra demontering av lågtrycksaxeln delades även statorerna längs snittet, vilket illustreras i figur 3.3.



Figur 3.3: Rendering av höljet symmetriskt uppdelat längs ett tvärsnitt, med statorer i blått och plenumkammaren samt förbränningskammaren i svart.

Vidare ersattes det ursprungliga förbränningssystemet med tryckluftsdraft genom att omdesigna bränsleinsprutarna till luftinlopp. För att ge en uniform fördelning av den inkommande luften och minimera antalet slangar till motorn designades en plenumkammare, som ett mellansteg mellan ingående tryckluftsslang och motor. Likt höljet designades kammaren för att vara delbar längs ett tvärsnitt för att tillåta den att monteras runt om motorns hölje.

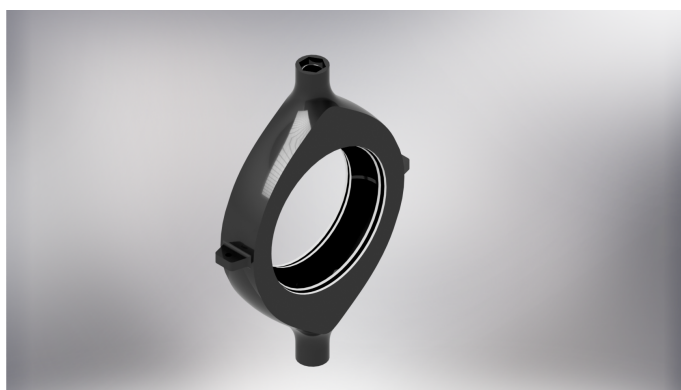
I originalmodellen fanns flänsar runt om höljet för montering med hjälp av skruvförband. När tvärsnittet genom modellen introducerades skapades fler flänsar för att

fästa halvorna.

Ritningar samt en BOM (Bill of Material) kan ses i bilagor A, B och C.

3.2 Plenumkammare och luftanslutningar

Plenumkammaren utformades som en yttre kammare runt luftinloppet. Genom att låta den inkommande tryckluften samlas i kammaren uppnås en jämnare tryck- och flödesfördelning över alla luftinlopp jämfört med direkt tillförsel. Detta minskar både antalet externa slangar och den mekaniska komplexiteten för att koppla slangarna till modellen. En rendering av plenumkammaren visas i figur 3.4.



Figur 3.4: Plenumkammare.

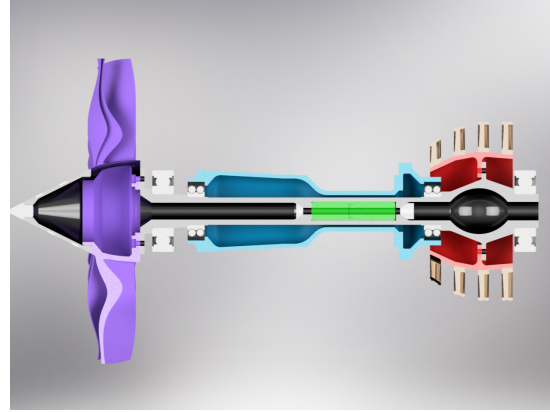
Ritning för plenumkammaren finns i bilaga D. För att minimera läckaget mellan plenumkammaren och höljet bygger designen på en subtraktion utifrån höljet själv, vilket ger en bättre passform och tätare anslutning.

3.3 Isärtagbar lågtrycksaxel

I ursprungsmodellen är den tvådelade lågtrycksaxeln tänkt att limmas ihop. Eftersom högtrycksaxeln ligger ovanpå och täcker större delen av lågtrycksaxeln så hade det varit nästintill omöjligt att montera isär utan att förstöra komponenter. För att demonstratorn ska vara anpassningsbar för ändringar skapades en lösning där den tvådelade axeln skruvades ihop inuti axeln istället för att limmas. Där axlarna möts skapades två insatser för vardera axel-halva, med genomgående hål för en gängstång och detaljer för att koppla ihop dem, vilket kan ses i figur 3.5. Gängstången fastmonteras i den bakre änden, eftersom denna är oåtkomlig med generatorfästet i vägen, och skruvas fast med en mutter från andra änden. En rendering av lågtrycksaxeln visas i figur 3.6.



Figur 3.5: Rendering av axelinsatser.

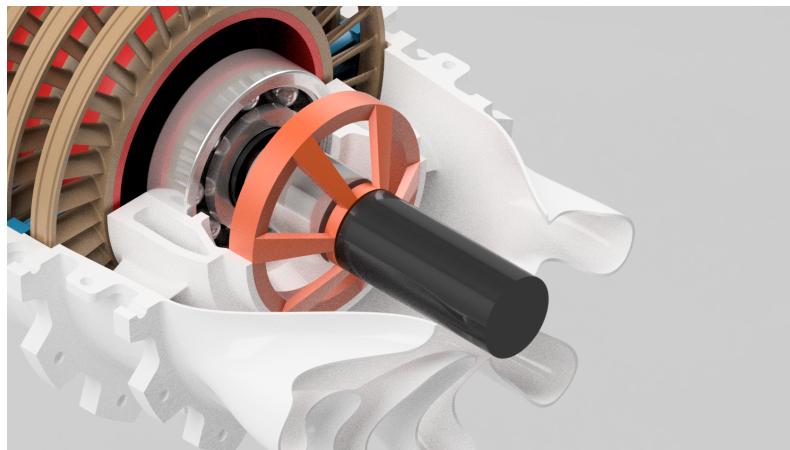


Figur 3.6: Tvärsnittsrendering av lågtrycksaxel (svart), högtrycksaxel (blå), fläkt (lila), insatser (gröna) och turbinnav (röd).

3.4 Fäste för generator och lagersäten

Fyra lager krävs för att demonstratorn ska kunna rotera. Två som fäster lågtrycksaxeln mot det inre höljet samt två som fäster högtrycksaxeln mot lågtrycksaxeln och låter dessa rotera individuellt. Dimensionerna på axlarna och de så kallade lagersätena där lagrets yttre ringar fästs dimensionsanpassades för att passa SKF:s kullager av modell 1205 ETN9 för högtrycksaxeln samt 6306 NR för lågtrycksaxeln [17].

För att fästa generatoren mot lågtrycksaxeln designades en enkel förlängning längst bak på axeln med en utstickande mindre axel. Denna utstickande axeln dimensionerades för att passa en axelkoppling som i sin tur klämmer åt generatoren och lågtrycksaxeln med enkla skruvförband. En hållare designades för att agera fästpunkt för generatoren och integrerades i den befintliga designen för att skapa så lite påverkan på kärnflödets utlopp som möjligt, se figur 3.7.



Figur 3.7: Rendering av motorfästet i CAD, med skisser av axelkoppling och motor.

4

Tillverkning och montering

Detta avsnitt ger en överblick på vad additiv tillverkning är samt hur det använts för att gå från CAD-modell till enskilda komponenter samt monteringen av dessa.

4.1 Additiv tillverkning

Motorns komponenter skapades genom additiv tillverkning med FDM-principer (Fused Deposition Modeling) [18]. FDM innebär att halvsmälta plaster pressas genom ett munstycke för att bygga geometrier lager för lager från botten upp. Termoplast fungerar bra i denna process då de kan hanteras i smält tillstånd.

Som material valdes PLA (polylaktid) i olika färger beroende på tillgänglighet samt för visuell separation mellan motorns olika delar. PLA valdes för dess låga kostnad, goda egenskaper inom additiv tillverkning, mekaniska egenskaper samt att PLA är biobaserat och därmed mer hållbart än andra vanliga material [19].

Komponenterna tillverkades i olika Prusa FDM-skrivare av modellerna MK3, MK4S, Core One och Core One L, för att parallellisera produktionen, maximera utskriftsarean på de större komponenterna och utefter tillgänglighet. Metoden för konvertering av digitala 3D-modeller till maskinkod för utskrift i 3D-skrivare kallas slicing [18]. Programvaran som användes för detta var PrusaSlicer vilket möjliggör att utskriftsinställningarna för varje enskild komponent kan anpassas.

Vid tillverkning varierade lagerhöjden beroende på vilken skrivarmodell som användes. Oftast användes en lagerhöjd på 0.15 mm för Prusa MK3 skrivare och 0.1 mm för resterande skrivare. Däremot fanns det vissa delar som krävde högre noggrannhet, exempelvis luftinloppen som leder luften från plenumkammaren in i motorn. För att dessa inte skulle läcka sattes lagerhöjden till 0.05 mm för att säkerställa dess funktion. Resterande inställningar var standardiserade med 10-15% ifyllnad och organiska stöd vid behov. För utvalda delar som utsätts för högre krafter som axlarna och fläkten valdes en högre ifyllnad. Detta ökade tillverkningstiden men ansågs som en säkerhetsåtgärd så axlarna inte skulle gå sönder under användning av modellen. Den totala utskriftstiden för samtliga delar var ungefär 600 timmar.

4.2 Montering

Höljets olika delar monterades med skruvförband för att möjliggöra demontering av motorn. Utöver de element som fästs samman med skruvförband limmades rotorerna fast på navet. Statorhalvorna och förbränningskammaren limmas fast i varsin halva av höljet, varefter rören för luftinloppen limmas fast i förbränningskammaren. Två kullager monterades på lågtrycksaxeln, ett bakom fläkten samt ett längst bak på axeln se figur 3.6. Geometrin av det kullager som monterades bakom turbinen skiljde sig från höljets geometri då ytterdiametern på kullagret var mindre, därför monterades kullagret med en lagerhylsa. Högtrycksaxeln monterades ovanpå lågtrycksaxeln med ytterligare två kullager på varsin ända, se figur 3.6. Samtliga kullager presspassades. Den monterade motorn ses i figur 4.1.



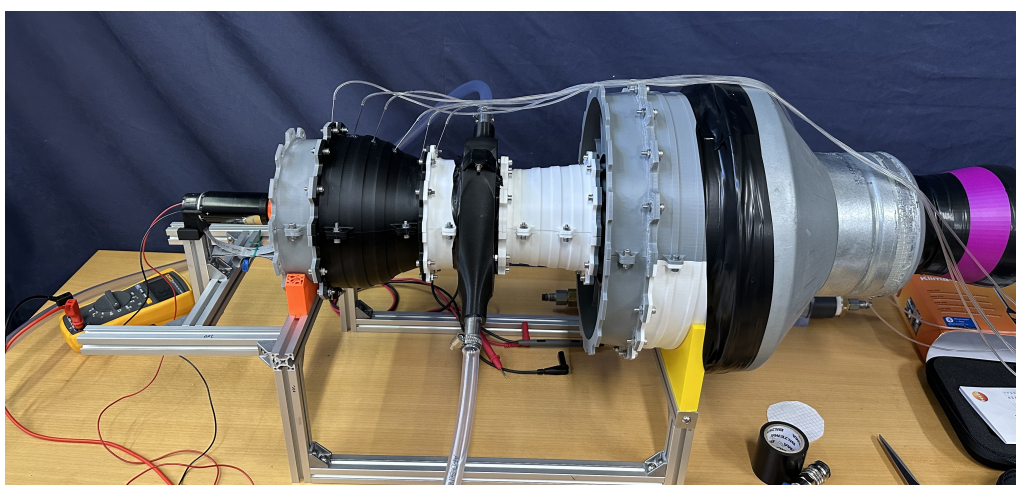
Figur 4.1: Färdigmonterad motor, sedd snett framifrån.

Montering av motorn möttes av vissa svårigheter då motorn är designad med små marginaler mellan delarna. Det innebar viss friktion då rotorerna och statorerna gick ihop med varandra under körning av motorn. Det löstes genom att slipa bort överskottsmaterial från både rotorerna och statorerna så att de inte längre kom i kontakt med varandra under rotation. Vid testkörning noterades det att plenumkammaren läckte luft och för att motverka detta monterades gummilister i skarven mellan motorn och plenumkammaren för att förhindra läckaget.

5

Mätningar

Figur 5.1 visar hur motorn utrustats med olika sensorer för mätningar och syftar till att ge en överblicksbild och att sätta de efterkommande beskrivningarna i en kontext.



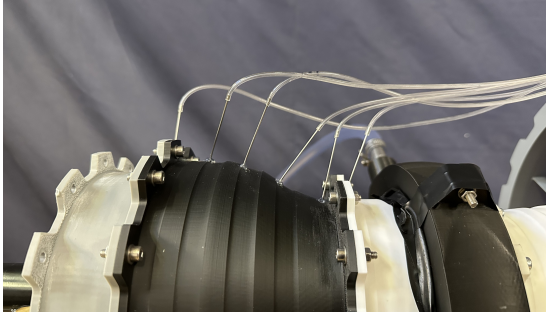
Figur 5.1: Monterad mätutrustning tagen från mätserie 1.

5.1 Tryck

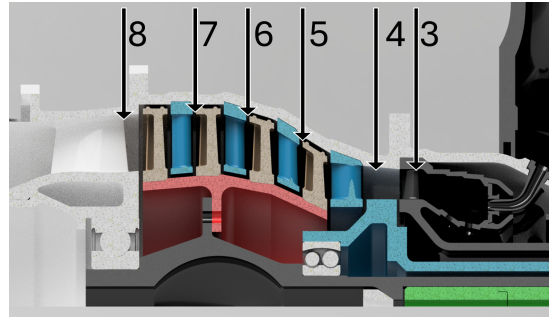
För mätning av statiskt tryck användes en NetScanner Model 9116 av märket Pressure Systems. Modulen omvandlar mekaniskt tryck till elektriska signaler [20]. Varje givare är utrustad med temperatursensor och EEPROM (Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory)[20], tillsammans med mikroprocessorn används dessa för att reducera termiska fel samt kalibrering som gör att tryckskannern har en felmarginal på $\pm 0.05\%$.

Mellan varje stator-rotor par borrades hål i höljet varpå metallrör fästes i hålen, se figur 5.2. Metallrören placerades vinkelrätt mot flödesriktningen utan att sticka ut från höljets inre. Detta för att säkerställa att endast det statiska trycket registreras, utan påverkan från flödets kinetiska energi. Rören kopplades till tryckskannern med gummislanger. Totalt monterades 6 stycken mätpunkter i motorn. Dessa mätpunkter nummerades enligt figur 5.3. Mät punkt 1 och 2 är placerade i det större inloppsröret som går till motorns front vilket gav totalt 8 stycken mätpunkter. Sensorn gav statiskt tryck som skillnaden mellan uppmätt tryck och referenstryck, vilket i detta

fall var uppmätta atmosfäriska trycket i lokalen. Värdena för de olika mätpunkterna sparades när dessa hade stabiliserats tillräckligt. Med mätpunkter mellan varje stator-rotor par kunde tryckfallen mellan dessa beräknas.



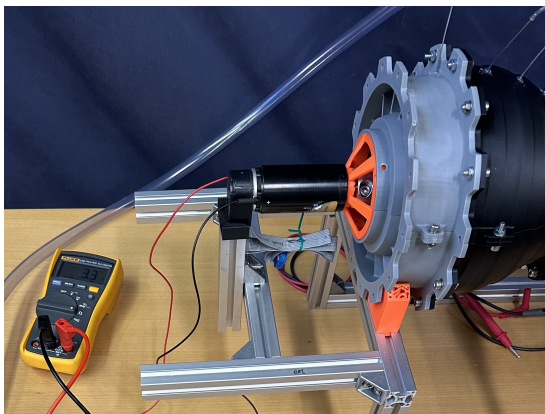
Figur 5.2: Mätpunkter för tryck inuti motorn.



Figur 5.3: Renderat tvärsnitt med mätpunkter. Notera att mätpunkt 1 och 2 är placerade före och efter irisventilen i det påkopplade röret för massflödesmätning.

5.2 Effekt

En likströmsmotor av märket Maxon, modell 137597, fästes baktill på lågtrycksaxeln för att agera generator. Generatorm anslöts till olika resistorer i serie, se figur 5.4. En multimeter av märket Fluke, se figur 5.5, användes för att mäta spänningsfallet i kretsen. Med det uppmätta spänningsfallet kunde den utvunna elektriska effekten beräknas genom ekvation 2.4. Denna elektriska effekt tillsammans med tidigare uppmätta verkningsgrader hos generatorm, baserat på resistans och varvtal, gjorde att den faktiska effekten i axeln kunde beräknas genom ekvation 2.5. De tidigare uppmätta verkningsgraderna för generatorm kan ses i bilaga E.



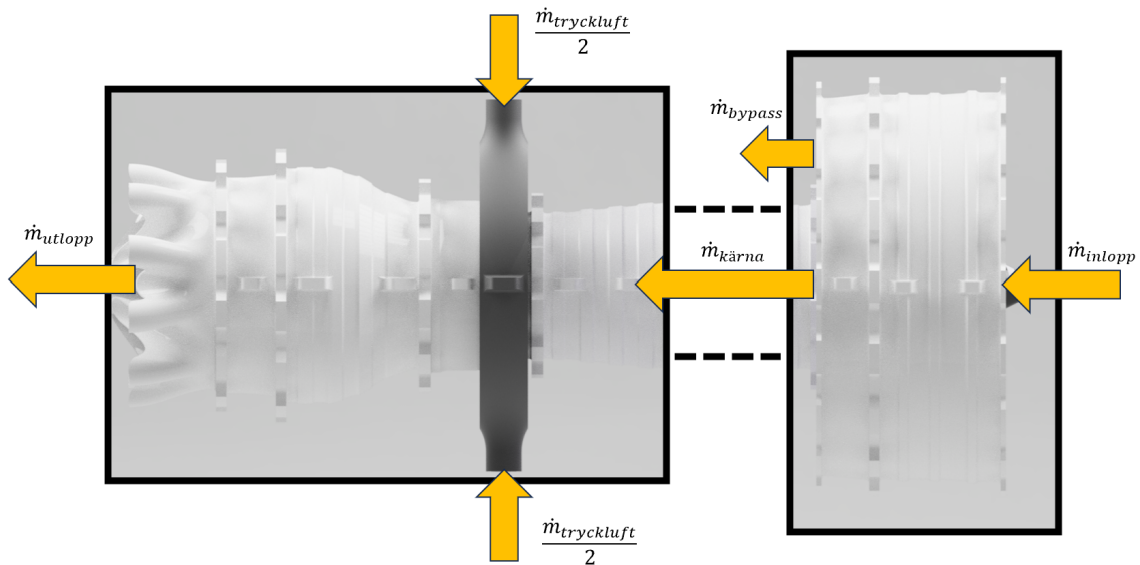
Figur 5.4: Generator och multimeter.



Figur 5.5: Fluke 115 multimeter.

5.3 Massflöde

Det ingående massflödet till motorn består av inloppet vid motorns front samt den tillförda tryckluften i mitten av motorn. Genom att etablera två lokala systemgränser som överlappar genom kärnan, se figur 5.6, beräknades de okända massflödena utifrån genomförda mätningar. Observera att antagandet gjordes att läckaget är nära noll och försummas.



Figur 5.6: Systemgränser för massflöden.

De två systemgränserna kan ses som ett globalt system, genom att inkludera de streckade linjerna. På detta sätt etablerades ekvation 5.1 med ekvation 2.6 som utgångspunkt,

$$\dot{m}_{\text{inlopp}} + \dot{m}_{\text{tryckluft}} = \dot{m}_{\text{utlopp}} + \dot{m}_{\text{bypass}} \quad [\text{kg/s}]. \quad (5.1)$$

Massflödet över turbinerna antogs vara samma som utlopps-massflödet enligt ekvation 5.2

$$\dot{m}_{\text{turbin}} = \dot{m}_{\text{utlopp}} = \dot{m}_{\text{kärna}} + \dot{m}_{\text{tryckluft}} \quad [\text{kg/s}]. \quad (5.2)$$

Det ingående massflödet som passerar motorns fläkt mättes genom att ansluta motorns främre del till ett större rör, se figur 5.8. Det större röret hade inbyggda mätpunkter anslutna till samma sensor som användes för tryckmätningarna inuti motorn. Flödet genom det större röret flödar genom en irisventil, av märket Eko-vent, där trycket mättes innan och efter ventilen. Med tryckskillnaden beräknades volymflödet med ekvation 5.3,

$$\dot{V}_{\text{inlopp}} = \frac{k \cdot \sqrt{p_1 - p_2}}{1000} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.3)$$

som innehåller en k-faktor [21]. K-faktorn avlästes utanpå röret, se figur 5.7. Inloppsmassflödet beräknades slutligen enligt ekvation 5.4

$$\dot{m}_{\text{inlopp}} = \dot{V}_{\text{inlopp}} \cdot \rho_{\text{luft}} \quad [\text{kg/s}]. \quad (5.4)$$

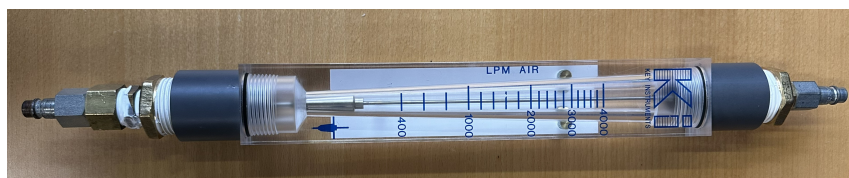


Figur 5.7: Avläst k-faktor på irisventil.



Figur 5.8: Främre kåpan ansluten till rör för massflödesmätning.

Den tillsatta tryckluftens volymflöde mättes genom att ansluta en analog mätare av märket Key Instruments, se figur 5.9, mellan tryckluftsslangen och motorn. Mätaren hölls vertikalt och den inströmmande luften lyfte mätdonet inuti vilket sedan gav ett värde i liter per minut. Denna avläsning gjordes en gång och mätaren kopplades därefter av, på grund av att mätaren sänkte motorns prestanda.

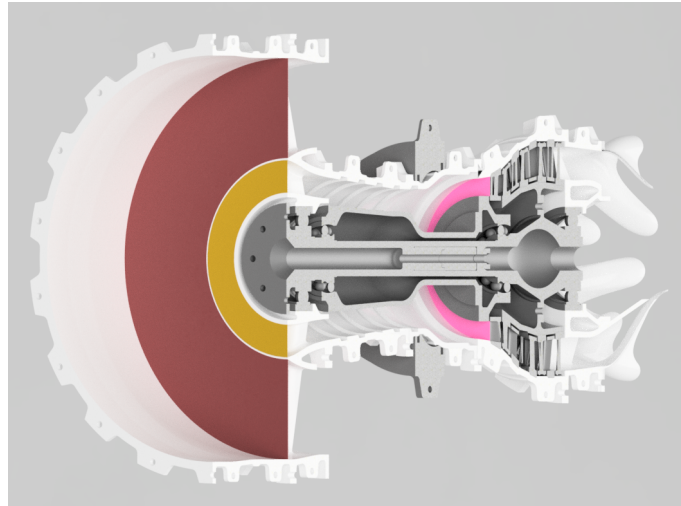


Figur 5.9: Key Instruments volymflödesmätare.

Kärnmassflödet bestämdes genom det grova antagandet att luftflödet är uniformt fördelat över fläkten och att förhållandet mellan massflöde och area är likställt, se ekvation 5.5,

$$\dot{m}_{\text{kärna}} = \dot{m}_{\text{inlopp}} \cdot \frac{A_{\text{kärna}}}{A_{\text{kärna}} + A_{\text{bypass}}} \quad [\text{kg/s}]. \quad (5.5)$$

De respektive areorna som användes i beräkningarna förtydligas i figur 5.10



Figur 5.10: Visualisering utav areor. $A_{\text{kärna}}$ i gult, A_{bypass} i rött och $A_{\text{stator},1}$ i rosa.

Genom att mäta lufthastigheten kunde en uppskattning göras av volymflödet för bypass-luften samt kärnflödet baserat på respektive utloppsarea. Detta volymflöde konverterades sedan till massflöde. Mätningen gjordes med en digital lufthastighetsgivare av märket Testo, se figur 5.11, som hölls direkt efter fläkten samt vid kärnflödets utlopp. I figur 5.12 visas en mätning av kärnflödets utloppshastighet.



Figur 5.11: Testo 405i digital lufthastighetsgivare.



Figur 5.12: Mätning av utloppshastighet.

5.4 Varvtal

Varvtalet mättes genom att placera en reflektiv tejpbit på adaptern som ansluter generatormen med lågtrycksaxeln. Detta eftersom adaptern och fläkten var de enda synliga roterande delarna och adaptern bedömdes vara ett bättre val. Genom att en handhållen varvtalsmätare, se figur 5.13, riktades mot tejpbiten kunde varvtalet utläsas och antecknas. Figur 5.14 visar mätningen av varvtal.



Figur 5.13: Biltema varvtalsmätare.



Figur 5.14: Mätning av varvtal. I bakgrunden syns hastighetsmätning av bypass-flödet.

5.5 Mätserier

Totalt genomfördes två stycken mätserier med samma konstanta tryckluftsförlöde och de elektriska resistanserna 4,5, 12 och 26,5 Ω seriekopplade med generatoren. Den första serien innehöll samtliga ovan nämnda mätningar. I den sista serien mättes spänningsfall, varvtal och kärnflödets utloppshastighet med motorns fläkt avmonterad. Detta i syfte att kunna avgöra hur mycket effekt fläkten konsumerar.

Förluster approximerades utifrån mätdata med ekvation 5.6, med utgångspunkt i ekvation 2.7:

$$P_{\text{friktion}} = \dot{m}_{\text{turbin}} \left[\frac{p_3 - p_8}{\rho} + \frac{v_{\text{in}}^2 - v_{\text{utlopp}}^2}{2} \right] - P_m \quad [\text{W}], \quad (5.6)$$

$$v_{\text{in}} = \frac{\dot{m}_{\text{turbin}}}{\rho_{\text{luft}} A_{\text{stator},1}} \quad [\text{m/s}].$$

Notera att inget tillfört arbete sker över turbinstegen och att höjdarbetet är försummat.

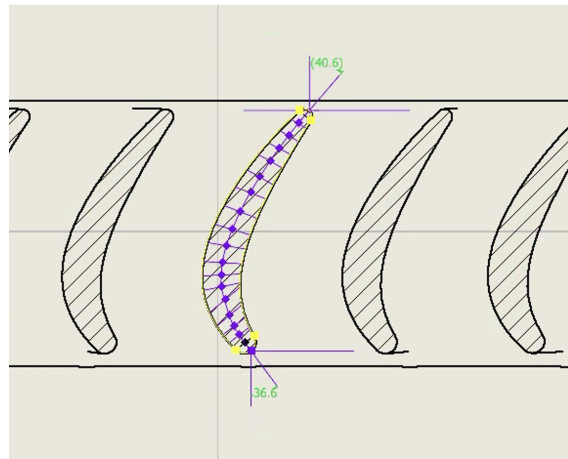
6

Beräkningsmodell och turbinteori

Detta avsnitt behandlar metoderna bakom hur beräkningsmodellen anpassats samt hur soliditet och sidoförhållande bestämdes.

6.1 Beräkningsmodell

Bladvinklarna bestämdes utifrån CAD genom att identifiera bladprofilens välvningslinje och mäta vinklarna mellan denna och kaskadlinjen. Välvningslinjen konstruerades genom att dra tvärgående linjer över bladprofilen och binda samman dess mittpunkter, vilket illustreras i Figur 6.1.



Figur 6.1: Bladvinklar utifrån välvningslinje.

Vidare beräknades blad- och flödes hastigheten ut enligt sambanden presenterade under avsnitt 2.3.3 från mätdata. Den ingående flödes hastigheten v_x bestämdes enligt ekvation 2.13 där \dot{V} fås genom att dividera $\dot{m}_{\text{turb}}_{\text{in}}$ med ρ_{luft} , se figur 5.10 för $A_{\text{stator},1}$. Bladhastigheten bestämdes enligt ekvation 2.15 där medelradien, r_{mean} , togs fram utifrån CAD-geometrin genom att ta genomsnittet av radien på alla rotor och varvtalet n togs ifrån mätningarna utan fläkt, se tabell 7.2.

Ett antagande som görs är att varje steg genererar lika mycket effekt, vilket ger effekten för varje steg enligt ekvation 6.1,

$$P_{\text{steg}} = \psi_{\text{steg}} \cdot \dot{m}_{\text{turb}}_{\text{in}} \cdot U_{\text{blad}} \quad [\text{W}]. \quad (6.1)$$

Antagandet görs med vetskap att detta inte är teoretiskt korrekt men görs för att få fram en belastningskoefficient som passar motorn. Den uppmätta effekten som motorn genererar delas då lika på de fyra stegen och belastningskoefficienten ψ_{steg} räknas fram med en omskrivning utav ekvation 6.1. Då effekten, massflödet och bladhastigheten är samma för alla fyra steg fås en genomsnittlig belastningskoefficient för alla steg. Flödeskoefficienten ϕ beräknas enligt ekvation 2.8 och antas vara konstant genom hela turbinen som en följd utav konstant axiell hastighet [8].

Koefficienterna tillsammans med bladvinklar, medelradie, ingående flödeshastighet, bladhastighet och massflöde implementerades därefter in i beräkningsmodellen, se bilaga F. Via denna modell beräknas effekt, varvtal och vridmoment för varje enskilt rotor-stator par. Sedan summeras resultaten från samtliga steg för att få en tydligare bild över motorns prestanda. Då massflödet och varvtalet togs ifrån uppmätt data av den faktiska motorn anpassades beräkningsmodellen för att specifikt passa motorns parametrar.

6.2 Soliditet och sidoförhållande

Parametrarna för soliditet och sidoförhållande togs fram i CAD för varje stator och rotor. Mått togs för kordlängden och avståndet mellan två närliggande blad samt axiell kordlängd och bladens höjd. Med dessa mått kan soliditet och sidoförhållande beräknas utifrån ekvation 2.16 respektive 2.17.

7

Resultat

Nedan presenteras resultaten från mätningarna på motorn samt den teoretiska beräkningsmodellen.

7.1 Mätningar

Resultaten med fläkt visas i tabell 7.1 och resultaten utan fläkt visas i tabell 7.2. I båda mätserierna uppmättes tryckluftens volymflöde till 500 liter per minut.

Tabell 7.1: Uppmätta och beräknade värden med fläkt.

Varvtal [RPM]	$U[V]$	$R[\Omega]$	η	$P_{el}[W]$	$P_m[W]$	$v_{fläkt}[m/s]$	$v_{utflöde}[m/s]$
675	5,21	26,5	0,70	1,02	1,46	1,6	8,42
630	3,7	12,0	0,53	1,14	2,15	1,46	8,6
580	1,96	4,5	0,28	0,85	3,04	3,0	7,5

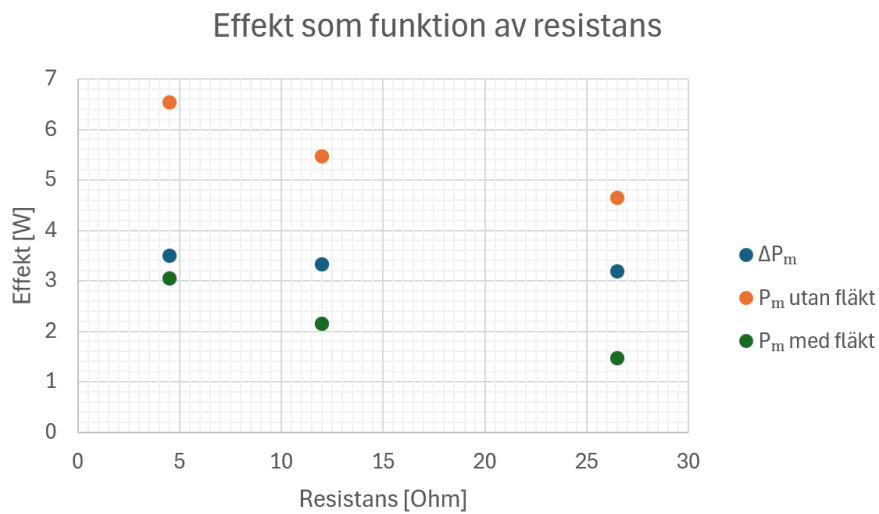
Tabell 7.2: Uppmätta och beräknade värden utan fläkt.

Varvtal [RPM]	$U[V]$	$R[\Omega]$	η	$P_{el}[W]$	$P_m[W]$	$v_{utflöde}[m/s]$
1172	9,22	26,5	0,69	3,21	4,65	7,6
985	5,9	12,0	0,53	2,9	5,47	7,3
830	2,87	4,5	0,28	1,83	6,54	7,42

Notera att den beräknade effekten representerar totalen, och bör därmed, som tidigare nämnt, divideras jämnt mellan de fyra rotor-stator paren.

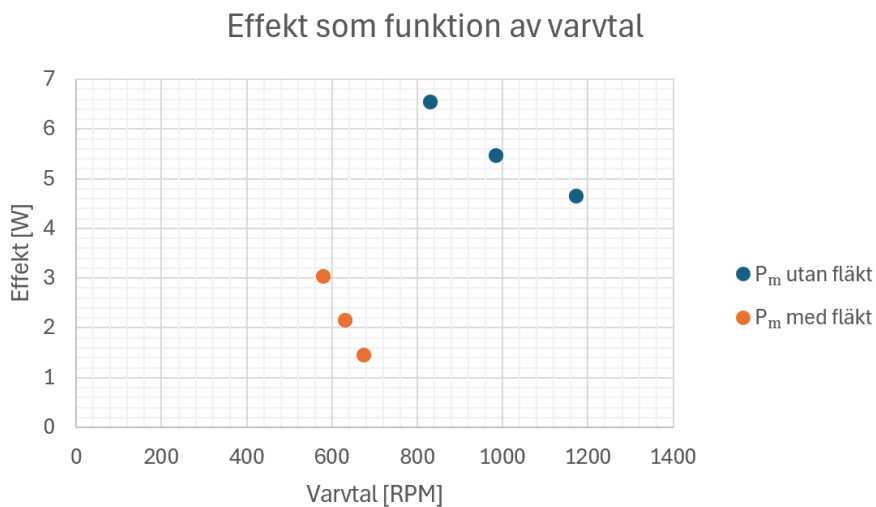
I figur 7.1 visas beräknad effekt från de två mätserierna samt skillnaden ΔP_m vilket beräknats enligt ekvation 7.1,

$$\Delta P_m = P_{m, \text{ utan fläkt}} - P_{m, \text{ med fläkt}}. \quad (7.1)$$



Figur 7.1: Effekt som funktion av resistans.

Den uppmätta effekten från båda mätserierna tillsammans med respektive varvtal visas i figur 7.2.

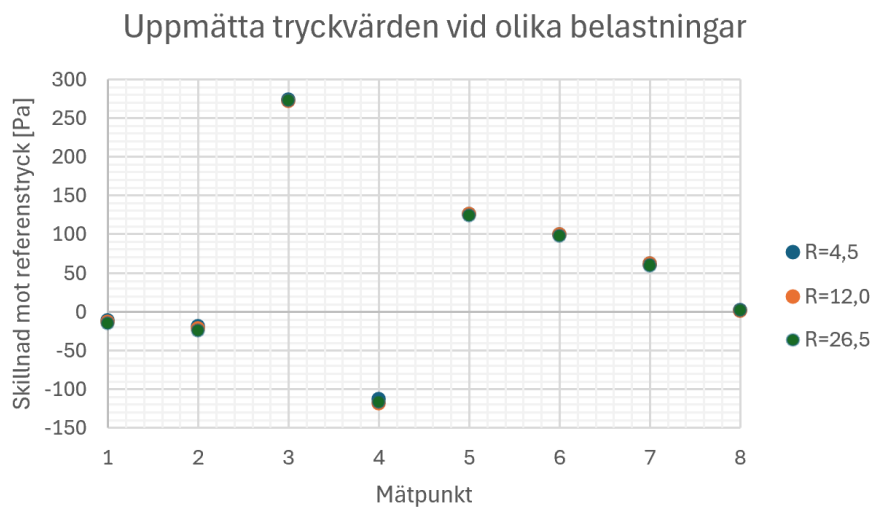


Figur 7.2: Effekt som funktion av varvtal.

Resultatet från tryckmätningarna i mätserie 1 visas i tabell 7.3 med en grafisk representation i figur 7.3.

Tabell 7.3: Uppmätta tryckvärden vid olika belastningar.

Mätpunkt	$R = 4,5[\Omega]$	$R = 12,0[\Omega]$	$R = 26,5[\Omega]$
1 (Inlopp)	-11,2	-12,7	-14,4
2 (Inlopp)	-18,7	-21,8	-24,7
3	273,4	271,7	273,0
4	-113,2	-118,9	-116,9
5	125,8	125,3	124,1
6	99,6	98,9	97,3
7	61,1	61,1	60,1
8	1,7	1,6	1,7

**Figur 7.3:** Resultat av tryckmätningar.

Beräknade förluster i första mätserien, enligt ekvation 5.6, samt uppskattad total nyttig effekt presenteras i tabell 7.4.

Tabell 7.4: Beräknade förluster mätserie 1.

$R [\Omega]$	$P_{\text{friktion}}[W]$	$P_m + \Delta P_m[W]$
26,5	3,15	4,65
12	0,85	5,47
4,5	0,38	6,54

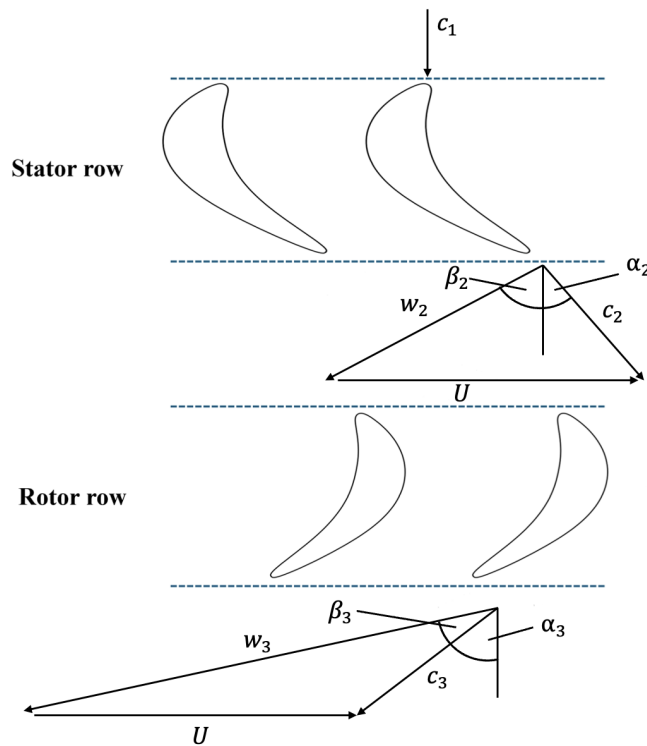
7.2 Beräkningsmodell och turbinteori

Anpassning utav beräkningsmodellen ger en flödes- och belastningskoefficient för varje lastfall, se tabell 7.5. Efter genomförda beräkningar med beräkningsmodellen, se bilaga F, fås följande Effekt och varvtal för varje lastfall, se tabell 7.5.

Tabell 7.5: Beräkningsmodell resultat.

Flödesk. ϕ	Lastk. Ψ	Effekt [W]	Varvtal [RPM]
0,412	1,221	4,650	1172
0,491	2,034	5,470	985
0,582	3,425	6,540	830

Motsvarande hastighetstrianglar, som förklarades i avsnitt 2.2.1, har ritats upp för motorn och visas i Figur 7.4. Hastighetstrianglarna är baserade på resultaten från beräkningsmodellen.

**Figur 7.4:** Hastighetstrianglar för första steget hos motorn.

Sidoförhållandet och soliditeten beräknades enligt ekvation 2.17 respektive 2.16 och gav följande resultat för varje stator-rotor par se Tabell 7.6

Tabell 7.6: Soliditet och sidoförhållande.

n	Soliditet (σ)		Sidoförhållande (AR)	
	Stator	Rotor	Stator	Rotor
1	1,81	0,97	1,21	1,83
2	0,87	0,77	2,07	2,39
3	0,81	0,72	2,47	2,93
4	0,81	0,69	2,77	3,19

8

Diskussion

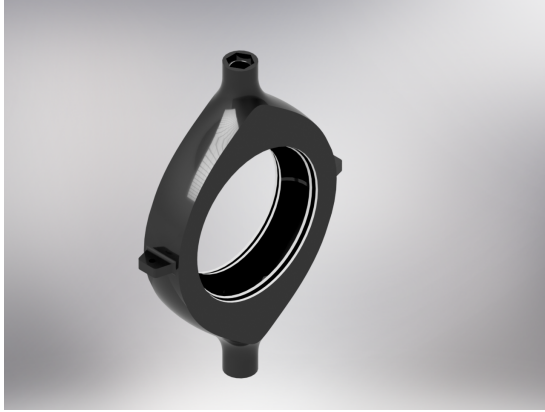
I detta avsnitt diskuteras resultatet av arbetet från designskedet till testning, beräkningar, felkällor och hur arbetet kan vidareutvecklas.

8.1 Design

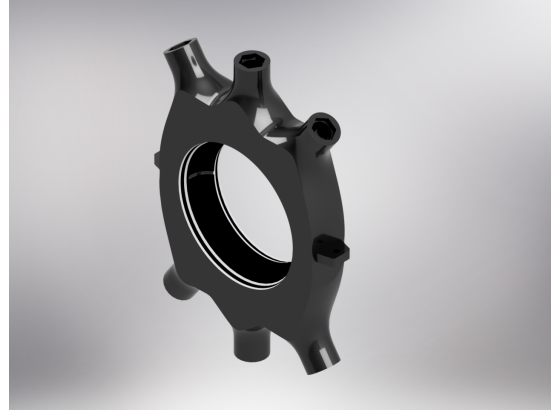
I syftet att använda motorn som en demonstrativ modell för att främja förståelse för funktionen hos en lågtrycksturbin är en smidigare delning av modellen önskvärd. Detta hade kunnat åstadkommas med en gångjärnsmekanism för att enkelt kunna öppna höljet och komma åt insidan. Förslaget övervägdes men valdes snabbt bort eftersom höljets förmåga att sluta tätt hade försämrats. Skruvförbanden försäkrar att samtliga yttre komponenter sitter på plats och försluter de mellanrum som annars hade läckt luft och försämrat de mätningar som utförts.

För att lösa båda problemen kan höljet tillverkas i ett transparent material som ger möjlighet att både se in i motorn samtidigt som höljet kan monteras med skruvförband.

Ytterligare kan även lufttillförseln förbättras. Med den design som användes kommer största delen luft forslas direkt in i motorn genom de bränsleinsprutare som befinner sig närmast inloppet i plenumkammaren. Det mest optimala hade varit en central kammare som pumpat luft till varje enskild bränsleinsprutare, men för att minska antalet slangar kan en design med fler inlopp till plenumkammaren också användas. I figur 8.1 ses den kammare som användes under arbetet, och i figur 8.2 ses det förbättrade konceptet för mer uniformt delad tryckluft i och med ökningen av inlopp till plenumkammaren.



Figur 8.1: Plenumkammaren som användes.



Figur 8.2: Koncept på förbättrad plenumkammare.

8.2 Tillverkning och montering

Den additiva tillverkningen innebar uppvärmning och nedkylning av materialet som i vissa fall ledde till att komponenterna vreds. Detta bidrog till att det uppstod oönskad kontakt mellan vissa komponenter. Vilket för lågtrycksaxeln innebar friktion som bromsade rotationen.

För att göra det möjligt att montera kullager på lågtrycksaxeln delades axeln på mitten radiellt. Delningen innebar att rotationsaxeln för de två halvorna blev förskjutet i sidled vilket resulterade i vibrationer då motorn kördes. En bättre lösning hade varit att göra ändstoppet mot fläkten avtagbart för att undvika att dela axeln på mitten. Detta resulterar i en rak axel som troligtvis eliminerar de oönskade vibrationerna. Problemet som kan uppstå med denna lösning är att monteringen av fläkten inte blir helt vinkelrät mot axeln och orsakar vibrationer från fläktens rotation istället. Men eftersom avståndet till lagersätet är kortare från fläkten kan eventuella vibrationer troligtvis försummas.

8.3 Mätningar

Med resistansen som den gemensamma nämnaren i mätserie 1 och 2 kan det konstateras att det antagna effektupptaget från fläkten är relativt jämnt även vid varierande varvtal. Vilket är överraskande då det går emot fläktlagarna som säger att kvoten av effektbehovet är proportionell med kvoten av varvtalen i kubik för konstant densitet och fläkt diameter [5]. De två olika mätningarna resulterade i olika varvtal vilket gör en uppskattning av fläktens effektupptag svår att faktiskt bedöma. Detta kan dels bero på egenskaper hos generatoren som ger den beräknade effekten samt andra faktorer såsom att luftens väg genom motorn förändras. Det hade varit önskvärt att genomföra fler mätningar där varvtalet utan fläkt anpassas till de uppmätta varvtalen med fläkt, genom att strypa tillförseln av tryckluften. Detta hade sannolikt gett en bättre uppskattning av fläktens faktiska effektupptag vid ett visst

varvtal.

Vid tryckmätningarna sticker mätpunkt 4 ut som har ett negativt statistiskt tryck vilket kan bero på turbulens som skapar ett undertryck vid mätröret. Detta påstående stöds av att det finns en skarp kant direkt innan mätpunkten som kan ge upphov till att luften trippas. De övriga mätpunkterna visar dock ett stadigt tryckfall över turbinstegen. Ett genomsnittligt tryckfall på dryga 270 Pascal är väldigt lite och indikerar att motorn inte genererar sitt arbete genom ett tryckfall, vilket inte var helt oväntat. Dock kan man ifrågasätta rimligheten av att försöka applicera turbinmotor-teori på en motor som snarare verkar fungera som en impulsturbin, eller vindturbin. De antaganden som gjorts gällande massflödet genom turbinerna ger dock en lägre ingångshastighet än utgångshastighet, vilket är motsägelsefullt med påståendet att motorn utviner energi genom rörelseenergin i luften. Beräkningarna som genomfördes på motorns förluster påverkas kraftigt av både antagandet om hastigheten in samt fläktens upptagna effekt och innehåller en hög osäkerhet.

8.4 Beräkningsmodell och turbinteori

I tabell 7.5 visas hur belastningskoefficienten ökar när den yttre resistansen i generatorkretsen minskar. Det visar att belastningskoefficienten beror på det elektriska motståndet i generatorkretsen. Eftersom systemet som undersöks är en motor blir målet att generera så mycket mekanisk effekt som möjligt. Syftet med de yttre elektriska resistanserna blir därför att skapa optimala förhållanden gällande verkningsgrad och spänning för att generera maximal mekanisk effekt. Sambandet mellan belastningskoefficient och mekanisk effekt blir därför väldigt klart, hög lastkoefficient ger hög mekanisk effekt och tvärtom.

Beräkningsmodellen som till en början var specifikt anpassad till turbinriggen i Chalmers vindtunnellabb, anpassades till motorn efter de uppmätta värdena från resultatet. Man kan tydligt se att resultaten från beräkningsmodellen nu stämmer överens med de experimentella resultaten från mätserie 2 bortsett från tryckberäkningen. Detta bekräftar att beräkningsmodellen kan representera motorns effekt och varvtal utifrån de uppmätta värdena i mätserie 2. Tryckberäkningen i beräkningsmodellen gick inte att framgångsrikt representera jämfört med den riktiga motorn. Förmodligen beror detta på att turbinen inte beter sig som en riktig turbin i en turbofläktmotor som beskrivet ovan, samt att beräkningsmodellen är specifikt anpassad för turbinen i Chalmers vindtunnellabb vilket gör att beräkningsmodellen inte klarar av att representera motorns turbin helt och hållet, en ytterligare anledning är sättet som tryckskillnaden bestäms i beräkningsmodellen. Tryckskillnaden beräknas med en verkningsgrad som inte går att få fram på ett teoretiskt sätt. Detta betyder att verkningsgraden måste experimentellt tas fram under flera iterationer vilket ger varje steg en egen verkningsgrad där några av dessa överträffar 1 vilket är fysiskt omöjligt.

De beräknade värdena för soliditet och sidoförhållande ger en förståelse för hur väl

statorerna och rotorerna är designade utifrån liknande motorer inom samma användningsområden. Det genomsnittliga värdet för soliditeten är uppmätt till 0,81 vilket stämmer bra överens med förekommande värden för lågtrycksturbiner. Soliditetens värde för stator 1 avviker mycket från resterande värde vilket orsakas av bredden på statorn. De beräknade värdena för sidoförhållandet skiljer sig mer från det optimala vilket tyder på att bladhöjden bör vara längre i förhållande till den axiella kordlängden för varje stator eller rotor.

8.5 Felkällor

Eftersom motorn inte är helt tät kommer det smita luft i skarven mellan halvorna. Detta innebär att massflödet in via tryckluft inte kommer återspeglas helt med hjälp av lufthastigheten och massflödesberäkningar då all luft som kommer in i motorn inte lämnar genom kärnflödet. Vilket kan leda till att beräkningsmodellen och experimentella data kan komma att skiljas åt.

Under monteringen togs ett beslut att inte montera en stator direkt nedströms brännkammaren. Detta gjordes för att flödet antogs vara fullt axiellt från förbränningskammaren och att en stator där skulle rikta om flödet. Följden blev ett hålrum mellan mätpunkter 3 och 4, se figur 5.3, samt en ojämn övergång med en skarp kant mot det inre höljet. Detta blir en felkälla då den skarpa kanten orsakar en störning i flödet som inte hade funnits om statorn monterats. Denna störning påverkar mest troligt motorns flöde och totala prestanda negativt, vilket återspeglas i mätpunkt 4 i Figur 7.3.

Det är svårt att kontrollera ytfiniteten på 3D-skrivna delar vilket kan påverka aerodynamiken på vissa delar. Vilket kan komma att påverka mätresultatet genom variationer i flödet.

8.6 Vidareutveckling

Till framtida arbeten rekommenderas att fortsatt utföra experiment med motorn och beräkningsmodellen för att undersöka hur väl beräkningsmodellen lyckas förutspå motorns prestanda under andra förhållanden. Exempelvis kan massflödet varieras för att undersöka detta.

Ytterligare rekommenderas det att konstruera om utformningen på bladen hos rotorerna samt statorerna för att se om det ger en större utvunnen effekt.

För att undersöka om den ingående flödes hastigheten till den första statorn är korrekt uträknad rekommenderas det att komplettera mätningarna med en till mätpunkt som mäter den axiella flödes hastigheten.

9

Slutsatser

Utifrån syftet att tillverka en demonstrativ motor för undervisning och experiment kan flera slutsatser argumenteras. Motorns demonstrativa förmåga uppnås visuellt med detaljerade och verklighetsbaserade komponenter som ger en bra förståelse för funktionen hos en lågtrycksturbin. Generellt så kan det konstateras att de antaganden som gjorts för beräkningar av hastigheter, förluster och massflöden är väldigt grova vilket gör det svårt att dra definitiva slutsatser om motorns prestanda. Detta kan förtydligas genom ytterligare mätningar på motorn, alternativt med CFD-modellering (Computational Fluid Dynamics). Själva sättet som motorn verkar på kan också ifrågasättas då den förmodligen inte verkar som en gasturbin utan möjligen mer som en vindturbin.

Beräkningsmodellen som anpassades utifrån den faktiska motorns mätresultat ger en korrekt förutsägelse om vilket varvtal och effekt motorn genererar vid de lastfallen och volymflöde av tryckluft som testats. Detta kan användas för att förbättra motorns prestanda genom att exempelvis testa på förhand ifall omdesign av rotor- och statorbladen kommer ge bättre resultat. Det behövs däremot mer empirisk data för att kunna säkerställa att beräkningsmodellen ger korrekta värden vid olika inloppshastigheter.

Ansvarsområden och användning av AI

Den bakomliggande teorin för beräkningsmodellen har utförts av David Hermanson, David Larsson och Gustav Ohlsson. Teori och analys gällande mätningarna har utförts av Johan Sjögren och Jonatan Tollin. Modifieringarna av den initiala motorn utfördes av Daniel Kock i CAD. 3D-utskriften av samtliga delar till motorn utfördes av Daniel Kock, Johan Sjögren och Jonatan Tollin. Monteringen, mätningarna och rapportskrivningen utfördes av samtliga i gruppen.

Samtliga har varit insatta i varandras arbete och beslutsfattande.

Användningen av AI inkluderar korrekturläsning, renskrivning av stycken, formatering av tabeller och strukturering av LaTeX-dokumentet.

Litteraturförteckning

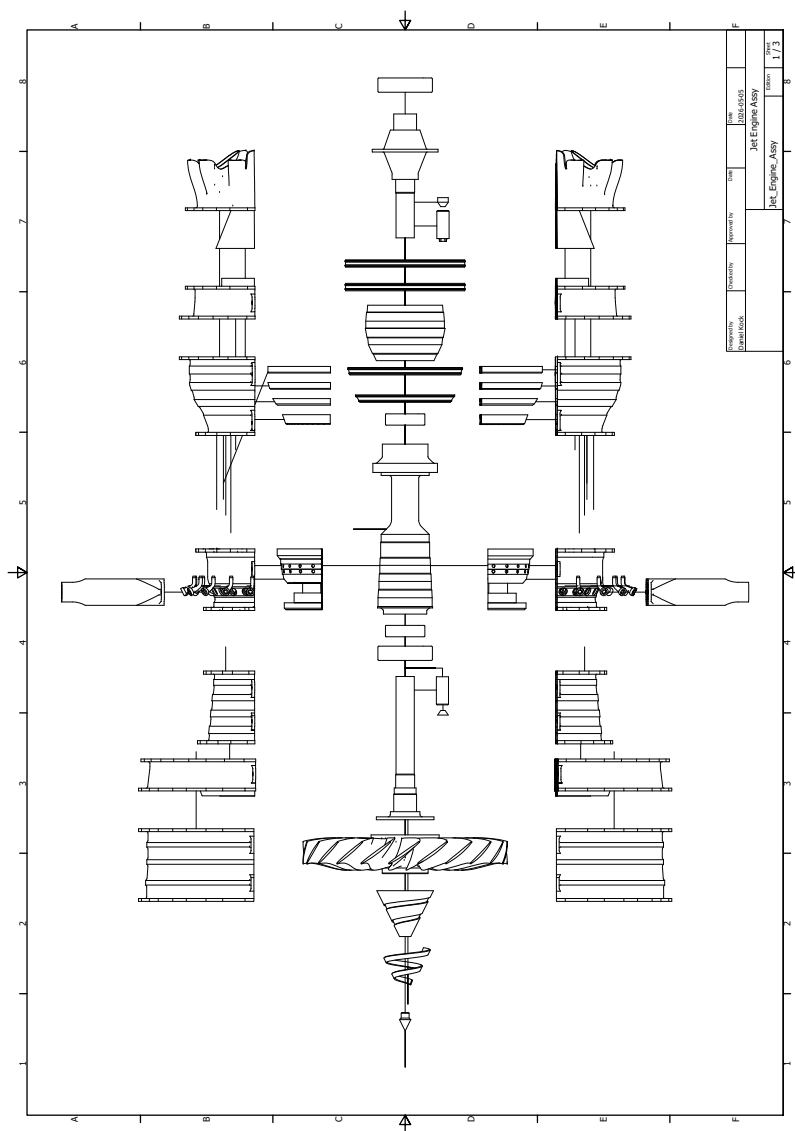
- [1] IATA Annual Review 2025, "IATA Annual Review 2025", International Air Transport Association, tekn. rapport, 2025. URL: <https://www.iata.org/contentassets/c81222d96c9a4e0bb4ff6ced0126f0bb/iata-annual-review-2025.pdf>.
- [2] *THE JET ENGINE: A HISTORICAL INTRODUCTION*, mars 2004. hämtad 3 mars 2026. URL: <https://cs.stanford.edu/people/eroberts/courses/ww2/projects/jet-airplanes/planes.html>.
- [3] Shelley Gill, *An afterburner glows on an F-15 Eagle engine following a repair during an engine test run November 10, 2010, at the Florida Air National Guard base in Jacksonville International Airport, Fla.* Nov. 2010. hämtad 10 april 2026. URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:F100_F-15_engine.JPG.
- [4] Kskhh, *A closeup view of a Rolls Royce Engine on a Boeing 777 airplane*, juli 2025. hämtad 10 april 2026. URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:A_closeup_view_of_a_Rolls_Royce_Engine_on_a_Boeing_777_airplane.jpg.
- [5] F. M. White och H. Xue, *Fluid mechanics*, 9. utg. McGraw-Hill, 2021, ISBN: 9781260575545.
- [6] Rolls Royce, *Jet Engine*, 5. utg. John Wiley & Sons, 2015, ISBN: 978-1-119-06599-9. URL: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpJEE00001/jet-engine-5th-edition/jet-engine-5th-edition>.
- [7] K. Aainsqatsi, *File:Turbofan operation lbp.svg*, juli 2008. hämtad 10 mars 2026. URL: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbofan_operation_lbp.svg.
- [8] S. L. Dixon och C. A. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbo-machinery*. Butterworth-Heinemann/Elsevier, 2010, ISBN: 9780080962597.
- [9] Nancy Hall, *Turbofan Engine*, maj 2021. hämtad 22 mars 2026. URL: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/aturbf.html>.
- [10] I. A. Ekroth och E. Granryd, *Tillämpad termodynamik*, 2. utg. Studentlitteratur, jan. 2021, ISBN: 9789144116921. URL: <https://research.ebsco.com/linkprocessor/plink?id=20bbbb9a-e97c-3a7d-94c2-ed4ee9fb937d>.

- [11] M. T. Schobeiri, "Incidence and Deviation", i *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012, s. 241–263, ISBN: 978-3-642-24675-3. DOI: 10.1007/978-3-642-24675-3{_}9. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-642-24675-3_9.
- [12] M. Masi och P. Danieli, "Effects of Blade Solidity and Aspect Ratio on a 0.5 Hub-to-Tip Ratio Tube-Axial Fan", *Journal of Turbomachinery*, årg. 148, nr 4, 2026. DOI: 10.1115/1.4069814. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-105020375858&doi=10.1115%2f1.4069814&partnerID=40&md5=687ae71c9a49c037d9162c6166a13454>.
- [13] R. Zhang, W. Zhang, M. Gan, W. Xiao, F. Zeng och D. Zhao, "Toward high-lift low-solidity design for incidence tolerant gas turbine blade profile", *Energy*, årg. 309, 2024, ISSN: 0360-5442. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.133034>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544224028081>.
- [14] E. M. Curtis, H. P. Hodson, M. R. Baniaghbal, J. D. Denton, R. J. Howell och N. W. Harvey, "Development of Blade Profiles for Low-Pressure Turbine Applications", *Journal of Turbomachinery*, årg. 119, nr 3, s. 531–538, juli 1997, ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.2841154. URL: <https://doi.org/10.1115/1.2841154>.
- [15] C. Shakal, *3D Printable Jet Engine*, febr. 2016. hämtad 29 jan. 2026. URL: <https://www.thingiverse.com/thing:1327093>.
- [16] Autodesk, *Autodesk Inventor Professional 2026*, 2026. URL: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>.
- [17] SKF, *Rullningslager*, 1. utg. nov. 2019. URL: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096b7e7/pdf_preview_medium/0901d1968096b7e7_pdf_preview_medium.pdf.
- [18] A. Sapkota, S. K. Ghimire och S. Adanur, "A review on fused deposition modeling (FDM)-based additive manufacturing (AM) methods, materials and applications for flexible fabric structures", *Journal of Industrial Textiles*, årg. 54, 2024. DOI: 10.1177/15280837241282110. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85213693887&doi=10.1177%2f15280837241282110&partnerID=40&md5=9f30155ffff3ed2d635b294ac1b3bff7>.
- [19] Y. K. Reyes Acosta m. fl., "Thermal Properties by Adding Natural Oils, Foods, Organic Materials, Fibers, and Nanocomposites in the PLA, and Applications in 3D Printing", i *Engineering Principles For Food Processing Technology and Product Realization*, 2024, s. 87–110. DOI: 10.1201/9781032713922-5. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85208354820&doi=10.1201%2f9781032713922-5&partnerID=40&md5=b2272449f05eab77f3b8024ba63ae55c>.
- [20] DMT, *Datenblatt_9116Pressure-Scanner_ansicht*, 2017. hämtad 2 maj 2026. URL: https://dmt-gmbh.com/wp-content/uploads/2017/10/Datenblatt_9116Pressure-Scanner_ansicht.pdf.

- [21] Ekovent, *Produktblad EKO-SI Irisspjäll*, dec. 2025. hämtad 5 maj 2026. URL: https://www.ekovent.se/media/4256/produktblad-eko-si_rostfritt.pdf?v=1777978007140.

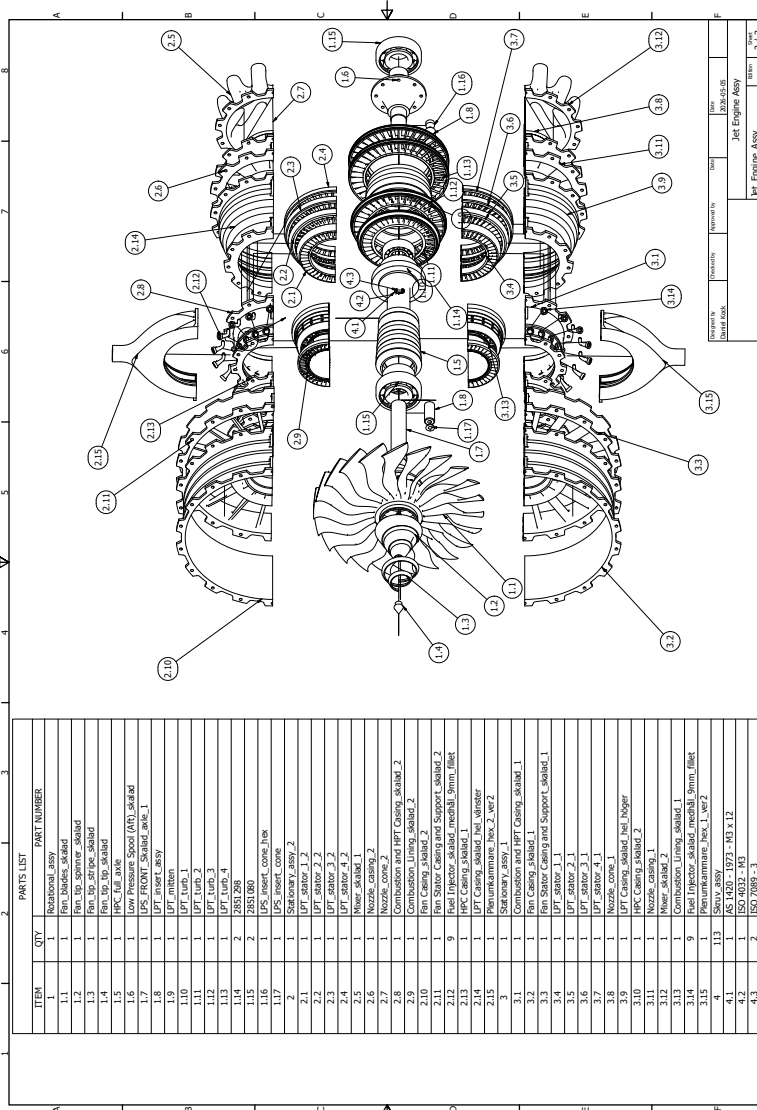
A

Sprängskiss av turbomotorn



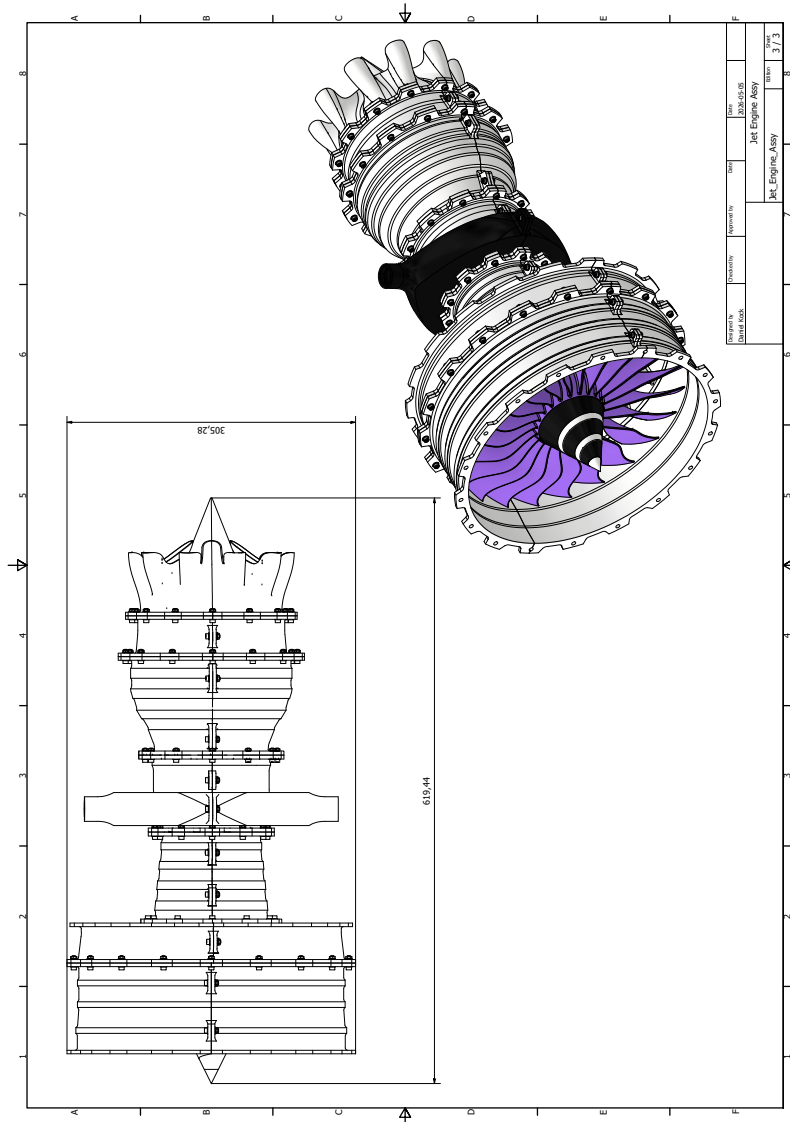
B

Sprängskiss av turbomotorn med BOM



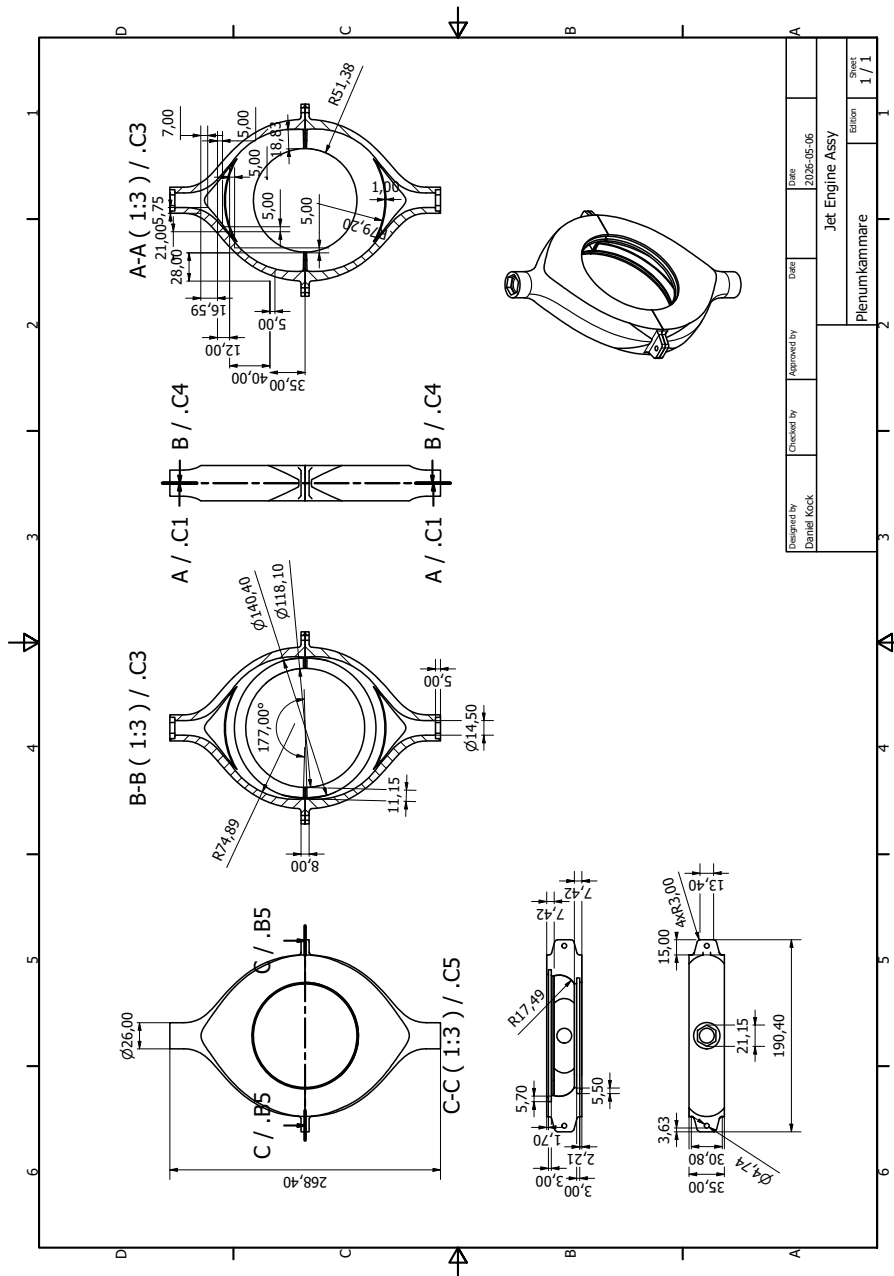
C

Enkel ritning av den kompletta motorn



D

Ritning av plenumkammaren



E

Uppmätta värden på likströmsmotor av Maxon

Tabell A.1: Motorkalibrering för olika elektriska belastningar.

Mätserie	RPM	Vridmom V	Vridmom Nm	Omega	P _{in} (mekansk), W	Res. resistorer	Res. uppmätt	V _{ut}	P _{ut}	P _{nyttig}	Verkningsgrad
1	120	0.003	0.006	12.56637061	0.07539922369	26.55	7.2	0.95	0.03399246704	0.03399246704	0.4508390965
2	240	0.004	0.008	25.13274123	0.2010619298	26.55	7.2	1.9	0.5013888889	0.1359698682	0.6762586447
3	480	0.008	0.016	50.26548246	0.8042477193	26.55	7.2	3.8	2.005555556	0.5438794727	0.6762586447
4	960	0.016	0.032	100.5309649	3.216590877	26.55	7.2	7.7	8.234722222	2.233145009	0.6941720056
5	1920	0.031	0.062	201.0619298	12.46833965	26.55	7.2	15.3	32.5125	8.816949153	0.707288831
6	3000	0.048	0.096	314.1592654	30.15928947	26.55	7.2	23.75	78.34201389	21.2452919	0.7044360883
7	120	0.0033	0.0066	12.56637061	0.08293804605	12	5.5	0.7	0.089090909	0.04083333333	0.4923353669
8	240	0.0065	0.013	25.13274123	0.326725636	12	5.5	1.45	0.3822727273	0.1752083333	0.5362552369
9	480	0.013	0.026	50.26548246	1.306902544	12	5.5	2.9	1.529090909	0.7008333333	0.5362552369
10	960	0.026	0.052	100.5309649	5.227610176	12	5.5	5.8	6.16363636	2.803333333	0.5362552369
11	1920	0.051	0.102	201.0619298	20.50831684	12	5.5	11.4	23.62909091	10.83	0.5280784417
12	3000	0.077	0.154	314.1592654	48.38052687	12	5.5	17.4	55.04727273	25.23	0.521490807
13	120	0.005	0.01	12.56637061	0.1256637061	4.5	3.1	0.4	0.05161290323	0.03555555556	0.2829421211
14	240	0.01	0.02	25.13274123	0.5026548246	4.5	3.1	0.8	0.2064516129	0.1422222222	0.2829421211
15	480	0.02	0.04	50.26548246	2.010619298	4.5	3.1	1.6	0.8258064516	0.5688888889	0.2829421211
16	960	0.04	0.08	100.5309649	8.042477193	4.5	3.1	3.2	3.303225806	2.275555556	0.2829421211
17	1920	0.076	0.152	201.0619298	30.56141333	4.5	3.1	6	11.61290323	8	0.2617679985
18	3000	0.105	0.21	314.1592654	65.9744673	4.5	3.1	8.4	22.76129032	15.68	0.2376713817
19	120	0.005	0.01	12.56637061	0.1256637061	2.4	2	0.2	0.02	0.01666666667	0.1326291192
20	240	0.01	0.02	25.13274123	0.5026548246	2.4	2	0.42	0.0882	0.0735	0.146223604
21	480	0.02	0.04	50.26548246	2.010619298	2.4	2	0.86	0.3698	0.3081666667	0.1532695259
22	960	0.039	0.078	100.5309649	7.841415263	2.4	2	1.67	1.39445	1.162041667	0.1481826488
23	1920	0.076	0.152	201.0619298	30.56141333	2.4	2	3.2	5.12	4.266666667	0.1396095992
24	3000	0.11	0.22	314.1592654	69.11503838	2.4	2	4.6	10.58	8.816666667	0.1275650983

F

Beräkningsmodeller för samtliga driftfall

LPT RIG Parameters		input->	Turbine nominal
		Re, rpm	
		output->	alfa3, torque
			Turbine nominal
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		48569
LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m		0,047193
	TE_Turbine shroud, m		0,063551
	Channel height, m		0,016
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,412
	LPT load coefficient		1,221
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		7,7
	V2, m/s		4,0
	V3, m/s		4,2
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		36,6
	Alfa 3		40,6
Metal angles	Beta 2		23,8
	Beta 3		53,4
Turbine stage	Degree of reaction		0,39
	Delta T0, K		0,07
	Eff turbine		0,315
	Pressure ratio		1,003
			0,997
	P03, Pa		100010
	P01, Pa		99735
	Delta P0, Pa		-275
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		1172,00266427
	Turbine torque, Nm		0,00947193494
	Turbine power, kW		0,00116250793

Figur F.1: Beräkningsmodell för steg 1 vid 1172 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		output->	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		42021
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000
		TE_Turbine shroud, m	0,074000
		Channel height, m	0,020
		R mean	0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,412
	LPT load coefficient		1,221
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		7,7
	V2, m/s		4,6
	V3, m/s		6,3
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		46,2
	Alfa 3		59,6
Metal angles	Beta 2		23,7
	Beta 3		59,6
Turbine stage	Degree of reaction		0,39
	Delta T0, K		0,07
	Eff turbine		0,315
	Pressure ratio		1,003
	P03, Pa		0,997
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99730
	Massflow, kg/s		-280
LPT main op. cond.			0,015921707
	Turbine speed, rpm		1172,00
	Turbine torque, Nm		0,00947
	Turbine power, kW		0,00116250793

Figur F.2: Beräkningsmodell för steg 2 vid 1172 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	Re, rpm
		output->	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		40441
LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m		0,056000
	TE_Turbine shroud, m		0,077000
	Channel height, m		0,021
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,412
	LPT load coefficient		1,221
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		7,7
	V2, m/s		4,2
	V3, m/s		6,8
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		41,3
	Alfa 3		62,0
Metal angles	Beta 2		24,1
	Beta 3		62,0
Turbine stage	Degree of reaction		0,39
	Delta T0, K		0,07
	Eff turbine		0,8
	Pressure ratio		1,001
	P03, Pa		0,999
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99887
	Delta P0, Pa		-123
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		1172,00
	Turbine torque, Nm		0,00947
	Turbine power, kW		0,001162507928

Figur F.3: Beräkningsmodell för steg 3 vid 1172 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	Re, rpm
		output->	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		41059
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000
		TE_Turbine shroud, m	0,077000
		Channel height, m	0,023
		R mean	0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,412
	LPT load coefficient		1,221
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		7,7
	V2, m/s		4,2
	V3, m/s		7,9
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		40,1
	Alfa 3		66,2
Metal angles	Beta 2		23,0
	Beta 3		66,2
Turbine stage	Degree of reaction		0,39
	Delta T0, K		0,07
	Eff turbine		0,8
	Pressure ratio		1,001
	P03, Pa		0,999
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99872
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		1172,0
	Turbine torque, Nm		0,00947
	Turbine power, kW		0,00116250793

Figur F.4: Beräkningsmodell för steg 4 vid 1172 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		output->	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		48569
LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m		0,047193
	TE_Turbine shroud, m		0,063551
	Channel height, m		0,016
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491
	LPT load coefficient		2,034
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		6,5
	V2, m/s		4,0
	V3, m/s		4,2
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		36,6
	Alfa 3		40,6
Metal angles	Beta 2		23,8
	Beta 3		53,4
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02
	Delta T0, K		0,09
	Eff turbine		0,315
	Pressure ratio		1,002
	P03, Pa		0,998
	P01, Pa		100010
	P01, Pa		99808
	Delta P0, Pa		-202
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		985,00223905
	Turbine torque, Nm		0,01325758625
	Turbine power, kW		0,00136750933

Figur F.5: Beräkningsmodell för steg 1 vid 985 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	Re, rpm
		output->	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		42021
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000
		TE_Turbine shroud, m	0,074000
		Channel height, m	0,020
		R mean	0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491
	LPT load coefficient		2,034
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		6,5
	V2, m/s		4,6
	V3, m/s		6,3
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		46,2
	Alfa 3		59,6
Metal angles	Beta 2		23,7
	Beta 3		59,6
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02
	Delta T0, K		0,09
	Eff turbine		0,315
	Pressure ratio		1,002
	P03, Pa		0,998
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99804
	Massflow, kg/s		-206
LPT main op. cond.			0,015921707
		Turbine speed, rpm	985,00
		Turbine torque, Nm	0,01326
		Turbine power, kW	0,00136750933

Figur F.6: Beräkningsmodell för steg 2 vid 985 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		40441
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,056000
	TE_Turbine shroud, m		0,077000
	Channel height, m		0,021
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491
	LPT load coefficient		2,034
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		6,5
	V2, m/s		4,2
	V3, m/s		6,8
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		41,3
	Alfa 3		62,0
Metal angles	Beta 2		24,1
	Beta 3		62,0
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02
	Delta T0, K		0,09
	Eff turbine		0,8
	Pressure ratio		1,001
	P03, Pa		0,999
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99919
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		-91
			0,015921707
	Turbine speed, rpm		985,00
	Turbine torque, Nm		0,01326
	Turbine power, kW		0,001367509326

Figur F.7: Beräkningsmodell för steg 3 vid 985 RPM.

LPT RIG Parameters		input->		
		Turbine nominal		
		Re, rpm		
		alfa3, torque		
		Turbine nominal		
	Re factor (respect to goal Re)		1	
Re	Re_h_TEC.inlet		41059	
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000	
		TE_Turbine shroud, m	0,077000	
		Channel height, m	0,023	
		R mean	0,063	
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491	
	LPT load coefficient		2,034	
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515	
	U, m/s		6,5	
	V2, m/s		4,2	
	V3, m/s		7,9	
Flow angles	Alfa 0		0,0	
	Alfa 1'		40,1	
	Alfa 3		66,2	
Metal angles	Beta 2		23,0	
	Beta 3		66,2	
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02	
	Delta T0, K		0,09	
	Eff turbine		0,8	
	Pressure ratio		1,001	
			0,999	
		P03, Pa		100010
		P01, Pa		99906
	Delta P0, Pa		-104	
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707	
		Turbine speed, rpm		985,0
		Turbine torque, Nm		0,01326
	Turbine power, kW		0,00136750933	

Figur F.8: Beräkningsmodell för steg 4 vid 985 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		48569
LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m		0,047193
	TE_Turbine shroud, m		0,063551
	Channel height, m		0,016
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,582
	LPT load coefficient		3,425
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		5,5
	V2, m/s		4,0
	V3, m/s		4,2
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		36,6
	Alfa 3		40,6
Metal angles	Beta 2		23,8
	Beta 3		53,4
Turbine stage	Degree of reaction		-0,71
	Delta T0, K		0,10
	Eff turbine		0,315
	Pressure ratio		1,001
	P03, Pa		0,999
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99861
	Massflow, kg/s		-149
LPT main op. cond.			0,015921707
	Turbine speed, rpm		830,00188710
	Turbine torque, Nm		0,01881104929
	Turbine power, kW		0,00163501115

Figur F.9: Beräkningsmodell för steg 1 vid 830 RPM.

		Turbine nominal	
		input->	Re, rpm
LPT RIG Parameters		output->	
		alfa3, torque	Turbine nominal
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		42021
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000
		TE_Turbine shroud, m	0,074000
		Channel height, m	0,020
		R mean	0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient	0,582	
	LPT load coefficient	3,425	
Flow velocities	Vx, m/s	3,187583515	
	U, m/s	5,5	
	V2, m/s	4,6	
	V3, m/s	6,3	
Flow angles	Alfa 0	0,0	
	Alfa 1'	46,2	
	Alfa 3	59,6	
Metal angles	Beta 2	23,7	
	Beta 3	59,6	
Turbine stage	Degree of reaction	-0,71	
	Delta T0, K	0,10	
	Eff turbine	0,315	
	Pressure ratio	1,002	
	P03, Pa	0,998	
	P01, Pa	100010	
	Delta P0, Pa	99857	
	Delta P0, Pa	-153	
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s	0,015921707	
	Turbine speed, rpm	830,00	
	Turbine torque, Nm	0,01881	
	Turbine power, kW	0,00163501115	

Figur F.10: Beräkningsmodell för steg 2 vid 830 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		output->	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		40441
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,056000
	TE_Turbine shroud, m		0,077000
	Channel height, m		0,021
	R mean		0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491
	LPT load coefficient		2,034
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		6,5
	V2, m/s		4,2
	V3, m/s		6,8
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		41,3
	Alfa 3		62,0
Metal angles	Beta 2		24,1
	Beta 3		62,0
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02
	Delta T0, K		0,09
	Eff turbine		0,8
	Pressure ratio		1,001
	P03, Pa		0,999
	P01, Pa		100010
	Delta P0, Pa		99919
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		985,00
	Turbine torque, Nm		0,01326
	Turbine power, kW		0,001367509326

Figur F.11: Beräkningsmodell för steg 3 vid 830 RPM.

LPT RIG Parameters		input->	
		Turbine nominal	
		Re, rpm	
		alfa3, torque	
		Turbine nominal	
	Re factor (respect to goal Re)		1
Re	Re_h_TEC.inlet		41059
	LPT.TE geometry	TE_Turbine hub, m	0,054000
		TE_Turbine shroud, m	0,077000
		Channel height, m	0,023
		R mean	0,063
LPT charac.	LPT flow coefficient		0,491
	LPT load coefficient		2,034
Flow velocities	Vx, m/s		3,187583515
	U, m/s		6,5
	V2, m/s		4,2
	V3, m/s		7,9
Flow angles	Alfa 0		0,0
	Alfa 1'		40,1
	Alfa 3		66,2
Metal angles	Beta 2		23,0
	Beta 3		66,2
Turbine stage	Degree of reaction		-0,02
	Delta T0, K		0,09
	Eff turbine		0,8
	Pressure ratio		1,001
			0,999
	P03, Pa		100010
	P01, Pa		99906
	Delta P0, Pa		-104
LPT main op. cond.	Massflow, kg/s		0,015921707
	Turbine speed, rpm		985,0
	Turbine torque, Nm		0,01326
	Turbine power, kW		0,00136750933

Figur F.12: Beräkningsmodell för steg 4 vid 830 RPM.

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2026
www.chalmers.se



CHALMERS