

Optimalisering av våtgass diffusor og spiralhus

Thorstein Otto Viseth

Master i energi og miljø

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Medveileder: Trond Grüner, EPT
Øyvind Hundseid, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2012-91

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Thorstein Otto Viseth

Våren 2012

Optimalisering av våtgass diffusor og spiralhus

Wet Gas Diffusor and Volute Optimisation

Bakgrunn

De fleste store felt i Nordsjøen er utbygd med tradisjonell teknologi. Fokus har i de senere år skiftet mot mindre og mer fjerntliggende felt med begrenset infrastruktur. Utvikling og drift av slike felt krever ny kostnadseffektiv teknologi. Et helt sentralt element her er havbunnsbasert brønnskompresjon for å frakte brønnstrømmen direkte til land, eller mer fjerntliggende prosesseringsanlegg offshore. Teknologien kan i enkelte tilfelle eliminere behovet for offshore prosessanlegg, noe som kan gi en formidabel kostnadsreduksjon. De fleste leverandører av turbomaskiner satser derfor på utvikling av havbunnsbaserte våtgasskompressorer. Noen få prototype konsepter eksisterer og det foregår i dag utstrakt testing og validering av teknologien.

Ved NTNU er det bygd opp en rigg for å teste våtgass kompressorer og analysere de grunnleggende mekanismene relatert til våtgass kompresjon. Riggeren er unik og sentral i blant annet analyser av strømningsregime i kompressorkanaler, herunder løpehjul.

Mål

Ved hjelp av eksperimentell forsøksrigg og CFD-kode utviklet i prosjektoppgave og fra Ansys er det et mål å optimalisere diffusor og spiralhus. Eksperimentelle resultater fra test på tørr og våt gass vil sammen med analyser bidra til å dokumentere ytelse og strømningsbilde.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Optimalisering av diffusor/ volutekonfigurasjon
2. Dokumentere ytelseskarakteristikk og strømningsbilde
3. Dokumentere strømningsbilde ved injeksjon av partikler med ulik tetthet

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.


Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2012


Olav Bolland
Instituttleder


Lars E Bakken
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e)
T Gruner, NTNU
Ø Hundseid, NTNU

Forord

Denne hovedoppgaven avslutter mitt femårige sivilingeniørstudium innen energi- og prosessteknikk på institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU.

Jeg vil benytte anledning til å gi en stor takk til alle som har støttet og veiledet meg igjennom denne perioden. Først vil jeg takke min veileder Lars E. Bakken for hele tiden å være åpen, tilgjengelig og interessert. Videre vil jeg takke min medveileder Øyvind Hundseid for gode råd innen oppsett av rapporten. En spesiell takk til min medveileder Trond G. Grüner, som har vært til uvurderlig hjelp med alt han har bistått innen fremgangsmåter for design av nye kompressorkomponenter. Det har vært svært lærerikt å jobbe med deg! Jeg vil også takke med- studentene Stephen Irgens og Geir- Vegar Bjørkum for lærerike og gode diskusjoner, og godt samarbeid under hele semesteret. Til slutt vil jeg takke min kone, Andrea, for å være oppmuntrende og tålmodig også dette semesteret, slik at jeg har kunnet konsentrere meg om et svært spennende emne. Tusen takk!



Thorstein Otto Viseth

Trondheim, 8. juni 2012

Sammendrag

Våtgasskompressorer er en ny teknologi, og kan være svaret på hvordan uprosessert gass kan transporteres til prosessanleggene. Lykkes industrien med dette kan det føre til store kostnadsbesparelser som vil gjøre marginale felt lønnsomme. I tillegg vil teknologien føre til økt gassutvinning på eksisterende felt.

I denne oppgaven er diffusor- og spiralhusdesign til eksisterende kompressor i laben på NTNU optimalisert. Ved hjelp av CFD programmet ANSYS 13.0 har de nye designene blitt simulert og strømningsbildet, ytelseskarakteristikk og polytropisk virkningsgrad har blitt dokumentert. I tillegg har simuleringer med partikkelinjeksjon blitt gjort for å se på hvilke innvirkning dette har for strømningsbildet i kompressoren.

I diffusoren har fire nye design blitt laget. To er laget med nye diffusorbredder, et hvor innløpet har blitt innsnevret og et hvor diffusorutløpet ikke er avrundet. I spiralhuset har to nye design med økt tverrsnittareal blitt laget. I tillegg har eksisterende CFD modell av kompressoren på NTNU blitt oppdatert for å gjøre modellen mer lik kompressoren. Denne modellen benyttes som et sammenligningsgrunnlag for de andre designene. Analyse av de nye designene har vist at designet med det største spiralhuset har høyest trykkgjenvinning og polytropisk virkningsgrad for alle volumstrømmer. Maksimal trykkforhold er 1,35 og maksimal polytropisk virkningsgrad er 85,1 % ved 0,86 m³/s. Eksisterende design har maksimal trykkøkning på 1,33 ved 0,76 m³/s og maksimal virkningsgrad på 82,7 % ved 0,86 m³/s. Simuleringene viste stor grad av separasjon i diffusoren med det store spiralhuset, og kompressorytelsen vil økes ytterligere ved forbedring av diffusoren. Innsnevring av diffusor har redusert separasjon i diffusoren, og dette har økt ytelsen. I tillegg har et ikke-avrundet diffusorutløp redusert virvelstrømming i spiralhuset betydelig.

Partikkelsimuleringene har vist at partiklene legger seg på høytrykksiden av impelleren og blir kastet tangentielt mot spiralhuset. Partikkelinjeksjon reduserte strømningsvinkelen til gassen, α , i sentrum og mot shroud i diffusoren, mens vinkelen økte ved hub. Reduksjon i strømningsvinkel forbedret trykkøkningen til kompressoren med 4 %.

Abstract

Wet gas compression is a new technology, and can be an answer to how unprocessed gas can be transported to remote processing plants. If the industry manages to develop this technology, significant cost savings will be achieved which make marginal fields profitable. In addition the technology will lead to increased oil recovery from existing fields.

The scope of this work is to optimize the diffuser and volute design to increase the performance of existing compressor in the lab at the university. By using the CFD software ANSYS 13.0, the new designs have been simulated and flow pattern, compressor characteristics and polytropic efficiency has been documented. In addition, simulation with particle injection has been done to see what impact this has for the flow pattern in the compressor.

Seven new designs have been made and analyzed. Four new diffuser designs have been made. Two are made with new diffuser width, one where the diffuser inlet has been narrowed and one where the diffuser outlet is straight. The volute has two new designs where the cross section is increased. All designs have a rounded tongue, and the last design is an upgrade from the existing CFD model of the compressor rig, where the tongue has been rounded. This has been done to increase the similarity between compressor rig design and CFD model. Analyses of the new designs have shown that the largest volute has the highest pressure ratio and polytropic efficiency for all flow rates. The maximum pressure ratio is approximately 1.35 and maximum polytropic efficiency is 85.1 % at $0.86 \text{ m}^3/\text{s}$. A large separation zone is observed in the diffuser for the large volute and compressor performance will be further increased by the improvement of the diffuser.

The particle simulations have shown that the particles lie on the pressure side of the impeller and are thrown tangentially to the volute. Particles reduced the gas flow angle at 50% diffuser width and near the shroud of the diffuser, while it increases near hub. Reduction in flow angle improved the pressure ratio by 4%.

Innholdsfortegnelse

Forord	I
Sammendrag	III
Abstract.....	IV
Innholdsfortegnelse	V
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Formål.....	1
1.3 Verktøy brukt i rapporten	1
1.4 Oppbygging av rapport.....	2
2 Teori	3
2.1 Numerisk strømningsdynamikk (CFD)	3
2.2 Strømningsteori	8
2.3 Polytropisk virkningsgrad.....	10
3 Designendringer	13
3.1 Våtgasskompressorriggen på NTNU	13
3.2 Optimalisering av diffusor- og spiralhusdesign.....	14
3.3 Oppsummering	20
4 Modelloppsett for CFD simuleringer	23
4.1 Maskenett.....	23
4.2 Modellinnstillinger	27
4.3 Oppsummering modelloppsett.....	29
5 Resultat.....	31
5.1 Designendringer i spiralhus	31
5.2 Designendringer i diffusor.....	50
5.3 Partikler	68
5.4 Forslag til dokumentering av simulerte strømningsbilder i lab.....	73
5.5 Oppsummering	76
6 Konklusjon	77
7 Videre arbeid	79
8 Referanseliste	81
Vedlegg A: Kriterier for maskenett og oppnådde verdier i benyttede maskenett	i
Vedlegg B: Egenskaper for maskenettene.....	iv
Vedlegg C: Matlabkode for å finne partikkeldimensjon	v
Vedlegg D: Utledning av polytropisk løftehøyde.....	vi
Vedlegg E: Diffusor og spiralhus dimensjoner	viii

Vedlegg F: Bakgrunnstall for nye spiralhusdimensjoner	xii
Vedlegg G: CFX innstillinger.....	xiii
Vedlegg H: CFD resultat	xv
Vedlegg I: Partikkel resultat	xvii
Vedlegg J: Modell brukt i HYSYS for sensitivitetsanalyse	xxiii
Vedlegg K: Testtrigg design.....	xxiv
Vedlegg L: Instrument for dokumentering av strømningsbilde av partikkelinjeksjon	xxvi
Vedlegg M: Injeksjonsenhet for partikler i testtrigg.....	xxviii
Vedlegg N: Startskript for superdatamaskinen Ve	xxx

Nomenklatur

Symbol

A	Areal	m^2
b	Impeller- og diffusorbredde	mm
C	Absolutthastighet	m/s
C	Konstantledd	
C_a	Aksialhastighet	m/s
C_D	Friksjonskoeffisient	-
C_m	Meridionalhastighet	m/s
C_u	Virvelhastighet	m/s
d	Diameter	m
F	Kraft	N
$F_{frikisjon}$	Friksjonskraft	N
F_m	Tyngdekraft	N
F_r	Viskøse krefter	N
F_p	Trykkrefter	N
f	Polytropisk løftehøydekorreksjonsfaktor	-
g	Tyngdens akselerasjon	m/s^2
H_p	Polytropisk løftehøyde	m
H_s	Isentropisk løftehøyde	kJ/kg
H_{tot}	Total entalpiforskjell	kJ/kg
h	Entalpi	kJ/kg
h	Veggavstand for strømlinje	m
h_p	Polytropisk entalpi	kJ/kg
h_{tot}	Statisk entalpi pluss mekanisk energi	kJ/kg
L	Lengde	m
MW	Molarvekt	kg/kmol
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
n	Polytropisk eksponent	-
n_v	Polytropisk volumeksponent	-
P	Trykk	Pa
Pr	Trykkforhold	-
p_r	Redusert trykk	(-)
p	Trykk	Pa
P_c	Kritisk trykk	Pa
Q	Volumstrøm	m^3/s
\dot{Q}	Varmeoverføring	W
Re	Reynoldstall	-
R_0	Universell gasskonstant	kJ/(kmol·K)
S_E	Energikilde	$kg/(s \cdot m^3)$
S_M	Bevegelsesmengdekilde	$kg/(s^2 \cdot m^2)$
s	Entropi	kJ/(kg·K)
T	Temperatur	K
t	Tid	s
U	Periferhastighet	m/s
\mathbf{U}	Hastighetsvektor	m/s
\bar{U}	Gjennomsnittshastighet	m/s

u	Tidsvarierende hastighet	m/s
u	Hastighet innenfor grensesjikt	m/s
u_*	Friksjonshastighet til nærmeste vegg	m/s
V	Relativ hastighet	m/s
V	Volum	m^3
v	Spesifikt volum	m^3/kg
y	Veggavstand	m
y^+	Dimensjonsløs veggavstand	-
\dot{W}	Effekt	kJ/s
We	Weber nummer	-
$We_{\alpha\beta}^*$	Kritisk Weber nummer	-
X, Y	Schultz kompressibilitetsfaktorer	-
x	Lengde	m
Y	Avstand mellom strømningslinje og vegg	m
Z	Kompressibilitetsfaktor	-
α	Impellerinnløpsvinkel	$^\circ$
β	Utløpsvinkel impellerblad	$^\circ$
Δt	Tidssteg	s
Δv^2	Kvadratet av absolutthastighetsforskjell	m^2/s^2
δ	Grensesjikttykkelse	m
δ^*	Fortrengingstykkelse	m
η_p	Polytropisk virkningsgrad	-
θ	Bevegelsesmengdetykkelse	m
κ	Isentropisk eksponent	-
κ	Vinkelrett hastighetsfaktor etter kollisjon med vegg	-
κ_v	Isentropisk volumeksponent	-
λ	Termisk konduktivitet	W/(m·K)
μ	Viskositet	Pa·s
ξ	Parallell hastighetsfaktor etter kollisjon med vegg	-
ρ	Massetetthet	kg/m^3
σ	Overflatespenning	N/m
$\dot{\sigma}$	Entropiproduksjon	kJ/(kg·K·S)
τ	Viskøs skjærspenning	Pa
ν	Kinematisk viskositet	m^2/s
Ω	Kontrollvolum	m^3

Indekser

1	Innløp impeller
2	Kompressorutløp
2	Utløp impeller
3	Innløp diffusor
4	Utløp diffusor
e	Tilstand til partikkel etter kollisjon med vegg
f	Tilstand til partikkel før kollisjon med vegg
α	Gass
β	Partikkel

Forkortelser og forklaringer

ASME	The American Society of Mechanical Engineers	
CFD	Computational Fluid Dynamics	
EVM	Endelig volummetode = Finite Volume Method	
GB	Gigabyte	
GMF	Gass/masse fraksjon	-
Hub	Undersiden på kompressoren	
m.fl.	Med flere	
RANS	Reynolds midlede Navier- Stokes likninger	
r/min	Omdreining per minutt	1/60 Hz
Shroud	Oppsiden på kompressoren	

Figurliste

Figur 2.1: Maskenett.....	3
Figur 2.2: Krefter på en partikkel i et strømmende fluid.....	5
Figur 2.3: Partikkelinteraksjon med vegg. u_f og u_e er hastighet før og etter kollisjon. .	6
Figur 2.4: Forskjellige partikkelinteraksjoner	6
Figur 2.5: Partikkelladen strøm	7
Figur 2.6: Hastighetsdiagram impellerinnløp.....	8
Figur 2.7: Hastighetsdiagram impellerutløp.....	9
Figur 2.8: Figur av hastighetsprofil, grensesjikt og separasjon.....	10
Figur 2.9: Isentropisk, total og polytropisk entalpiforskjell.	11
Figur 3.1: Kompressorriggen på NTNU.....	13
Figur 3.2: Sentrifugalkompressor med navnsetting på viktige komponenter.....	14
Figur 3.3: Avrundet tunge.	15
Figur 3.4: Sammenligning av nye og originalt spiralhusdesign.	16
Figur 3.5: Seperasjon i impeller. Tverrsnitt i sentrum av impeller.....	17
Figur 3.6: 13 mm og 12 mm diffusorbredde.	17
Figur 3.7: Absolutt hastighet, med separasjonspunkt.....	18
Figur 3.8: 14 mm diffusorbredde med innsnevring.....	19
Figur 3.9: 3D strømningslinjer for 14 mm diffusorbredde. 9000 r/min, 0,85 m ³ /s.[9] ...	19
Figur 3.10: Absolutthastighet med strømningslinjer for 14 mm diffusorbredde.....	20
Figur 3.11: 14 mm med rett diffusor utløp	20
Figur 4.1: Tverrsnitt av kompressor med maskenett.	23
Figur 4.2: Forstørrelse av markert område i Figur 4.1.	24
Figur 4.3: Kritiske masker.	25
Figur 4.4: y^+ verdier i diffusor og spiralhus.	25
Figur 4.5: Trykkforhold med ulike oppløsning på maskenett.	26
Figur 4.6: Polytropisk virkningsgrad med ulike maskenett.....	27
Figur 5.1: Ytelseskarakteristikk ved 9 000 r/min.	32
Figur 5.2: Prosentvis endring i forhold til labmålinger for statisk trykkforhold.	33
Figur 5.3: Sammenligning av ytelseskarakteristikk for diffusor og spiralhus	34
Figur 5.4: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm..	36
Figur 5.5: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm.	36
Figur 5.6: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus	37
Figur 5.7: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer.	38
Figur 5.8: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, høy Q.....	39
Figur 5.9: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus,	40
Figur 5.10: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort spiralhus.	40
Figur 5.11: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus ..	41
Figur 5.12: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer	42
Figur 5.13: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort.....	43
Figur 5.14: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, middels	44
Figur 5.15: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, medium spiralhus....	44
Figur 5.16: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, 45	45
Figur 5.17: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer	46
Figur 5.18: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	47
Figur 5.19: Polytropisk virkningsgrad ved 9 000 r/min for alle spiralhusdesign.	48
Figur 5.20: Prosentvis endring i polytropisk virkningsgrad.	49
Figur 5.21: Ytelseskarakteristikk ved 9 000 r/min for alle designene.	50
Figur 5.22: Prosentvis endring i forhold til labmålinger for statisk trykkforhold	51

Figur 5.23: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.....	53
Figur 5.24: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13$ mm.....	53
Figur 5.25: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus. .	54
Figur 5.26: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer.	55
Figur 5.27: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.....	56
Figur 5.28: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	57
Figur 5.29: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm.....	57
Figur 5.30: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus. .	58
Figur 5.31: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer.	59
Figur 5.32 Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	59
Figur 5.33: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	60
Figur 5.34: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	61
Figur 5.35: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus. .	62
Figur 5.36: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer	62
Figur 5.37: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	63
Figur 5.38: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.....	64
Figur 5.39: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	64
Figur 5.40: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus. .	65
Figur 5.41: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer	66
Figur 5.42: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus.	66
Figur 5.43: Polytropisk virkningsgrad ved 9 000 r/min for alle diffusordesign.....	67
Figur 5.44: Relativ hastighet til partikler i kompressor.....	69
Figur 5.45: Meridional hastighet til partikler i kompressor.....	70
Figur 5.46: Partiklenes påvirkning på strømningsvinkel.....	71
Figur 5.47: Partikkelbaner i kompressor.	72
Figur 5.48: Gasstrømningslinjer i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$	72
Figur 5.49: Skisse av testrigg med kanal i sentrum.....	74
Figur 5.50: Prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskamera.....	75

Tabelliste

Tabell 3.1: Eksisterende kompressordata.	14
Tabell 3.2: Endringer for nye design.	21
Tabell 4.1: Egenskaper for maskenett til originalt design.	24
Tabell 4.2: Resultat fra ulike maskenett brukt for validering.	26

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Verden trenger mer og mer energi, og i 2010 økte verdens energietterspørsel med 5,6 % fra året før, den største prosentvise økningen siden 1973. Produksjon av olje og gass er avgjørende for å møte den voksende etterspørselen. Norge er den fjortende største oljeprodusenten og sjettede største gassprodusenten i verden. [1]

Norges samlede produksjon av olje har blitt redusert med 42 % siden toppåret i 2001, men en økning i gassproduksjonen har gjort at den totale produksjonen av oljeekvivalenter har gått ned med 13 %. [2]

De fleste store felt på norsk sokkel er utbygd eller er under utbygging, og det vil i fremtiden bli flere marginale satellittutbygginger. I tillegg vil avstanden mellom satellitt og moderplattform øke [3]. I de senere år har økt olje- og gassutvinning blitt et satsningsområde for å opprettholde produksjonen. Dette kan for eksempel gjøres ved å injisere enten naturgass, CO₂ eller vann for å opprettholde trykket i reservoarene. Dette krever mye utstyr og energi, og utgjør dermed en stor kostnad for oljeselskapene. Et annet alternativ er å øke trykket i transportrøret fra reservoar til prosessanlegg når det naturlige trykket i reservoaret synker. Ny teknologi innen havbunnsbasert trykkstøtte kan bidra til en betydelig kostnadsbesparelse siden brønnstrømmen kan transporteres direkte til prosesseringsanlegget. For å muliggjøre dette har fokus rettet seg mot hvordan uprosessert gass kan transportes, og lykkes man med å utvikle teknologien for dette kan man i enkelte tilfeller eliminere offshore prosessanlegg. Dette vil nødvendigvis føre til en stor kostnadsbesparelse.

Våt-gasskompressorer er en ny teknologi som industrien ønsker å utvikle for å transportere uprosessert gass til prosessanleggene. De siste års utvikling av stadig kraftigere datamaskiner, og ved å benytte CFD (eng. Computational Fluid Dynamics = numerisk strømningsanalyse) analyse har forståelsen rundt denne teknologien økt. CFD ilag med reelle målinger på lab er helt nødvendig for å utvikle teknologien videre. Flere utfordringer innen fagfeltet gjenstår og videre forskning er nødvendig. NTNU er i dag helt i front med utvikling av teknologien, og en egen kompressorlab for å studere hvilke innvirkning væskeinjeksjon har for kompressorytelsen har blitt bygget opp.

1.2 Formål

Gjennom dette prosjektet er målet å studere hvilke konsekvenser en designendring på diffusor eller spiralhus vil ha å si for strømningsbildet og ytelse til kompressoren på NTNU. Til slutt blir strømningsbildet ved injeksjon av partikler med ulik tetthet og forslag til hvordan dette kan dokumenteres i laben diskutert.

1.3 Verktøy brukt i rapporten

Resultatene i rapporten er hentet fra simuleringsprogrammet ANSYS 13.0. Modellene er tegnet i ANSYS Design Modeler og maskenettet er laget i ANSYS Mesh. ANSYS CFX brukes til post prosessering.

Simuleringene er kjørt på tungregnemaskinen Ve på NTNU i programmet ANSYS Solver Manager. Maskinen består av 256 noder med 8 kjerner i hver node. Til sammen utgjør dette 2048 Xenon X5570 prosessorer. Hver node har 24 GB ram. For mer informasjon om hvordan simuleringer på Ve kjøres, henvises det til vedlegg N hvor startskriptet som ble brukt for å starte simuleringene er vist.

1.4 Oppbygging av rapport

I første del av rapporten blir relevant bakgrunnsteori belyst. I kapittel 3 og kapittel 4 blir de nye designene og CFD modellene presentert. I Kapittel 5 blir ytelseskarakteristikken, strømningsbildet og den polytropiske virkningsgraden til ulike design sammenliknet. Prosess simuleringsprogrammet HYSYS har blitt brukt for å finne den polytropiske virkningsgraden, og samme program har blitt brukt for å kjøre en sensitivitetsanalyse for virkningsgraden. Til slutt i det kapittelet vil resultatene fra simuleringen med partikkelinjeksjon blir presentert. Kapittel 6 inneholder de hovedkonklusjonene i denne rapporten. Til slutt i rapporten blir forslag for videre arbeid presentert, basert på observasjoner og erfaringer fra denne rapporten.

Alle simuleringsresultat er tilgjengelig digitalt hos Trond G. Grüner på NTNU. Til sammen utgjør dette ca. 300 GB, og kan fås ved behov.

Punkt tre i oppgaveteksten er identisk som i Stephen Irgens oppgave, og det var ønskelig både fra vår og veileders side å samarbeide om dette punktet. Derfor er kapittel 2.1.4, 5.3 og 5.4 like for oss begge.

2 Teori

I dette kapitlet blir relevant bakgrunnsteori presentert. Hovedfokuset er på CFD- og strømningsteori.

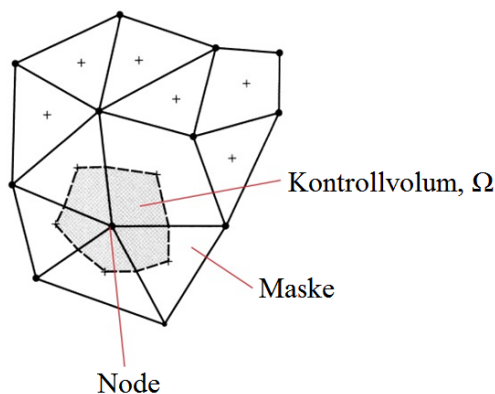
2.1 Numerisk strømningsdynamikk (CFD)

I dette delkapitlet vil teori om maskenett og likninger som ANSYS CFX benytter seg av presentert.

2.1.1 Maskenett

Maskenettet er avgjørende for om en simulering gir troverdige resultat. Et godt maskenett oppnås ved å holde vinklene, volumet og lengden til maske innenfor visse verdier. Oppløsningen på et maskenett er et kompromiss mellom hvor detaljerte strømningseffekter som skal observeres, tilgjengelig datakraft og simuleringstid.

Figur 2.1 viser et maskenett, som består av flere masker, i to dimensjoner. Et slikt maskenett kalles et ustrukturert maskenett, og gir fullstendig frihet i etablering av maskenett i komplekse geometrier. Hver maske i maskenettet knyttes sammen i en node, hvor fluidegenskapene i maskenettet regnes ut i kontrollvolumet Ω .



Figur 2.1: Maskenett.

ANSYS Mesh har innebygde funksjoner som angir om maskenettet er tilfredsstillende. I vedlegg A finnes informasjon om kravene, samtidig som verdiene til maskenettene brukt i denne oppgaven blir presentert.

I tillegg til kravene fra ANSYS Mesh gir y^+ en nyttig indikasjon om kvaliteten på et maskenett. y^+ er en dimensjonsløs variabel som angir evnen maskenettet har til å observere hastighetsprofilen langs en vegg i maskenettet, og er definert i Veersteeg m. fl. [4] som

$$y^+ = \frac{u_* \cdot y}{\nu} \quad (2.1)$$

Dersom maskenettet er for grovt langs veggene er y^+ verdien høy, noe som vil redusere muligheten for å observere vegggeffektene som kommer fra grensesjiktet til strømmingen

[5]. I følge Salim m.fl. [5] er en y^+ verdi opp til 60 sett på som tilstrekkelig nøyaktig for å kunne få med seg veggeffekter i en CFD simulering.

2.1.2 Grunnleggende ligninger og turbulensmodell

De grunnleggende numeriske likningene som blir benyttet i ANSYS CFX blir presentert i dette delkapittelet.

CFX bruker endelig volummetode (EVM) som diskretiseringsmetode. Den blir hyppig brukt i fluiddynamikk, og går ut på at et volum dannes rundt noden i maskenettet. Fordelen med EVM er at den kan brukes på ustrukturerte maskenett, og er en robust løsningsmetode [6]. Fluksen igjennom hvert volum estimeres i ved hjelp av oppstrømsmetoden, hvor oppstrøms nodeverdier danner grunnlag for løsningen i neste node.

Likningene som blir løst er de grunnleggende Navier-Stokes likninger. I prinsippet kan Navier-Stokes likninger beskrive både laminær og turbulent strøm, men den kaotiske tilstanden i turbulent strøm, blir ofte kontrollvolumene i EVM for små til å oppfatte endringene i strømmingen. Reynolds midlede Navier-Stokes (RANS) likninger har blitt utviklet for å kunne oppfatte effektene fra turbulens uten at oppløsningen til maskenettet må økes. Dette er likninger som lar seg løse raskt ved hjelp av numeriske metoder, og er godt dokumentert. [7]

RANS introduserer et gjennomsnittlig og et tidsvarierende ledd i Navier-Stokes likninger [7]. For eksempel vil et hastighetsledd, U_i , bestå av to komponenter og skrives som

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (2.2)$$

hvor u_i er det tidsvarierende og \bar{U}_i er det gjennomsnittlige leddet, definert som

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (2.3)$$

Med RANS skrives kontinuitetslikningen på numerisk form som

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.4)$$

Likningen for bevegelsesmengde skrives som

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (2.5)$$

Til slutt skrives energilikningen som

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \end{aligned} \quad (2.6)$$

Turbulensmodellen SST har blitt brukt. Denne modellen baserer seg på RANS likninger, og gir den høyeste nøyaktigheten i simuleringer hvor separasjon oppstår [8].

For en dypere forklaring til likningene, og diskusjon rundt de ulike turbulensmodellene og EVM henvises det til Viseth [9].

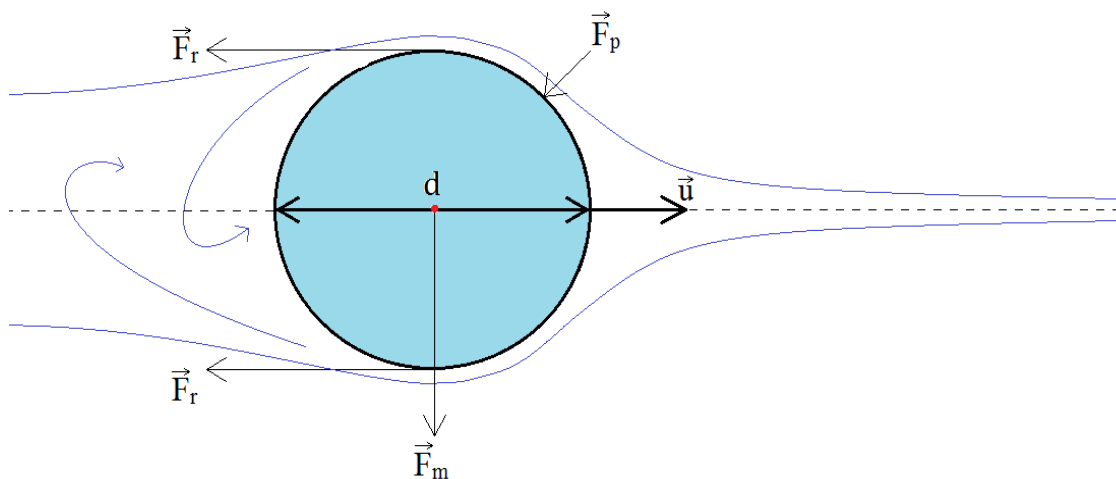
2.1.3 Grensebetingelser

Når differensiallikninger skal løses må grensebetingelsene bestemmes. Inn- og utløpsbetingelsene må stemme overens med det som observeres i lab for å kunne gi en så nøyaktig simulering som mulig. I denne oppgaven blir totaltrykk ved innløp og massestrøm ved utløp brukt siden dette ikke påvirker numeriske trykkfluktuasjoner i kompressoren [10]. Dette er viktig for å oppnå stabile resultat for trykket i kompressoren.

2.1.4 Partikkelstrømning

Partikkelbevegelse i et fluid bestemmes utfra hvilke krefter som virker på partikkelen. Partikkelmodellen har blitt som flerfasemodell, og dette delkapittelet gir en innføring i regnemethoden

Figur 2.2 viser alle krefter som virker på en rund partikkel med hastighet \vec{u} i forhold til fluidet langs stiplede linje. De blå strømningslinjene rundt partikkelen viser gassens strømningsbane. For å regne ut strømmingen rundt partikkelen, og få med påvirkning av vaken er det nødvendig med et veldig fint maskenett. Pan [11, 12] bruker direkte numerisk simulering (DNS) og studerer hvordan vaken til partiklene påvirker turbulens i en strøm, men dette krever stor datakraft, og blir ikke gjort i simuleringene..



Figur 2.2: Krefter på en partikkel i et strømmende fluid.

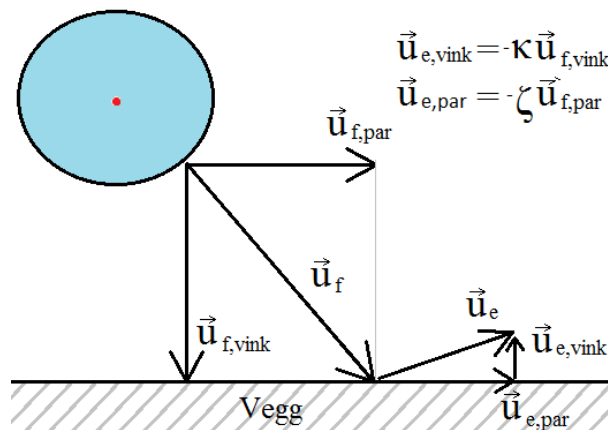
Kreftene som virker på partikkelen er tyngdekraften, viskøse krefter og trykkrefter. Tyngdekraften \vec{F}_m , er konstant, mens alle andre krefter er et resultat av partikkelbevegelse og posisjon. Viskøs kraft \vec{F}_r , er en direkte konsekvens av skjærspenning, og virker tangentielt på kuleoverflaten. Trykkraften \vec{F}_p , virker parallelt og motgående med flatenormalen til partikkelen. Summen av friksjon- og trykkraft gir resultantkraften fra fluidet som virker på partikkelen. Denne kraften dekomponeres i en del som går parallelt med \vec{u} , kalt friksjon, og en vinkelrett på \vec{u} , kalt løftekraft.

Løftekraften er et resultat av trykkfordeling og eventuell rotasjon på partikkelen. I tilfeller med høy partikkelhastighet, massetetthet og størrelse er treghetsmoment og friksjon større en løftekraft på partikler, og kan neglisjere [12]. Friksjonskraften på partikkelen kan regnes ut med følgende likning [13]:

$$F_{\text{friksjon}} = \frac{1}{2} \rho \vec{u} A C_D \quad (2.7)$$

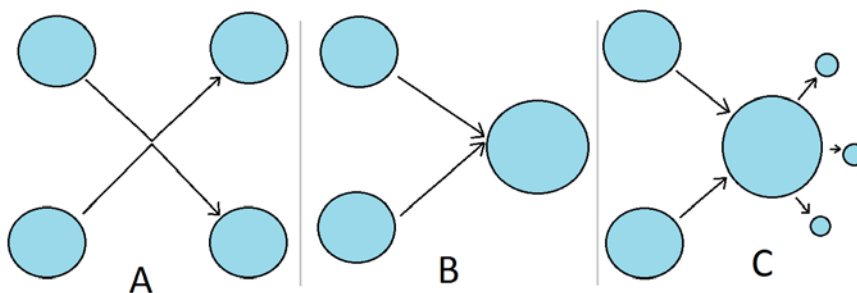
I CFX er tyngdekraften bare mulig å ta med i stasjonære simuleringer hvis tyngdekraften virker aksielt. Dette er ikke tilfellet på kompressorriggen, og kan ikke inkluderes. Ved å neglisjere tyngdekraften gis det et klarere bilde om friksjonskraften kan overvinne treghetsmomentet til partiklene.

I tillegg til fluidet som påvirker partiklene, er partikkelinteraksjoner med vegg og andre partikler avgjørende for partikkelbanen. Partikkelinteraksjon med vegg kan beskrives som et støt, der hastigheten til partikkelen dekomponeres i en vinkelrett og en parallell komponent, som vist i Figur 2.3. Etter støtet med veggen bestemmes hastigheten av en vinkelrett faktor, κ , og parallell faktor, ξ . Det gjenstår fortsatt mye forskning for å kunne gi bedre verdier for disse i en roterende maskin.



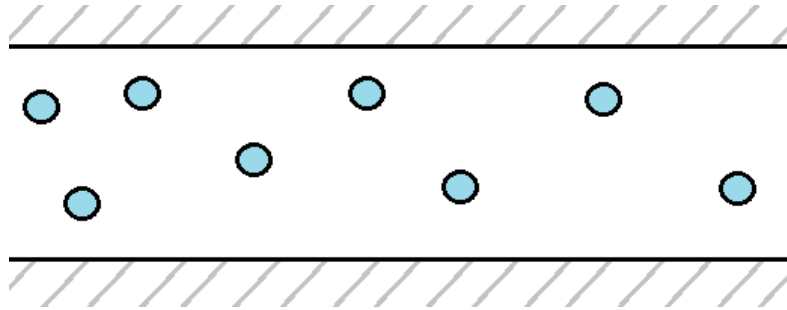
Figur 2.3: Partikkelinteraksjon med vegg. \vec{u}_f og \vec{u}_e er hastighet før og etter kollisjon.

Partikkelinteraksjoner med andre partikler kan ha ulike forløp, og illustreres i Figur 2.4. Forløp A er gyldig for to faste partikler, og kalles et stivt støt. Forløp B beskriver to partikler som smelter sammen til en stor partikkel etter sammenstøtet. Forløp C beskriver to partikler som kolliderer, og bryter opp i flere mindre partikler. Forløp B og C er komplekse kollisjoner, og har ikke blitt tilstrekkelig dokumentert i roterende maskiner. Derfor er ikke partikkelinteraksjoner tatt med i CFD modellen.



Figur 2.4: Forskjellige partikkelinteraksjoner, A stivt støt, B dråpesammensmelting, C dråpepulverisering.

I partikkelmodellen antas en av fasene som kontinuerlig mens den andre fasen er dispergert, og kalles partikkel-laden strøm [7]. I dette tilfellet er den kontinuerlige fasen α , gass og den dispergerte fasen β , partikler. Figur 2.5 viser dispergert partikkelstrømning, hvor partiklene strømmer i en kontinuerlig gassfase.



Figur 2.5: Partikkelladen strøm

Det er ønskelig å simulere effektene i lab hvor vann blir injisert. Derfor ønskes partikkeldiameter, d_β , i simuleringene lik dråpestørrelsen i lab. Dråpediameteren finnes ved å se på friksjonskraften som virker på partiklene. Den er avhengig av hastighetsdifferansen mellom partiklene og gassen, og dråpen brytes opp hvis friksjonskraften er større enn overflatespenningen [14]. Overflatespenning er definert som:

$$\sigma = \frac{F}{L} \quad (2.8)$$

Nigmatuling [15] har vist gjennom eksperimentelle data at en iterativ løsning for dråpestørrelsen kan finnes ut fra det kritiske Weber- tallet, definert som

$$We_{\alpha\beta}^* = 12 + 18 \left(\frac{d_\beta \rho_\beta \sigma_{\alpha\beta}}{\mu_\beta^2} \right)^{-0,37} \quad (2.9)$$

Weber- tallet er forholdet mellom treghetskreftene og overflatespenningen, og er definert som

$$We_{\alpha\beta} = \frac{d_\beta \rho_\alpha \Delta v_{\alpha\beta}^2}{\sigma_{\alpha\beta}} \quad (2.10)$$

Det kritiske Weber- tallet i likning (2.9) benyttes i likning (2.10) for å beregne dråpestørrelsen som har blitt brukt i simuleringene. Matlab ble brukt til å beregne dråpestørrelsen i simuleringene, og koden finnes i vedlegg C.

Videre beregnes Reynoldstall for partikkelmodellen med følgende formler:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| d_\beta}{\mu_\alpha} \quad (2.11)$$

ANSYS CFX bruker friksjonskoeffisienten basert på Reynoldstallet, funnet i (2.11), til å finne friksjonskoeffisienten til partiklene:

$$C_D = \frac{24}{Re_{\alpha\beta}} (1 + 0,15 Re_{\alpha\beta}^{0,687}) \quad (2.12)$$

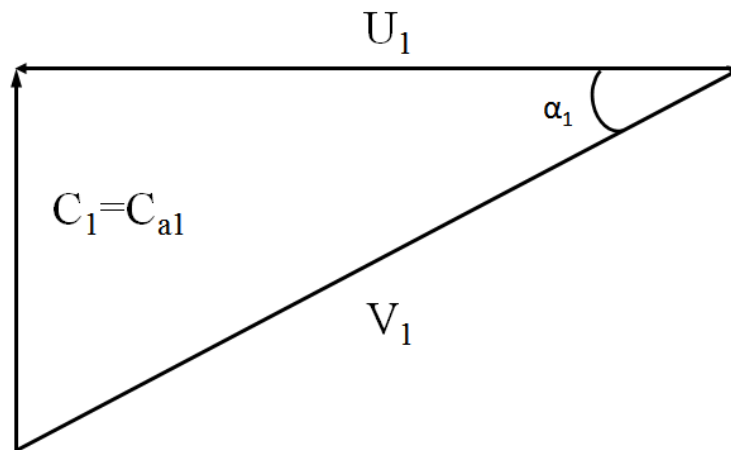
Likning (2.12) benyttes i likning (2.7) for å finne friksjonskraften.

2.2 Strømningsteori

Dette delkapittelet starter med å forklare hastighetsdiagrammet i en kompressor. Etter det vil teorien rundt separasjon bli presentert, da mye av strømningsobservasjonene baserer seg på dette fenomenet.

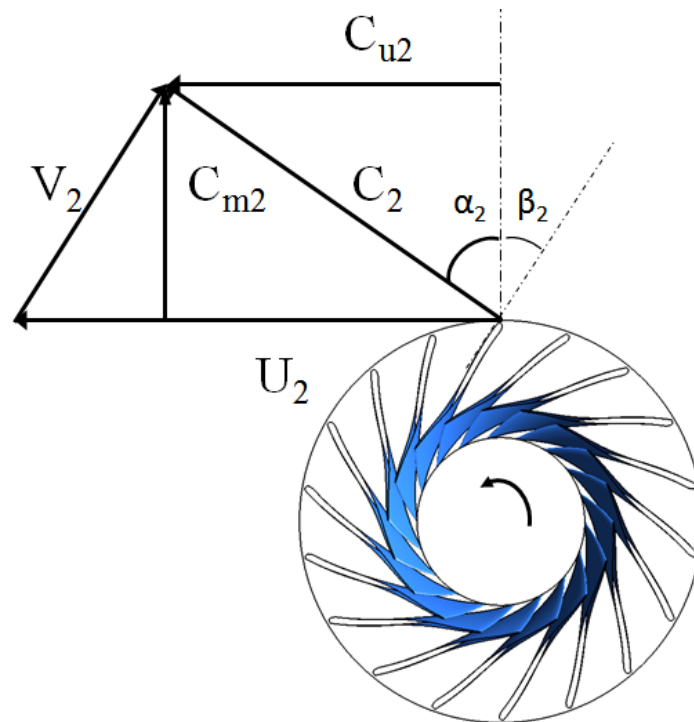
2.2.1 Hastighetsdiagram til sentrifugalkompressor

Figur 2.6 viser hastighetsdiagrammet ved kompressorinnløpet. Hastigheten til luften som strømmer inn ved impeller øyet i aksiell retning kalles C_{a1} . Denne kalles også absolutthastigheten til luften ved innløpet. Vinkelen α_1 , som skovlinnløpskanten og tangentiellretningen danner, er gitt av retningen til relative hastigheten til fluidet, V_1 . Periferhastigheten kalles U_1 .



Figur 2.6: Hastighetsdiagram impellerinnløp.

Figur 2.7 viser hastighetsdiagrammet ut av impelleren med tilbakestrøkete blader. De tilbakestrøkete impellerbladene danner vinkelen β_2 , og angir vinkelen til den relative hastigheten ut av impelleren, V_2 . Absolutthastigheten til strømmingen kalles C_2 . C_{m2} er den meridionale hastigheten til fluidet, mens C_{u2} er tangentialkomponenten av absolutthastigheten, også kalt virvelhastigheten. U_2 er periferhastigheten, og er større enn ved innløpet siden radiusen er større.



Figur 2.7: Hastighetsdiagram impellerutløp.

2.2.2 Seperasjon

Et grensesjikt er området nær en vegg hvor hastigheten til strømmingen, u , avviker fra fristrømhastigheten, U . Strømmingen innenfor grensesjiktet defineres som

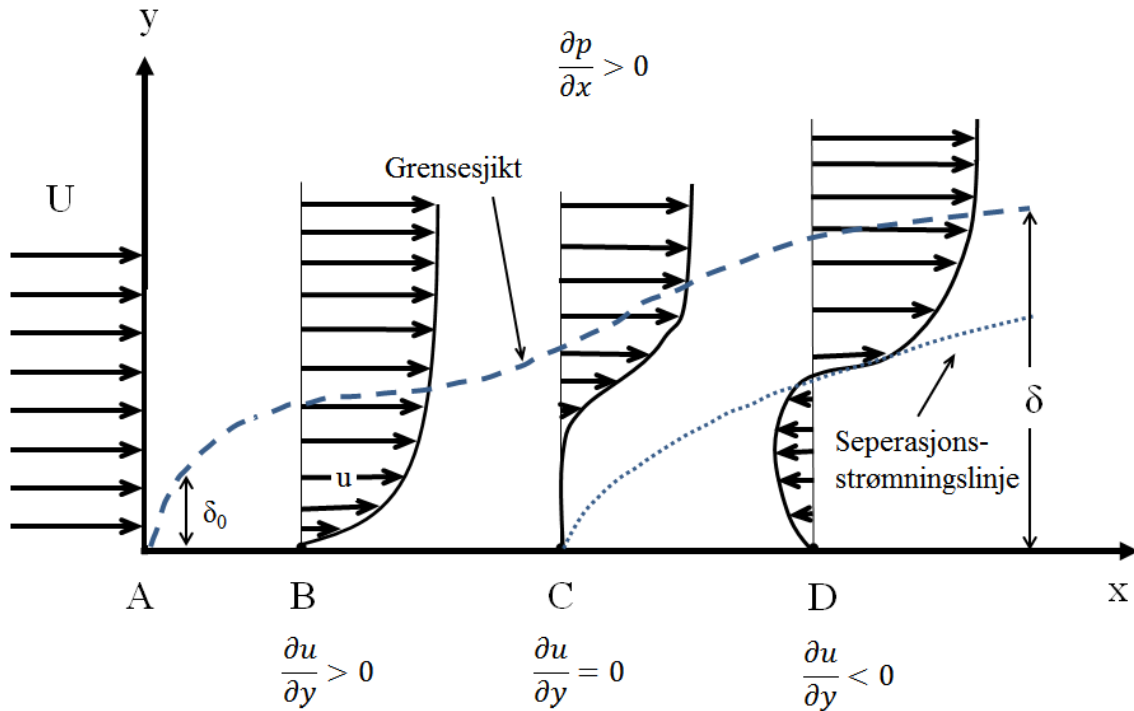
$$u = u(y) \quad (2.13)$$

og er som vist avhengig av hvor langt fra veggen strømmingen er.

Tykkelsen på grensesjiktet, δ , er der hastigheten er 99 % av fristrømhastigheten [13].

Figur 2.8 viser hvordan hastighetsprofilen utvikler seg langs en flat plate, for eksempel langs hub i diffusoren.

Som vist i figuren, endrer hastighetsprofilen seg fra punkt B til punkt C, og grensesjikttykkelsen øker. Igjennom en diffusor vil tverrsnittarealet øke, og følgelig vil trykkgradienten $\partial p/\partial x$ være større enn null. Punkt C kalles separasjonspunkt for strømmingen. Når strømmingen opplever en positiv trykkgradient nedstrøms vil fluidet bremses opp innad i grensesjiktet. Når bevegelsesmengden til fluidet i grensesjiktet reduseres klarer ikke strømmingen å følge veggen, og separasjon oppstår [13]. Punktet C i figuren kalles separasjonspunktet.



Figur 2.8: Figur av hastighetsprofil, grensesjikt og separasjon.

Separasjonskriteriet er at skjærkreftene ved veggen skal være lik null. Skjærkrefter for turbulent strømning er definert som den

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} - \overline{\rho u_i u_j} \quad (2.14)$$

Siden viskositeten, μ , og massetettheten, ρ , ikke kan være null, må kriteriet for at skjærkreftene blir null være at

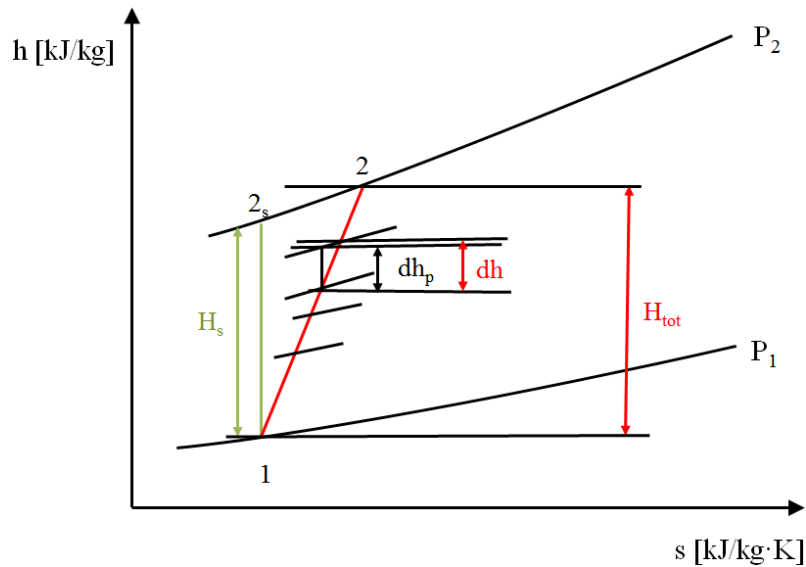
$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (2.15)$$

Etter hvert som fluidet strømmer nedstrøms mot punktet D i figuren, vil trykkgradienten $\partial p / \partial x$ øke, noe som gjør at hastigheten til strømmingen i grensesjiktet går ned. Etter separasjonspunktet fører trykkgradienten til tilbakestrømning, det vil si at hastighetsgradienten $\partial u / \partial y$ er negativ [16]. Separasjonen fører også til at strømmingen avbøyes i positiv y -retning. Dermed vil grensesjiktstørrelsen, δ , øke noe som igjen vil føre til at det effektive strømningsarealet reduseres.

2.3 Polytropisk virkningsgrad

Den isentropiske virkningsgraden kan ikke skille mellom de fluiddynamiske tapene fra de totale tapene, som består av fluiddynamiske og termodynamiske tap. Derfor vil to like kompressorer med ulik trykkforhold ha ulik virkningsgrad selv om kompressorene har de samme fluiddynamiske egenskapene [7]. Dette skyldes at isobarene divergerer, som vist i h -diagrammet i Figur 2.9. Den polytropiske virkningsgraden brukes for å kunne sammenligne den faktiske virkningsgraden for ulike trykkforhold og design [17]. På den måten kan det mest effektive designet bestemmes.

Som vist i Figur 2.9 kan entalpiforskjellen mellom to kompressorsteg ha ulik verdi, avhengig av hvordan den defineres. H_s er den isentropiske entalpiforskjellen mellom to tilstander. Den totale entalpiforskjellen, H_{tot} , er høyere enn den isentropiske siden denne tar hensyn til tap, og er definert som $h_2 - h_1$. Den polytropiske entalpiforskjellen følger den totale entalpilinjen, men er delt opp i flere isentropiske steg.



Figur 2.9: Isentropisk, total og polytropisk entalpiforskjell.

Begrepet løftehøyde blir brukt for å beskrive det spesifikke arbeidet, eller entalpiforskjellen, kompressoren må yte på fluidet for å oppnå en gitt trykkøkning [17]. Polytropisk løftehøyde er definert som summen av flere polytropiske kompressorsteg med konstant polytropisk virkningsgrad:

$$H_p = \sum_{i=1}^{\infty} dh_p|_{\eta_p = \text{konst}} \quad (2.16)$$

Arbeidet som kompressoren tilfører fluidet per kilogram er gitt ved

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \int_1^2 v dp \quad (2.17)$$

Polytropisk løftehøyde beregnes da fra følgende likning, gitt at fluidet er kjent (hele utledningen finnes i vedlegg D):

$$H_p = \frac{n}{n-1} \frac{Z_1 R_0 T_1}{MW} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.18)$$

Likningen ovenfor antar at den polytropiske eksponenten, n , er konstant mellom to kompresjonstilstander. Dette gjelder ikke i en virkelig kompresjonsprosess, og ved å benytte Schultz analyse tar den polytropiske virkningsgraden hensyn til dette. For dette formålet innfører Schultz to kompressibilitetsfaktorer, X og Y [18]. Schultz definerer den polytropiske volumeksponenten som

$$n_{v1} = \frac{(1 + X)}{Y \left[\frac{1}{\kappa} \left(\frac{1}{\eta_p} + X \right) - \left(\frac{1}{\eta_p} \right) - 1 \right]} \quad (2.19)$$

For å ta høyde for små variasjoner for n_{v1} i en kompresjonsprosess, innfører Schultz den polytropiske løftehøydekorreksjonsfaktoren, f :

$$f = \frac{h_{2s} - h_1}{\frac{k_{v1}}{k_{v1} - 1} (P_2 v_{2s} - P_1 v_1)} \quad (2.20)$$

Den polytropiske løftehøyden, med Schultz polytropiske analyse gis da ved:

$$H_p = f \frac{n_{v1}}{n_{v1} - 1} \frac{Z_1 R_0 T_1}{MW} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_{v1}-1}{n_{v1}}} - 1 \right) \quad (2.21)$$

Den polytropiske virkningsgraden beskriver forholdet mellom den polytropiske løftehøyden og den totale løftehøyden.

Den polytropiske virkningsgraden defineres til slutt som

$$\eta_p = \frac{H_p}{H_{tot}} \quad (2.22)$$

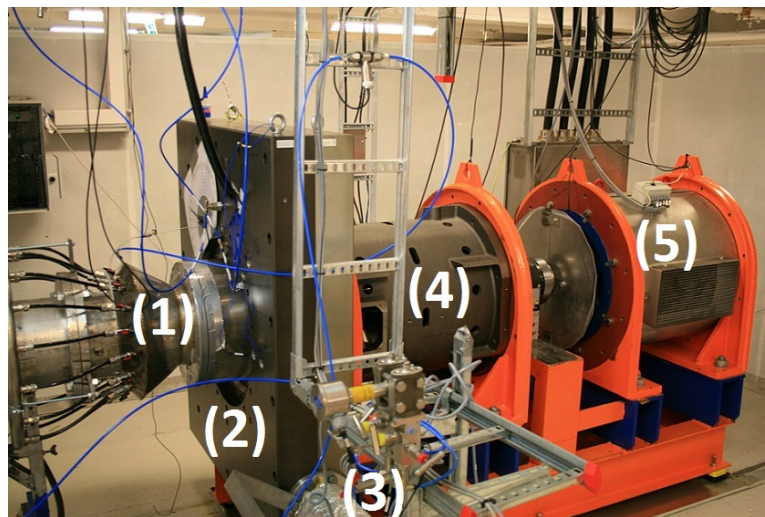
3 Designendringer

Dette kapitlet gir en kort presentasjon av våtgasskompressorriggen på NTNU. Videre vil de syv ulike geometriene som har blitt designet for diffusor og spiralhus bli presentert. I vedlegg E er målene angitt.

3.1 Våtgasskompressorriggen på NTNU

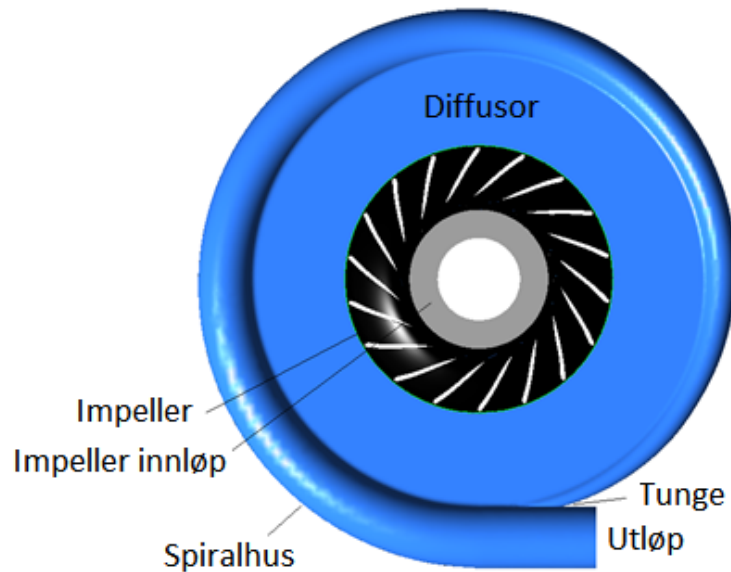
NTNU, i samarbeid med Statoil ASA, har i flere år forsket på virkningen av væskeinjeksjon i kompressorer. Våtgasskompressorriggen på NTNU er et viktig verktøy for dette.

Kompressoren er en ett-trinns sentrifugalkompressor med vann og luft som arbeidsmedium. Fra innløpet til impelleren ((1) i Figur 3.1) strømmer fluidet til diffusoren og spiralhuset som omsluttet av blokken (2). Ut av blokken står utløpsrøret (3) som har ventil for volumstrømregulering, og væske og gass strømmer videre til en separator tank. Elektromotoren (5) har en maksimal effekt på 450 kW og maks turtall er 11 000 r/min. Lagerbukken (4) fungerer som en beskyttelse av motoren for å unngå vann i motoren i tilfelle lekkasje i blokken.



Figur 3.1: Kompressorriggen på NTNU.

Figur 3.2 viser kompressordesignet. Fluidet strømmer inn i impellerinnløpet hvor fluidet akselereres samtidig som det blir komprimert. Komprimeringen fortsetter ut igjennom diffusoren, og fluidet blir samlet opp i spiralhuset hvor det strømmer ut igjennom utløpsrøret. Tungen er området hvor spiralhuset går fra null til maksimal diameter, og er avrundet for å forhindre strømmingstap.



Figur 3.2: Sentrifugalkompressor med navnsetting på viktige komponenter.

I Tabell 3.1 er dimensjonene for kompressoren oppgitt.

Tabell 3.1: Eksisterende kompressordata.

Impeller	
Impellerdiameter utløp, d_2	455 mm
Antall blad	18
Utløpsvinkel impellerblad, β_2	44,9°
Utløpsbredde, b_2	14 mm
Diffusor	
Diffusorforhold, d_3/d_2	1,7
Utløpsdiameter, d_3	773,5 mm
Lengde	159 mm
Bredde, b_3	14 mm
Ledskovler	Nei

For å øke forståelsen for kompressoren har det de siste år blitt brukt CFD simuleringer. Til nå har fokuset vært impelleren, men i denne oppgaven analyseres strømningsbildet og ytelsen til hele kompressoren, med særlig vekt på diffusoren og spiralhuset

3.2 Optimalisering av diffusor- og spiralhusdesign

Dette delkapittelet presenterer de nye designene som har blitt utviklet.

Følgende konfigurasjoner i kompressoren har blitt designet og simulert i denne oppgaven:

- Endring av spiralhus med økende tverrsnittareal, med eksisterende impeller og diffusor.
- Endring av diffusorbredde for ny impellermodell fra Irgens [19] ($b_2 = b_3$). Eksisterende spiralhus er brukt.

- Endring av diffusorinnløp og diffusorutløp, med bruk av eksisterende impeller og spiralhus.

I tillegg har modellen fra Viseth [9] blitt oppdatert. Dette er en kopi av eksisterende kompressor i lab, og tungen har blitt avrundet for å øke likheten mellom CFD modell og kompressor. Denne avrundingen er gjort på alle designene.

Optimaliseringsmetoder som er vurdert for endring av kompressordesignet er gradientbasert optimaliseringsmetode, funksjonstilnæringsmetode og utforskningsmetode [20]. Gradientbasert optimaliseringsmetode er anbefalt hvis parameteren i domenet (slik som for eksempel trykk) har kun en topp på kurven, samtidig som den er konveks og kontinuerlig. Funksjonstilnæringsmetoder baserer seg på å definere funksjoner som korrelerer inn parametere med målfunksjonen ved å bruke statistiske hensyn. Utforskningsmetoder baserer seg på observasjoner fra tidligere forsøk eller simuleringer, og med bakgrunn i dette gjøres nødvendige konfigurasjoner. GE Nuovo Pignone i Firenze har gjort flere optimaliseringer ved hjelp av denne metoden, både med observasjoner fra lab og fra CFD simuleringer. I denne oppgaven har sistnevnte metode blitt brukt, med observasjoner fra simuleringer gjort i Viseth [9] som utgangspunkt for designkonfigurasjonene.

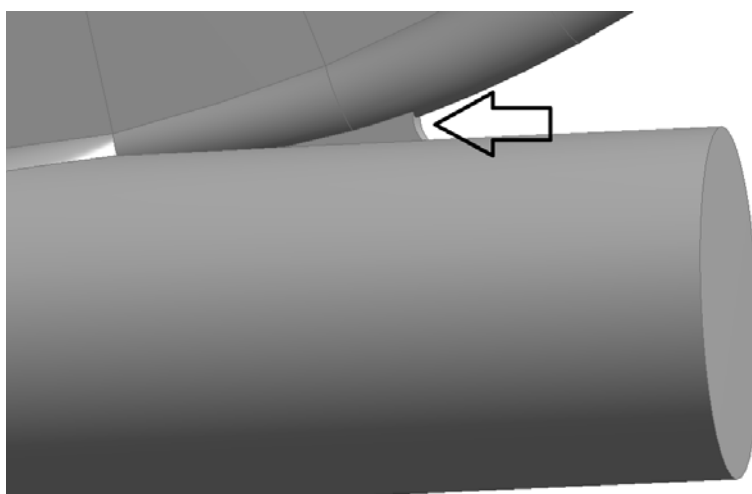
3.2.1 Optimalisering av spiralhus

Spiralhuset er en passasje som står periferisk på diffusoren hvor tverrsnittet øker etter hvert som den samlede volumstrømmen øker [21]. Kompressoren som blir analysert i denne oppgaven har et såkalt eksternt spiralhus, det vil si at hele spiralhuset er utenfor diffusorradiusen.

Videre i dette delkapittelet vil de konfigurasjonene som har blitt gjort for spiralhuset i denne oppgaven bli presentert.

Oppdatering av eksisterende modell (originalt design)

Dette designet er en forbedring av CFD modellen fra Viseth [9] for å øke likheten til eksisterende kompressor. Det er ikke en spesifikk spiralhusendring, men er tatt med i dette delkapittelet siden alle design har denne forbedringen. Figur 3.3 viser avrundingen som har blitt gjort.



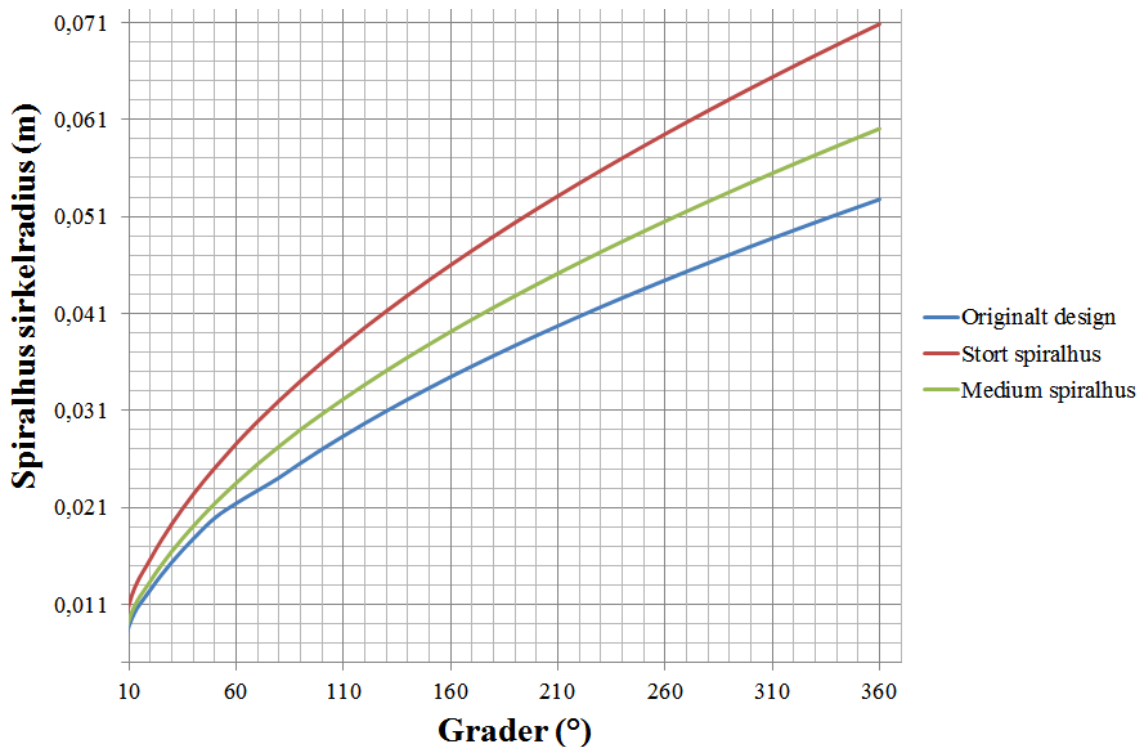
Figur 3.3: Avrundet tunge.

Dimensjonsendringer i spiralhus

Ved å endre designpunktet til spiralhuset kan strømningsbildet forbedres og ytelsen til kompressoren økes. To nye spiralhus med større tverrsnittareal har blitt modellert. Driftspunktet har blitt flyttet fra $1 \text{ m}^3/\text{s}$ til $1,28 \text{ m}^3/\text{s}$ og $1,57 \text{ m}^3/\text{s}$ ved $10\,000 \text{ r/min}$. De nye dimensjonene er hentet fra Grüner [22], og er basert på hastighetsdiagram fra originalt design (se vedlegg F).

De nye spiralhusene har i gjennomsnitt 12,6 % og 24,4 % større radius. Figur 3.4 viser radiusen for de nye designene i forhold til det originale designet.

Figuren inneholder ikke data for mindre enn 10° . Utjevningfunksjonen i ANSYS Design Modeler har blitt brukt til dette formålet for å få en jevn overgang mellom 0° og 360° .



Figur 3.4: Sammenligning av nye og originalt spiralhusdesign.

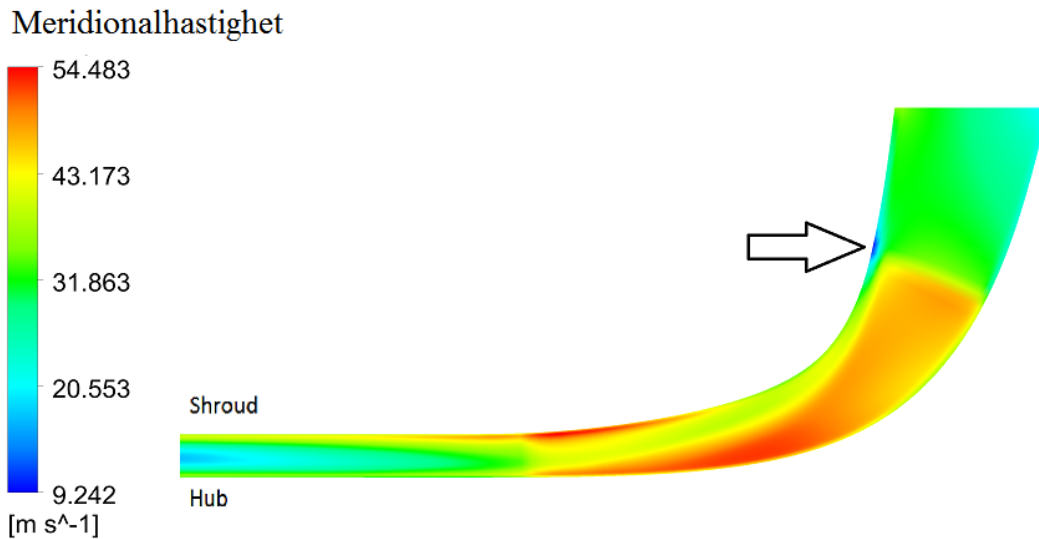
3.2.2 Optimalisering av diffusor

Diffusorytelse er bestemt av geometriske og aerodynamiske parametere. Alle designene som er laget er med diffusor uten ledeskovler. Alle tverrsnitt i dette delkapittelet er ved 310° av kompressoren (toppen av kompressoren i Figur 3.2 er ved 0°). Dette kommer av at strømmingen i dette området er stabil, og observasjoner fra simuleringene har vist at strømningsbildet er representativt for hele omløpet.

13 mm og 12 mm diffusorbredde

Som i alle impellere observert Irgens [23] separasjon, markert med pil i Figur 3.5. Med bakgrunn i dette har Irgens [19] endret shroud profilen for å redusere separasjonsområdet og få en mer uniform meridionalhastighet. (Shroud er i denne oppgaven definert som oppsiden av impelleren, mens hub er definert som undersiden av

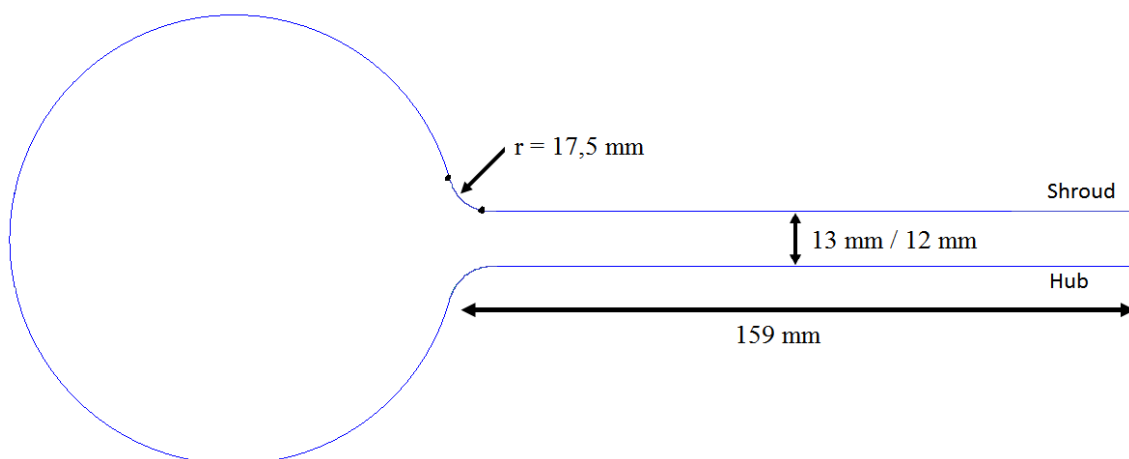
impelleren. Det har blitt brukt de engelske ordene for å unngå forvirring, da de er innarbeidet i industrien.)



Figur 3.5: Separasjon i impeller. Tverrsnitt i sentrum av impeller, 9 000 r/min, 0,85 m³/s.

Med bakgrunn i impellerkonfigurasjonen har diffusorbredden, b_3 , blitt laget lik utløpsbredden til impelleren, b_2 til to av impellerne.

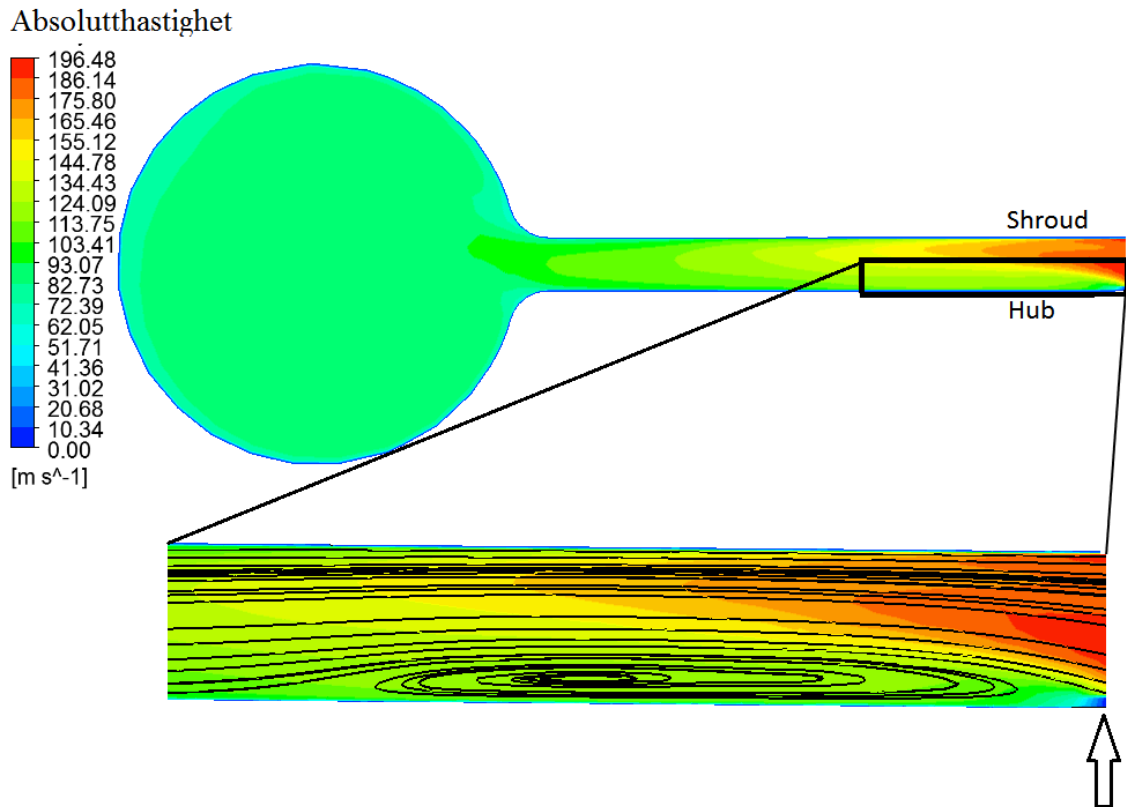
Figur 3.6 viser skissen hvor diffusorbredden er henholdsvis 13 og 12 mm. Alle andre dimensjoner, slik som diffusorlengden og radiusen til avrundingen fra diffusorutløpet til spiralhusinnløpet ($r = 17,5$ mm) er uforandret. Det har ikke blitt satt noen mål på radiusen til spiralhuset i figurene da den varierer fra null til 52,73 mm avhengig av hvor på kompressoren man måler.



Figur 3.6: 13 mm og 12 mm diffusorbredde.

14 mm diffusorbredde med innsnevring

Viseth [9] observerte separasjon ved innløpet til diffusoren ved hub, markert med pil i Figur 3.7. På grunn av separasjon blir strømningslinjene avbøyd fra hub, og det effektive strømningsarealet reduseres. I tillegg oppstår tilbakestrømning, som vist i uthevingen Figur 3.7.

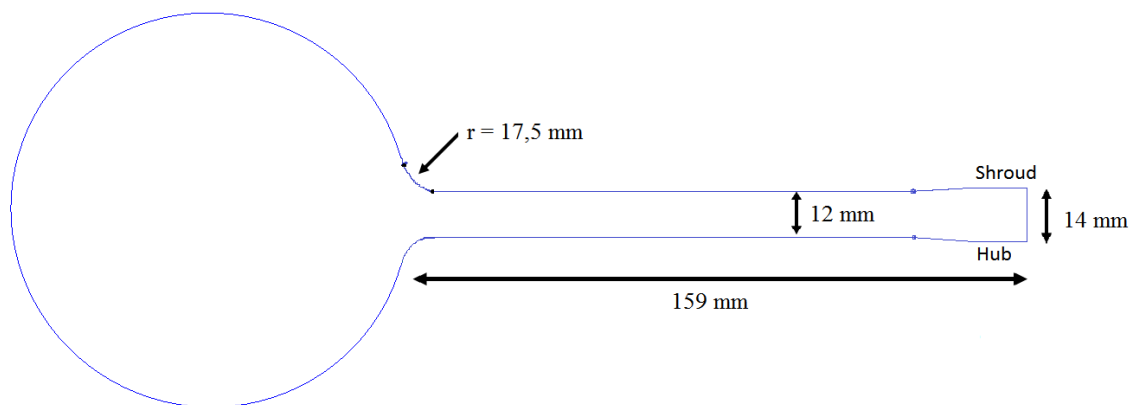


Figur 3.7: Absolutthastighet, med separasjonspunkt for 14 mm diffusor. 9 000 r/min, 0,85 m³/s.[9]

En konvergerende innsnevring på diffusoren vil føre til at separasjonsområdet reduseres. Dette kommer av at en innsnevring vil tvinge strømmen til å gå langs diffusorveggen, samtidig som innsnevringen gjør at trykkgradienten, dp/dx , blir mindre. [24]

Lee m.fl. [24] nevner at diffusoren kan snevres inn på motsatt side av separasjonspunktet eller fra både shroud og hub. En innsnevring bare fra shroud vil presse strømmingen mot hub, og separasjonsområdet reduseres. En innsnevring fra begge sider vil kunne gi en mindre bratt innsnevring, og dermed mindre reduksjon i tverrsnittarealet. Dersom det effektive strømningsarealet ikke blir mindre ved en innsnevring av diffusoren kan trykkgjenvinning i diffusoren være like høy, og strømningstapet vil reduseres på grunn av mindre tilbakestrømning.

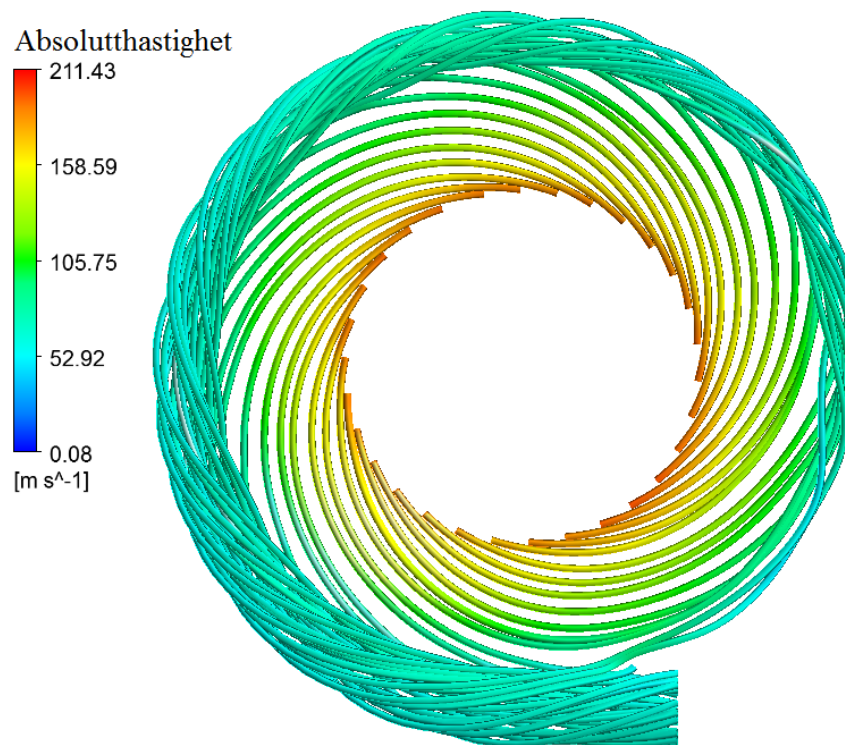
Med bakgrunn i størrelsen på separasjonsområdet, og ønsket om høy trykkgjenvinning, har en innsnevring fra både hub og shroud blitt valgt. Figur 3.8 viser skissen av designet, hvor det har blitt valgt å snevre inn diffusoren fra 14 mm til 12 mm. Dette skyldes gode resultat med 12 mm diffusorbredde.



Figur 3.8: 14 mm diffusorbredde med innsnevring

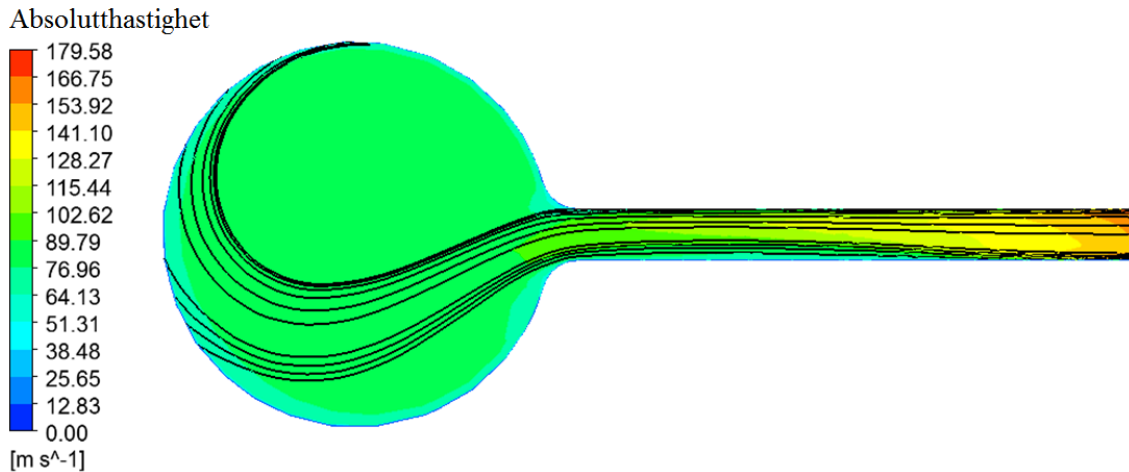
14 mm diffusorbredde med rett diffusorutløp

Viseth [9] observerte virvelstrømmer i spiralhuset, som vist i Figur 3.9. Dette fører til strømningstap siden strømningsbanen blir lengre.



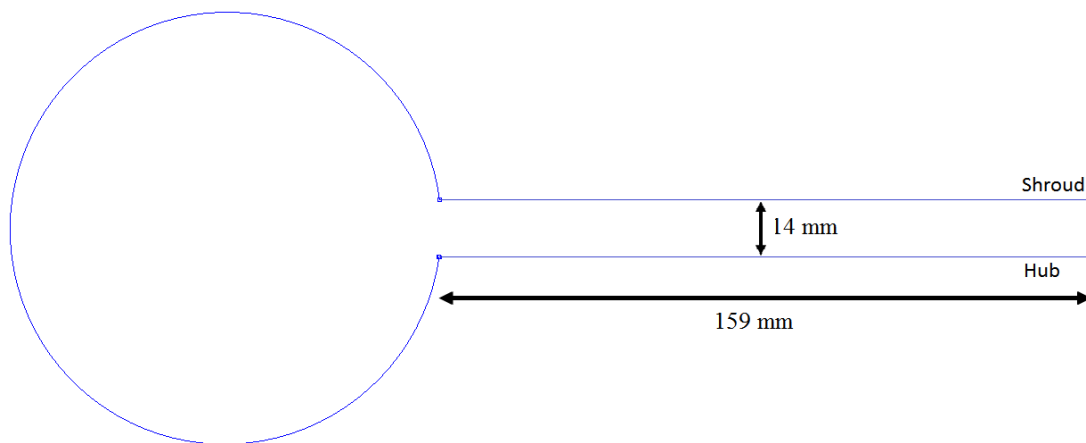
Figur 3.9: 3D strømningslinjer for 14 mm diffusorbredde. 9000 r/min, $0,85 \text{ m}^3/\text{s}$. [9]

Figur 3.10 viser strømningslinjer som avbøyes når de nærmer seg innløpet til spiralhuset. Lee m.fl. [24] observerte en lavere utløpsvinkel og dermed mindre virvelstrømmer når avrundingen fra diffusorutløpet ble redusert.



Figur 3.10: Absolutt hastighet i diffusor og spiralhus med strømningslinjer for 14 mm diffusorbredde. 9 000 r/min, 0,85 m³/s [9]

Med bakgrunn i observasjoner fra Viseth [9] og Lee m.fl. [24] ble designet i Figur 3.11 designet. Som vist er avrundingen ut av diffusoren fjernet og erstattet med et rett utløp.



Figur 3.11: 14 mm med rett diffusor utløp

3.3 Oppsummering

Utforskningsmetode er benyttet som optimaliseringsmetode, hvor observasjoner fra Viseth [9] har blitt brukt for å foreslå forbedringer.

Syv nye design har blitt laget. Et av de, kalt originalt design, er en kopi fra Viseth [9], men tungen har blitt optimalisert for å øke likheten mellom CFD modell og kompressoren i lab. Dermed kan resultater fra simulering og lab direkte sammenlignes. Tabell 3.2 viser en oppsummering av hvilke endringer som er gjort i forhold til modellen som ble benyttet i Viseth [9].

Tabell 3.2: Endringer for nye design.

Design	Avrundet tunge	Original impeller	Original diffusor	Original spiralhus
Originalt design	X	X	X	X
Stort spiralhus	X	X	X	
Medium spiralhus	X	X	X	
13 mm diffusorbredd	X			X
12 mm diffusorbredd	X			X
14 mm diffusorbredde med innsnevring	X	X		X
14 mm diffusorbredde med rett diffusorutløp	X	X		X

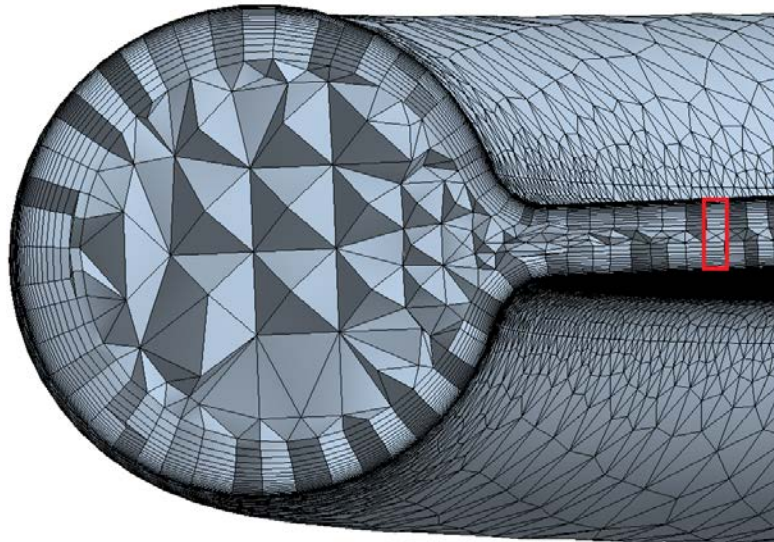
4 Modelloppsett for CFD simuleringer

I dette kapitlet vil metoden for etablering av CFD modellene bli presentert, og maskenettene som blir brukt blir validert. Verdiene for maskenettkvaliteten er hentet fra modellen for det originale designet. Dette maskenettet gir et representativt bilde på alle andre maskenett. Alle verdier for maskenettene finnes i vedlegg B.

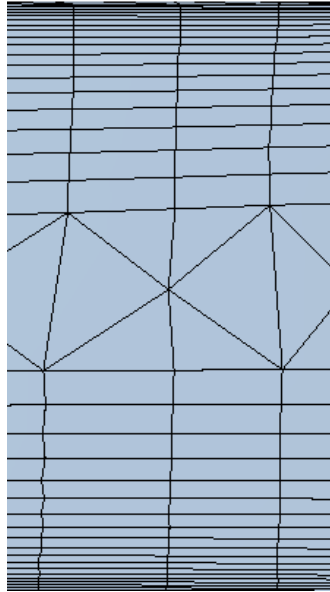
4.1 Maskenett

Et godt maskenett, avgjør kvaliteten på simuleringene. I tillegg vil et godt maskenett føre til raskere konvergens noe som igjen vil føre til færre iterasjoner og kortere simuleringstid. ANSYS har ulike kriterier som benyttes som en indikasjon på kvaliteten til maskenettet. Alle disse, i tillegg til teori rundt etablering av et maskenett er beskrevet i vedlegg A.

Figur 4.1 viser et tverrsnitt av kompressoren ved 310° . Maskenettet har mange masker langs veggen for å kunne observere separasjonspunkt og veggeffekter for strømmingen [4]. Som vist i figuren består maskenettet av både kubiske, tetraedriske, pyramides og kileformede masker. Totalt er geometrien delt opp i 36 lag hvor flesteparten av lagene ligger tett langs veggen. Figur 4.2 viser forstørrelsen av området markert i rødt på Figur 4.1, hvor man ser at flest masker ligger langs veggen.



Figur 4.1: Tverrsnitt av kompressor med maskenett.



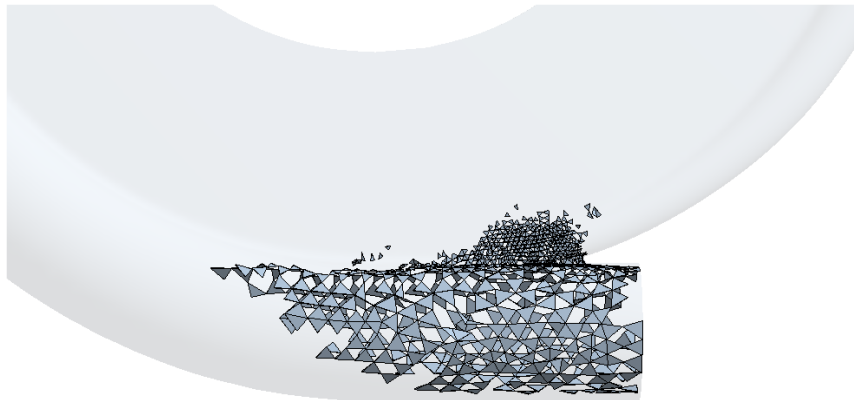
Figur 4.2: Forstørrelse av markert område i Figur 4.1.

Tabell 4.1 viser de anbefalte verdiene for ulike parametere fra ANSYS Mesh, og de faktiske verdiene som er oppnådd i maskenettet. Gjennomsnittsverdiene for parametere, som angir kvaliteten på maskenettet, ligger godt innenfor anbefalte verdier. I designet med 14 mm diffusorbredde er det ca. 2,2 millioner masker, fordelt på 36 lag. Til sammen 0,14 % av maskene er kritiske. Det vil si at parameterverdiene i maskenettet har kritiske verdier i forhold til de anbefalte verdiene fra ANSYS Mesh.

Tabell 4.1: Egenskaper for maskenett til originalt design.

Parameter	Anbefalte verdier i ANSYS Mesh	Gj.snitts-verdier i maskenett	Totalt antall kritiske masker (%)	Totalt antall masker
Vinkel, α	God: $10^\circ < \alpha < 170^\circ$ Kritisk: $175^\circ < \alpha < 5^\circ$	75,92°	0,14	2243762
Ekspansjonsforhold, σ	God: $1,0 < \sigma < 1,5$ Kritisk: $\sigma > 5$	1,20		
Skjevhet, S	God: $S < 0,98$ Kritisk: $0,98 < S < 1$	0,21		

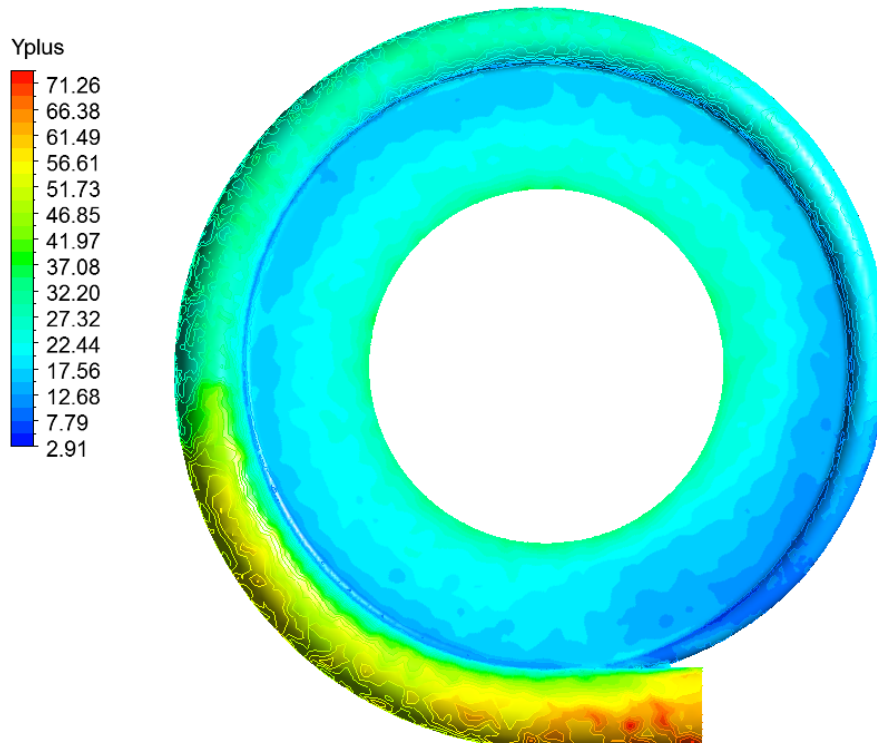
Figur 4.3 viser plasseringen til de kritiske maskene. Dette skyldes at maskene ved tungen og utløpet er ikke tilfredsstillende angitt ekspansjonsforholdet. Det beste kompromisset for ekspansjonsforholdet i geometrien er 1,20. Simuleringer med maskenett som inneholder kritiske masker kan godt brukes, men det er viktig å være klar over disse områdene i tilfelle det er problematisk å oppnå konvergens i simuleringene [25].



Figur 4.3: Kritiske masker.

I tillegg til kriteriene fra ANSYS Mesh er det viktig å se på verdier for y^+ . Figur 4.4 viser y^+ verdiene for maskenettet.

y^+ verdier over 60 anses som for høyt for å kunne analysere vegg-effekter i en simulering [5]. Ved kompressorutløpet overskrides denne verdien, som forventet jmfør Figur 4.3. I diffusoren reduseres y^+ verdien mot spiralhuset. Dette skyldes at hastigheten blir lavere, og grensesjiktet mindre. Dermed kan veggavstanden y være kortere for å oppfatte strømningsbildet, som vist i likning (2.1). Et dynamisk maskenett i diffusoren, det vil si at små masker ved innløpet og gradvis grovere ut mot spiralhuset, ville gitt en mer konstant verdi for y^+ , men siden maksimal verdi i diffusoren er ca. 41 er dette ikke nødvendig.



Figur 4.4: y^+ verdier i diffusor og spiralhus.

Validering av maskenett

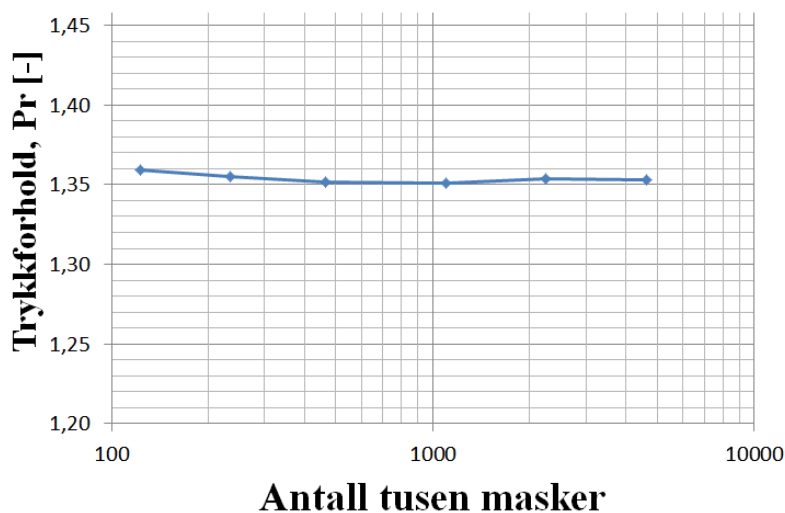
Ulike maskenett er sammenlignet for å bestemme hvilke oppløsning som er nødvendig for å oppnå fullgode resultater. Validering av maskenettet når numeriske simuleringer skal gjøres er avgjørende for troverdigheten til simuleringene [26]. Seks simuleringer er kjørt med ulikt maskenett, hvor antall masker ble tilnærmet doblet for hver simulering, for å validere maskenettet. De gir en indikasjon på om simuleringene vil konvergere, og hvor nøyaktig svar maskenettene vil gi med hensyn på trykkforhold og polytropisk virkningsgrad. Generelt er det slik at en doubling av masker fører til en halvering av den numeriske feilen [27].

Tabell 4.2 viser resultatene fra de ulike testsimuleringene. Testsimuleringene er kjørt ved 9 000 r/min med volumstrøm lik $0,85 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tabell 4.2: Resultat fra ulike maskenett brukt for validering.

Maskenett	Antall masker, (-)	Trykkforhold, Pr (-)	Polytropisk virkningsgrad (%)
A (grovt)	123029	1,359	81,562
B	234432	1,355	80,564
C	463456	1,352	83,085
D	1099208	1,350	86,456
E	2243762	1,354	82,756
F (fint)	4623945	1,353	83,265

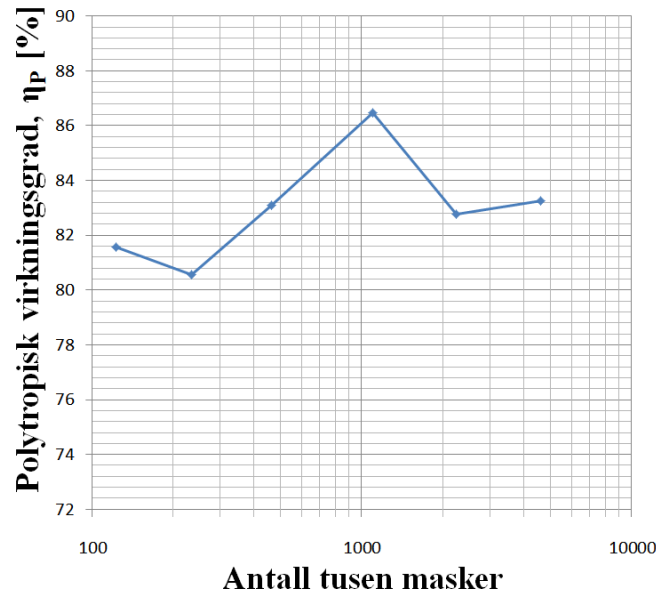
Tabell 4.2 og Figur 4.5 viser at trykkforholdet er lite avhengig av antall masker i maskenettet. Endringen i trykkforholdet er størst for de groveste maskenettene, mens forskjellen for de to siste er endringen bare 0,07 %.



Figur 4.5: Trykkforhold med ulik oppløsning på maskenett.

Figur 4.6 viser polytropisk virkningsgrad for ulike maskenett. Den polytropiske virkningsgraden er vanskelig å få til å konvergere. Dette skyldes utfordringer knyttet til konvergens av temperaturer. Avhengig av hvilket maskenett man bruker endrer virkningsgraden seg fra 80,56 % til 86,45 %. Dette er en relativ usikkerhet på nærmere

7,5 %. Figur 4.6 har et sinusformet forløp, hvor amplituden minker når antall masker øker. Gjennomsnittsverdien for den polytropiske virkningsgrad for de gitte simuleringene er 82,95 %, og endringen mellom de to siste maskenettene er 0,6 %, som er lite i forhold til de andre maskenettene.



Figur 4.6: Polytropisk virkningsgrad med ulike maskenett.

4.1.1 Oppsummering for validering og verifisering av maskenett.

Testsimuleringene viser at antall masker har liten påvirkning på trykkforholdet. Denne konklusjonen blir også tatt av Solis m.fl. [10]. Den polytropiske virkningsgraden er avhengig av flere parametere, noe som gjør det vanskelig å få stabile løsninger, uavhengig av størrelse på maskenettet. Tendensen viser at en økning i masker gir en mindre amplitude i grafen.

Med bakgrunn i analysen har det blitt besluttet å benytte seg av maskenett med ca. to millioner masker, tilsvarende maskenett E i Tabell 4.2. Denne oppløsningen har liten prosentvis endring for trykkforholdet og den polytropiske virkningsgraden i forhold til det fineste maskenettet. I tillegg lå dette maskenettet innenfor anbefalte parameterverdier fra ANSYS Mesh, og hadde tilstrekkelig lave y^+ verdier. Samtidig gir maskenettet et godt kompromiss mellom simuleringstid, nøyaktighet og mulighet for å studere strømningsbildene på en god måte. Det er likevel verdt å påpeke at enda flere masker burde benyttes for å få et mer korrekt beslutningsgrunnlag for den polytropiske virkningsgraden.

4.2 Modellinnstillinger

I dette delkapittelet blir de viktigste innstillingene i ANSYS CFX presentert. I vedlegg G er alle andre innstillinger gitt.

Modellbetingelser tørrgass

Alle simuleringer som er kjørt er stasjonære simuleringer. T. Meakhail m.fl. [28], A. Atif m.fl. [29] og K. V. Karanth m.fl. [30] har vist at det er mulig å løse komplekse strømningsbilde, og oppnå god nøyaktighet i CFD simuleringer med stasjonær simulering, i

tillegg til at simuleringstiden blir betydelig lavere i forhold til en transient analyse. Ved en transient analyse er det lettere å identifisere surge, men ifølge Bonaiuti m.fl. [20] kan dette punktet antas å være når en stasjonær simulering ikke konvergerer.

Totaltrykk ved innløp og massestrøm ved utløp er brukt for å spesifisere inn- og utløpsbetingelser for modellen.

Innløpsbetingelsene som er satt er standardbetingelser for luft:

- Totaltrykk ved innløp: 101,325 kPa (1 atm).
- Totaltemperatur ved innløp: 298,15 K.

Skjærspenning transport modell (SST) som turbulensmodell er benyttet og ideell gass er brukt som tilstandslikning. Oppsummert er følgende løsningsmetoder for simuleringene benyttet:

- Reynolds midlede Navier- Stokes likninger (massestrøm, bevegelsesmengde og energi).
- SST turbulensmodell.
- Oppstrømsmetoden for estimering av fluksen i hver maske.
- Ideell gass som tilstandslikning.
- EVM som diskretiseringsmetode

For mer informasjon om de ulike modellene som kan benyttes henvises det til Viseth [9] kap.2 og kap. 3.

Modellbetingelser for partikkelsimuleringer

CFD modellen for partikkelsimuleringene baserer seg på oppsettet for tørrgass, men partikler med egenskaper lik vann blir lagt til. Molarmassen er satt til 18,02 kg/kmol, mens partikkeltetthet ble først satt til 1 000 kg/m³. Tre andre massetettheter har blitt simulert for å se om endringer i tetthet har effekt på partikkelbaner gjennom kompressoren. De er 1,18 kg/m³, 500 kg/m³ og 1 500 kg/m³. Simuleringene er gjort med det originale designet for å studere partikler som senere kan måles på kompressoren (se kapittel 5.4.2). I tillegg ble simuleringer gjort med 12 mm diffusorbredde for å se om diffusorbredde og et nytt impellerdesign hadde innvirkning på strømningsbildet til partiklene.

Partikkelhastigheten ved innløpet er ukjent, men settes til halvparten av lufthastigheten som et eksempel. Temperaturen til partiklene er lik som innløpstemperaturen til luft, men er isotermisk igjennom kompressoren for å redusere simuleringstid. Massestrømmen til partiklene er 0,05 kg/s, som tilsvarer en gass/masse fraksjon (GMF) på 0,047. Lav GMF er valgt for å begrense antall partikler i simuleringen for å redusere simuleringstid.

Tetthetsforholdet for luft og de tre tyngste partiklene er 424, 847 og 1 271. På grunn av dette er oppdriftskraften ubetydelig i forhold til coriolis- og sentripetalkraft. I tillegg tas ikke løft og veggeffekter på partiklene med, da de er neglisjerbar i forhold til friksjonskraften på partiklene. [31]

Partikkeldiameteren er satt til 0,29 mm, og er bestemt ut i fra likninger i kapittel 2.1.4. Friksjonskraften på partiklene har en tovegs-kopling. Partiklenes interaksjon med vegg blir bestemt ut fra to faktorer, κ og ξ . De er henholdsvis satt til 0,75 og 0,10, basert på verdier fra Larsen [32].

Konvergenskriteriet for alle simuleringene i oppgaven er satt til 10^{-4} for bevegelsesmengde og masse. Dette er tilstrekkelig for å se tendenser i resultatene, men for å øke nøyaktigheten ytterligere kan den reduseres [33]. Minimalt antall iterasjoner er satt til 300 basert på erfaringer fra testsimuleringer.

4.3 Oppsummering modelloppsett

Maskenettet for simuleringene har blitt laget av 36 lag, hvor flest lag har blitt lagt ved veggene for å kunne analysere separasjonspunkt og vegggeffekter. Maskenettene er av god kvalitet, og er tilfredsstillende både når det gjelder anbefalte parameterverdier og y^+ verdier. Maskenett med omtrent to millioner masker gir det beste kompromisset mellom nøyaktighet og simuleringstid. På grunn av alle simuleringene som blir gjort i denne oppgaven, og erfaringer med simuleringstid fra Viseth [9], ble konvergenskriteriet 10^{-4} sett på som tilstrekkelig. Alle simuleringene oppnådde stabile løsninger.

Innløpsbetingelsene er i modellen satt til standardbetingelser for luft. Dette kan føre til avvik mellom simulerte verdier og målte resultat i lab. Videre har ideell gass blitt brukt som tilstandslikning, siden dette er eneste mulighet for luft i ANSYS CFX. Det reduserte trykket, definert som

$$p_r = \frac{P}{P_c} \quad (4.1)$$

har typisk verdi rundt 0,024 ved innløpet, noe som gir en kompressibilitetsfaktor tilnærmet lik 1.

Alle løsningsmetoder for tørr gass i ANSYS CFX er grundig dokumentert, og er valgt med bakgrunn fra anbefalte metoder.

Partikkelinteraksjoner med andre partikler og vegger er ikke tilstrekkelig dokumentert, men studeres av Pan m.fl. [11] [12] ved å bruke direkte numerisk simulering (DNS). På grunn av maskinbegrensinger er det ikke mulig å benytte DNS. Derfor har partikkelsimuleringen brukt kollisjonsfaktorer som angir hastigheten til en partikkel etter en kollisjon. Faktorene er satt til 0,75 og 0,1, men det må presiseres at videre arbeid for å finne mer representative verdier i roterende maskiner må gjøres.

Coriolis- og sentripetalkraften er de dominerende kreftene, og derfor er oppdrift neglisjert i simuleringene for partikler. GMF er satt til 0,047 for å redusere simuleringstid, og partikkeldiameteren er regnet ut til å være 0,29 mm.

5 Resultat

I dette kapittelet blir resultatene for tørrgass- og partikkelsimuleringene presentert. Kapittelet starter med resultatene for spiralhusendringene, og diffusorendringene. Til slutt i kapittelet blir resultatene fra partikkelsimuleringene vist, med forslag til validering av de resultatene.

Grader ($^{\circ}$) blir brukt for å angi områder i kompressoren som er ønskelig å påpeke. Toppen av figurene som viser trykk- og hastighetsprofil er ved 0° , og bunnen er ved 180° . For figurer hvor det er vist et tverrsnitt av diffusor og spiralhus er dette tatt ved 310° . Strømningen i dette området er stabil, og er representativ for hele omkretsen av kompressoren. Hastighets- og trykkprofil vises i sentrum av diffusoren og spiralhuset siden dette gir et representativt bilde av strømningsbildet i hele diffusor/spiralhus høyden. Bare de viktigste simuleringene blir vist i dette kapittelet, og resultatene fra alle simuleringene finnes i vedlegg H og vedlegg I.

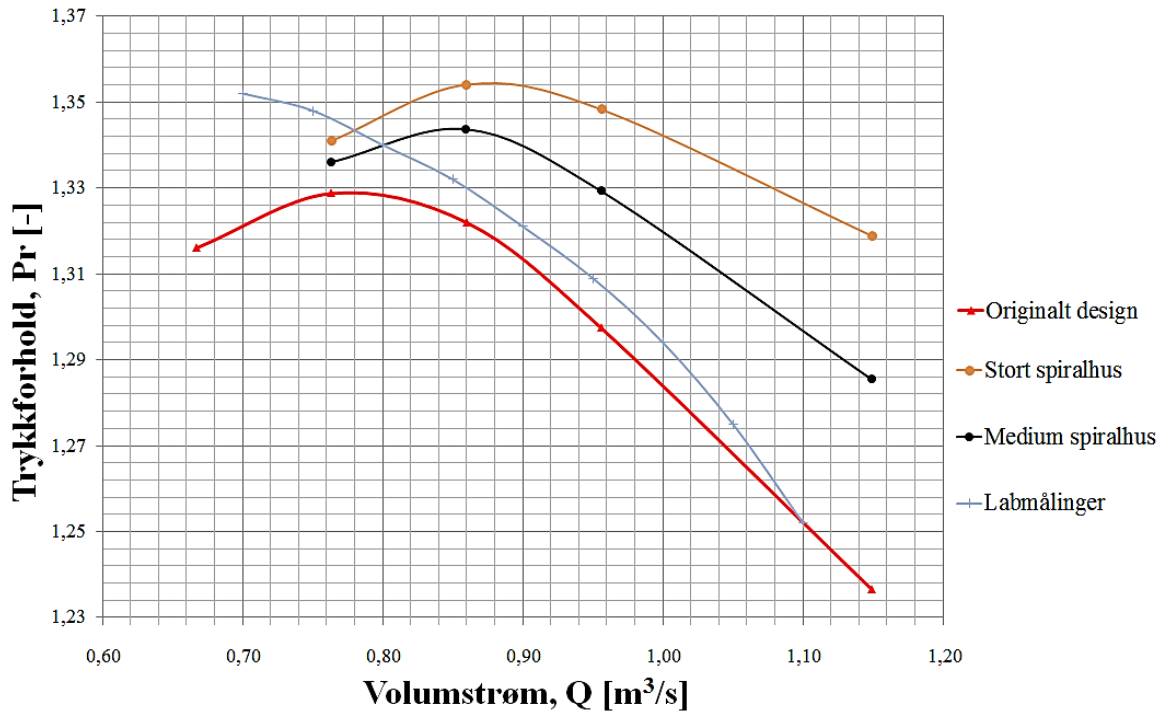
5.1 Designendringer i spiralhus

I starten av dette delkapittelet blir ytelseskaraktistikkene til designene presentert og sammenlignet, og videre blir strømningsbildet for hvert design presentert. Hvis ikke annet er oppgitt er strømningsbildene som blir presentert ved designets maksimale trykkforhold, hastighetsprofilen viser absolutthastigheten, og trykkprofilen er for det statiske trykket. I tillegg blir hastighetsprofilen for den høyeste simulerte volumstrømmen til hvert design presentert. Slik kan strømningsbildet for kompressoren når den opererer utenfor antatt optimalt driftspunkt sammenliknes. Til slutt vises resultat for den polytropiske virkningsgraden.

5.1.1 Ytelseskaraktistikk

Ytelseskaraktistikkene i Figur 5.1 viser trykkforholdet til de ulike spiralhusdesignene ved 9 000 r/min. For hvert design antas det at kompressoren opererer i surge når driftspunktet er til venstre for toppunktet. Punktene i grafene er volumstrømmene som har blitt simulert.

Den lyseblå linjen viser ytelseskaraktistikken for kompressoren i lab, og er hentet fra Reitan [34]. Den røde linjen viser karakteristikken for de simulerte verdiene for originaldesignet. Denne er vist for å kunne gi et sammenligning mellom originalt design og nye design.

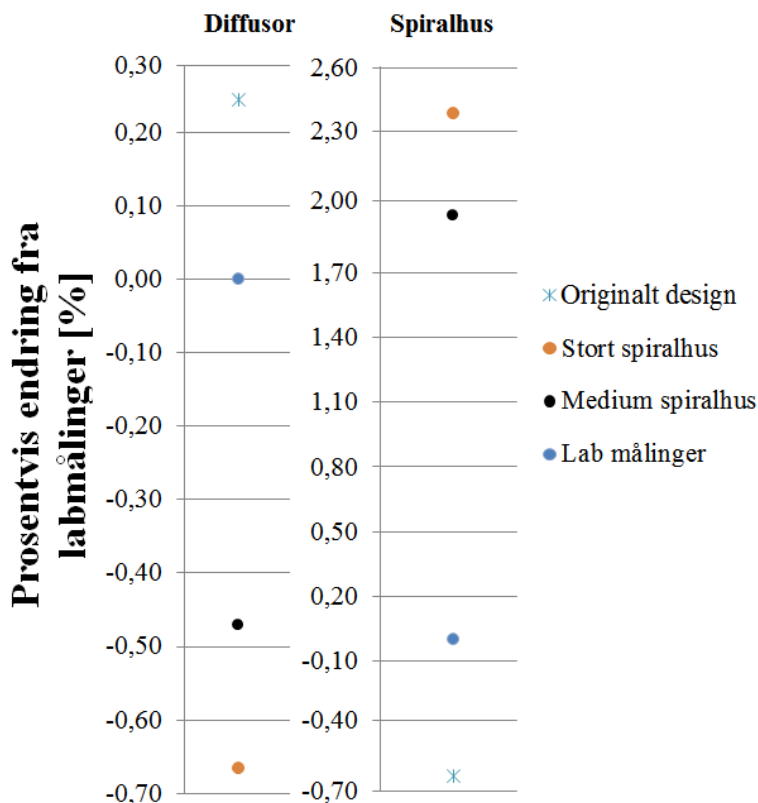


Figur 5.1: Ytelseskarakteristikk ved 9 000 r/min for nye spiralhusdesign og eksisterende design.

Den simulerte karakteristikken for originalt design surger ved $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$ mot $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ i lab. Det maksimale simulerte trykkforholdet for originaldesignet er 1,329 som mot 1,355 i lab. Den maksimale prosentvise trykkforskjellen mellom labmålingene og CFD modellen er 2,0 %, målt ved $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$. Ulikheten mellom labmålinger og CFD modellen er omtrent konstant fra $0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ og frem til $1 \text{ m}^3/\text{s}$. Etter dette synker trykkforholdet for labmålingene mer enn det gjør i simuleringene.

Det maksimale trykkforholdet som er simulert for designene med spiralhusendring oppnås ved $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$. Flere simuleringpunkt rundt toppunktene ville ført til at individuelle forskjeller ble mer synlige. Figuren viser at trykkforholdene til de nye spiralhusene er betydelig høyere i forhold til det simulerte originaldesignet. Det største spiralhuset har det høyeste trykkforhold ved volumstrøm lik $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$ hvor trykkforholdet er 1,354. Dette er 2 % høyere enn originaldesignet, og 0,15 % høyere enn maksimalt trykkforhold i lab. Karakteristikkene for de nye spiralhusene er de flateste, noe som indikerer at de er mindre sensitive for endringer i volumstrøm. Ulikheten mellom topp- og bunnpunktet for det store spiralhuset er ca. 2,5 %. Ulikheten i lab er 7,4 %. De to designene kan derfor operere med en høyere volumstrøm ved et gitt. Det største spiralhuset har i tillegg den flateste karakteristikken mot surge punktet, noe som indikerer at den er den mest stabile kompressoren [35].

Figur 5.2 viser en prosentvis sammenligning av trykkøkningen igjennom diffusoren og spiralhuset for simuleringer og lab. Resultatene er hentet ved 9 000 r/min, og volumstrømmen for de ulike designene er ved dets maksimale trykkforhold. Trykkforholdet i diffusoren er målt fra $1,08 \cdot$ impellerdiameteren (491,4 mm) til $1,62 \cdot$ impellerdiameteren (737,1 mm). Trykkforholdet i spiralhuset er fra $1,62 \cdot$ impellerdiameteren til utløpet av kompressoren.



Figur 5.2: Prosentvis endring i forhold til labmålinger for statisk trykkforhold igjennom diffusor og spiralhus ved maksimalt trykkforhold, 9 000 r/min.

Originaldesignet har 0,24 % høyere trykkgjenvinning igjennom diffusoren, og 0,63 % lavere igjennom spiralhuset enn for labmålingene. Dette indikerer forskjellen mellom den simulerte kopien av kompressoren og de målte verdiene i lab. Generelt er endringene i diffusoren svært små for alle design.

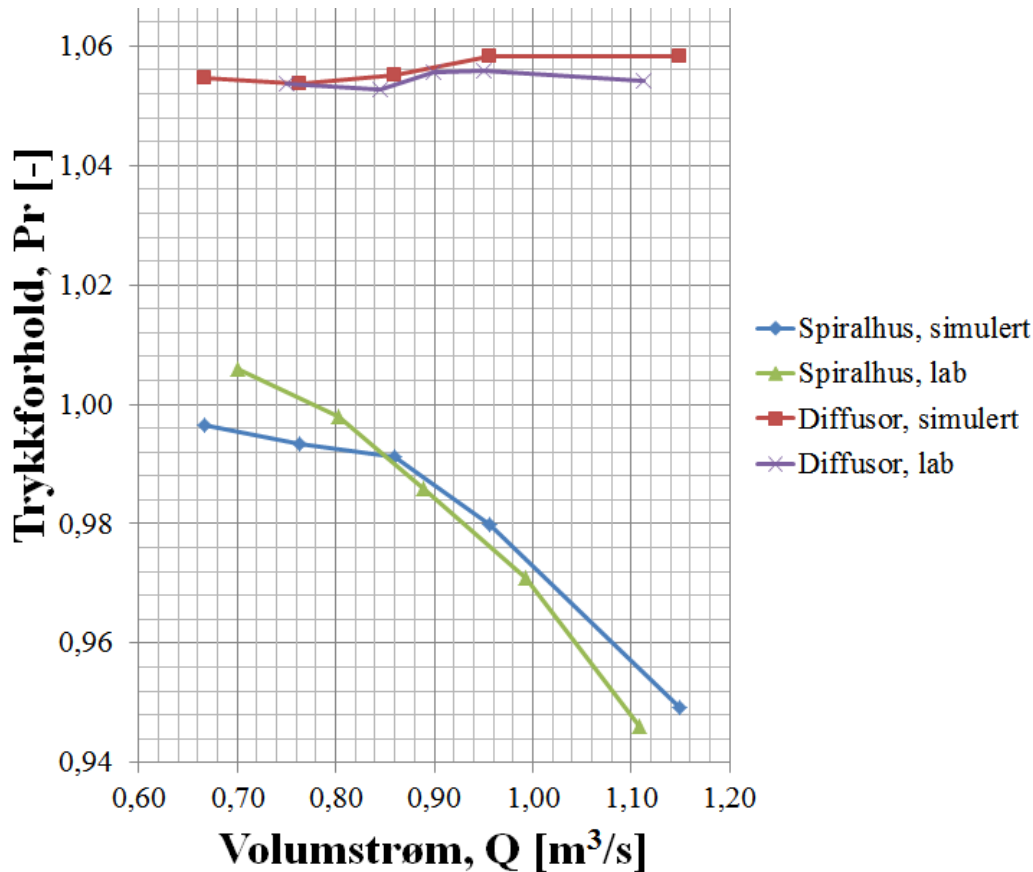
Som vist i figuren skyldes de høye ytelseskaraktistikkene for spiralhusendringene i høy trykkgjenvinning igjennom spiralhuset. Trykkgjenvinningen igjennom det største spiralhuset er 2,38 % høyere enn i labmålingene. For spiralhuset kalt medium er trykkgjenvinningen igjennom spiralhuset 1,93 % høyere enn for de observerte verdiene.

Den mest effektive diffusoren er det originale designet. Designet med minst effektive diffusor er designet med stort spiralhus. I forhold til labmålingene har de en negativ trykkgjenvinning på -0,67 % (stort spiralhus) og -0,47 % (medium spiralhus).

I tillegg til endringen i diffusor og spiralhus har impellertrykkforholdet mye å si for det totale trykkforholdet. Leser henvises til Irgens [19] for en gjennomgang av impellertrykkforholdet.

Sammenligning av labmålinger og labverdier for originalt design

Figur 5.3 viser ytelseskaraktistikkene til spiralhuset og diffusoren for simulerte resultat og resultat fra lab. Alle karakteristikkene er for 9 000 r/min. For diffusoren er formen på de to grafene tilnærmet like, men ved 0,96 m³/s stiger verdiene for de simulerte verdiene, mens i laben synker de. Den maksimale forskjellen for de to, målt ved 1,13 m³/s, er ikke mer enn 0,4 %. Ytelseskaraktistikken for diffusoren er relativt flat, det vil si at trykkgjenvinningen i den er tilnærmet lik for alle volumstrømmer.



Figur 5.3: Sammenligning av ytelseskarakteristikk for diffusor og spiralhus for simulerte verdier og labmålinger. 9 000 r/min.

I spiralhuset er ytelseskarakteristikken brattere i forhold til diffusoren, og dermed mer sensitiv for endring i volumstrøm. Karakteristikken til spiralhuset er svært lik som for den målte karakteristikken, men for lavere volumstrømmer enn 0,86 m³/s er den simulerte karakteristikken slakere enn målt karakteristik. Dette er forventet siden simuleringene surger ved høyere volumstrøm enn i lab. Den maksimale forskjellen mellom de to, målt ved surgepunktet til laben, er 1,24 %. Videre viser karakteristikken for spiralhuset at den har en negativ trykkgjenvinning for alle volumstrømmer for de simulerte verdiene. I laben er det trykkgjenvinning igjennom spiralhuset for volumstrøm lavere enn 0,78 m³/s.

Summen av karakteristikken for spiralhuset og diffusoren indikerer at det meste av trykkgjenvinningen for kompressoren skjer i impelleren.

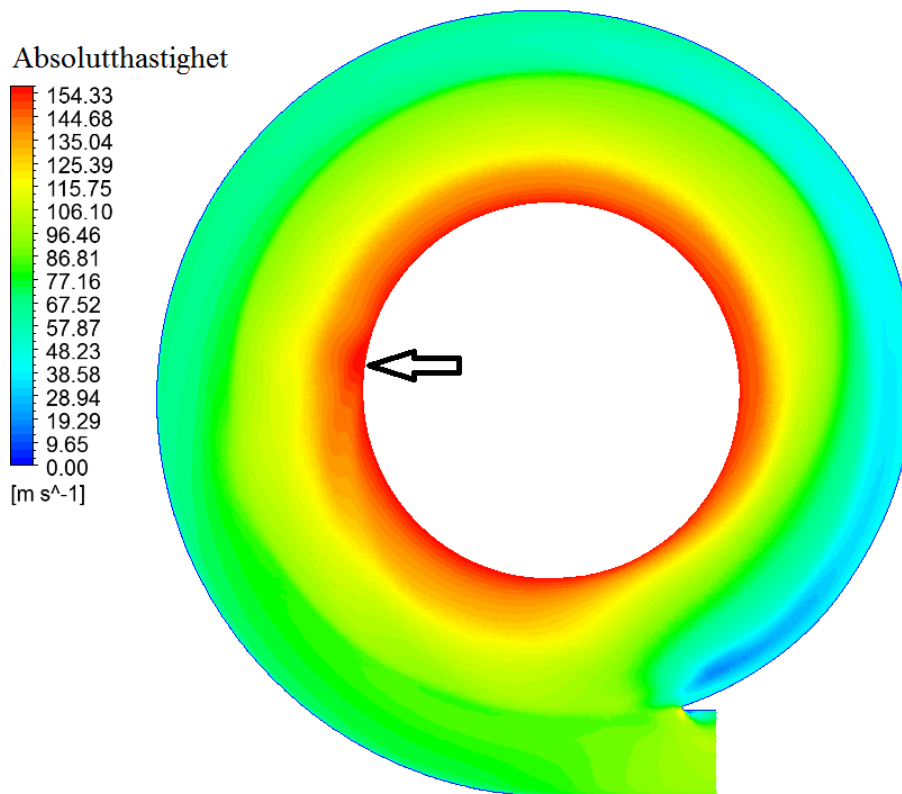
5.1.2 Strømningsbilde for originalt design

Strømningsbildet for det originale designet blir presentert først for å gi et sammenligningsgrunnlag for de nye designene.

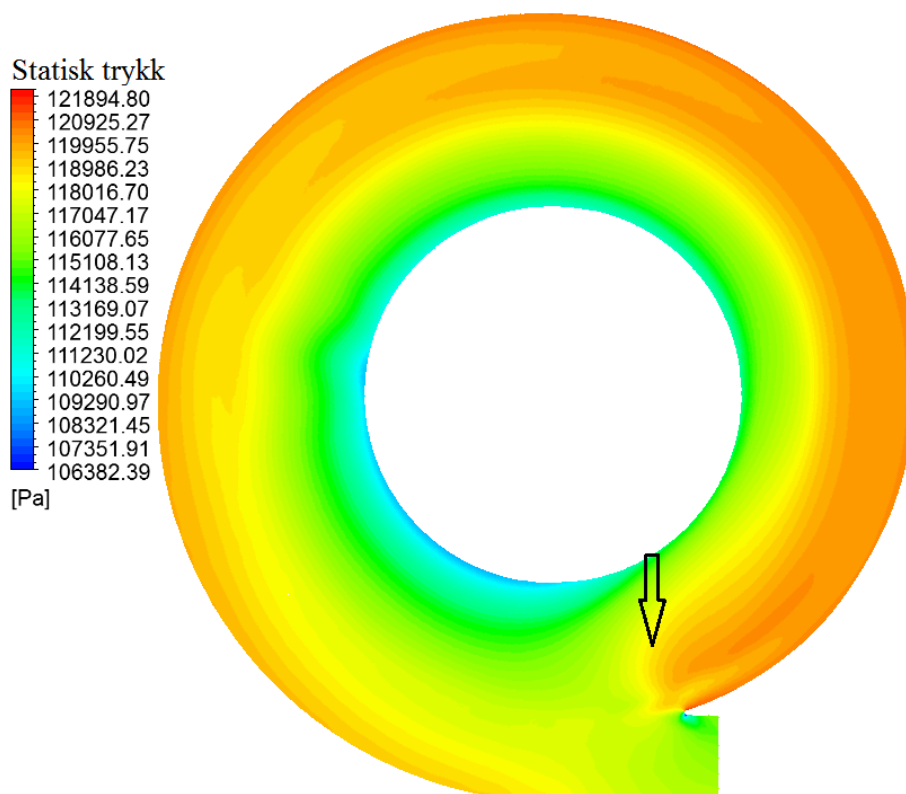
Figur 5.4 og Figur 5.5 viser (absolutt)hastighetsprofilen og (statisk) trykkprofilen i sentrum av diffusoren og spiralhuset (7 mm opp fra grunnplanet). Figurene viser at strømmingen ut av impelleren er ikke-uniform i området fra 110° til 280°. Rundt 270° observeres en bulk i profilen ut av impelleren, noe som fører til at høy hastighet lenger ut i diffusoren enn for resten av diffusoren (markert med pil i Figur 5.4).

Ved tungen observeres en hastighetsøkning som kommer av at strømningsarealet reduseres, tilsvarende som hastighetsøkningen rundt en kule. I tillegg observeres det en separasjonsboble rett etter tungen som gjør at det effektive strammingsarealet ved utløpet reduseres. Dermed går trykket ned, som vist i Figur 5.5. Like etter tungen observeres en lavhastighetszone som indikerer separasjon.

Trykket øker i diffusoren etter hvert som arealet øker, som vist i Figur 5.5. Pilen i figuren viser tydelig hvordan tungen påvirker trykket i diffusoren. Figuren viser også at hastigheten ut av impelleren er høyere mellom 180° - 270° , noe som antyder at trykket ved tungen har oppstrøms påvirkning på impelleren. I spiralhuset er hastigheten lav ved tungen og opp til 30° . Etter hvert som spiralhuset samler opp mer og mer av luften økes hastigheten mot utløpet (venstreroterende fra tungen).



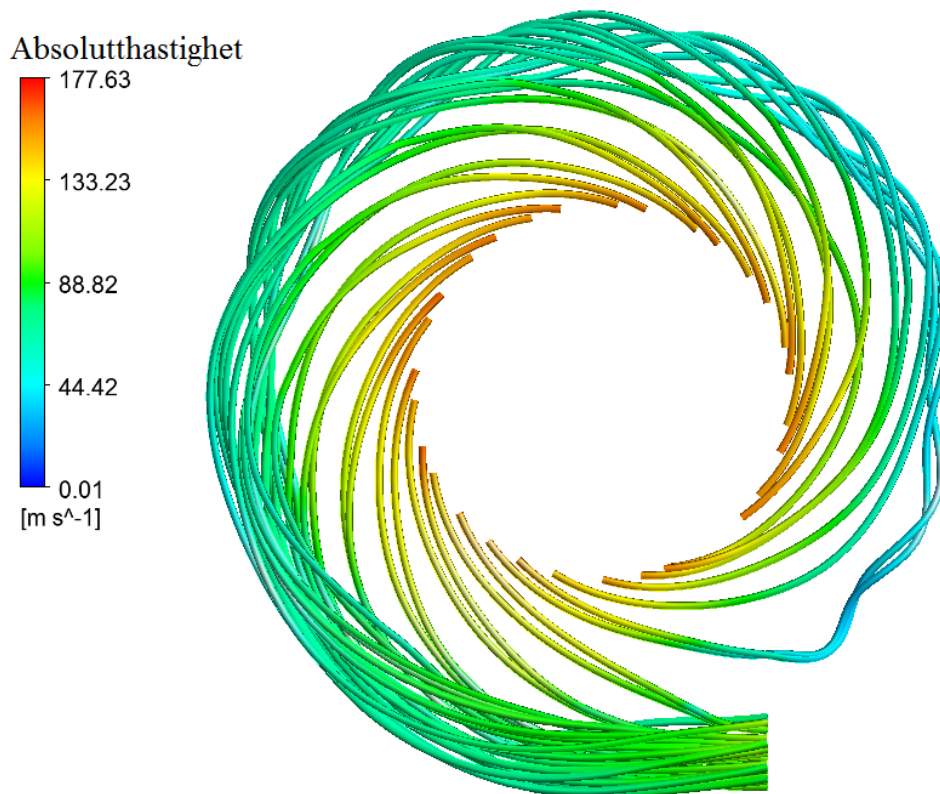
Figur 5.4: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.



Figur 5.5: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

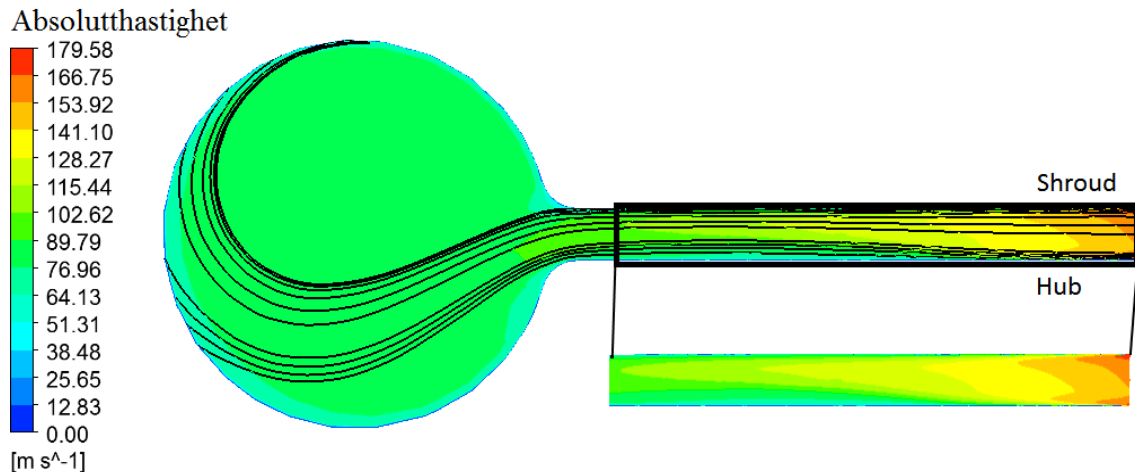
Figur 5.6 viser tredimensjonale strømningslinjer i diffusoren og spiralhuset. Det oppstår virvelstrømmer umiddelbart ut av diffusoren. Denne virvelen fortsetter i hele spiralhuset mot utløpet. Den absolutte hastigheten endrer seg igjennom spiralhuset slik som i Figur 5.4.

Virvlene blir større og større når luften strømmer venstreroterende i impelleren. Dette skyldes større diameter i spiralhuset.



Figur 5.6: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm. 9 000 r/min, $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$.

Figur 5.7 viser strømningslinjene (i sort) igjennom diffusoren og spiralhuset. Absolutthastigheten blir lavere og lavere utover i diffusoren etter hvert som arealet i diffusoren øker. Dette fører til trykkøkningen vist i Figur 5.5. Det uthevede området i Figur 5.7 viser at hastigheten inn i diffusoren er ikke-uniform, og at hastigheten er høyest ved shroud. Maksimalhastigheten i Figur 5.7 er høyere enn i Figur 5.4, siden hastigheten er høyere ved shroud enn i midten av diffusoren og spiralhuset.



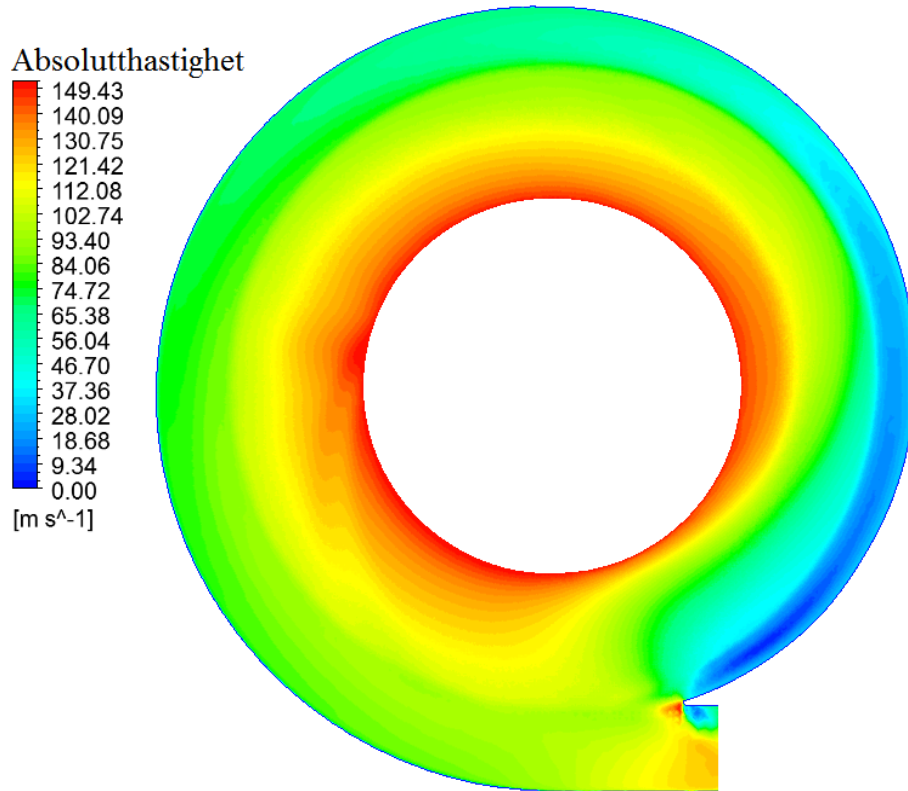
Figur 5.7: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus,

$$b_3 = b_4 = 14 \text{ mm. } 9\,000 \text{ r/min, } 0,76 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

I denne oppgaven vil hastighetsprofilen ved den maksimale simulerte volumstrømmen bli brukt for å sammenligne hvordan strømningsbildet endrer seg ved endret volumstrøm. Strømningsbildet for dette driftspunktet blir ikke like nøye diskutert som for optimalt driftspunkt.

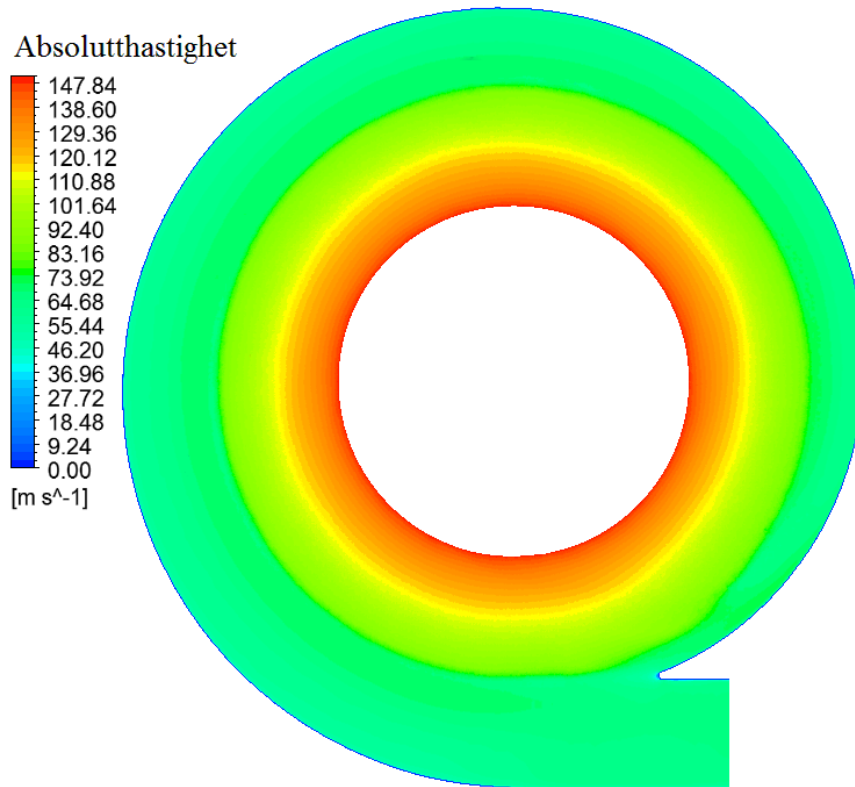
Figur 5.8 viser absolutthastighetsprofilen for $1,15 \text{ m}^3/\text{s}$. I forhold til hastighetsprofilen for $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$, er det mindre uniformt i diffusoren. Dette gjelder spesielt i området $180^\circ - 290^\circ$. I tillegg er strømmingen rundt tungen mer påvirket, som fører til et stort separasjonsområde ved utløpet. Hastigheten ut av kompressoren er ca. 99 m/s ved optimalt driftspunkt, mens det ved maksimal volumstrøm er ca. 120 m/s . Dette skyldes at strømmingen er mindre effektiv ved utløpet på grunn av det store separasjonsområdet, samtidig som mer luft strømmer igjennom.



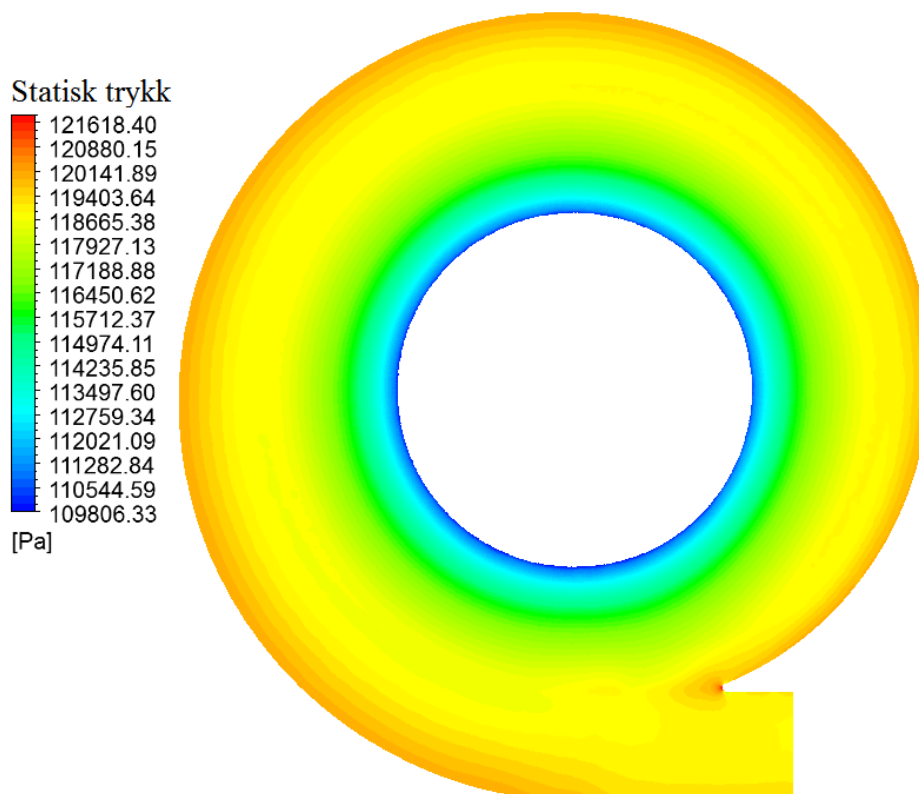
Figur 5.8: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm.
9 000 r/min, 1,15 m³/s.

5.1.3 Strømningsbilde for stort spiralhus

Figur 5.9 og Figur 5.10 viser hastighet- og trykkprofilen for designet med stort spiralhus. Hastigheten i diffusoren er høyere ut av diffusoren enn for originaldesignet. Hastigheten og trykket er tilnærmet helt uniformt i diffusoren, og strømmingen rundt tungen er tilnærmet upåvirket.

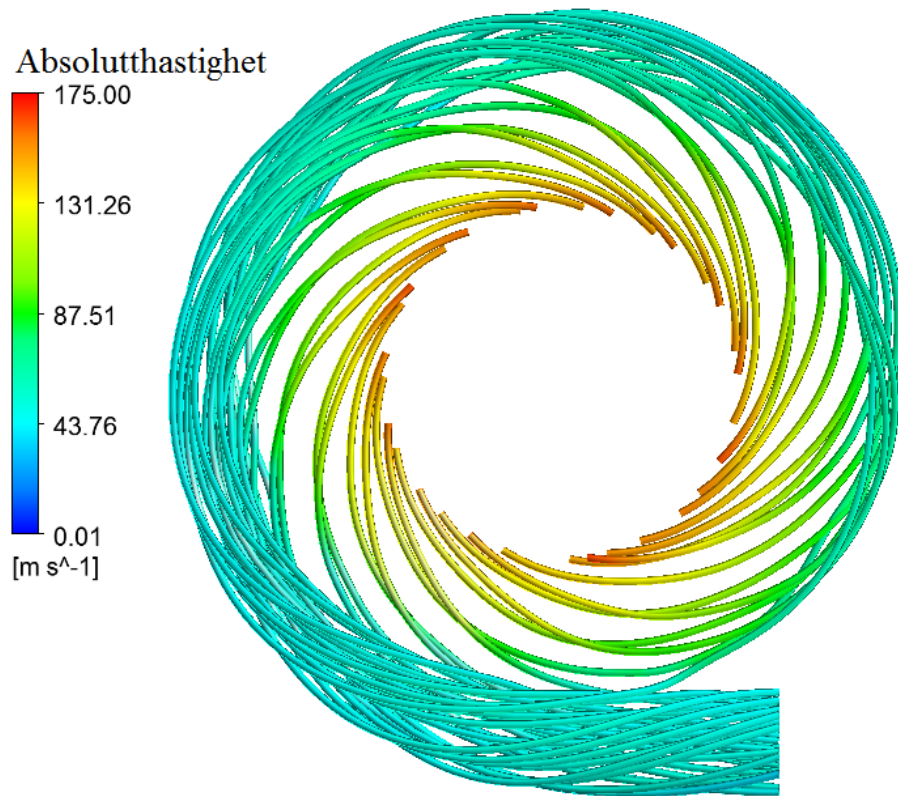


Figur 5.9: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.



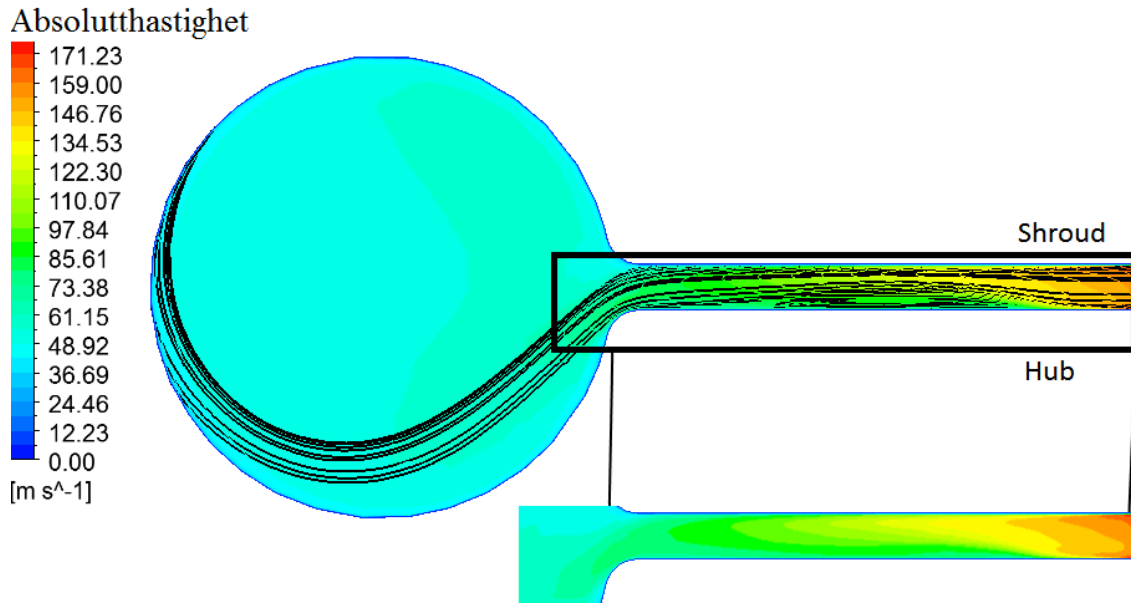
Figur 5.10: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.

Strømningsbildet i Figur 5.11 viser lite tegn til virvelstrømmer i spiralhuset, bortsett for ved utløpet. Hastigheten i spiralhuset er lavere enn for originaldesignet, siden tverrsnittarealet har økt.



Figur 5.11: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, stort spiralhus. 9 000 r/min, $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$.

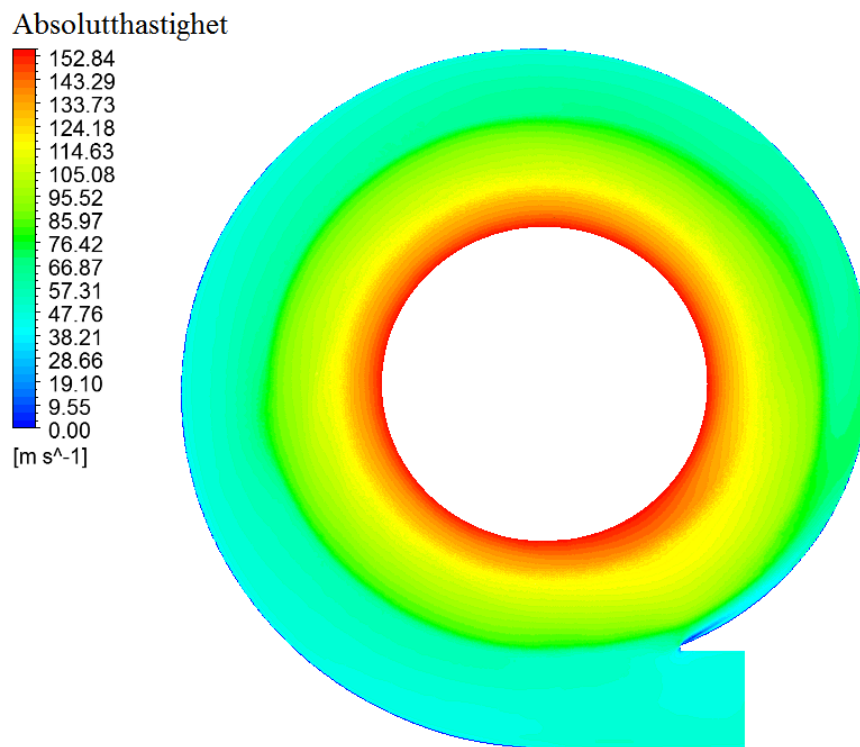
Tverrsnittet av diffusoren og spiralhuset i Figur 5.12 viser klare tegn til separasjon i diffusoren. Det reduserte effektive strømningsarealet fører til at en del av hastighetsreduksjonen må skje i spiralhuset. Videre sees det at innløpshastigheten i diffusoren er lavere enn for alle andre design, noe som indikerer at trykkgjenvinningen i impelleren er høy.



Figur 5.12: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, stort spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

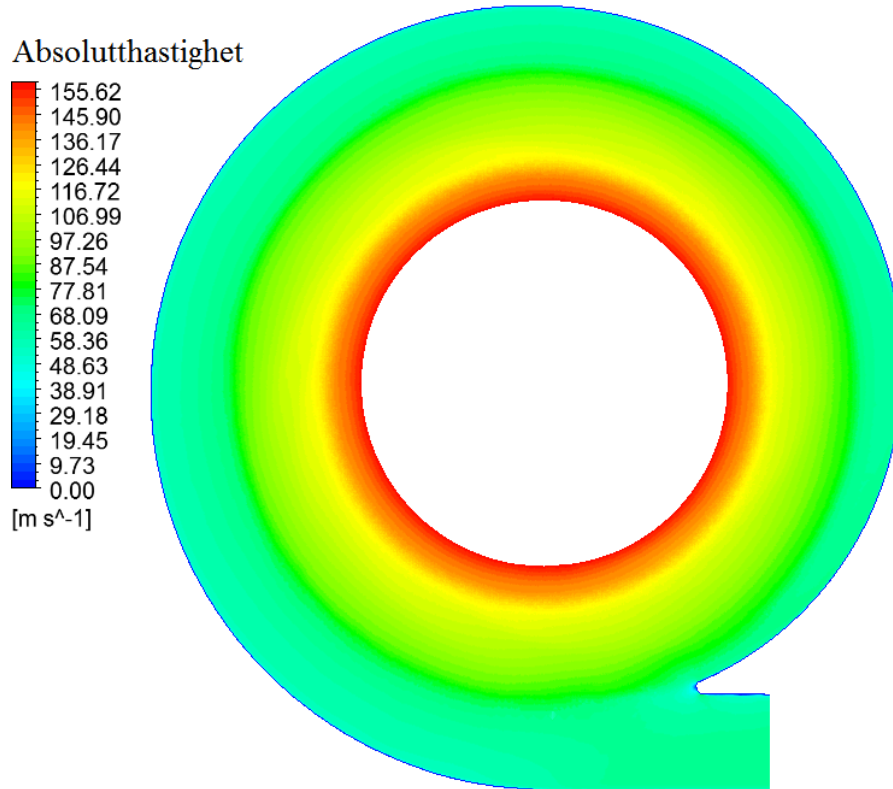
Hastighetsprofilen i Figur 5.13 viser et mindre uniformt strømningsbilde enn for antatt optimalt driftspunkt. Dette ses spesielt i diffusoren mellom 60° – 170° hvor hastigheten er høyere lenger ut i diffusoren. Dette området har for de andre designene blitt observert i området mellom 170° – 270°, men for denne volumstrømmen i dette designet har det blitt flyttet venstretroterende. Området rundt tungen er tilsynelatende lite påvirket og det observeres ingen tegn til separasjon ved utløpet.



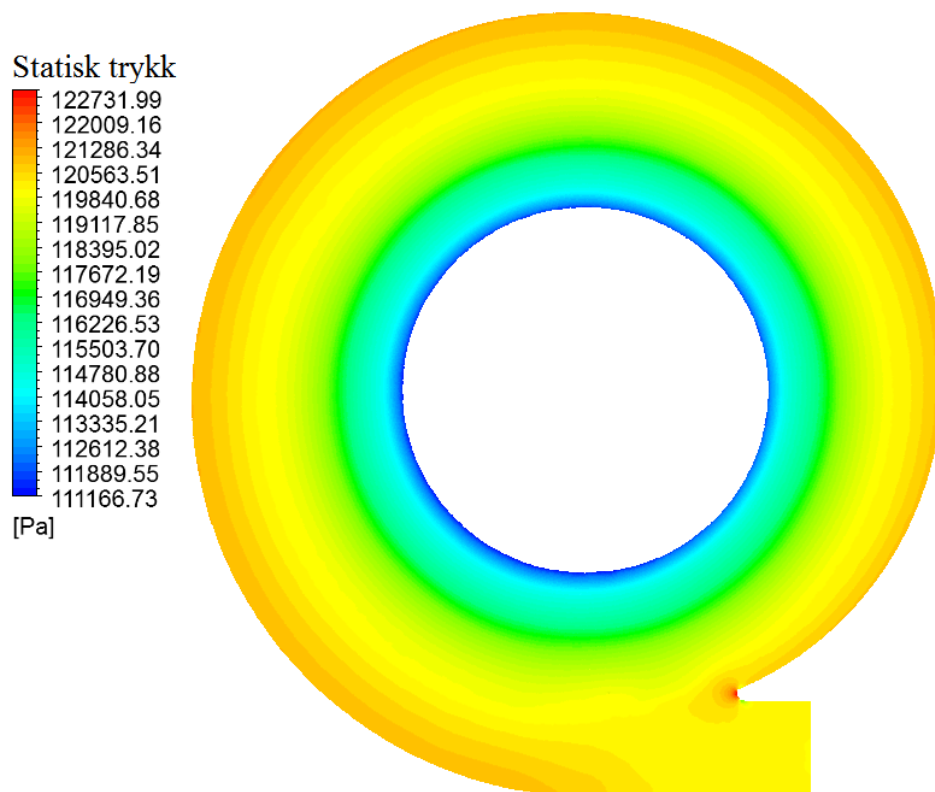
Figur 5.13: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort spiralhus.
9 000 r/min, 1,15 m³/s.

5.1.4 Strømningsbilde for medium spiralhus

Designet med medium spiralhus har et tilnærmet uniformt strømningsbilde, som vist i Figur 5.14 og Figur 5.15. Absolutthastigheten inn i diffusoren er ca. 156 m/s, og det observeres ingen trykkforskjeller i diffusoren i området rundt tungen. Dette sees spesielt godt i Figur 5.15 hvor trykket er konstant i diffusoren for en gitt radius. Strømningen rundt tungen er lite påvirket i forhold til originalt design.

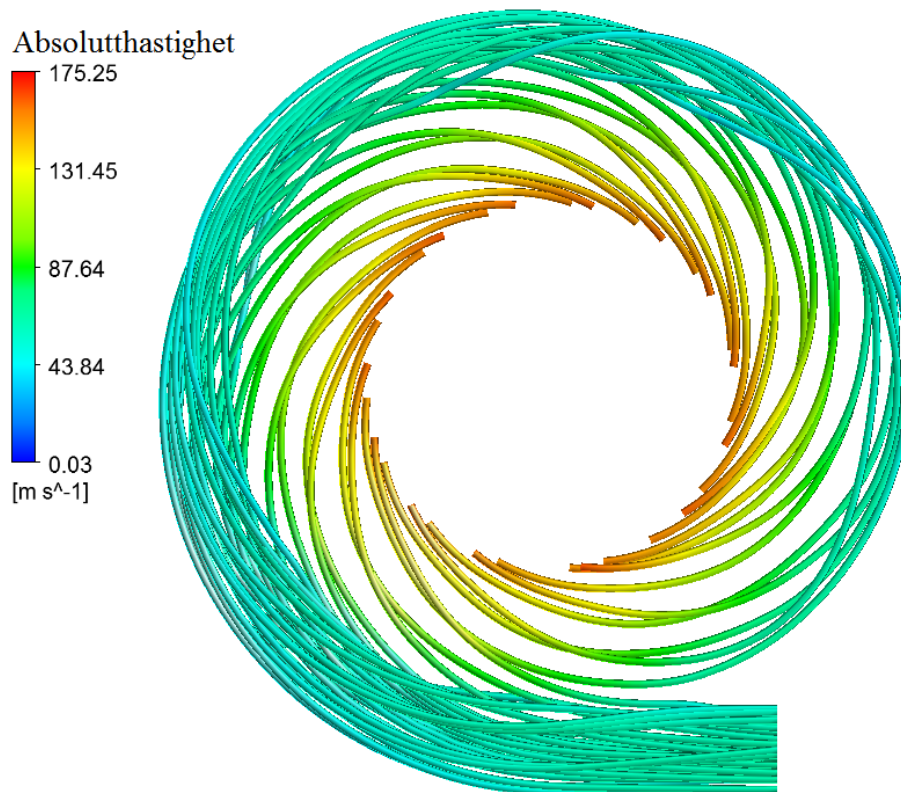


Figur 5.14: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, medium spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.



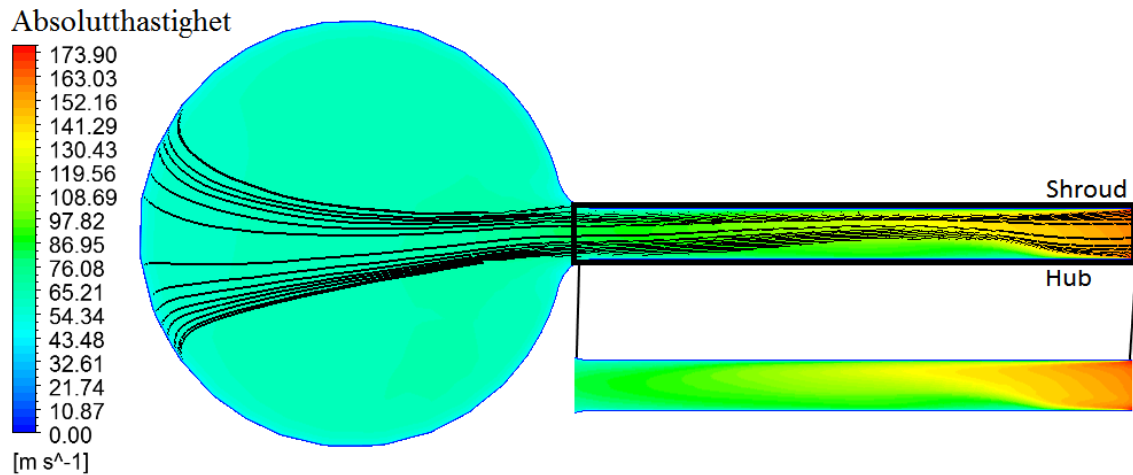
Figur 5.15: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, medium spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.

Strømningslinjene i Figur 5.16 viser liten tendens til virvelstrømmer i spiralhuset, og strømningslinjene er jevnt fordelt i hele diffusoren. Strømningslinjene er tilnærmet upåvirket i området rundt tungen, og bekrefter observasjonene fra tidligere figurer.



Figur 5.16: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, medium spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.

Uthevningen i Figur 5.17 viser et uniformt strømningsbilde ved diffusorinnløpet, men en kraftig avbøyning av strømmingen, som skyldes separasjon, gjør at hastigheten i resten av diffusoren er høyest ved shroud. Det er ingen avbøyning av strømningslinjene ved diffusorutløpet i forhold til hittil presenterte design, og det er grunnen til så lite virvelstrømning ble observert i Figur 5.16. Videre viser figuren at hastigheten i spiralhuset ved dette tverrsnittet er ca. 76 m/s, som er ca. 10 m/s høyere enn det store spiralhuset.

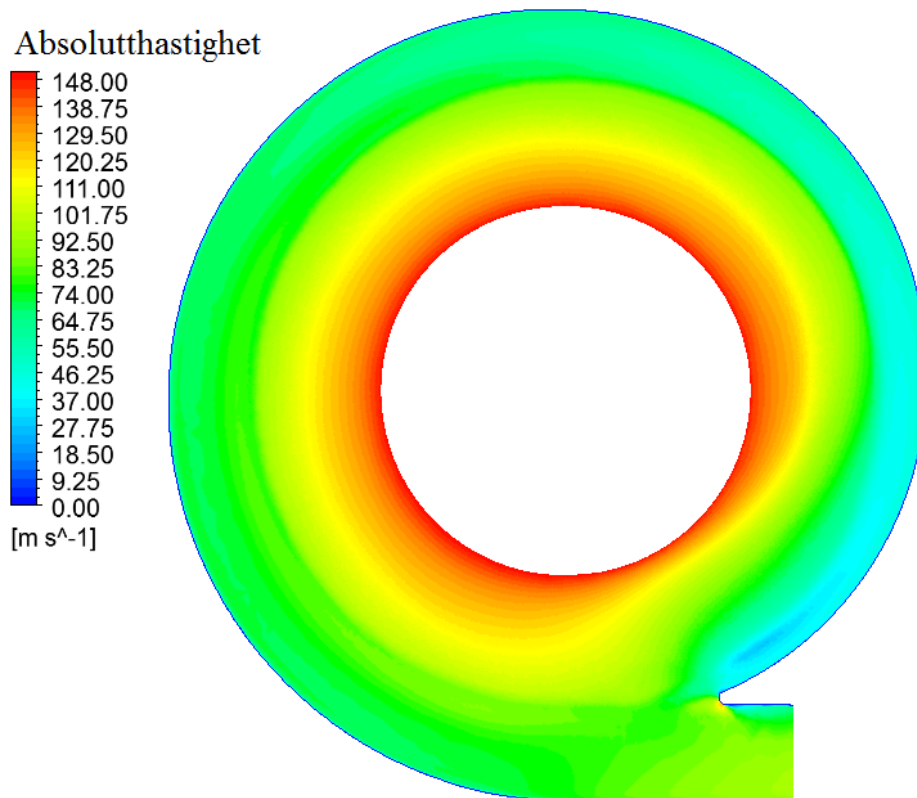


Figur 5.17: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, medium spiralhus. 9 000 r/min, 0,86 m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

Figur 5.18 viser hastighetsprofilet for 1,15 m³/s. I forhold til hastighetsprofilet ved det antatt optimale driftspunkt er strømningsbildet mindre uniformt, særlig i området 90° - 180°. Hastigheten ved utløpet er ca. 92 m/s mot ca. 77 m/s ved utløpet for volumstrøm lik 0,86 m³/s. I designet med stort spiralhus er hastigheten ved utløpet ca. 47 m/s ved maksimal volumstrøm. Denne hastighetsforskjellen ved utløpet er mye av forklaringen på forskjellen på trykkforholdene ved de to designene.

Det ses også at strømmingen rundt tungen er mer påvirket av tungen enn for det antatt optimale driftspunktet. Sammenlignet med originaldesignet er påvirkningen ved denne volumstrømmen likevel minimal.



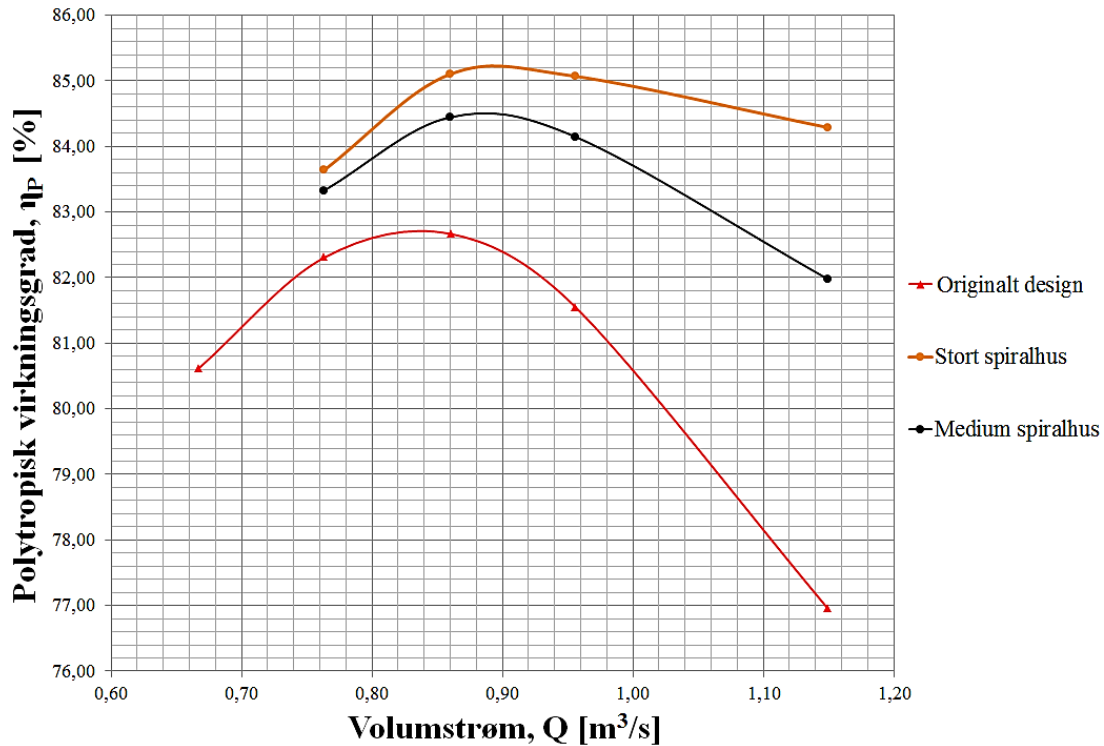
Figur 5.18: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, stort spiralhus. 9 000 r/min, 1,15 m³/s.

5.1.5 Polytropisk virkningsgrad

Figur 5.19 viser den polytropiske virkningsgraden til de ulike designene ved ulike volumstrømmer. I motsetning til trykkforhold er det per i dag ikke labresultat for virkningsgraden på grunn av mangelfulle temperaturmålinger ved utløpet. Resultatene som er lengst til venstre for hvert design antas å være i surge. Virkningsgraden er hentet fra simuleringsprogrammet HYSYS som benytter seg av Schwartz polytropiske analyse.

Designene med spiralhusendringer har begge høyere virkningsgrad enn originalt design, og maksimalverdien er 85,1 %, ved 0,96 m³/s for det store spiralhuset. Dette designet er også minst sensitive for endringer i volumstrøm, og ved maksimalt volumstrøm har kompressoren fortsatt over 84 % virkningsgrad. Dette er det samme som maksimalt virkningsgrad for medium spiralhus.

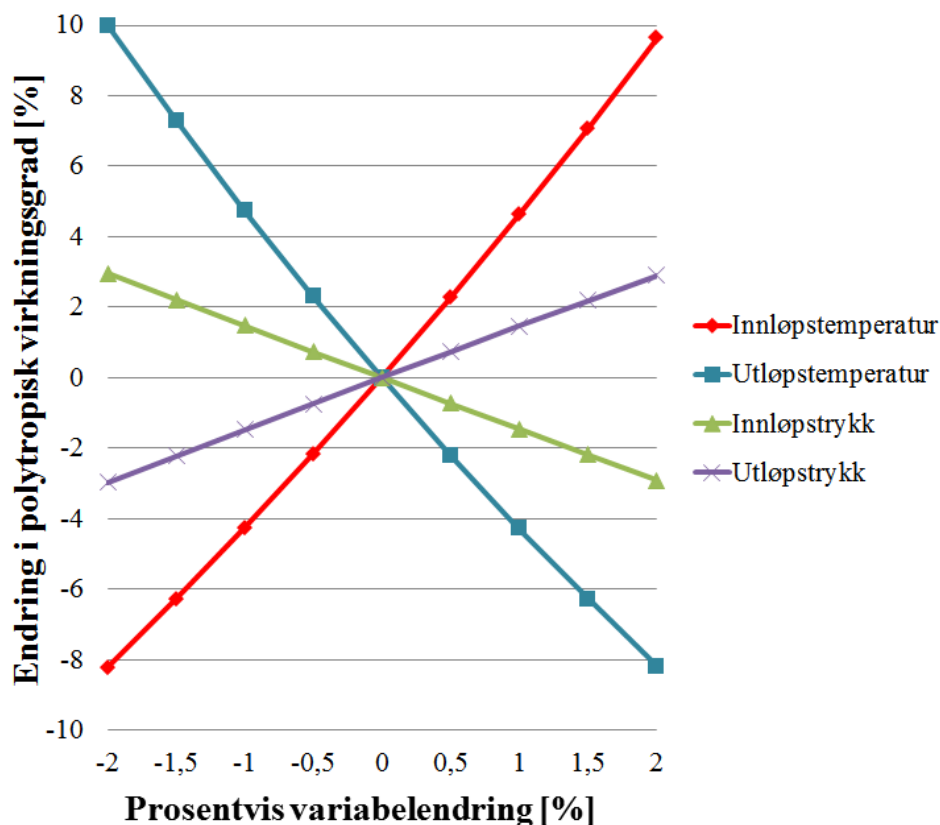
Det originale designet har en simulert maksimal virkningsgrad på 82,7 % ved 0,86 m³/s. Maksimalpunktet kommer ved en høyere volumstrøm enn i ytelseskaraktistikken. Som for ytelseskaraktistikken blir også virkningsgraden drastisk mye dårligere ved høye volumstrømmer, og ved 1,15 m³/s er den nede i 76,9 %.



Figur 5.19: Polytopisk virkningsgrad ved 9 000 r/min for alle spiralhusdesign.

Det har blitt gjort en sensitivitetsanalyse for den polytropiske virkningsgraden (se vedlegg J for innstillinger i HYSYS) Figur 5.20 viser hvordan den polytropiske virkningsgraden endres ved en gitt prosentvis endring for trykk og temperatur ved innløpet og utløpet for en kompressor. Virkningsgraden er mest sensitiv for endring av utløpstemperatur. Dersom temperaturen ved utløpet er 2 % lavere enn den faktiske temperaturen gir dette en virkningsgrad som er 10 % for høy. Dersom temperaturen er 2 % høyere enn hva den faktisk er, blir den polytropiske virkningsgraden ca. 8 % lavere enn hva den faktisk er.

Feil i innløps- eller utløpstrykk har mindre konsekvenser for den polytropiske virkningsgraden. Dersom trykkene er 2 % høyere eller lavere enn hva det faktiske trykket er vil det gi ca. 3 % for høy eller for lav virkningsgrad.



Figur 5.20: Prosentvis endring i polytropisk virkningsgrad ved prosentvis endring av innløps- og utløpsparametere.

5.1.6 Oppsummering for endring av spiralhus

Analyse av ytelseskarakteristikk, strømningsbilde, og polytropisk virkningsgrad har vist at en økning av tverrsnittarealet på spiralhuset gir klare fordeler. Det store spiralhuset har gitt best resultat. Det maksimale trykkforholdet er ca. 1,35 og maksimal polytropisk virkningsgrad er 85,1 % ved 0,86 m³/s. Dette er henholdsvis 2 % og 2,4 % høyere enn for originalt design. De nye spiralhusene har et bredere driftsområde, men går i surge ved en høyere volumstrøm i forhold til originalt design.

Det observeres klare tendenser til separasjon i diffusorene for begge spiralhusendringene, og det effektive strømningsarealet reduseres betraktelig på grunn av dette. I forhold til labresultat er trykkgjenvinningen i diffusoren 0,47 % lavere for det middels store spiralhuset, og 0,67 % lavere for det store spiralhuset. I spiralhuset er trykkgjenvinningen 1,93 % høyere for medium spiralhus, og 2,38 % høyere for stort spiralhus. Den høye trykkgjenvinningen igjennom spiralhuset er grunnen til de gode resultatene for de designendringene. Spiralhus som er designet med for lite tverrsnittareal gjør at hastigheten ut av kompressoren økes for at den komprimerte fluidmengden skal kunne strømme ut. Dette gjør at spiralhusytelsen ikke vil være optimal [36].

I forhold til originalt design er det mindre virvelstrømmer i spiralhuset, og strømmingen er mindre påvirket av tungen for de nye designene. I tillegg er strømningsbildene betydelig mer uniforme, også for høye volumstrømmer. Et uniformt strømningsbilde

indikerer at kompressoren opererer i et stabilt område, og fører til mindre mekaniske belastninger.

Sammenligning mellom simulerte resultat og resultat fra lab viser klare likhetstrekk for ytelseskarakteristikken til diffusoren og spiralhuset. Maksimal forskjell i diffusorkarakteristikken er på 0,4 % og 1,24 % for ytelseskarakteristikken til spiralhuset. Sensitivitetsanalysen for virkningsgraden viser at den er mest sensitiv for utløpstemperatur, og 2 % feil i innløpstemperatur gir opp til 10 % feil for virkningsgraden.

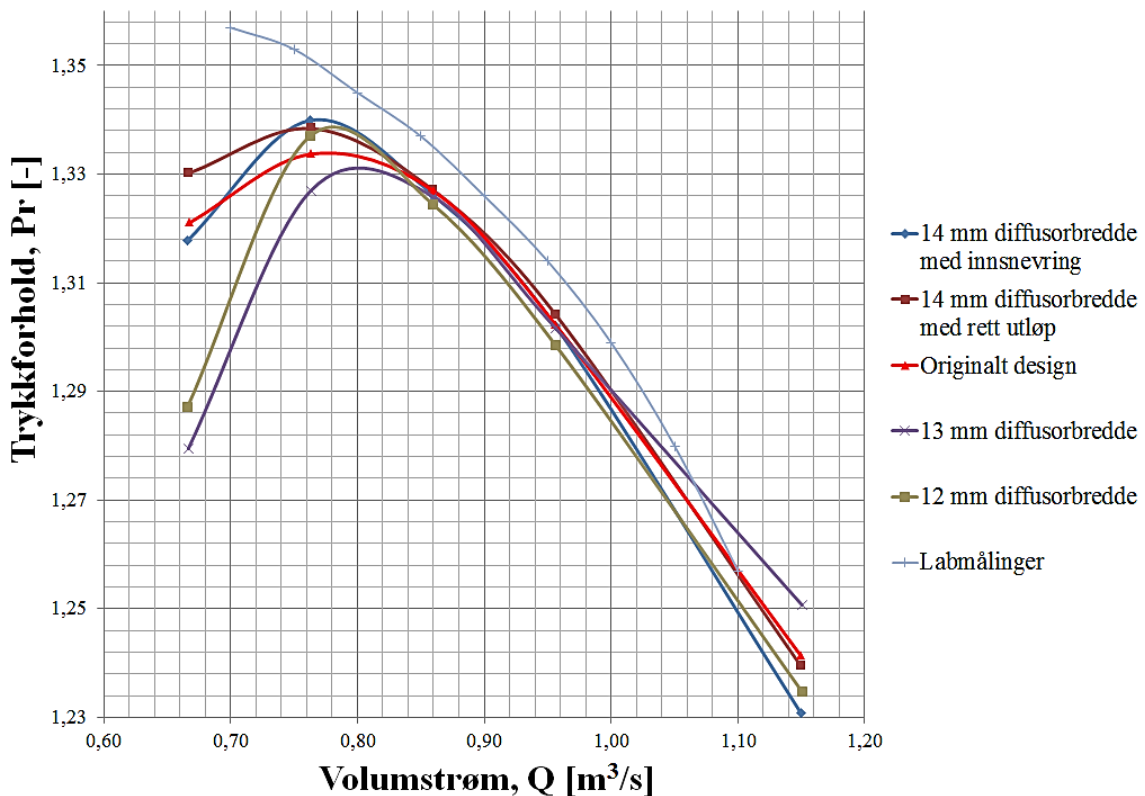
5.2 Designendringer i diffusor

I dette kapittelet blir resultat fra de fire designendringene i diffusoren presentert. Delkapittelet avsluttes med en oppsummering av resultatene og observasjoner som blir gjort.

Hvis ikke annet er oppgitt er strømningsbildene som blir presentert ved designets maksimale trykkforhold, hastighetsprofilen viser absolutthastigheten, og trykkprofilen er for det statiske trykket

5.2.1 Ytelseskarakteristikk

Figur 5.21 viser ytelseskarakteristikken til de ulike diffusordesignene ved 9 000 r/min. Resultatene fra det originale designet og fra lab er tatt med også i denne figuren for at de nye designene kan sammenlignes med disse.



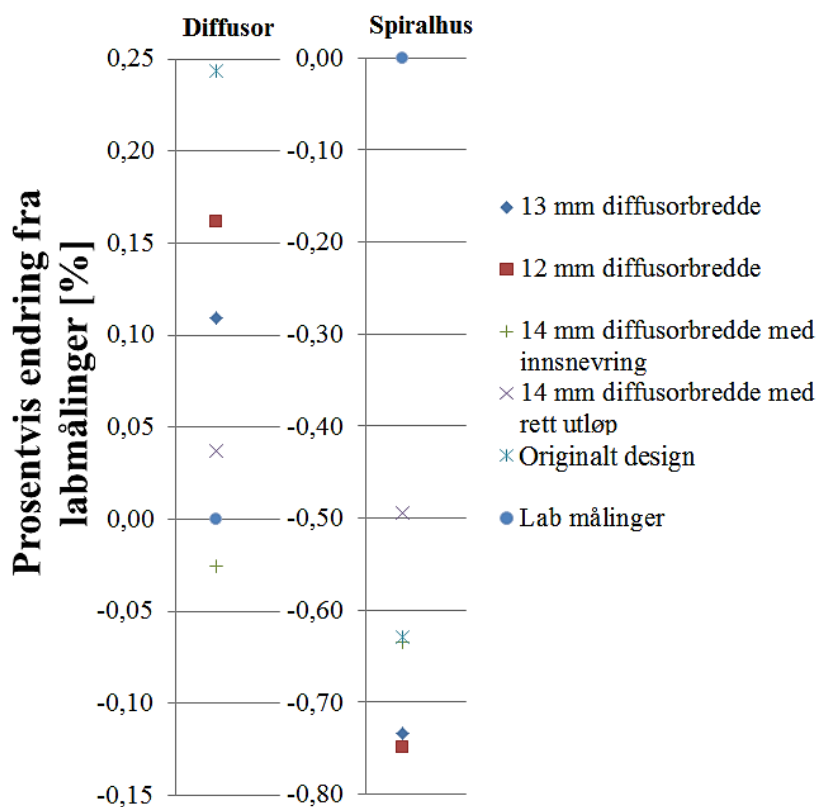
Figur 5.21: Ytelseskarakteristikk ved 9 000 r/min for alle designene.

Alle de nye designene, bortsett for 13 mm diffusorbredde, har et høyere maksimalt trykkforhold enn det originale designet. Fra $0,9 \text{ m}^3/\text{s}$ er alle karakteristikene omtrent like, men karakteristikken faller saktere for 13 mm diffusorbredde.

Som for spiralhusendringene surger de simulerte kompressorene ved en høyere volumstrøm enn for kompressoren i laben. Maksimalt simulert trykkforhold oppnås ved $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$ for alle designene. Flere simuleringstidspunkt i dette området hadde trolig fått frem individuelle forskjeller.

13 mm diffusorbredde har den flateste karakteristikken mot surge, og er også designet med den flateste karakteristikken. Det simulerte maksimale trykkforhold til 13 mm diffusorbredde er 1,322, og ved maksimal volumstrøm er det 1,246. Det vil si en nedgang på 5,7 %. Tilsvarende er ulikheten for 14 mm med innsnevring 8,2 %. 14 mm diffusorbredde med innsnevring er designet med høyest simulert trykkforhold, og er 1,335 ved $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$. Dette er 2,3 % lavere enn maksimalt trykkforhold i lab.

Figur 5.22 viser en prosentvis sammenligning av hvordan trykkøkningen igjennom diffusoren og spiralhuset er i forhold til trykkøkningen i lab. Turtall, volumstrøm og plassering av trykkmålere er lik som tilsvarende figur for spiralhusdesignene.



Figur 5.22: Prosentvis endring i forhold til labmålinger for statisk trykkforhold igjennom diffusor og spiralhus for design med endring av diffusordesign ved maksimalt trykkforhold, 9 000 r/min.

Alle nye diffusordesign har svært lik trykkgjenvinning igjennom diffusoren, og forskjellen mellom topp og bunn er på bare 0,27 %. Det simulerte resultatet for originaldesignet har den høyeste trykkgjenvinningen i diffusoren. Designet med dårligst trykkgjenvinning igjennom diffusoren, 14 mm diffusorbredde med innsnevring, har en

negativ trykkgjenvinning på 0,03 %. Dette designet er spesielt laget for å redusere separasjon i diffusoren og dermed øke det effektive strømningsarealet. Det er tydelig, ut fra denne figuren, at innsnevringen var for stor og at tverrsnittarealet i diffusoren dermed ble for lite.

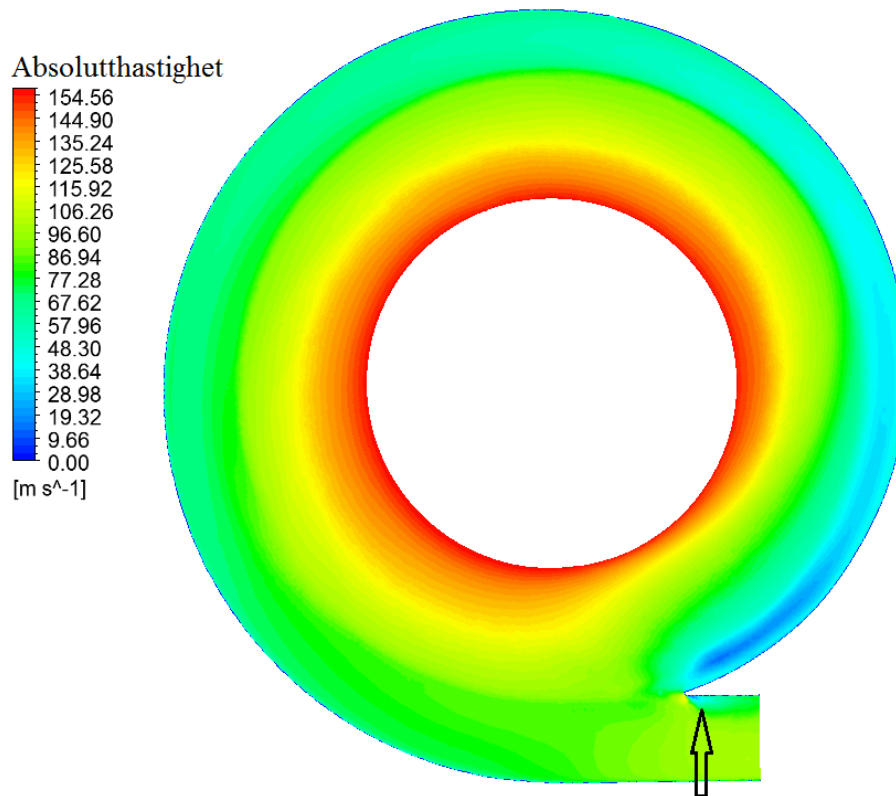
Diffusorendringene har også påvirkning på trykkgjenvinningen i spiralhusytelsen. Resultatene fra originaldesignet viser en negativ trykkgjenvinning igjennom spiralhuset på 0,63 % i forhold til labresultatene. 14 mm diffusorbredde med rett utløp har den høyeste trykkgjenvinningen i spiralhuset, men ingen av designene har en positiv påvirkning på trykkgjenvinningen i spiralhuset i forhold til i lab. I forhold til labresultatene er trykkgjenvinningen for dette designet -0,49 %.

Til tross for dårligere ytelse i diffusor og spiralhus har designene høyere maksimalt trykkforhold enn det originale designet. Dette skyldes at impelleren opererer bedre ved de nye designene. Dette får frem kompleksiteten når nye kompressorer skal designes.

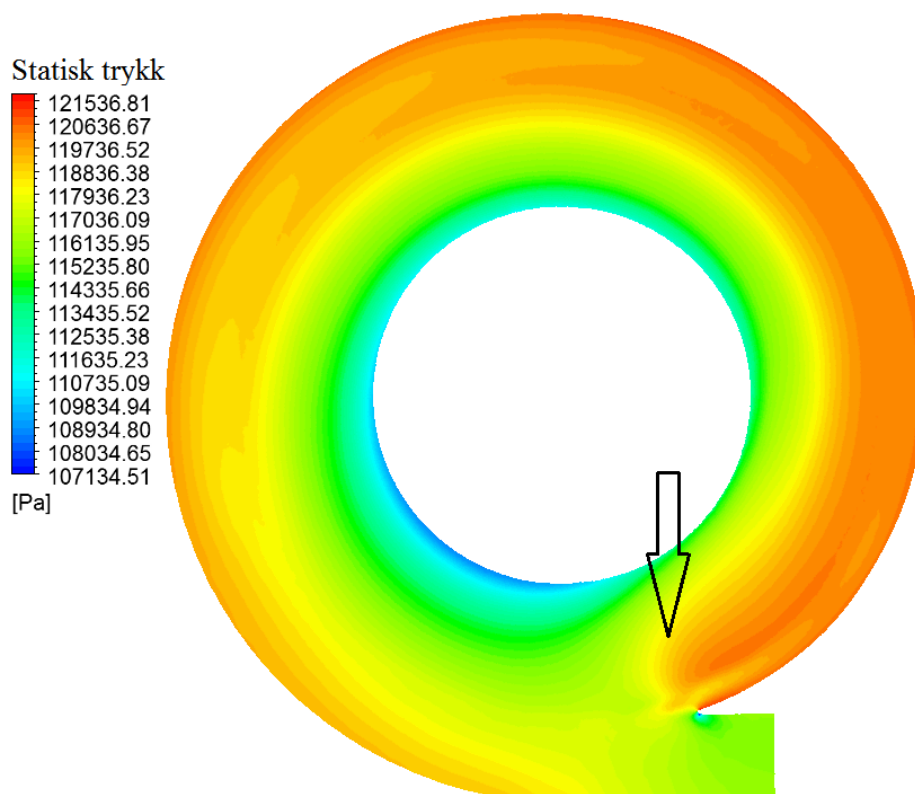
5.2.2 Strømningsbilde for 13 mm diffusorbredde

Figur 5.23 og Figur 5.24 viser hastighets- og trykkprofilene for designet med 13 mm diffusorbredde i sentrum av kompressoren. Profilene er nokså like som for originaldesignet, men strømningsbildet i diffusoren er mer uniformt. Dette ses spesielt ved 270°, hvor bulken i diffusoren som ble nevnt for originaldesignet er borte.

Pilen i Figur 5.23 viser separasjon ved utløpet, men separasjonsområdet er mindre enn for originaldesignet. I diffusoren observeres en trykkvariasjon ved 170°, vist med pil i Figur 5.24, og skyldes påvirkning av strømmingen rundt tungen. I diffusorinnløpet ved 170° – 270°, er hastigheten høyere enn for andre områder i diffusoren.

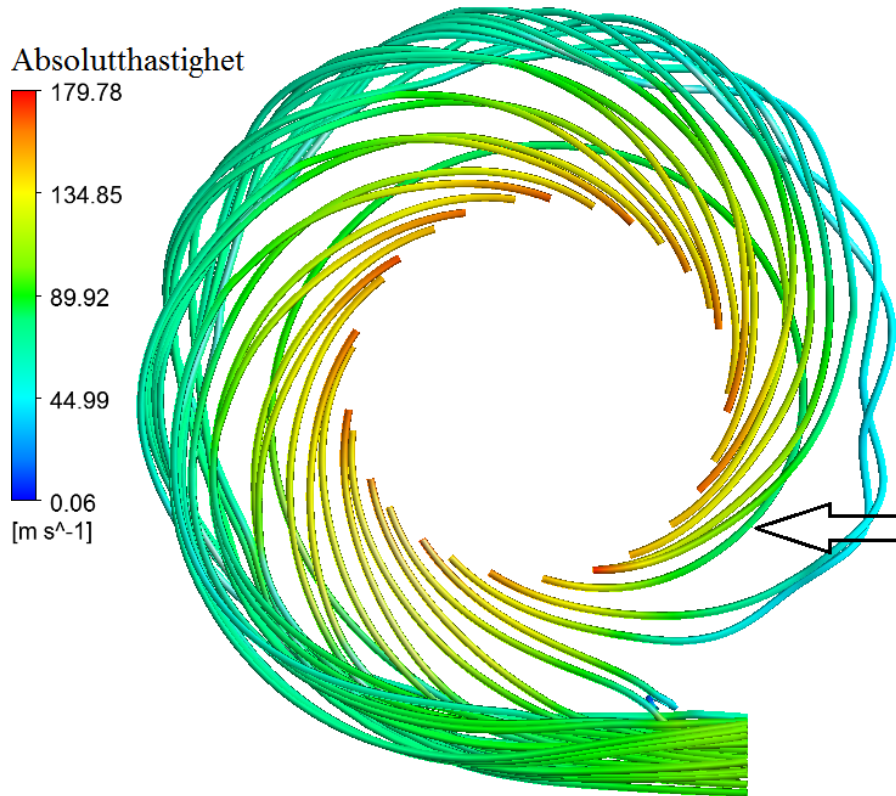


Figur 5.23: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.



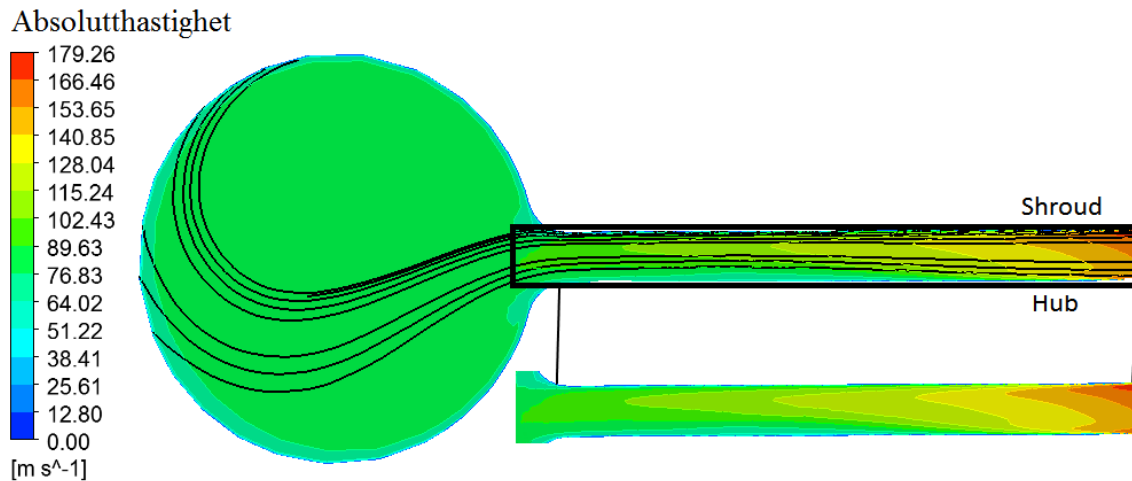
Figur 5.24: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Figur 5.25 viser klare tendenser til virvelstrømning i spiralhuset. Denne strømmingen fører til en lenger strømningsbane, og økt strømningsstap. Pilen i Figur 5.25 indikerer en strømningslinje som blir avbøyd, og skiller seg ut i forhold til alle andre strømningslinjer. Dette skyldes separasjonen ved hub som gjør at meridional hastigheten ved hub er lav. Strømmingen blir derfor avbøyd på grunn av momentoverføring fra relativhastigheten i diffusoren.



Figur 5.25: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13 \text{ mm}$. $9\,000 \text{ r/min}$, $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$.

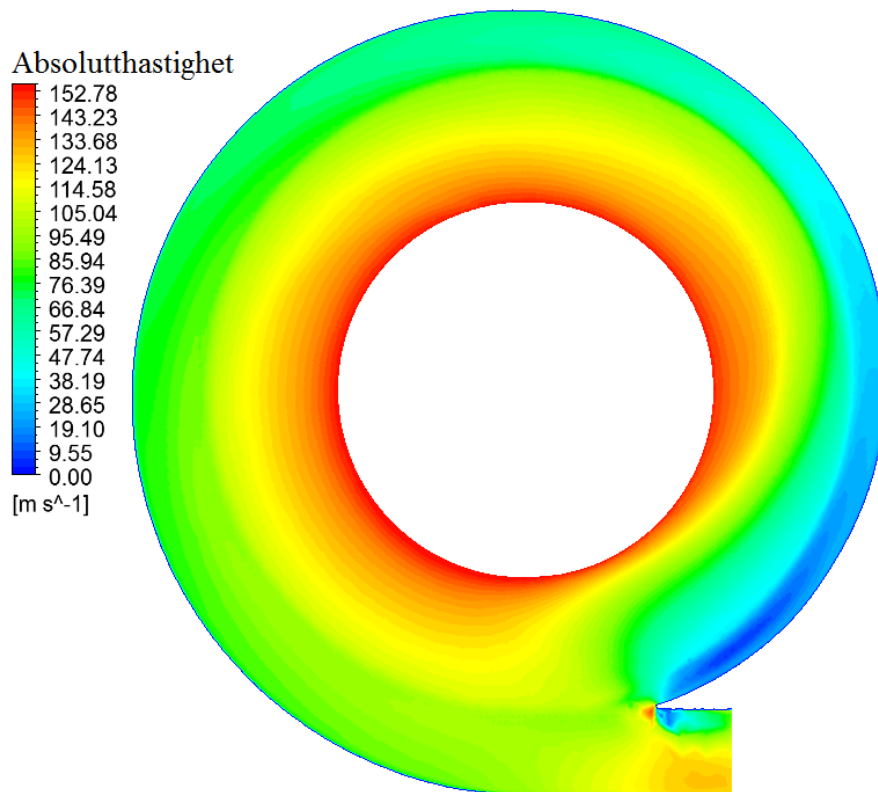
Tverrsnittet i Figur 5.26 viser at strømmingen ut av impeller ikke er uniform. Hastigheten er høyest langs shroud i hele diffusoren. Avbøyning av strømningslinjene langs hub indikerer separasjon, men separasjonsområdet er mindre, og kommer lenger ut i diffusoren enn hittil presenterte design.



Figur 5.26: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13$ mm. 9 000 r/min, 0,76 m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

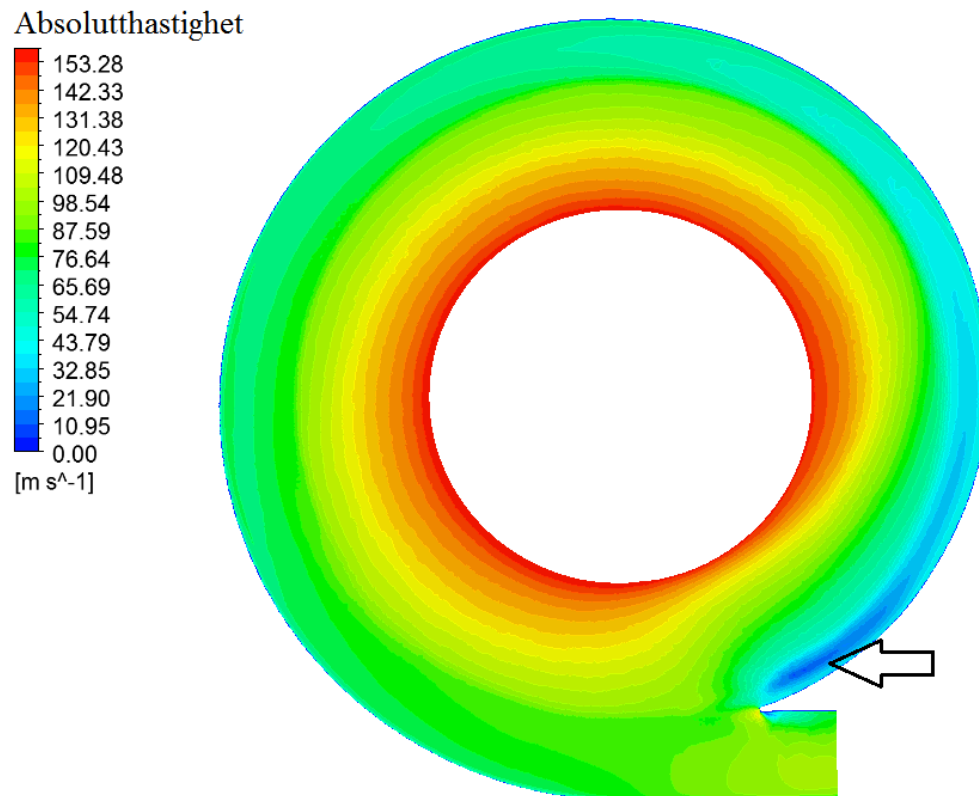
Hastighetsprofilen i Figur 5.27 viser absolutthastigheten ved 1,15 m³/s som er maksimal simulert volumstrøm. Strømningsbildet er tilnærmet likt som for 0,76 m³/s. Den store forskjellen er at separasjonsområdet ved tungen er større, noe som gjør at hastigheten ved utløpet økes. Generelt er hastigheten i kompressoren høyere for maksimal volumstrøm, bortsett for i spiralhuset ved tungen og venstreroterende mot 90°, hvor den er lavere enn ved 0,76 m³/s.



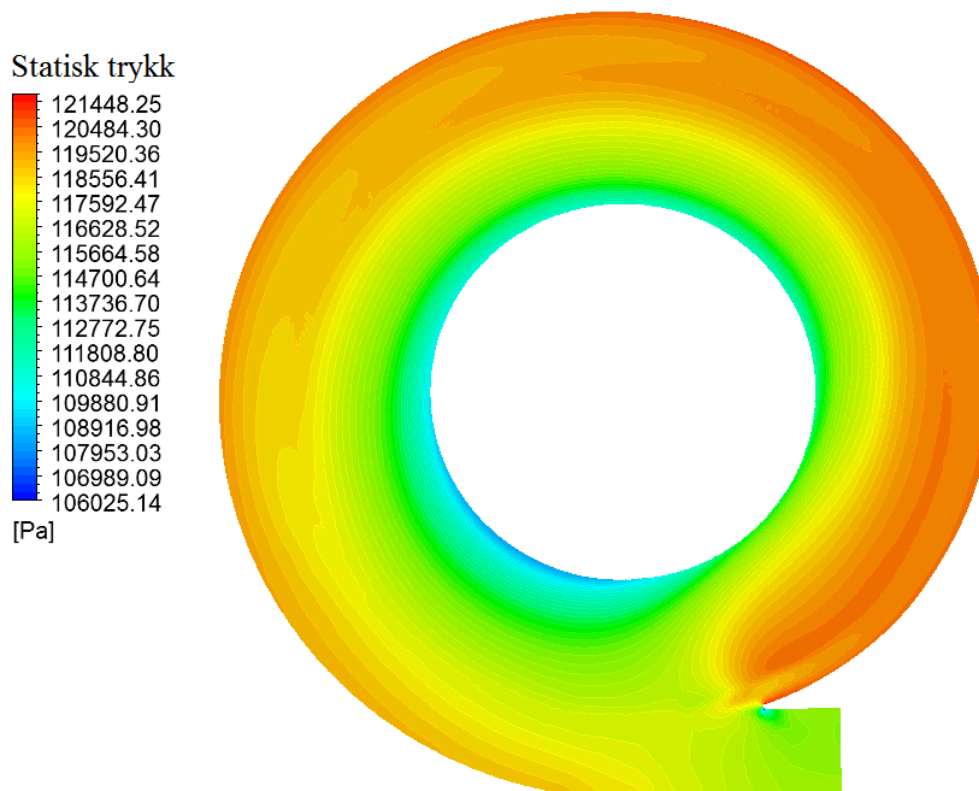
Figur 5.27: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 13$ mm.
9 000 r/min, $1,15$ m³/s.

5.2.3 Strømningsbilde for 12 mm diffusorbredde

Figur 5.28 og Figur 5.29 viser hastighets- og trykkprofilen for designet med 12 mm diffusorbredde. Strømningsbildet er tilnærmet likt som for 13 mm diffusorbredde, men hastigheten er lavere i spiralhuset ved tungen, vist med pil i figuren. Dette lavhastighetsområdet er større enn for hittil presenterte design.

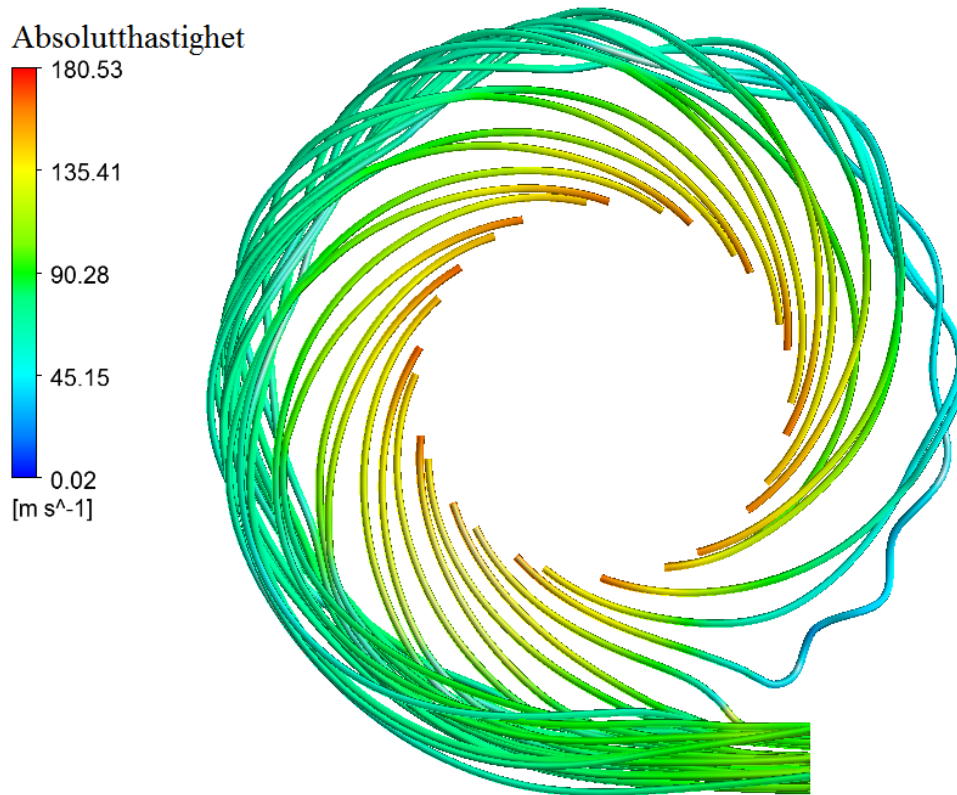


Figur 5.28: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.



Figur 5.29: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm.
9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

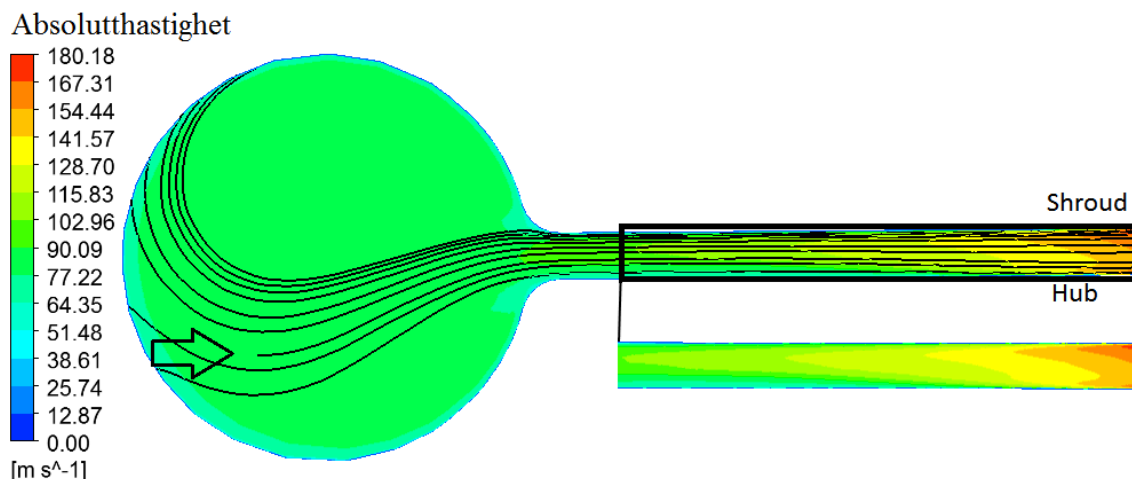
De tredimensjonale strømningslinjene i Figur 5.30 viser redusert virvelstrømning i forhold til 13 mm diffusorbredde, noe som reduserer strømmingstap igjennom diffusoren.



Figur 5.30: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Figur 5.31 viser en tilnærmet lik strømningsbane ut fra diffusoren som for 13 mm diffusorbredde, og tendensen med mindre separasjon for smale diffusorer fortsetter. Strømningslinjene ut av diffusoren er rettere enn for 13 mm diffusorbredde, noe som forklarer observasjonen med mindre virvelstrømmer i Figur 5.30.

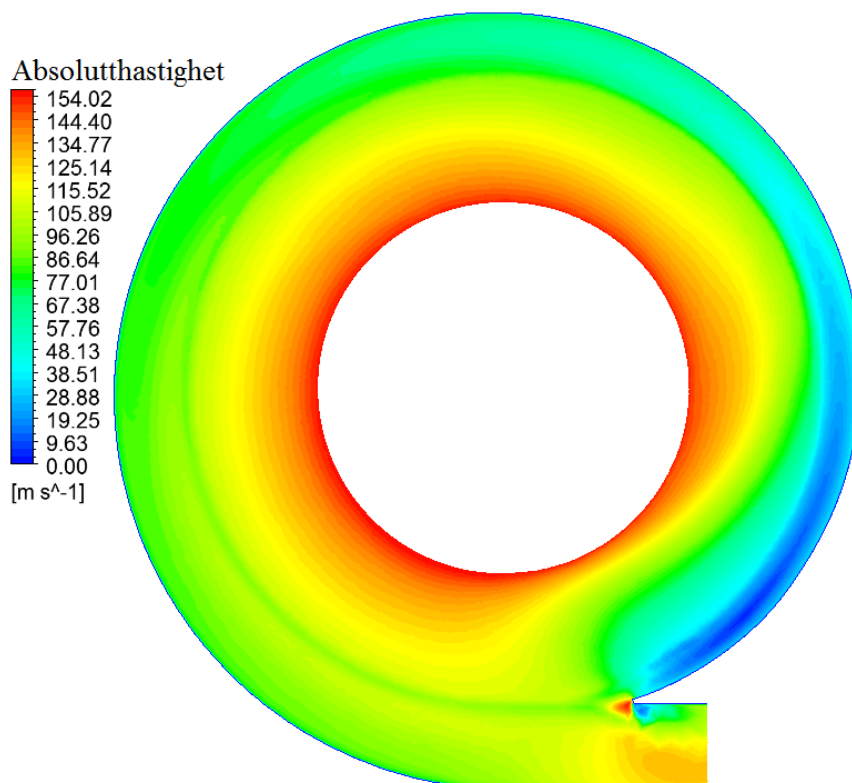
Pilen i spiralhuset på figuren viser en strømningslinje som er kuttet. Dette kommer av at strømningslinjene som blir generert i følger maskenettet, og i dette tverrsnittet er maskenettet vridd. Dermed klarer ikke programmet å tegne strømningslinjen videre i dette planet. Dette har ingen påvirkning for simuleringsresultatene.



Figur 5.31: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

Som for 13 mm diffusorbredde er forskjellen i strømningsbildet mellom antatt optimalt driftspunkt og maksimal volumstrøm liten. Dette vises i Figur 5.32 hvor hastighetsprofil for absolutthastigheten blir presentert. Den store forskjellen mellom strømningsbildet ved $1,15$ m³/s i forhold til $0,76$ m³/s er at strømmingen endres mye rundt tungen, og at hastigheten i spiralhuset mellom 90° – 180° er lavere. I forhold til originaldesignet er hastighetsprofilen mer uniformt i diffusoren, og mindre påvirket i området rundt tungen.

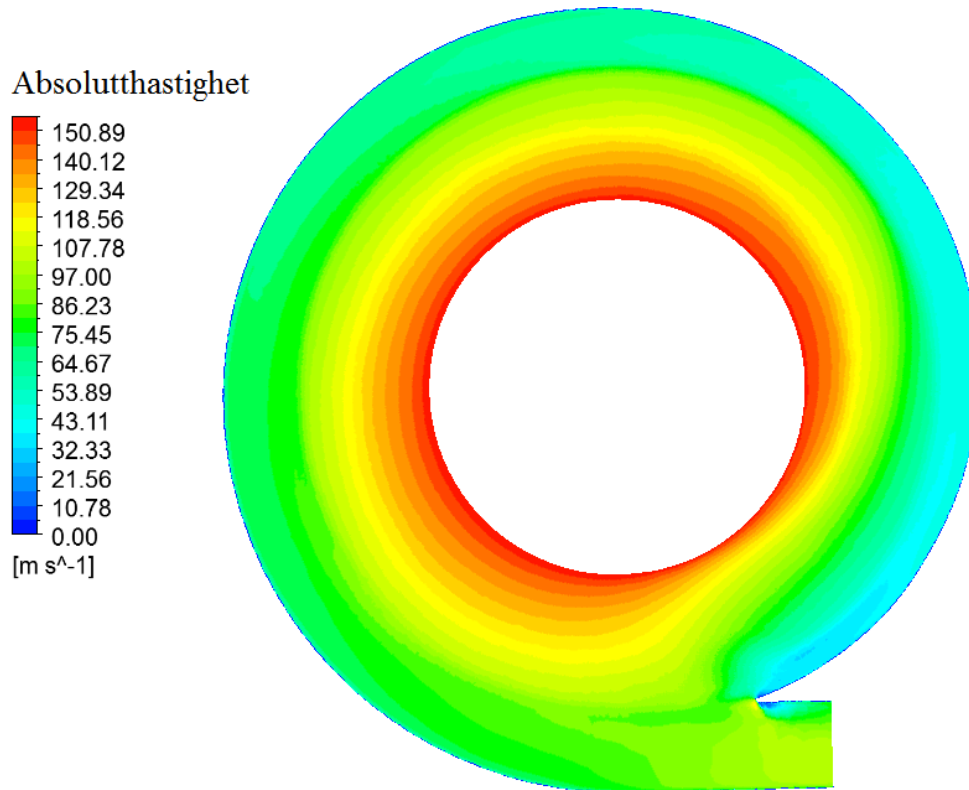


Figur 5.32 Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 12$ mm. 9 000 r/min, $1,15$ m³/s.

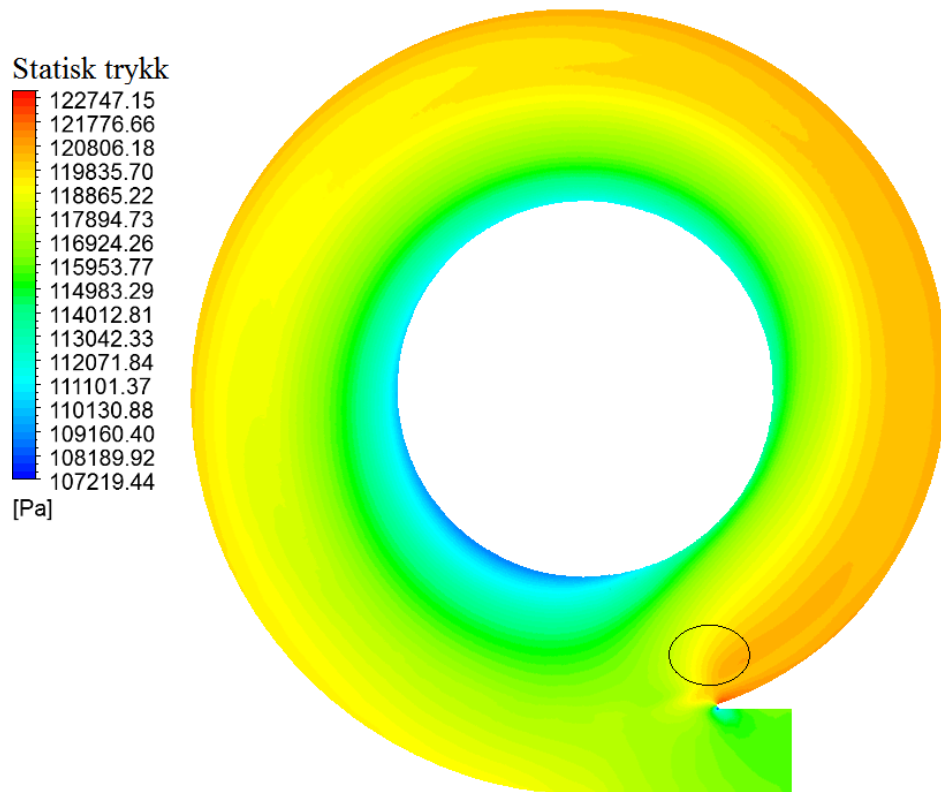
5.2.4 Strømningsbilde for 14 mm diffusorbredde med innsnevring til 12 mm

Figur 5.33 og Figur 5.34 viser at strømmingen er mer uniform i diffusoren enn for originalt design, men tungens påvirkning i området mellom 110° og 170° er omtrent lik.

Utringningen i Figur 5.34 viser at trykkforskjellen i diffusoren rundt tungen er mindre brå enn for andre design. Samtidig observeres det at trykket ut av diffusoren er lavere enn for andre diffusordesign.

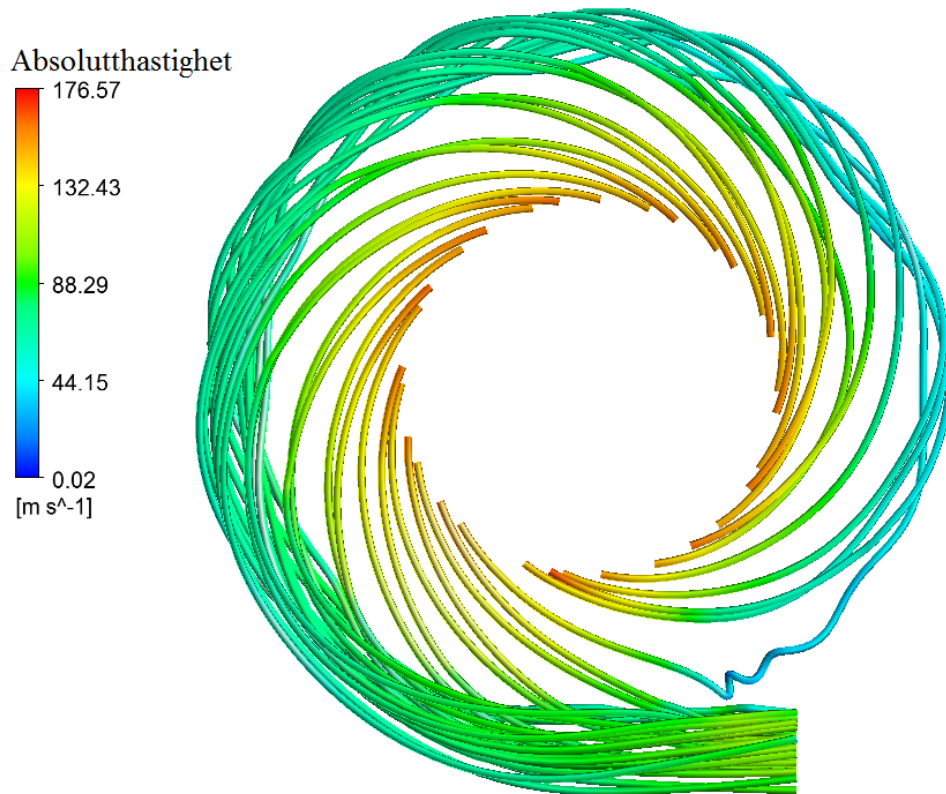


Figur 5.33: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3=14$ mm, $b_4 = 12$ mm.
 $9\ 000$ r/min, $0,76$ m³/s.



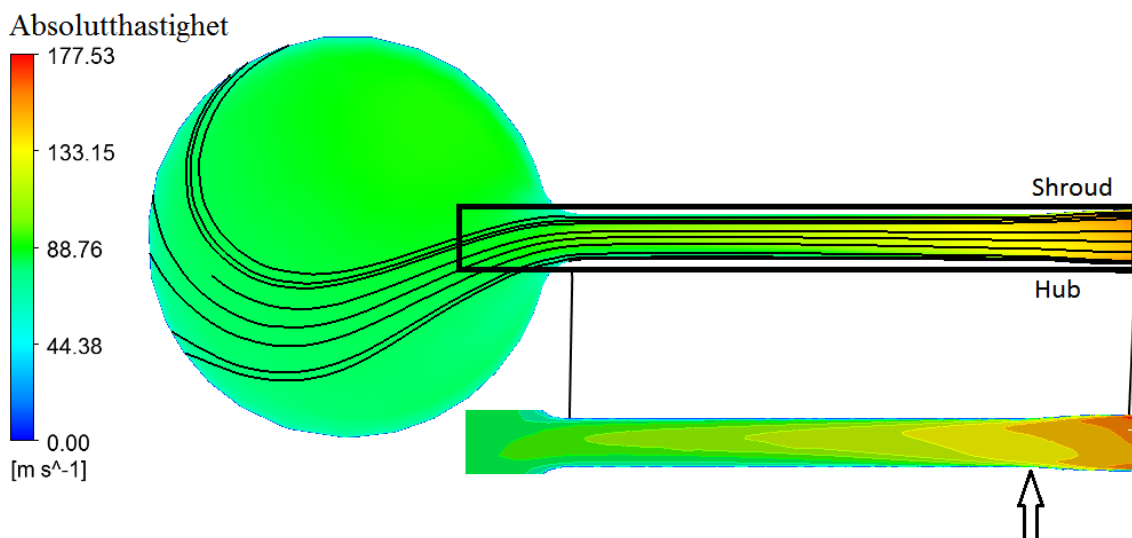
Figur 5.34: Statisk trykprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3=14$ mm, $b_4 = 12$ mm. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Figur 5.35 viser samme tendens som for andre design som hittil er beskrevet. Virvelstrømningen starter umiddelbart i det strømmingen når spiralhuset



Figur 5.35: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, $b_3=14$ mm, $b_4=12$ mm. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

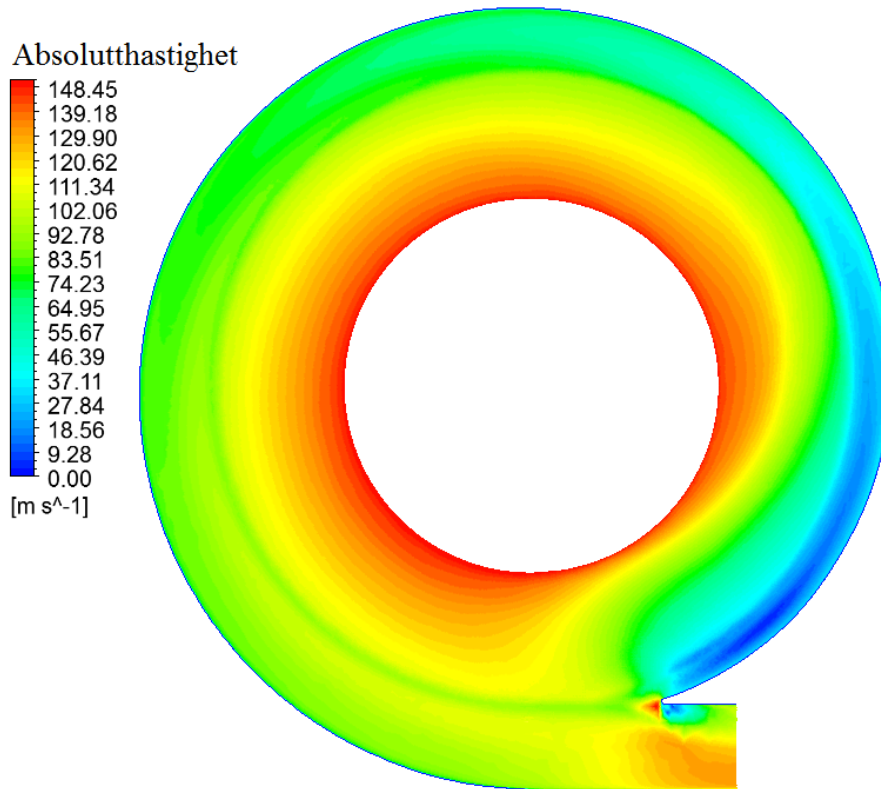
Tverrsnittet i Figur 5.36 viser hvordan innsnevringen påvirker av strømmingen i diffusoren. Pilen i figuren viser hvor innsnevringen slutter, og strømningsbildet blir mer uniformt etter dette punktet. Strømningslinjene legger seg langs veggen og distribueres jevnt i diffusorhøyden. På grunn av innsnevringen blir strømningsarealet redusert. Dette fører til at hastigheten ut av diffusoren er høy (ca. 102 m/s, mot ca. 80 m/s for originaldesignet), noe som indikerer at trykkgjenvinningen i diffusoren ikke er optimal.



Figur 5.36: Tverrsnitt ved 310°, med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, $b_3=14$ mm, $b_4=12$ mm. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

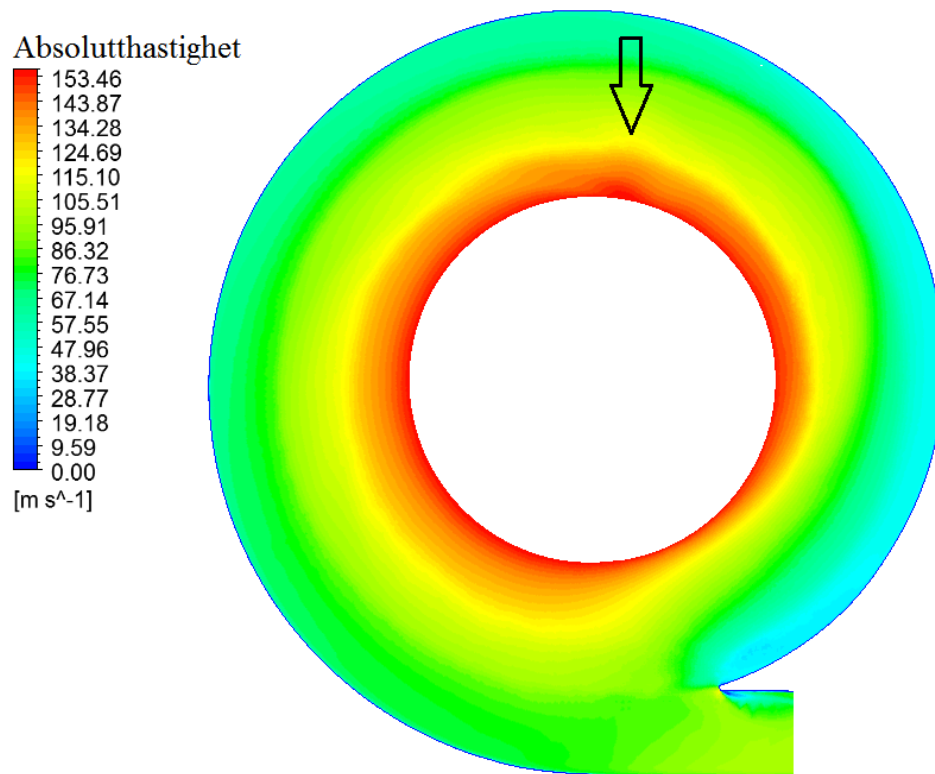
Hastighetsprofilen Figur 5.37 har like tendenser som for $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$. Forskjellen er at strømningsbildet er mindre uniformt i diffusoren mellom $90^\circ - 180^\circ$, og har lavere hastighet i dette området. Dette sier noe om hvor mye geometrien rundt tungen påvirker strømmingen i dette området.



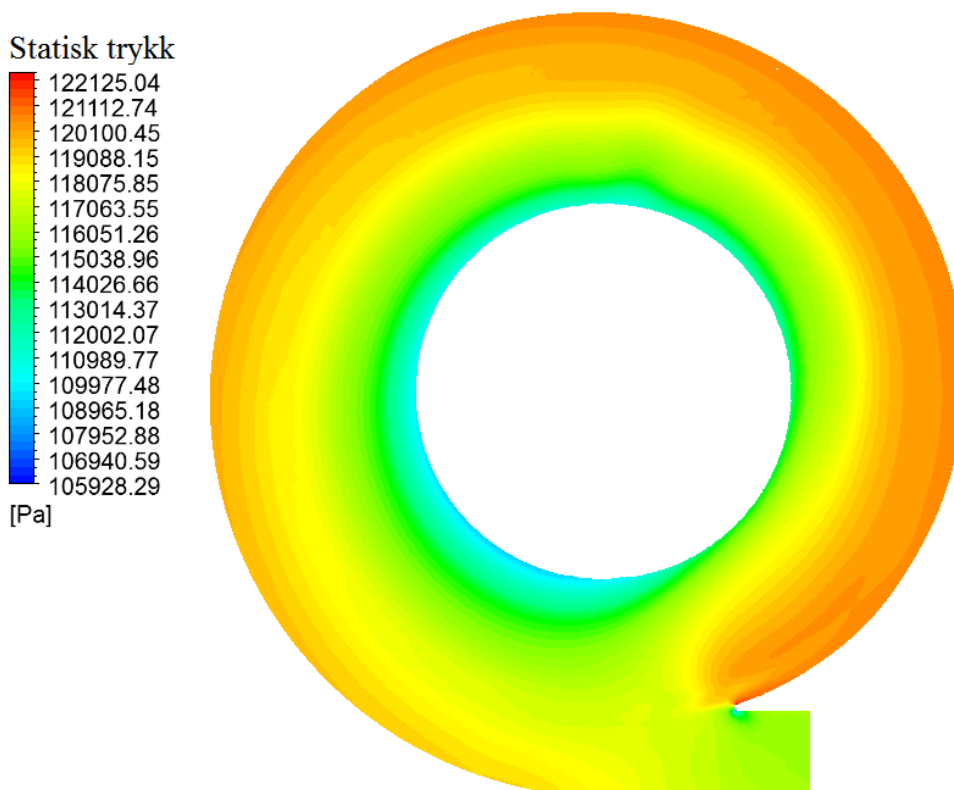
Figur 5.37: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = 14 \text{ mm}$ $b_4 = 12 \text{ mm}$.
 $9\,000 \text{ r/min}$, $1,15 \text{ m}^3/\text{s}$.

5.2.5 Strømningsbilde for 14 mm diffusorbredde med rett diffusorutløp

Som vist i Figur 5.38 og Figur 5.39 har strømningsbildet en mer bulkete form i de områdene hvor det ellers har vært uniformt for andre design. Dette ser man i form av små bølgetopper rundt den store bølgetoppen som er markert med pil i Figur 5.38. Det ikkeuniforme området i diffusoren rundt tungen er gjeldende også for dette designet.

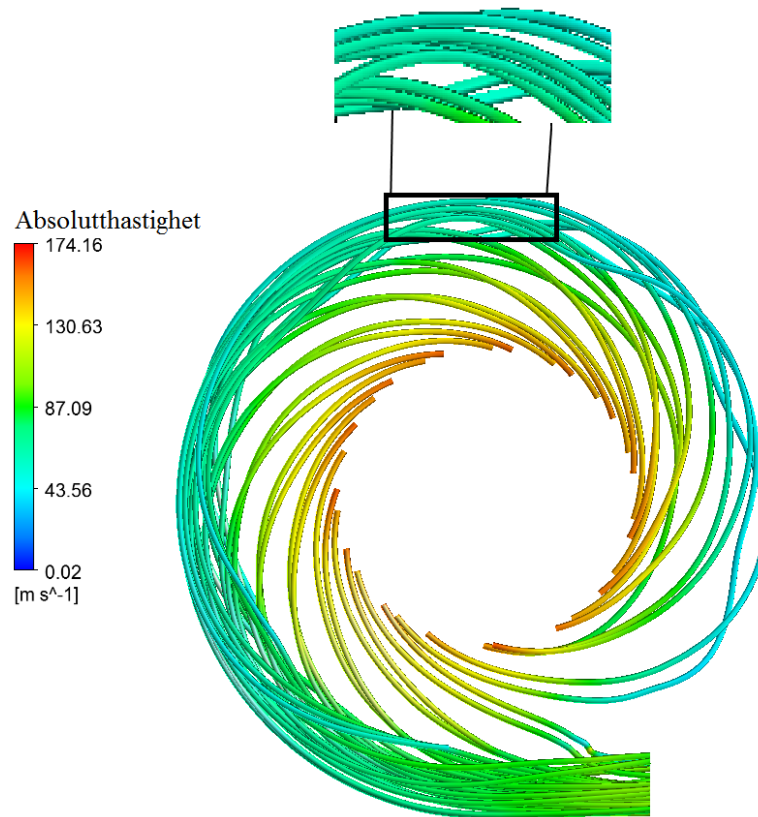


Figur 5.38: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm med rett diffusorutløp. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s



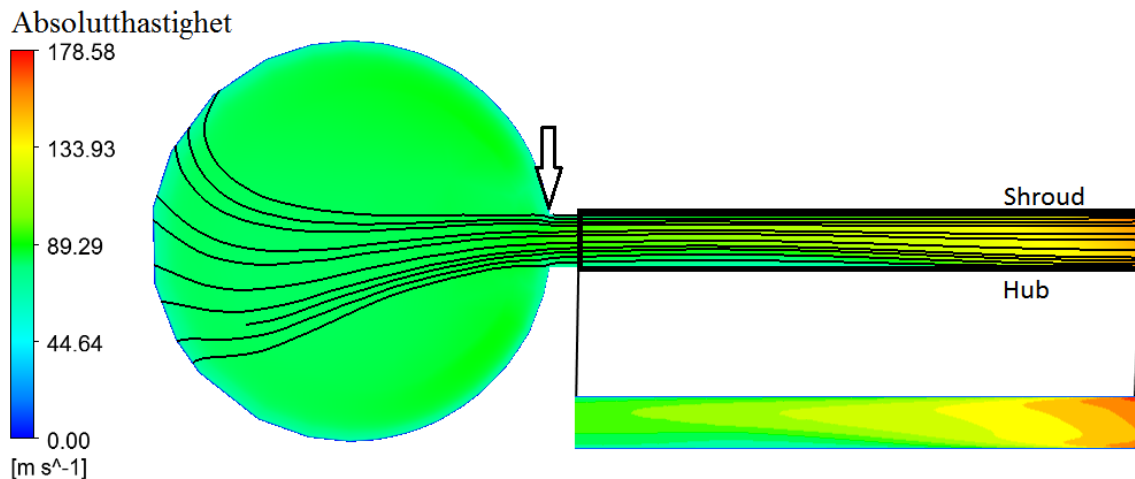
Figur 5.39: Statisk trykkprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm med rett diffusorutløp. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Forstørrelsen i Figur 5.40, som viser de tredimensjonale strømningslinjene igjennom diffusoren og spiralhuset, viser en helt ny tendens i forhold til de andre designene. Tidligere design har hatt mye virvelstrømmer i spiralhuset, men for dette designet er det tilnærmet ingen virvelstrømning i spiralhuset.



Figur 5.40: 3D strømningslinjer for absolutthastighet igjennom diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14 \text{ mm}$ med rett diffusorutløp. 9 000 r/min, $0,76 \text{ m}^3/\text{s}$.

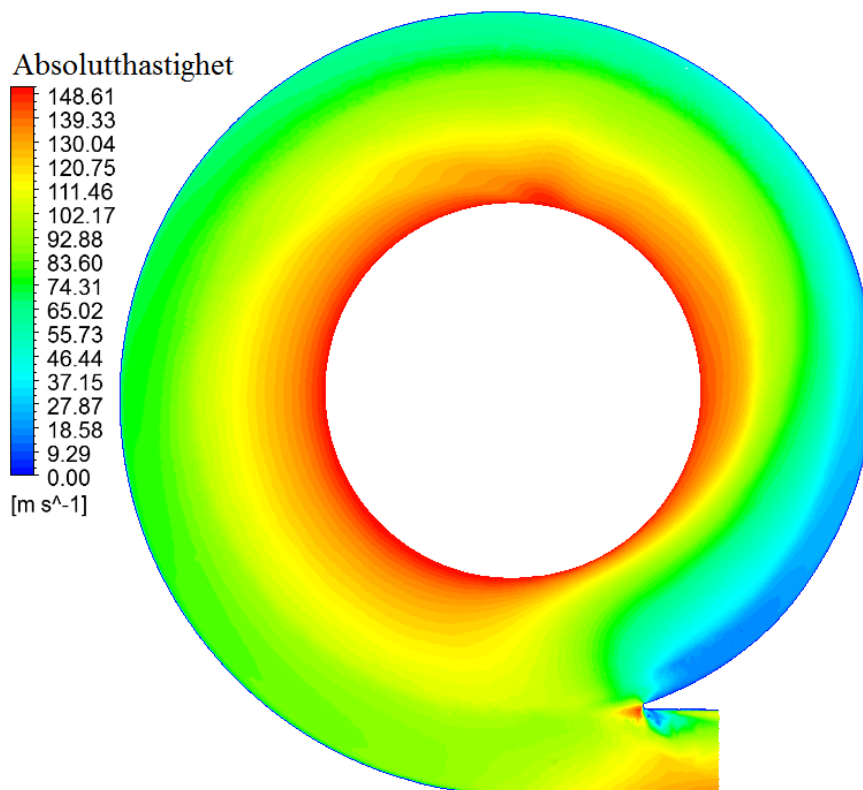
Strømningen ut av diffusoren er tilnærmet parallell til diffusorveggene, som vist med pil i Figur 5.41. Dette gjør at virvelstrømningen reduseres betydelig. Strømningsbildet ellers i diffusoren er tilnærmet likt som for andre design.



Figur 5.41: Tverrsnitt ved 310° , med absolutthastighet og strømningslinjer i diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm med rett diffusorutløp. 9 000 r/min, $0,76$ m³/s.

Hastighetsprofil for maksimal simulert volumstrøm

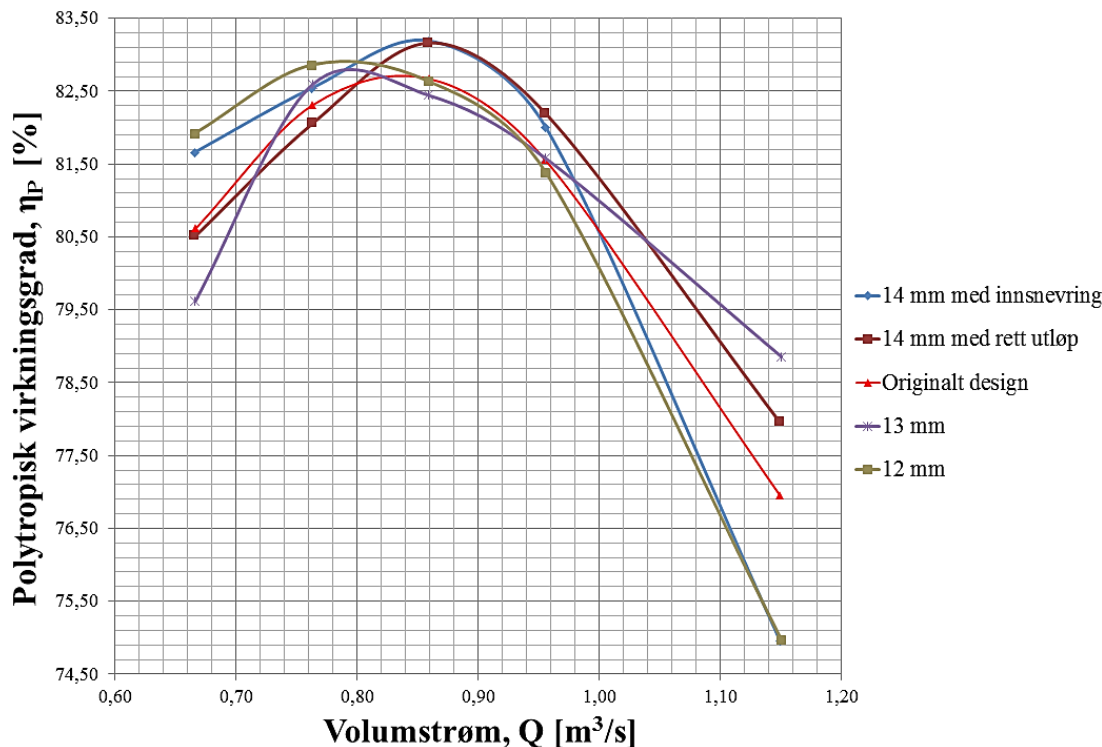
Figur 5.42 viser absolutthastigheten for maksimal simulert volumstrøm. Som for alle andre design er strømmingen rundt tungen særlig påvirket ved høye volumstrømmer, og separasjonsområdet har økt. I tillegg er bølgene større og flere i hastighetsprofilen for denne volumstrømmen i området rundt 0° i forhold til $0,76$ m³/s.



Figur 5.42: Absolutthastighetsprofil i sentrum av diffusor og spiralhus, $b_3 = b_4 = 14$ mm med rett diffusorutløp. 9 000 r/min, $1,15$ m³/s.

5.2.6 Polytropisk virkningsgrad

Figur 5.43 viser den polytropiske virkningsgraden til de ulike designene ved ulike volumstrømmer. Antagelsene, sensitivitetsanalysen og simuleringsprogrammet som er brukt er like som i kapittel 5.1.5.



Figur 5.43: Polytropisk virkningsgrad ved 9 000 r/min for alle diffusordesign.

14 mm med innsnevring og 14 mm med rett utløp høyest virkningsgrad ved volumstrømmer rundt 0,82 - 0,98 m³/s. Maksimal virkningsgrad for de to er 83,1 % ved volumstrøm lik 0,86 m³/s. Dette var designene som hadde minst separasjon og virvelstrømmer for de volumstrømmene i forhold til andre diffusorendringer. Designet med rett utløp har mindre reduksjon i virkningsgrad for høye volumstrømmer enn hva designet for innsnevringen har. Designet med innsnevring er mest sensitiv for endring i volumstrøm, og 83,1 % til 75,0 %. Designet med 13 mm diffusorbredde er designet med diffusorendringer som er minst sensitiv for endringer i volumstrømmer, men har den laveste maksimale virkningsgraden. Selv om toppunktet i grafen til 13 mm diffusorbredde er høyere enn for 14 mm diffusorbredde er dette bare en kurveutjevning, og den faktisk simulerte maksimalverdien er 82,6 % ved 0,76 m³/s.

5.2.7 Oppsummering for endring av diffusordesign

Endringene som har blitt gjort har vært vellykket, og resultatene har gitt ønskede resultat. Innsnevringen av diffusoren har gjort at tilbakestrømmingen ikke lenger er synlig. Strømningen går langs veggen og fordeler seg jevnt over diffusoren for dette designet. Dette ble også observert av Lee m. fl. [37]. Dersom det effektive strømningsarealet ikke reduseres ved en innsnevring av diffusor vil trykkgjenvinningen være lik, men strømnings tapet vil reduseres på grunn av mindre tilbakestrømning [38]. Innsnevringen som er gjort er trolig for stor siden trykkgjenvinningen i diffusoren ble dårligere enn for originaldesignet. Designet med rett utløp har omtrent eliminert

virvelstrømningen, noe som reduserer strømningsstap på grunn av kortere strømningsbane. Den reduserte avbøyningen i strømmingen ved diffusorutløpet er det samme som Lee m. fl [37] oppnådde. 14 mm med innsnevring og 14 mm med rett utløp har begge maksimal virkningsgrad lik 83,1 % ved 0,86 m³/s, mot 82,7 % for originaldesignet. Designet med innsnevring har det høyeste maksimale trykkforholdet, og er 1,33 ved 0,76 m³/s, en forbedring på 0,5 % i forhold til originalt design.

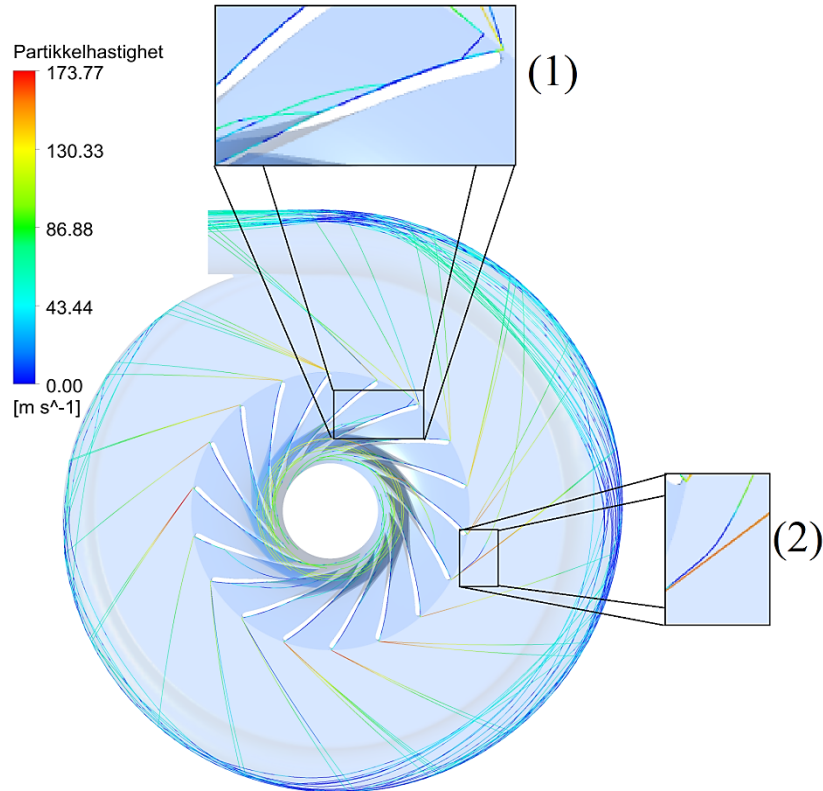
5.3 Partikler

I dette delkapittelet blir strømningsbildet for partikkelsimuleringene vist, og forslag til dokumentasjon av simuleringsresultatene i laben blir presentert. Dette siden partikkelmodellen i CFX ikke er tilstrekkelig dokumentert i roterende maskiner.

5.3.1 CFD resultat

Bare resultater fra simulering med originaldesignet og massetetthet lik 1 000 kg/m³ og 1,18 kg/m³ er presentert. Strømningsbilder for andre partikkelmassestettheter finnes i vedlegg I, men tas ikke med her, siden de er tilnærmet like, og ingen ny informasjon kommer frem.

Figur 5.44 viser det tredimensjonale strømningsbildet til partiklene igjennom kompressoren. Partiklene legger seg langs høytrykksiden på impellerbladet (se utheving (1)). Spredning av partikler på bladtuppene skyldes kollisjoner ved innløpet. Disse partiklene kommer lenger inn i bladpassasjen, før corioliskraften slynger partiklene inn i trykksiden på bladet. Ved utløpet slutter partiklene å følge bladet (se oppe til høyre i utheving (1)). Dette skyldes separasjon ved shroud som påvirker partikkelbanen.



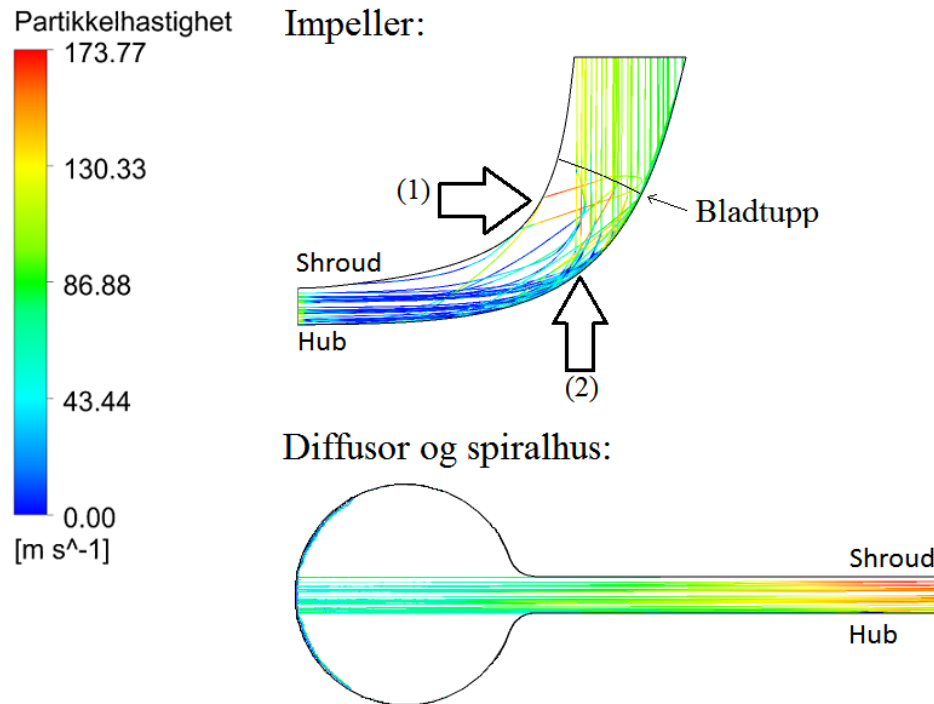
Figur 5.44: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s, partikkeltetthet 1 000 kg/m³.

Ut av impelleren overvinner treghetsmomentet til partiklene friksjonskraften, og blir kastet tangentielt ut gjennom diffusoren. Hastigheten til partiklene reduseres fra ca. 160 m/s ved diffusorinnløpet til ca. 80 m/s før de treffer spiralhusveggen. Bevegelsesmengden til partiklene går tapt i kollisjonene med veggen, som medfører økt strømningstap. Uthevning (2) i Figur 5.44 viser en tydelig avbøyning av partikkelbanen i diffusor. Dette skyldes separasjon ved hub i diffusoren hvor partikkelen ligger. Separasjonen fører til lav meridionalhastighet, noe som gjør at friksjonskraften virker tangentielt på partikkelen, og partikkelbanen bøyes. Resultatet er at partikler ved forskjellig høyde i diffusor avbøyes i varierende grad, og gir en vifteformasjon før partiklene kolliderer med vegg.

Langs veggen i spiralhuset og trykksiden på impellerbladene er partikkelkonsentrasjon høy. Dette påvirker friksjon og grensesjiktet siden vaken bak partiklene påvirker turbulent kinetisk energi [11]. CFX har ingen modeller for denne type interaksjoner, og må utvikles for å forbedre partikkelmodellen.

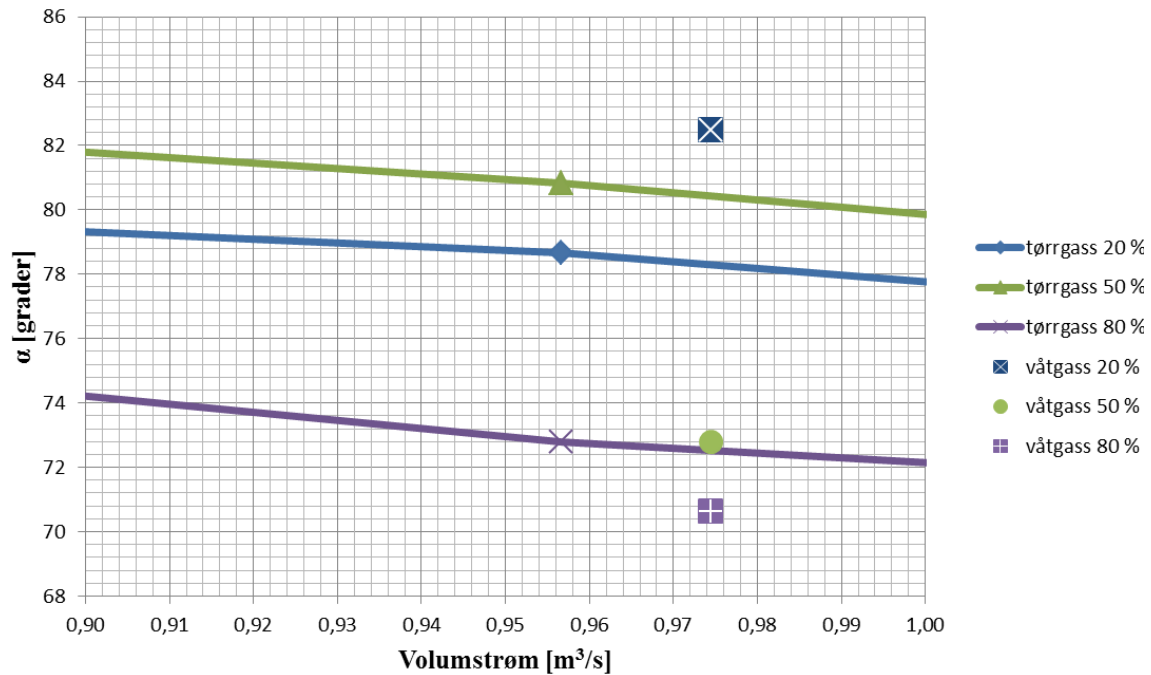
Figur 5.45 viser den relative meridionalhastigheten til partiklene i meridionalplanet i kompressoren. Meridionalhastigheten er relativ til et roterende plan i impelleren, og er stasjonært i diffusoren og spiralhuset. Partiklene som er markert med pil (1) blir kastet opp mot shroud på grunn av kollisjoner med bladtupp. Partiklene kommer inn i impelleren med en hastighet rundt 90 m/s, og kolliderer i hub (se pil (2) i Figur 5.45). Kollisjonene fører til at partiklene mister all hastighet før de akselereres mot utløpet. Hastigheten forblir relativt lav gjennom bladpassasjen grunnet flere små kollisjoner med trykksiden på bladet. I kollisjonsområdet er det særlig grunn til å tro at erodering i impelleren kan oppstå.

Den relative meridionalhastighet til partiklene i diffusor og spiralhus er høyere ved shroud enn ved hub ved innløpet, men er ellers uniform i diffusoren. Partiklene mister gradvis hastighet gjennom diffusoren, mens i spiralhuset er partikkelhastigheten tilnærmet konstant helt mot veggen. Kollisjonshastigheten er ca. 80 m/s, og figuren viser tydelig hvor en kan forvente erosjon i spiralhuset. Partiklene legger seg på veggen i spiralhuset grunnet sentripetalakselerasjon.



Figur 5.45: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $GMF=0,047$, partikler med tetthet 1000 kg/m^3 .

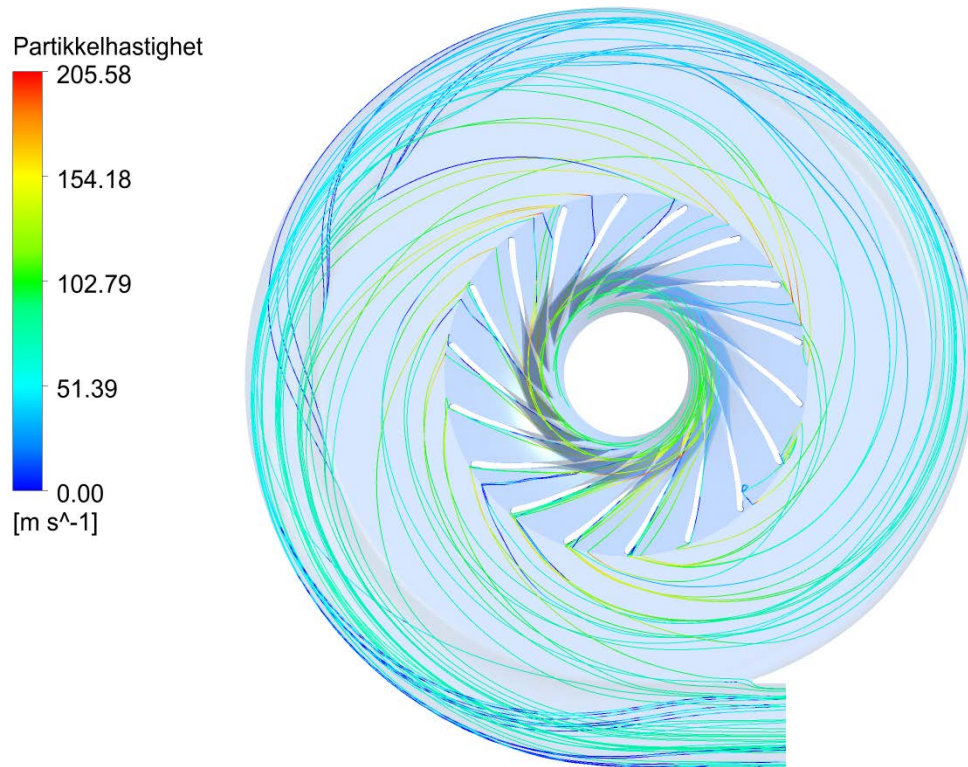
Figur 5.46 viser forskjellen på strømningsvinklene for gassen ved simuleringer med og uten partikler. Vinklene er hentet ut ved tre forskjellige bredder i diffusoren, 20-, 50- og 80 % (50 % er i sentrum av diffusoren). Strømningsvinkelen ved 50- og 80 % bredde er mer radiell med partikler enn uten, og Sørvik [39] har målt samme tendens i lab. Størst endring i strømningsvinkel er funnet ved 50 % bredde hvor gassvinkelen med partikler ligger $7,6^\circ$ under simulering uten partikler. Reduksjon av strømningsvinkel skyldes momentutveksling mellom partiklene og gassen. Partiklene har høyere hastighet enn gassen og akselererer gassen i radiell retning, noe som reduserer strømningsvinkelen. Strømningsvinkel øker med $4,2^\circ$ ved 20 % bredde, trolig fordi partiklene påvirker separasjon ved hub. Reduksjon av strømningsvinkelen gir en mindre logaritmisk strømningsbane, som reduserer friksjonstap gjennom diffusor. I tillegg er tendensen at injeksjon av partikler gir høyere trykkforhold i forhold til tørrgass. For gitte simulering var trykkforholdet 4 % høyere med partikler enn uten.



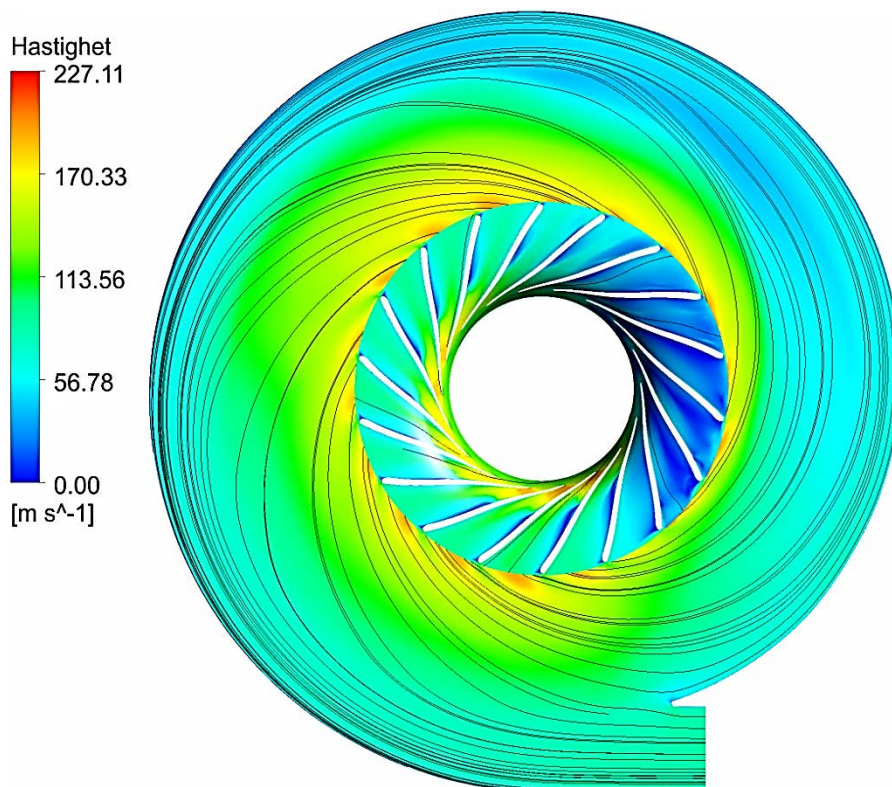
Figur 5.46: Partiklenes påvirkning på strømningsvinkel.

Ved å sette tettheten til partiklene lik gasstettheten i strømmingen er det mulig å få partiklene til å følge gassen tilnærmet perfekt [12]. Oppgaven ønsker å se om endring av massetettheten til partiklene påvirker partikkelbanen. Det var ikke observert særlig forskjell i partikkelbaner når tetthetsforholdet er høyt, og med bakgrunn i dette ble det kjørt en simulering med $1,18 \text{ kg/m}^3$ for å se om partikkelmodellen klarer å vise endringen av partikkelbanene ved å endre massetetthet.

Figur 5.47 viser partikkelbaner fra denne simuleringen, og Figur 5.48 viser strømningslinjer for gassen. Sammenligning av strømningslinjene for partikler og gass viser at partiklene følger gassen, med bare små avvik. Avvikene skyldes forenklingen i modellen ved at oppdriften har blitt neglisjert. Simuleringen får frem at minimale forskjeller i partikkelbanene i simuleringene for 500 kg/m^3 , $1\,000 \text{ kg/m}^3$ og $1\,500 \text{ kg/m}^3$, skyldes et høyt tetthetsforhold og ikke at modellen er upresis. Selv om CFD-modellen har vist via denne simuleringen at gassen og partikkelens bevegelser påvirker hverandre, gjenstår det å dokumentere resultat fra simulering i laboratorium. Dette blir diskutert i kapittel 5.4.



Figur 5.47: Partikkelbaner i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s, GMF=0,047 med tetthet 1,18 kg/m³.



Figur 5.48: Gasstrømningslinjer i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s.

5.3.2 Oppsummering resultat fra partikkelsimuleringer

Resultater fra partikler med 500 kg/m^3 , $1\,000 \text{ kg/m}^3$ og $1\,500 \text{ kg/m}^3$ har gitt tilnærmet like strømningsresultat. Partiklene legger seg på høytrykksiden i impelleren, og blir kastet tangentielt mot spiralhuset, som Pan [12] har observert i sine simuleringer. Partikler langs hub avbøyes på grunn av separasjon i diffusor. Partiklene reduserte strømningsvinkelen til gassen ved 50 % bredde og mot shroud, mens den økte ved hub. Målinger i lab ved 50 % bredde har vist samme tendens. Reduksjon i strømningsvinkel forbedret trykkøkningen til kompressoren med 4 %.

En simulering har blitt gjort hvor massetettheten er lik for partikkel og gass. Bakgrunnen for simuleringen var å få sjekket at partikkelmodellen i CFX gir lik strømningslinje til partikler som for gass, noe som er forventet ifølge Pan m. fl. [12]. Resultatene fra simuleringen viser en klar likhet mellom strømningsbanene, noe som viser at CFD modellen gir forventede verdier i forholdet mellom partikler og gass.

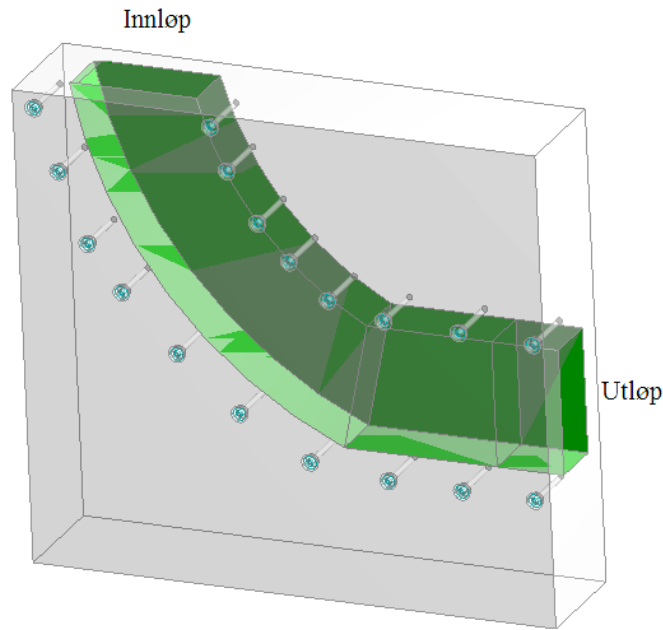
5.4 Forslag til dokumentering av simulerte strømningsbilder i lab

Når CFD program benyttes er det viktig å evaluere resultatet fra simuleringen mot virkeligheten. Flerfasesimuleringer i roterende maskiner er lite dokumentert, og det er stor usikkerhet i modellene [25]. I denne oppgaven er et av målene å dokumentere strømningsbildet i lab med simuleringene med å injisere partikler med ulik tetthet. På grunn av liten tilgang på riggen for å gjøre nødvendige målinger, og prioriteringer fra veileder er dokumentering ikke vært mulig å gjennomføre. Kapittel 5.4.1 kommer med forslag til dokumentasjon av strømningsbilde ved å benytte seg av en enkel testtrigg. I kapittel 5.4.2 blir ulike metoder for dokumentasjon av strømningsbildet i laben presentert, både med og uten injeksjon av partikler.

5.4.1 Forslag til dokumentasjon av strømningsbilde med enkel testtrigg

Når CFD modeller skal valideres er det hensiktsmessig å begynne med enkle metoder og problemer. Kompleksiteten kan økes når labmålinger fra de enkle forsøkene er kalibrert med modellen for simuleringene. I dette delkapittelet vil et forslag for en testtrigg som kan brukes for å dokumentere partikkelstrømningen bli presentert.

Figur 5.49 viser et forslag til en testtrigg, som foreslås å bli bygget i pleksiglass. Dette gjør det mulig å studere og måle partikkelbaner og strømningsbildet ved hjelp av høyhastighetskamera og/eller ved teknikker som omtales i kapittel 5.4.2. Alle dimensjoner for den foreslåtte testtriggen finnes i vedlegg K.



Figur 5.49: Skisse av testrigg med kanal i sentrum.

Ved å injisere partikler ved innløpet kan strømningsbanen observeres. Injeksjon av partikler med ulik massetetthet og massestrøm vil få frem hvordan partiklene påvirker strømmingen. For å sikre jevn fordeling av partikler ved innløpet anbefales LaVision sin partikkelinjeksjonsenhet (se vedlegg L). Ved å lage en CFD modell av testriggen kan simuleringer på denne geometrien brukes for validering og kalibrering av flerfasemodellene i CFX. Dette gjøres ved at identiske innløps- og utløpsbetingelser fra modellen kan gis i simuleringene. Dermed fjernes flere usikkerhetsmoment som er gjeldende for partikkelsimuleringer som er gjort i denne oppgaven.

Tyngdekraftens påvirkning på partiklene kan studeres ved å endre helningsvinkelen på testriggen. Dette kan gjøres ved å montere riggen på en hengslet plate. For å studere coriolis- og sentripetalkraft anbefales det at testriggen monteres på et roterende bord slik at modellenes implementering av kreftene kan valideres. For å øke hastigheten, og dermed kunne analysere konsekvensene innløpshastigheten har, kan en vifte ved innløpet monteres.

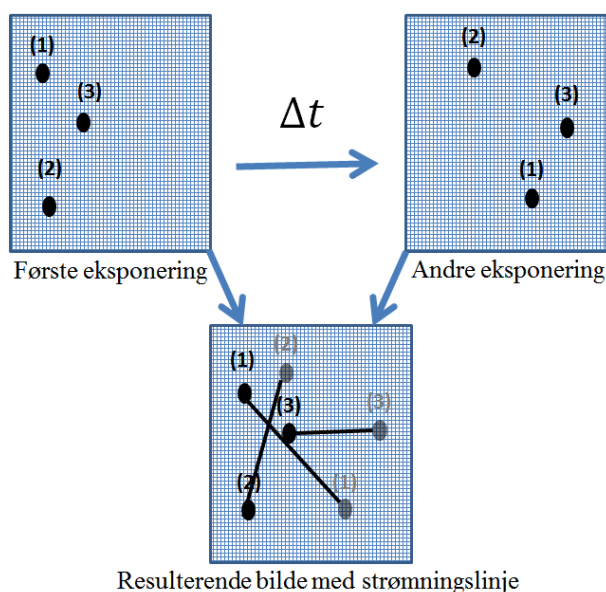
5.4.2 Forslag til dokumentasjonsmetoder i eksisterende kompressor

I tillegg til forslag for design av en testrigg har det blitt foretatt et litteratursøk for å finne ut hvordan strømningsbildet i eksisterende rigg kan dokumenteres. Litteratursøket hadde som mål å finne metoder for å dokumentere strømmingen både for partikkelstrømning og tørrgass.

Tilgjengelige målevariabler for kompressoren er i dag trykk, temperatur og strømningsvinkel. Målingene er begrenset til bare enkeltpunkter og få variabler, og selve strømningsbildet kan ikke dokumenteres med dagens målinger i laben.

Å validere strømningsbildet gjennom impellerpassasjen er i dag en stor utfordring siden den roterer og er lukket. Ved å skifte ut enkelte deler på impeller og diffusor med pleksiglass åpnes kompressoren og vil gi mulighet til å observere og måle strømmingen.

For eksempel kan et partikkelhastighetskamera måle hastighet og posisjon til partikler som injiseres i strømmingen. Ved å bruke LaVision partikkeldyse (se vedlegg M) sikres små partikkelstørrelser slik at partikkelhastigheten og strømningsbanen er tilnærmet gassen. Metoden er brukt av Atif m.fl. [29] for å sammenlikne simulert og målt strømningsbilde, og gir et godt sammenlikningsgrunnlag. Med slike data er det mulig å kalibrere turbulensmodellen til å stemme bedre med målinger. Partikkelhastighetskameraet fungerer på den måten at en laser skyter to ganger med en tidsforskjell på Δt mot en partikkel som strømmer igjennom et forsøksareal med et rutenett i bakgrunnen. Under hvert laserskudd tar et høyhastighetskamera et bilde, og ved hjelp av tilhørende programvare som analyserer hver rute i det eksponerte arealet blir strømningslinjen tegnet. En prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskameraet vises i Figur 5.50.



Figur 5.50: Prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskamera.

En mulighet for å dokumentere temperatur og trykk gjennom kompressoren er å bruke flytende krystaltermografi [40], og trykksensitiv maling [41]. Ved å dekke en overflate med disse to materialene får man visualisert temperatur- og trykkforløp på flatene i kompressoren. Flytende krystaltermografi virker på den måten at belegget skifter farge når temperaturen endres. Trykksensitiv maling virker på den måten at malingen reagerer med oksygenet i luften når UV-lys treffer malingen, og dataprogram lager konturer av trykk og temperatur. Muligheten for å vite temperatur og trykk gjennom hele kompressoren gir en unik sammenlikningsmulighet mellom simuleringer og kompressorriggen og gjør det mulig å optimalisere tilstandslikningen i simuleringene.

En annen mulighet, brukt i Oyama m.fl. [42], krever ingen modifikasjoner på eksisterende kompressorrigg. Metoden går ut på å injisere en tynn maling eller olje ved innløpet slik at strømningslinjene blir tegnet opp på veggene i kompressoren. Ved å inspisere kompressoren etter testkjøringen kan strømningsbanene på overflatene gjennom kompressoren dokumenteres. Denne metoden er først og fremst egnet for dokumentasjon av separasjon og avbøyning til strømmingen. Separasjon i simuleringene er bestemt av turbulensmodellen, og denne kan kalibreres mot strømmingen i kompressorriggen.

5.4.3 Oppsummering for dokumentering av strømningsbilde

Det gjenstår fortsatt mye arbeid når det gjelder dokumentering av flerfasemodellene i roterende maskiner i CFX [25]. Når strømningsbildet skal dokumenteres bør det startes med enkle modeller og testtrigger, slik som foreslått geometri i kapittel 5.4.1 og vedlegg K. Dermed kan observasjoner gjort i testtriggeren brukes for å optimalisere CFX modellen.

Visuelle observasjoner i kompressorriggen er per i dag vanskelig siden den er lukket. Basert på litteratursøk anbefales det å lage impeller- og diffusorshroud av pleksiglass eller annet gjennomsiktig materiale slik at sofistikerte målemetoder kan brukes. Fra litteratursøket har partikkelhastighetskamera vist seg å være den mest lovende metoden for å dokumentere partikkelstrømningsbildet. For å dokumentere strømningsbildet for tørr gass er flytene krystalltermografi, trykksensitiv maling eller injeksjon av maling eller tynn olje egnede metoder.

På grunn av prioritering fra veileder, og tilgjengelig tid på riggen, ble den foreslåtte dokumenteringen ikke gjennomført.

5.5 Oppsummering

Analyse av ytelseskarakteristikk, strømningsbilde, og polytropisk virkningsgrad har vist at designet med det største spiralhuset har de beste egenskapene. Det maksimale trykkforholdet er ca. 1,35 og maksimal polytropisk virkningsgrad er 85,1 % ved 0,86 m³/s. Dette er henholdsvis 2 % og 2,4 % høyere enn for originalt design. Det observeres mye separasjon i diffusoren for dette designet, og trykkforholdet og virkningsgraden kan forbedres ytterligere. De nye spiralhusene har et bredere driftsområde, men går i surge ved en høyere volumstrøm i forhold til originalt design. Innsnevringen av diffusoren har gjort at tilbakestrømmingen ikke lenger er synlig, og designet med rett utløp har omtrent eliminert virvelstrømmingen, noe som reduserer strømningstap på grunn av kortere strømningsbane. Dette gjør at designene har høyest maksimale polytropiske virkningsgrad for nye diffusordesign, og er 83,1 % ved 0,86 m³/s.

Sammenligning mellom simulerte resultat og resultat fra lab viser klare likhetstrekk for ytelseskarakteristikken til diffusoren og spiralhuset. Maksimal forskjell i diffusorkarakteristikken er ikke mer enn 0,4 % og 1,24 % for ytelseskarakteristikken til spiralhuset. Sensitivitetsanalysen for virkningsgraden viser at den er mest sensitiv for utløpstemperatur, og 2 % feil i innløpstemperatur gir opp til 10 % feil for virkningsgraden.

Partiklene legger seg på høytrykksiden i impelleren, og blir kastet tangentielt mot spiralhuset. Partikler langs hub avbøyes på grunn av separasjon i diffusor. Partiklene reduserte strømningsvinkelen til gassen ved 50 % bredde og mot shroud, mens den økte ved hub. Målinger i lab ved 50 % har vist samme tendens. Reduksjon i strømningsvinkel forbedret trykkøkningen til kompressoren med 4 %. Strømningsbildet er tilnærmet likt for simuleringer med høye massestetthetsforhold og kompressorgeometri.

6 Konklusjon

Målet med oppgaven har vært å optimalisere diffusoren og spiralhuset i eksisterende kompressor på NTNU, og dokumentere ytelseskarakteristikk og strømningsbilde for de nye designene. For å kunne angi hvilke designendringer som har vært mest vellykket har det i tillegg til strømningsbilde og ytelseskarakteristikk blitt sett på polytropisk virkningsgrad. I tillegg har strømningsbilde for eksisterende design med injeksjon av partikler med ulik tetthet blitt vist.

To nye spiralhusdesign har blitt designet hvor tverrsnittarealet har blitt økt. De nye spiralhusene har i gjennomsnitt 12,6 % og 24,4 % større radius enn original designet. Fire nye diffusordesign har blitt utviklet. I to av designene har diffusorbredde blitt redusert til 13 og 12 mm. Et design har blitt laget med en innsnevring fra 14 mm til 12 mm etter diffusorinnløpet, og et hvor avrundingen på diffusorutløpet har blitt fjernet. I tillegg har modelldesignet for det originale designet med 14 mm diffusorbredde blitt videreutviklet. Den modellen ble laget i forfatterens forprosjekt, og området rundt tungen har nå blitt endret for å øke likheten mellom CFD modell eksisterende kompressor.

Designendringene i spiralhuset har vist seg å øke ytelsen mest. Det største spiralhuset er det beste designet både når det gjelder strømningsbilde, ytelseskarakteristikk og polytropisk virkningsgrad. Maksimalt trykkforhold er ca. 1,35 ved 0,86 m³/s og maksimal polytropisk virkningsgrad er 85,1 % ved samme volumstrøm. I forhold til simuleringresultat fra det originale designet er dette en forbedring på 2 % for trykkforhold og 2,4 % for virkningsgraden. Ytterligere forbedring vil oppnås ved å endre designet i diffusoren for de dette designet, da mye separasjon observeres ved hub. Designet er også det mest stabile mot surgepunktet, og ytelseskarakteristikken er den slakeste som indikerer at kompressorytelsen er stabil for endring i volumstrøm. Baksiden er at den surger ved høyere volumstrøm enn de andre designene. Sensitivitetsanalyse har vist at 2 % feil i innløpstemperatur gir opp til 10 % feil for virkningsgraden.

Diffusorendring har vist mindre endringer i forhold til originalt design. Til tross for at de nye designene viser små forskjeller i ytelse i forhold til originalt design har designene gitt ønskede resultat. For eksempel har innsnevring av diffusorbredde eliminert synlig tilbakestrømning, og i designet med rett utløp har virvelstrømningen i spiralhuset blitt tilnærmet fjernet. 14 mm med innsnevring og 14 mm med rett utløp har maksimal virkningsgrad på 83,1 % ved 0,86 m³/s, en forbedring på 0,6 %. 14 mm med innsnevring har det høyeste maksimale trykkforhold for de ulike diffusorendringene, og er ca. 1,34 ved 76 m³/s. Det er en forbedring på 0,5 % i forhold til eksisterende design. Baksiden er at dette designet er det minst stabile.

Partikkelsimuleringene har vist at partiklene legger seg på høytrykksiden på impelleren og blir kastet tangentielt mot spiralhuset. Partiklene som blir avbøyd skyldes separasjon ved hub i diffusoren. Partikler ved hub i diffusoren avbøyes på grunn av separasjon. Partiklene reduserte strømningsvinkelen til gassen ved 50 % bredde og mot shroud i diffusoren, mens den økte ved hub. Reduksjon i strømningsvinkel forbedret trykkøkningen til kompressoren med 4 %.

7 Videre arbeid

I dette kapitlet vil forslag for videre arbeid, med bakgrunn i de observasjoner som har blitt gjort i oppgaven, bli presentert.

CFD modell og design for tørrgass

Selv om maskenettet brukt i CFD modellen er validert og konkludert som tilfredsstillende, er det anbefalt å øke oppløsningen og fjerne alle ikke-tilfredsstillende masker i maskenettet. Dette gjør at simuleringene kan konvergere med et lavere konvergenzkriterium, noe som vil redusere numeriske feil. I tillegg anbefales det å kjøre transiente simuleringer som vil gi et klarere strømningsbilde i kompressoren. Samtidig bør man gjøre en analyse av påvirkningen av valg av turbulensmodell, tilstandlikning og innløpsbetingelser for å optimalisere dette utfra labmålinger.

Optimalisering av spiralhusdesignet har gitt det beste resultat for trykkforhold og strømningsbilde. Videre optimalisering av diffusoren anbefales, samtidig diffusoren for dette designet må optimaliseres da mye separasjon observeres. Forslag til design er en liten innsnevring av diffusorbredden etter innløpet eller en divergerende diffusor for å redusere separasjon. Slik blir strømmingen trolig mer uniform, og det effektive strømningsarealet økes.

Partikkelsimulering og dokumentasjon

For å kunne videreutvikle kompressoren for våtgass må simuleringsverktøyene dokumenteres. Ved hjelp av sofistikerte målemetoder kan strømningsbildet i impelleren dokumenteres, og det anbefales å gjennomføre dokumentasjonen av strømningsbildet ved hjelp av eksperimentell modell som er foreslått i kapittel 5.4.1. Hvis shroud skal byttes ut i kompressoren må mer analyse gjøres for å forsikre seg om at et avrundet pleksiglass har gode nok optiske egenskaper for å benytte seg av høyhastighetskamera. Som kjent trenger et slikt kamera svært mye lys med minst mulig refleksjoner. Hvis ikke må andre materialer vurderes for å få et optisk bilde av strømmingen.

I CFD modellen anbefales det å sammenlikne de ulike flerfasemodellene i ANSYS CFX, og optimalisere de i forhold til strømningsbilder fra labmålinger. Flere artikler har blitt skrevet hvor flerfasemodellene har blitt sammenlignet, men dette er artikler som fokuserer på statiske prosessutstyr, og ikke roterende.

På grunn av stor usikkerhet rundt dråpehastigheten ved innløpet og dråpestørrelsen som er benyttet i CFD modellen anbefales det å benytte seg av høyhastighetskamera ved innløpet for å kunne estimere de verdiene. Dette gjelder også for kollisjonsfaktorene som brukes for å angi strømningsbanen etter kollisjon med veggene.

8 Referanseliste

- [1] British-Petroleum. (2011, 25.01.2012). *Statistical Review of World Energy 2011*. Available: www.bp.com
- [2] Oljedirektoratet. (2011, 12.02.2012). *Faktasider 2011*. Available: <http://factpages.npd.no/factpages/Default.aspx?culture=no>
- [3] L. E. Bakken, "Status og utfordringer innen flerfase maskiner," *Statoil Forskningscenter*, 1993.
- [4] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *Computational Fluid Dynamics*, p. 1-38,134-176: Pearson Education Limited, 2007.
- [5] S. M. Salim and S. C. Cheah, "Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows," *International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, IMECS*, vol. II, 2009.
- [6] P. G. Ciarlet and J. L. Lions, *Handbook of Numerical Analysis*, p. 713-721 vol. 7: Elsevier B.V, 2000.
- [7] ANSYS Inc, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. USA: ANSYS, 2011.
- [8] F. R. Menter, M. Kuntz, and R. Langry, "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," *Software Development Department, ANSYS – CFX, 83714 Otterfing, Germany*, 2003.
- [9] T. O. Viseth, "Analyse av våtgass strømming," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-P-2011-91*, 2011.
- [10] M. Solis, F. Bakir, S. Khelladi, and R. Noguera, "Numerical study on Pressure Fluctuations Reduction in Centrifugal Pumps: Influence of Radial Gap and Splitter Blades," *ISRN Mechanical Engineering*, 2011.
- [11] Y. Pan, T. Tanaka, and Y. Tsuji, "Turbulence Modulation by Dispersed Solid Particles in Rotating Channel Flows," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 28, pp. 527-552, 2001.
- [12] Y. Pan, T. Tanaka, and Y. Tsuji, "Direct Numerical Simulation of Particle-laden Rotating Turbulent Channel Flow," *Physics of fluid*, vol. 13, 2001.
- [13] F. M. White, *Fluid Mechanics Sixth Edition*, p. 449-501. New- York: McGraw-Hill, 2008.
- [14] O. Bratland. (2010, 20.03.2012). *Pipe Flow 2, Multi-phase flow assurance*, p. 41-93 [Electronic book]. Available: <http://drbratland.com/PipeFlow2/index.html>
- [15] R. I. Nigmatulin, *Dynamics of Multiphase Media* vol. 2. New York: Hemisphere, 1991.
- [16] F. M. White, *Viscous Fluid Flow, third edition*, p. 215-328,398-498: McGraw-Hill, 2006.
- [17] J. M. Øverlie, *Strømningsmaskiner - Bind 3 Termiske maskiner*, p. 35-62. Trondheim: Tapir, 1981.
- [18] J. M. Schultz, "The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors," *Journal of Engineering for Power*, pp. 69-82, 1962.
- [19] S. J. Irgens, "Optimalisering av løpehjul for våtgass," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-50*, 2012.
- [20] D. Bonaiuti, A. Arnone, and M. Ermini, "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique," *The American Society of Mechanical Engineers journal of Turbomachinery*, 2006.

- [21] R. H. Aungier, *Centrifugal Compressors : A strategy for aerodynamic design and analysis, p.85-204*: ASME, 2000.
- [22] T. G. Grüner, "Unpublished work: Excel ark brukt for volutekonfigurasjon," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk*, 2012.
- [23] S. J. Irgens, "Analyse av våtgass strømnig," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-P-2011-50*, 2011.
- [24] Y.-T. Lee, L. Luo, and T. W. Bein, "Direct Method for Optimization of a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser," *Journal of Turbomachinery, ASME*, vol. 123, 2001.
- [25] ANSYS Customer Support ved Ilona Zimmermann, "Samtale 29.02.2012."
- [26] P. J. Roache, *Verification and Validation in Computational Science, 10-54*: Hermosa Publisher, 1998.
- [27] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method, p 115-151* vol. Second edition: Pearson Education Limited, 2007.
- [28] T. Meakhail and S. O. Park, "A study of Impeller-Diffuser-Volute Interaction in a Centrifugal Fan," *ASME journal of Turbomachinery. Korea Advanced Institute of Science and Technology*, vol. 127, 2005.
- [29] A. Atif, S. Benmansour, and G. Bois, "Numerical Investigatoin of Velocity Flow Field inside an Impeller Air Model of a Centrifugal Pump with Vaned Diffuser Interaction and Comparison with PIV Measurements," *Internation Journal of Rotating Machinery*, vol. 2010, Article ID 706043, 2010.
- [30] K. V. Karanth and N. Y. Sharma, "CFD Analysis on the Effect of Radial Gap on Impeller-Diffuser Flow Interaction as well as on the Flow Characteristics of a Centrifugal Fan," *ASME, International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2009, Article ID 293508, 2009.
- [31] S. T. Wereley and R. M. Lueptow, "Inertial particle motion in a Taylor Couette rotating filter," *Physics of fluid*, vol. 11, 1999.
- [32] Ø. Larsen, "Wet Gas Impeller Flow Analysis," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2011_74*, 2011.
- [33] ANSYS Inc, "ANSYS CFX 13.0 " *ANSYS Inc. Documentation*, 2010.
- [34] D. R. Reitan, "Validation of Wet Gas Performance," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-53*, 2012.
- [35] H. I. H. Saravanamutto, C. F. C. Rogers, H. Cohen, and P. V. Straznicky, *Gas Turbine Theory, p. 157-186*. Essex: Pearson Education Limited, 2009.
- [36] N. A. Cumpsty, *Compressor Aerodynamics, p. 206-309*: Longman Scientific & Technical, Longman Group UK Limited, 1989.
- [37] Y.-T. Lee, V. Ahuja, A. Hosangadi, M. E. Slipper, L. P. Mulvihill, R. Birkbeck, and R. M. Colman, "Impeller Design of a Centrifugal Fan with Blade Optimization," *Internation Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011, 2011.
- [38] D. Japikse, *Turbomachinery Diffuser Design Technology*, 2nd ed.: Concepts ETI, 1998.
- [39] L. A. Sørvik, "Validation of Wet Gas Surge Phenomena," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-83*, 2012.
- [40] C. C. Lee and J. Park, "Temperature Measurement of Visible Light-Emitting Diodes Using Nematic Liquid Crystal Thermography With Laser Illumination," *IEEE Photonics Technology Letters*, vol. 16, p. 3, 2004.

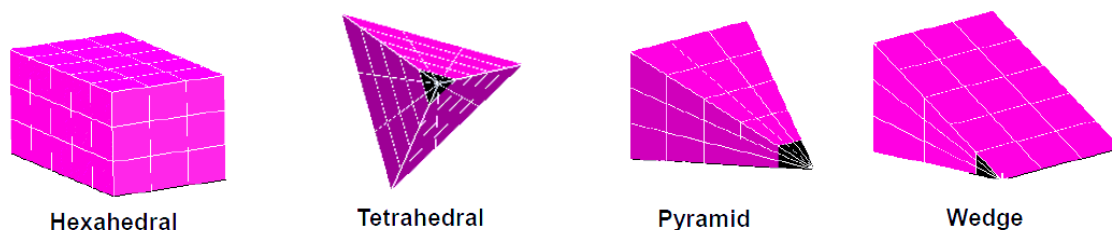
- [41] B. G. McLachlan and J. H. Bell, "Pressure-Sensitive Paint in Aerodynamic Testing," *Experimental Thermal and Fluid Science* 10:470.485, p. 16, 1995.
- [42] A. Oyama, M.-S. Liou, and S. Obayashi, "Transonic axial-flow blade shape optimization using evolutionary algorithm and three-dimensional Navier-Stokes solver," *AIAA 2002-5642*, p. 11, 2002.

Vedlegg A: Kriterier for maskenett og oppnådde verdier i benyttede maskenett

Kvaliteten på maskenettet har mye å si for simuleringstiden og nøyaktigheten til CFD resultatene. Generering av et maskenett, er krevende å gjøre på en kompleks geometri, og man må gjøre et valg for hvor lang tid som skal brukes for å lage et perfekt maskenett mot tiden en er villig til å bruke.

I tillegg til spørsmålet om arbeidsmengden som legges i å lage et godt maskenett, knytt opp mot kvaliteten, er det et spørsmål om antall masker, og nøyaktighet i forhold til simuleringstid. Et fint maskenett (det vil si mange masker i geometrien) fører til flere noder hvor datamaskinen må gjøre utregninger på, og dermed øker simuleringstiden. Mange masker fører også til større krav for minnet til datamaskinen.

I Figur A1 vises ulike typer masker som et maskenett kan bestå av. Tabell A1 oppsummerer fordeler og ulemper med de ulike typene. Når et maskenett for en kompleks geometri skal dannes er det ofte nødvendig med en hybrid av alle typene for å klare å fylle opp geometrien med masker.



Figur A1: Ulike typer masker.[29]

Tabell A1: Fordeler og ulemper med ulike typer masker.[29]

Masketype	Fordeler	Ulemper
Hexahedral (Hex)	-Gir god lagfordeling av geometrien. -Beste typen med tanke på antall masker knytt opp mot minne og simuleringstid.	-Vanskelig å etablere i komplekse geometrier, og liten automatikk for å lage maskenettene av denne type masker.
Tetrahedral (Tet)	-Høy grad av automatikk for etablering av maskenett av denne type masker.	-Trenger flere masker for samme simuleringskvalitet som for Hex. - Gir dårlig lagfordeling av geometrien.
Pyramid (Pyr)	-Brukes som en hybrid mellom tet og hex for å fylle opp geometrien.	-Gir knappe vinkler i toppen av pyramiden. -Vanskelig å gjøre

		forbedringer med.
Wedge (We)	-Som for pyr, men brukes der verken tet, hex eller pyr passer.	-Som for pyr.

Kvalitet til et maskenett

Når maskenettet er etablert må kvaliteten på det vurderes. Verktøyet "Maskenettkvalitet" i ANSYS Mesh angir hvilke masker i maskenettet som er kritiske. Kritiske masker er masker hvor en eller flere av paramterverdiene er utenfor anbefalte verdier. Dermed kan ekstra fokus rettes mot de kritiske maskene, og forbedres. Måten et maskenett kan forbedres på er for eksempel ved å tegne om modellen for å ta bort små detaljer som ikke er avgjørende for strømmingen eller dele geometrien opp i flere deler hvor ulike maskenett for hvert enkelt element av geometrien kan lages.

Kravene i ANSYS Mesh, med en forklaring til hva de ulike parameterne har å si for simuleringen, er vist i Tabell A2.

Tabell A2: Parameterkrav og forklaringer.[29]

Parameter	Verdi	Forklaring og konsekvens
Vinkel, α	God: $10^\circ < \alpha < 170^\circ$ Kritisk: $175^\circ < \alpha < 5^\circ$	Maskenettvinkelen beskriver de ulike vinklene i en maske. For eksempel vil vinkelen i en hex maske være 90° , mens den kan være svært liten for en pyr maske. Knappe vinkler fører til at simuleringene har vanskeligheter med å konvergere på grunn av konflikt mellom kontrollvolumet til nabonoden.
Ekspansjonsforhold, σ	God: $1,0 < \sigma < 1,5$ Kritisk: $\sigma > 5$	Ekspansjonsforhold et forteller hvor hurtig størrelsen på et lag med masker øker. Et lavt ekspansjonsforhold gjør at flere lag med masker legger seg langs veggen, noe som gjør det mulig å få analysert veggeffekter.

Skjevhet, S	God: $S < 0,98$ Kritisk: $0,98 < S < 1$	S= (optimal maskestørrelse – faktisk maskestørrelse)/ optimal maskestørrelse. En høy skjevhet vil si at en maske er for liten i volum (og dermed ikke tilfredsstillende for alle ønskede parametere) i forhold til den optimale maskestørrelsen som Ansys Mesh ser for seg. Den optimale maskestørrelsen er en tenkt maske som er laget slik at alle verdier som beskriver maskekvaliteten er tilfredsstillende. Som et eksempel kan en maske med for lite volum føre til at masken er så liten og smal at vinklene blir veldig knappe.
-------------	--	---

Vedlegg B: Egenskaper for maskenettene

I Tabell A3 vises egenskapene til maskenettet produsert for de ulike designene. Det ble prøvd å ha så likt antall masker som mulig. Dette var ikke mulig for 14 mm med rett utløp siden den rette overgangen mellom diffusorutløp og spiralhusinnløp gjorde det vanskelig å komme innenfor parameterkravene til ANSYS Mesh.

Alle maskenettene har tilfredsstillende gjennomsnittsverdier, men noen av maskene i alle designene har kritiske masker. Maskene det gjelder er langs veggen rundt tungen og ved utløpet til spiralhuset. Siden antallet kritiske masker er svært lavt er maskenettene tilfredsstillende.

Tabell B3: Egenskaper til maskenett.

Design	Parameter	Gj.snitts- verdi	Totalt antall kritiske masker (%)	Totalt antall masker
Originalt design	Vinkel, α	75,92°	0,14	2243762
	Ekspansjonsforhold, σ	1,20		
	Skjevhet, S	0,21		
13 mm diffusorbredde	Vinkel, α	76,75°	0,12	2498515
	Ekspansjonsforhold, σ	1,20		
	Skjevhet, S	0,24		
12 mm diffusorbredde	Vinkel, α	77,02°	0,08	2471300
	Ekspansjonsforhold, σ	1,20		
	Skjevhet, S	0,25		
14 mm med rett utløp	Vinkel, α	78,06°	0,09	1673834
	Ekspansjonsforhold, σ	1,20		
	Skjevhet, S	0,27		
14 mm med innsnevring	Vinkel, α	77,02°	0,25	2525914
	Ekspansjonsforhold, σ	1,2		
	Skjevhet, S	0,25		
Stort spiralhus	Vinkel, α	75,50°	0,06	2619811
	Ekspansjonsforhold, σ	1,2		
	Skjevhet, S	0,20		
Medium spiralhus	Vinkel, α	76,01	0,04	2529421
	Ekspansjonsforhold, σ	1,2		
	Skjevhet, S	0,21		

Vedlegg C: Matlabkode for å finne partikkeldimensjon

Under vises matlabkoden som ble benyttet for å finne partikkeldiameteren i partikkelsimuleringene. Programmet itererer seg frem til en løsning ved hjelp av Newtons metode.

```
clear;clc;close all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%% Programmet regner ut kritisk partikkeldiameter %%%
%%% basert på likninger i boken "Pipe Flow 2, %%%
%%% multi-phase flow assurance" av Ove Bratland %%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Data
sigmaLG=0.072;
rohL=500;
rohG=1.18;
nyL=1.025*10^-3;
%% antagelser
dDi=0.001;
dD=dDi;
vG=103.7;
vD=0.5*vG;
%% Iterasjon
konv=1;
iter=0;
kriterium=10^-20;
while konv>=kriterium
    WeDGCrit=12+18*(rohL*sigmaLG*dD/nyL^2)^-0.37; % likning (5.6.1)
    dDCrit=WeDGCrit*sigmaLG/(rohG*(vG-vD)^2); % likning (5.6.4)
    konv=abs(dD-dDCrit);
    dD=dDCrit;
    iter=iter+1;
end
%% Presentasjon av resultat
vGvD=vG/vD;
disp(' ----- Inndata ----- '))
disp(sprintf('          Sigma gass veske                :
%g',sigmaLG))
disp(sprintf('          Massetetthet veske                : %g',rohL))
disp(sprintf('          Massetetthet gass                : %g',rohG))
disp(sprintf('          Kinematiskviskositet veske      : %g',nyL))
disp(' ----- Antagelser ----- '))
disp(sprintf('          Gasshastighet                    : %g',vG))
disp(sprintf('          Hastighetsforhold Vgass / Vdråper : %g',vGvD))
disp(sprintf('          Dråpediameter                    : %g',dDi))
disp(sprintf('          konvergenskriterim              :
%g',kriterium))
disp(sprintf(' ----- Resultat etter %g iterasjoner -----
',iter))
disp(sprintf('          Webbertall                        :
%g',WeDGCrit))
disp(sprintf('          Kritisk dråpediameter            :
%g',dD*1000))
disp(' ----- '))
```

Vedlegg D: Utledning av polytropisk løftehøyde

Starter med termodynamikkens første hovedsetning:

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \quad (0.1)$$

Termodynamikkens andre hovedsetning:

$$\dot{m}(s_2 + s_1) = \frac{\dot{Q}_{cv}}{T} + \dot{\sigma}_{cv} \quad (0.2)$$

Ved å anta ingen irreversibiliteter settes $\dot{\sigma}_{cv} = 0$, og andre hovedsetning skrives som

$$\frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} = T(s_2 + s_1) = \int_1^2 T ds \quad (0.3)$$

Kombinerer første og andre hovedsetning og får:

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = \int_1^2 T ds + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \quad (0.4)$$

Ved å betrakte et enkelt, internt reversibelt kompresjonssteg kan man ved hjelp av første $T ds$ setning finne andre $T ds$ setning:

$$T ds = dh - v dp \quad (0.5)$$

Ved å integrere hvert ledd kan andre $T ds$ likning skrives som

$$\int_1^2 T ds = (h_2 - h_1) - \int_1^2 v dp \quad (0.6)$$

Innsatt i likning (0.4) gir dette

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) - \int_1^2 v dp + (h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \quad (0.7)$$

Ved å neglisjere kinetisk og potensiell energi er arbeidet kompressoren *tilfører* fluidet gitt ved

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = \int_1^2 v dp \quad (0.8)$$

Ved å benytte $Pv^n = C$ får $v = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{1}{n}}$ kan likning (0.8) skrives om til løftehøyde:

$$H_p = - \int_1^2 \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{1}{n}} dp = \left[C^{\frac{1}{n}} \frac{P_2^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} - C^{\frac{1}{n}} \frac{P_1^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} \right] \quad (0.9)$$

Setter $\frac{n-1}{n}$ utenfor parentesen, og $C^{\frac{1}{n}} P^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{1}{n}}$, og får da:

$$H_p = - \int_1^2 \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{C}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}} P_2 - \left(\frac{C}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} P_1 \right] = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) \quad (0.10)$$

Bruker tilstandslikningen $Pv = ZRT$ og skriver om likning (0.10):

$$H_p = \frac{n}{n-1} (ZRT_2 - ZRT_1) = \frac{n}{n-1} ZR(T_2 - T_1) \quad (0.11)$$

Sammenhengen mellom trykk og temperatur er

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (0.12)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (0.13)$$

Kombinerer likning (0.11) og (0.13) og får løftehøyden:

$$H_p = \frac{n}{n-1} \frac{Z_1 R_0 T_1}{MW} \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (0.14)$$

For å gjøre om enheten fra J/kg til meter dividerer man H_p med tyngdens akselerasjon, g.

Vedlegg E: Diffusor og spiralhus dimensjoner

Spiralhus dimensjoner for originalt design:

Grader (°)	Tverrsnitt radius (m)
0	0
10	0,00883
20	0,012526
30	0,015378
40	0,017792
50	0,019927
60	0,02077
70	0,022481
80	0,024079
90	0,025585
100	0,027014
110	0,028378
120	0,029685
130	0,030943
140	0,032156
150	0,03333
160	0,034468
170	0,035573
180	0,03665
190	0,037699
200	0,038723
210	0,039724
220	0,040704
230	0,041663
240	0,042604
250	0,043527
260	0,044434
270	0,045325
280	0,046201
290	0,047064
300	0,047913
310	0,048749
320	0,049574
330	0,050387
340	0,05119
350	0,051981
360	0,052763

Stort spiralhus:

Grader (°)	Tverrsnitt radius (m)
0	0,000000
10	0,011040
20	0,015703

30	0,019316
40	0,022387
50	0,025081
60	0,027587
70	0,029876
80	0,032018
90	0,034040
100	0,035960
110	0,037793
120	0,039552
130	0,041245
140	0,042880
150	0,044463
160	0,045999
170	0,047493
180	0,048947
190	0,050366
200	0,051752
210	0,053108
220	0,054435
230	0,055736
240	0,057012
250	0,058265
260	0,059496
270	0,060707
280	0,061898
290	0,063071
300	0,064227
310	0,065366
320	0,066489
330	0,067597
340	0,068691
350	0,069771
360	0,070838

Medium spiralkus:

Grader (°)	Tverrsnitt radius (m)
0	0
10	0,009445
20	0,013423
30	0,016502
40	0,019096
50	0,021431
60	0,023532
70	0,025486
80	0,027314
90	0,029039

100	0,030637
110	0,03219
120	0,033679
130	0,035112
140	0,036495
150	0,037833
160	0,039131
170	0,040392
180	0,04162
190	0,042818
200	0,043987
210	0,045131
220	0,04625
230	0,047346
240	0,048421
250	0,049477
260	0,050513
270	0,051532
280	0,052535
290	0,053521
300	0,054493
310	0,055451
320	0,056395
330	0,057326
340	0,058245
350	0,059152
360	0,060048

Originalt design:

Område	Verdi (m)
Indre radius	0,2275
Ytre radius	0,38675
Høyde	0,014
Radius avrunding mellom diffusor utløp og spiralhus innløp	1,75

Diffusor dimensjoner 13 mm diffusorbredde:

Område	Verdi (m)
Indre radius	0,2275
Ytre radius	0,38675
Høyde	0,013
Radius avrunding mellom diffusor utløp og spiralhus innløp	1,75

Diffusor dimensjoner 12 mm diffusorbredde:

Område	Verdi (m)
Indre radius	0,2275
Ytre radius	0,38675
Høyde	0,012
Radius avrunding mellom diffusor utløp og spiralhus innløp	1,75

Diffusor dimensjoner 14 mm diffusorbredde med innsnevring:

Område	Verdi (m)
Indre radius	0,2275
Ytre radius	0,38675
Høyde	Diffusor radius 0,2275 - 0,2435: 0,014 Diffusor radius 0,2565 – 0,38675: 0,012
Radius avrunding mellom diffusor utløp og spiralhus innløp	1,75

Diffusor dimensjoner 14 mm med rett utløp:

Område	Verdi (m)
Indre radius	0,2275
Ytre radius	0,38675
Høyde	0,014
Radius avrunding mellom diffusor utløp og spiralhus innløp	(-)

Vedlegg F: Bakgrunnstall for nye spiralhusdimensjoner

For å finne nye spiralhusdimensjoner ble to simuleringer gjort på det opprinnelige designet. Dette for å finne hastighetsdiagrammet til kompressoren ved to ulike volumstrømmer. Basert på hastighetsdiagrammene ble nye spiralhusdimensjoner funnet. Simuleringene ble gjort ved 10 000 r/min.

Volumstrøm lik 1,57 m³/s

	Impeller innløp	Impeller utløp (=diffusor innløp)	Diffusor utløp
Q [m ³ /s]	1,57	1,36	1,27
Cm [m/s]	55,13	68,62	34,62
C [m/s]	-	177,88	88,34
V [m/s]	-	104,74	-
Vu [m/s]	-	-76,9	-
Cu [m/s]	-	161,33	72,85
α [°]	-	66,57	70,66
β [°]	-	-48,79	70,66

Volumstrøm lik 1,28 m³/s

	Impeller innløp	Impeller utløp (=diffusor innløp)	Diffusor utløp
Q [m ³ /s]	1,28	1,06	0,98
Cm [m/s]	44,81	53,14	26,72
C [m/s]	-	177,87	87,73
V [m/s]	-	88,67	-
Vu [m/s]	-	-69,35	-
Cu [m/s]	-	168,88	82
α [°]	-	72,40	72,49
β [°]	-	-52,28	72,49

Vedlegg G: CFX innstillinger

Detaljert oppsett av CFX modellen er presentert i følgende tabell. Alle simuleringsfilene ligger på datamaskin tilhørende Trond G. Gruner på NTNU.

Tabell G1: CFX innstillinger for tørr gass.

Bibliotek	Material = Air Ideal Gas (constant Cp)
Tilstand	Molar Mass = 28.96 [kg kmol ⁻¹] Option = Ideal Gas Heat Capacity = 1.0044E+03 [J kg ⁻¹ K ⁻¹] Specific Heat Type = Constant Pressure Reference Pressure = 1 [atm] Reference Temperature = 25 [C] Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m ⁻¹ s ⁻¹] Thermal Conductivity = 2.61E-2 [W m ⁻¹ K ⁻¹] Absorption Coefficient = 0.01 [m ⁻¹] Refractive Index = 1.0 [m m ⁻¹] Scattering Coefficient = 0.0 [m ⁻¹] Heat transfer = Adiabatic Wall roughness = Smooth Wall
Analyse type	Steady State
Modeller	Mass and momentum= Conservative Interface Flux Turbulens= SST Buoyancy model = Non Buoyant Angular Velocity = 9000 [rev min ⁻¹] Mass flow rate = From 0,7 to 1,6 [kg/s]
Simuleringsinnstillinger	Maximum Number of Iterations = 2500 Minimum Number of Iterations = 300 Convergence criteria = 1.E-4 Convergence type = RMS Advection Scheme = High resolution Turbulence numeric = First order

Alle innstillinger for partikkelsimuleringen er like som for tørr gass, med unntak av partikkel tilstandene som er gitt i Tabell G2.

Tabell G2: CFX innstillinger for partikkel.

Tilstand	Material Group = Particle Solids, Pure Substance Molar Mass = 18.02 [kg kmol ⁻¹] Reference Pressure = 1 [atm] Reference Temperature = 25 [C]
-----------------	--

	<p>Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m⁻¹ s⁻¹] Thermal Conductivity = 2.61E-2 [W m⁻¹ K⁻¹] Absorption Coefficient = 0.01 [m⁻¹] Scattering Coefficient = 0.0 [m⁻¹] Mass Flow Rate = 0.05 [kg s⁻¹] Number of particles = 400 Heat transfer = Adiabatic Particle Shape Factors = Cross Sectional Area Factor (1.0) Fluid Temperature = 25 [C] Fluid pair = Air Ideal Gas particle Particle Coupling = Fully Coupled Inlet particle velocity = 0,5 of inlet gas velocity</p>
--	---

Vedlegg H: CFD resultat

I dette vedlegget blir alle resultat fra simuleringene vist.

Stort spiralhus

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,80	1,05	0,76	89530,70	120053,00	1,34	0,38	297,55	83,64
0,90	1,05	0,86	89410,00	121064,00	1,35	0,40	297,44	85,01
1,00	1,05	0,96	89275,40	120367,00	1,35	0,42	297,31	85,07
1,20	1,04	1,15	88950,90	117309,00	1,32	0,46	297,03	84,29

Medium spiralhus

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,80	1,05	0,76	89463,70	119521,00	1,34	297,49	320,01	83,33
0,90	1,05	0,86	89416,90	120147,00	1,34	297,45	329,06	84,45
1,00	1,05	0,96	89276,40	118669,00	1,33	297,31	327,85	84,15
1,20	1,04	1,15	88957,00	114340,00	1,29	324,52	316,52	81,98

Originalt design

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,70	1,05	0,67	89622,00	117944,00	1,32	297,64	325,11	80,62
0,80	1,05	0,76	89477,40	118889,00	1,33	297,51	328,75	82,31
0,90	1,05	0,86	89414,10	118192,00	1,32	297,44	327,94	82,67
1,00	1,05	0,96	89273,40	115820,00	1,30	297,31	326,07	81,55
1,20	1,04	1,15	88948,10	109977,00	1,24	297,01	321,67	76,95

13 mm diffusorbredde

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,70	1,05	0,67	89642,90	114251,00	1,27	297,66	326,20	79,62
0,80	1,05	0,76	89386,70	118169,00	1,32	297,42	327,96	82,59
0,90	1,05	0,86	89221,50	117852,00	1,32	297,22	326,45	82,44
1,00	1,05	0,96	89240,50	115720,00	1,30	297,28	325,97	81,58
1,20	1,04	1,15	88898,50	110741,00	1,25	296,96	321,89	78,86

12 mm diffusorbredde

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,70	1,05	0,67	89642,90	114251,00	1,27	297,66	326,20	79,62
0,80	1,05	0,76	89386,70	118169,00	1,32	297,42	327,96	82,59
0,90	1,05	0,86	89221,50	117852,00	1,32	297,22	326,45	82,44
1,00	1,05	0,96	89240,50	115720,00	1,30	297,28	325,97	81,58
1,20	1,04	1,15	88895,10	109318,00	1,23	296,95	321,62	74,97

14 mm diffusorbredde med innsnevring

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,70	1,05	0,67	89832,90	117933,00	1,31	297,84	325,63	81,66
0,80	1,05	0,76	89568,70	119567,00	1,33	297,59	329,35	82,54
0,90	1,05	0,86	89415,10	118132,00	1,32	297,45	327,69	83,19
1,00	1,05	0,96	89275,20	115799,00	1,30	297,31	325,88	82,01
1,20	1,04	1,15	88949,90	109042,00	1,23	297,00	321,29	74,96

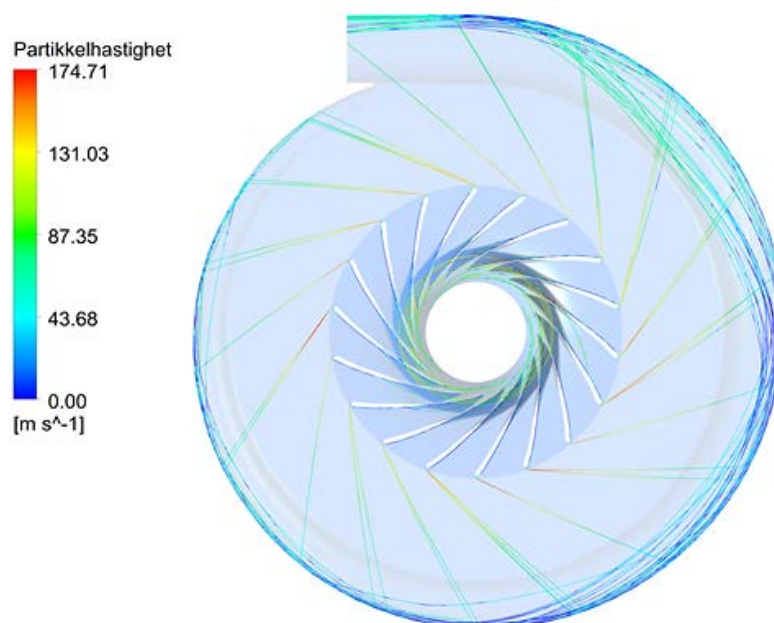
14 mm med rett utløp

Massestrøm [kg/s]	Tetthet [kg/m ³]	Q [m ³ /s]	Trykk inn, P ₁ [Pa]	Trykk ut, P ₂ [Pa]	Pr [-]	Temp inn, T ₁ [K]	Temp ut, T ₂ [K]	Virkningsgrad, η _p [%]
0,70	1,05	0,67	89776,00	118966,00	1,33	297,79	326,15	80,51
0,80	1,05	0,76	89522,00	119370,00	1,33	297,55	329,34	82,05
0,90	1,05	0,86	89413,00	118212,00	1,32	297,44	327,77	83,16
1,00	1,05	0,96	89273,90	115987,00	1,30	297,31	326,00	82,19
1,20	1,04	1,15	88948,80	109810,00	1,23	297,00	321,16	77,95

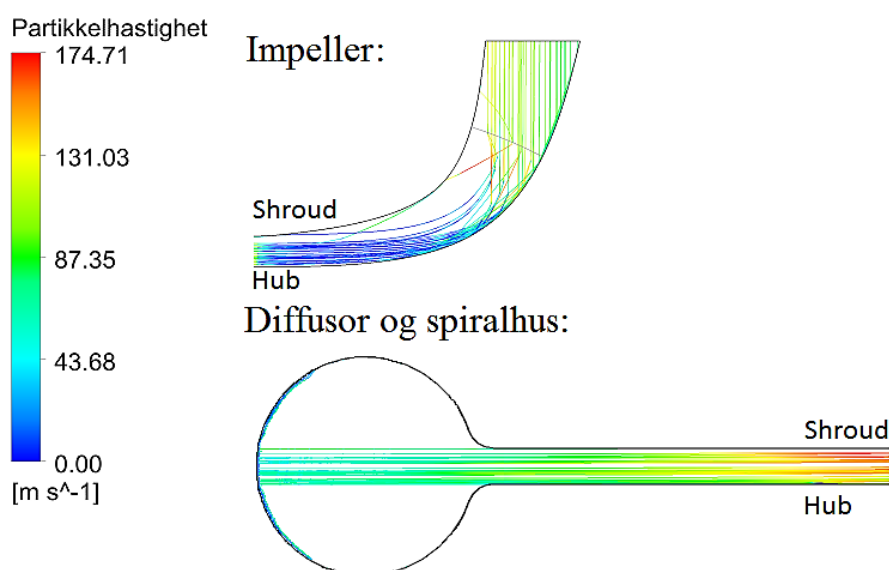
Vedlegg I: Partikkel resultat

Under følger de strømningsbilder som har blitt produsert for ulike massetetthet og diffusorbredde. Alle figurer viser samme tendenser/resultat som er beskrevet i kapittel 5.

Originalt design. Massetetthet = 1500 kg/m^3

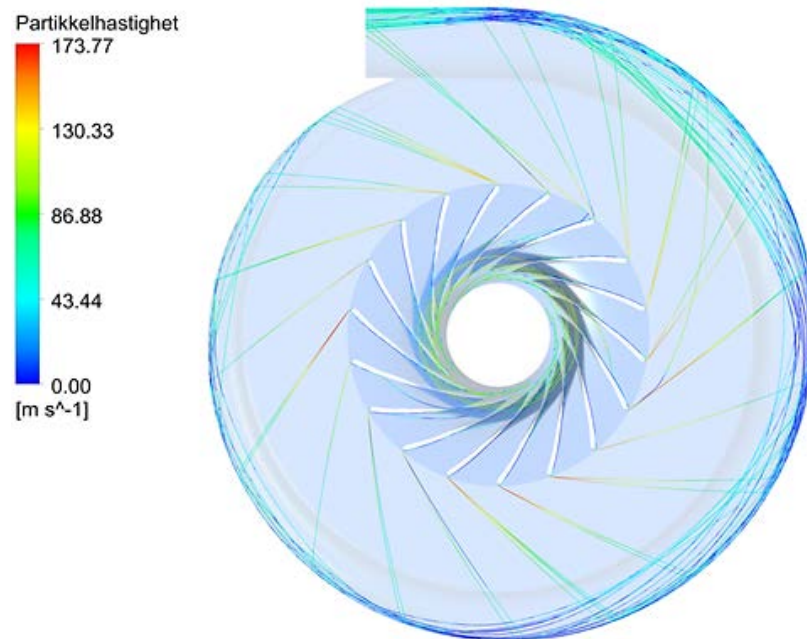


Figur II: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

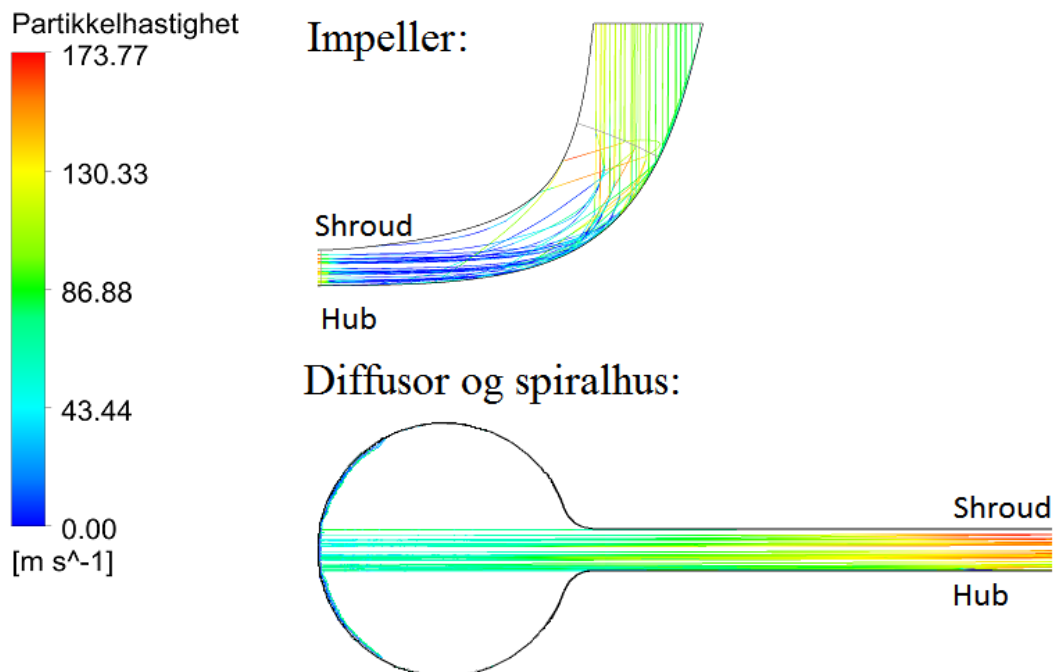


Figur I2: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

Originalt design. Massetetthet = 1000 kg/m^3

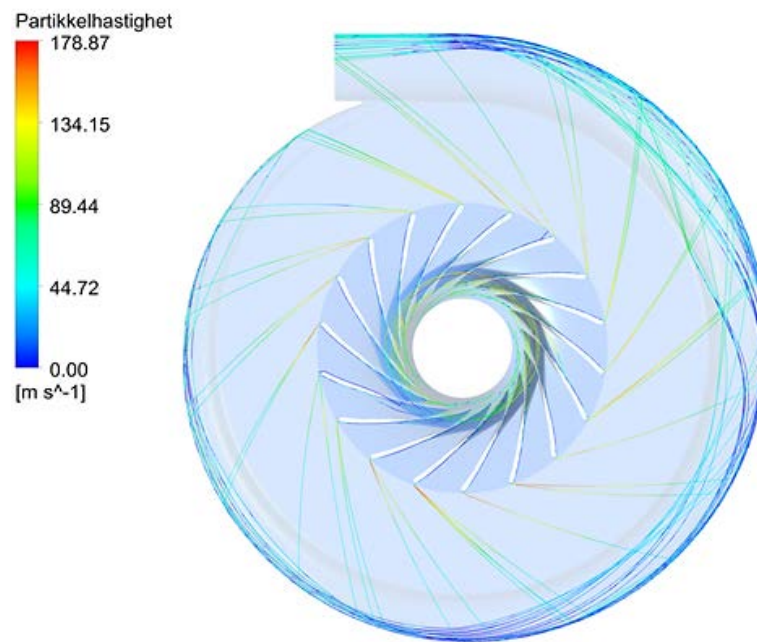


Figur I3: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1000 kg/m^3 .

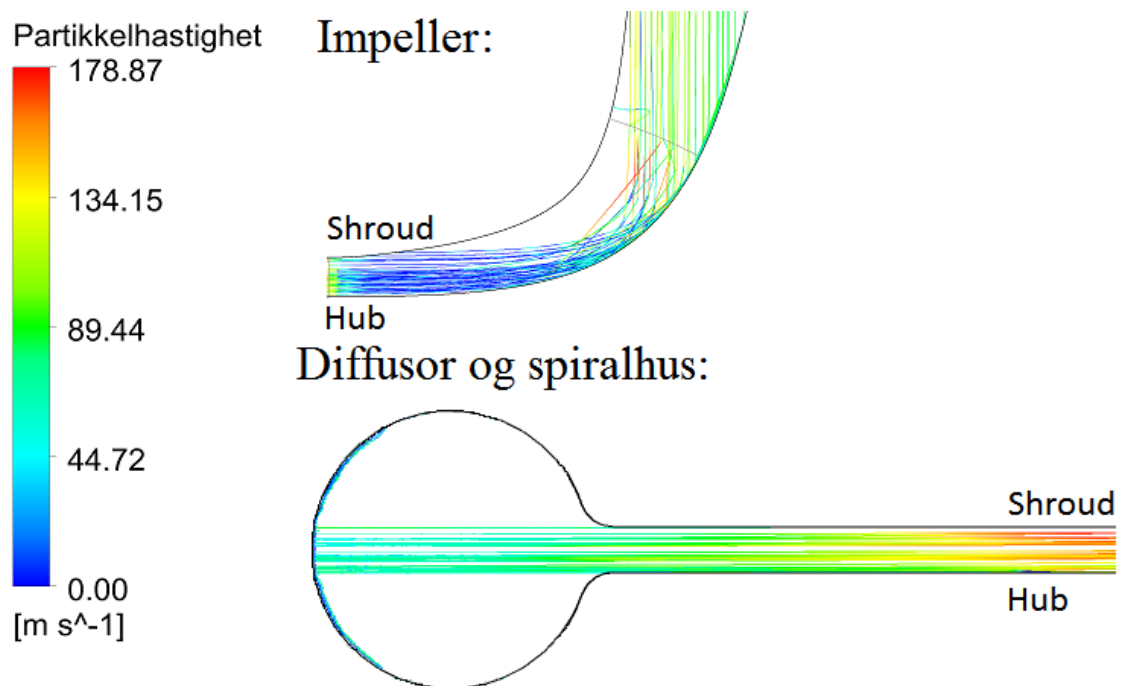


Figur I4: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1000 kg/m^3 .

Originalt design. Massetetthet = 500 kg/m^3

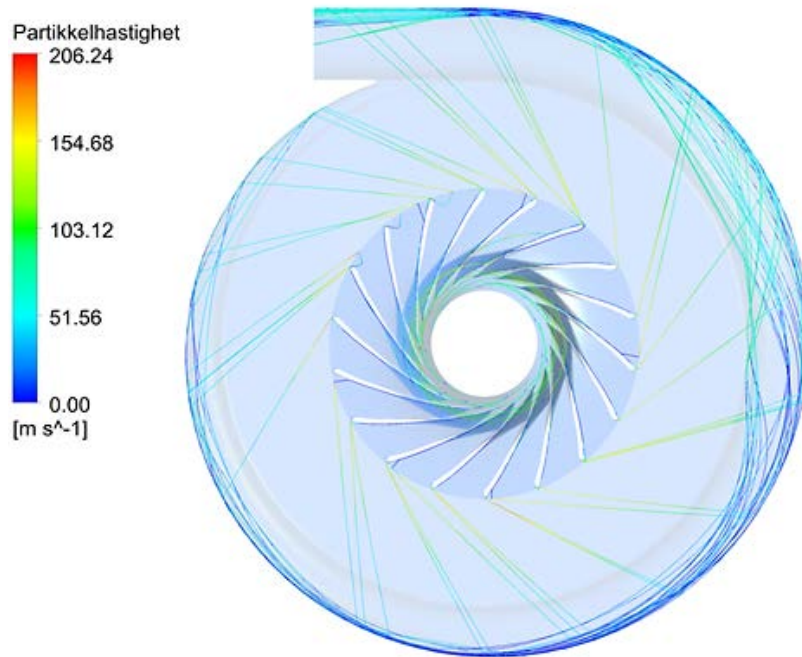


Figur 15: Relativ hastighet til partikler i kompressor. $9\,000 \text{ r/min}$, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 500 kg/m^3 .

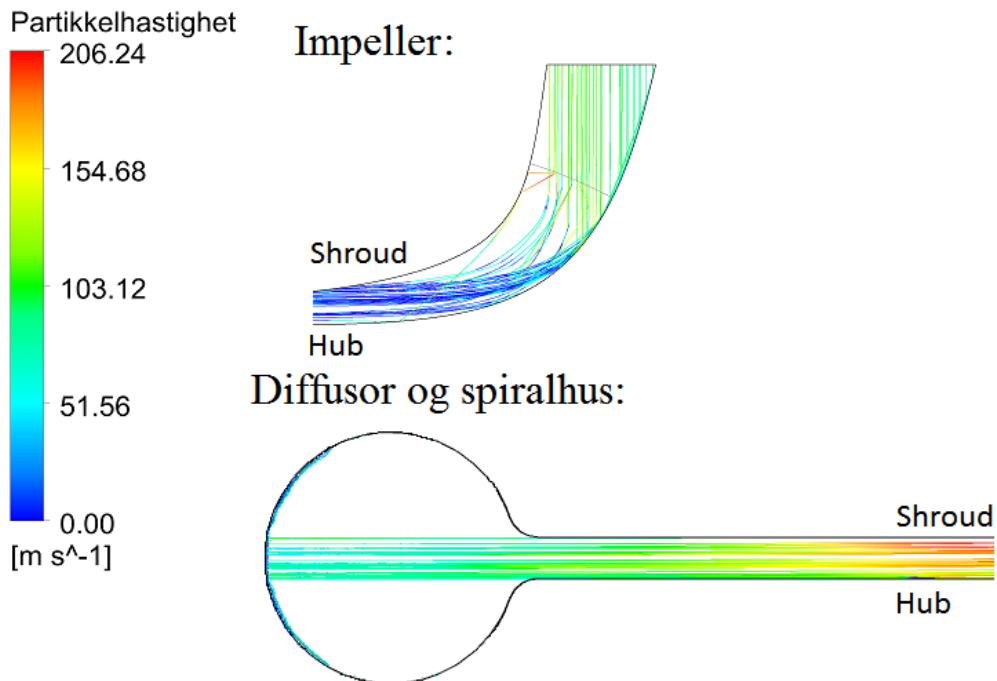


Figur 16: Meridional hastighet til partikler i kompressor. $9\,000 \text{ r/min}$, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 500 kg/m^3 .

12 mm diffusorbredde. Massetetthet = 1500 kg/m^3

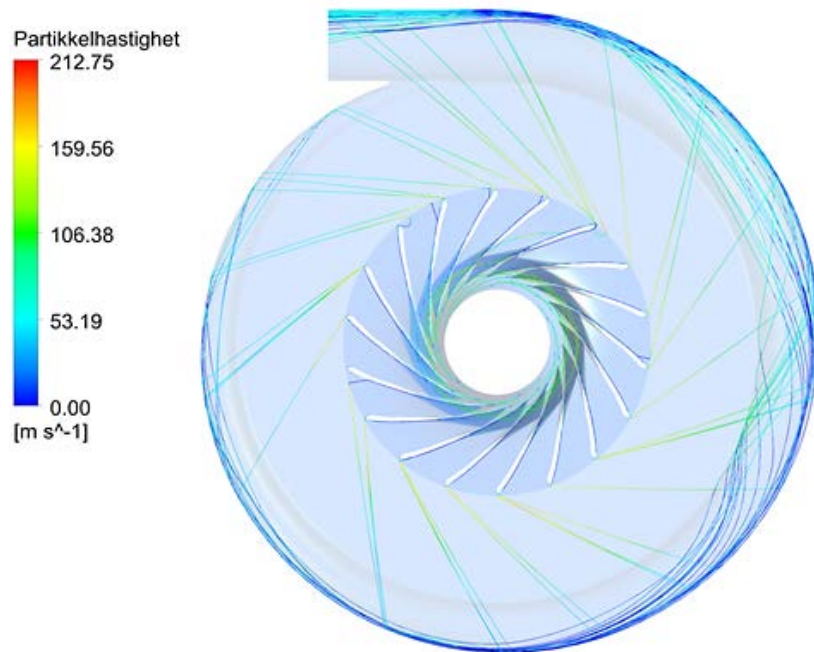


Figur 17: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

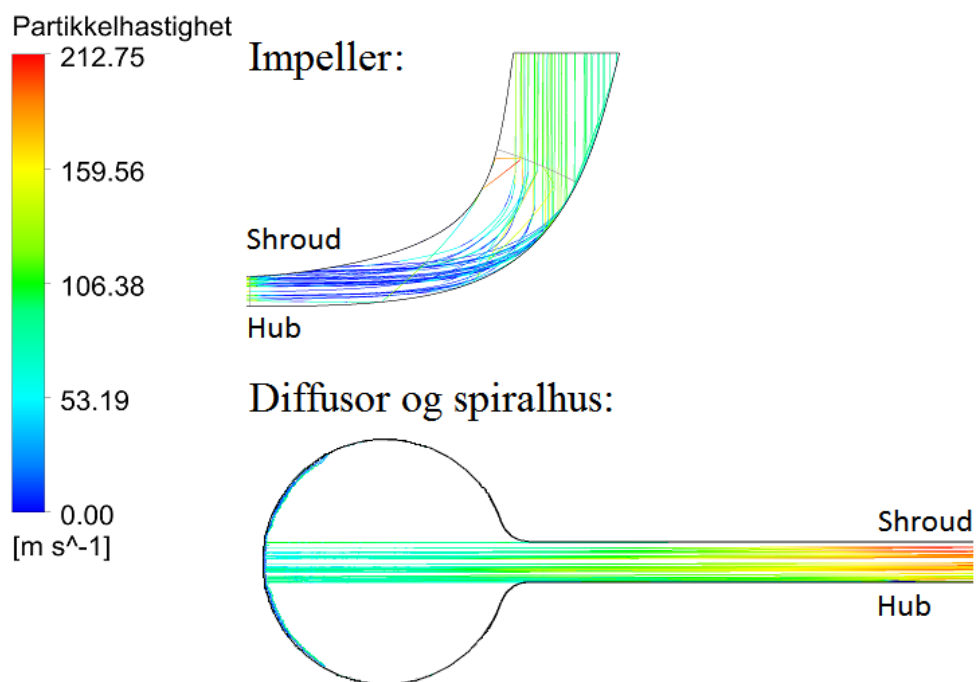


Figur 18: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

12 mm diffusorbredde. Massetetthet = 1000 kg/m^3

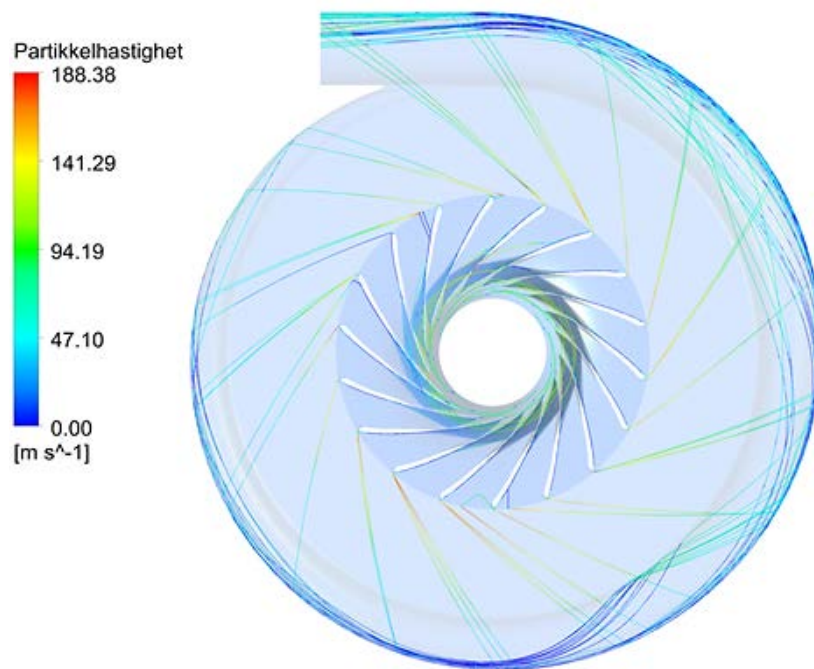


Figur I9: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1000 kg/m^3 .

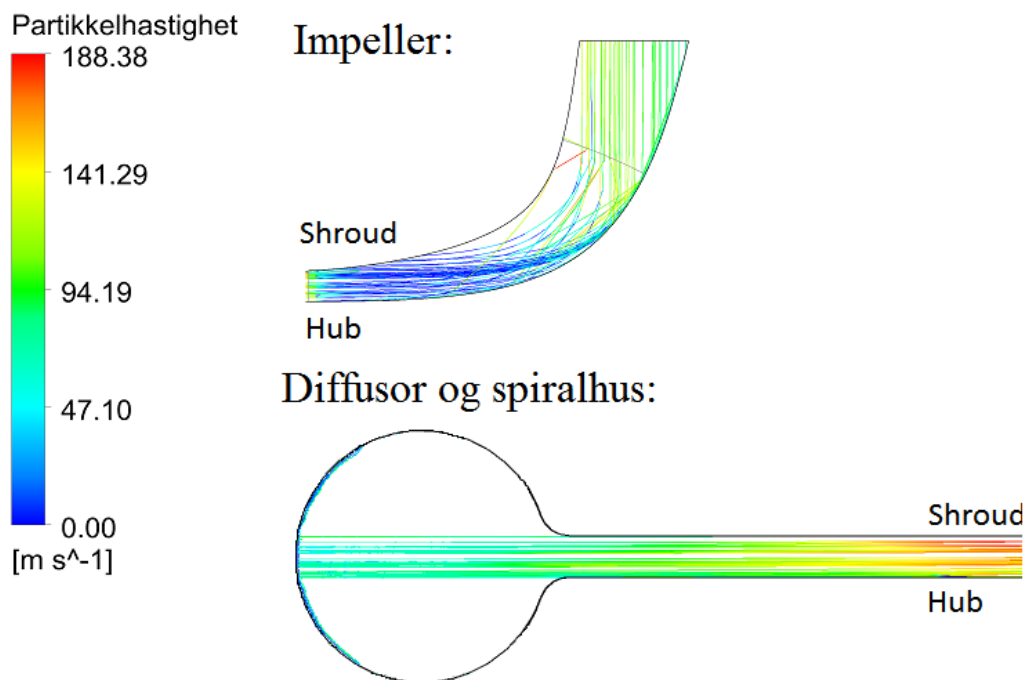


Figur I10: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1000 kg/m^3 .

12 mm diffusorbredde. Massetetthet = 500 kg/m³



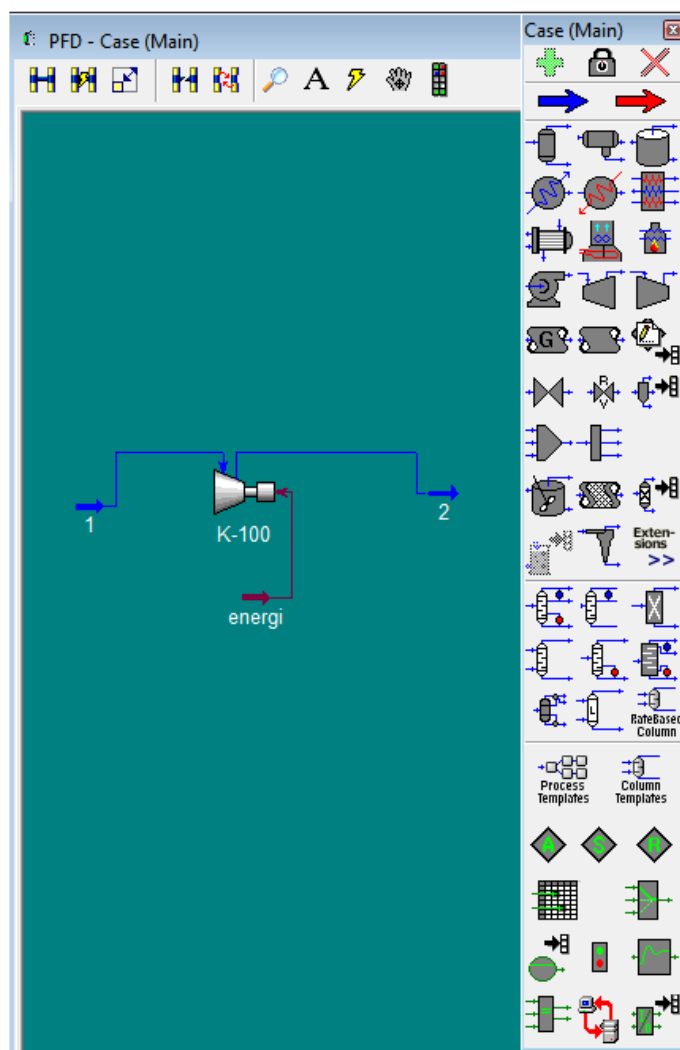
Figur I11: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.



Figur I12: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.

Vedlegg J: Modell brukt i HYSYS for sensitivitetsanalyse

Modellen som er laget i HYSYS er en enkel kompressor med innløpsbetingelser (1) og utløpsbetingelser (2). Modellen har blitt brukt for sensitivitetsanalysen, hvor målet var å studere hvilke innvirkning temperaturen og trykket ved innløp og utløp, hadde for den polytropiske virkningsgraden. Startverdiene brukt i sensitivitetsanalysen er vist i tabellen under.



Figur J1: Oppsett av kompressor modell for HYSYS.

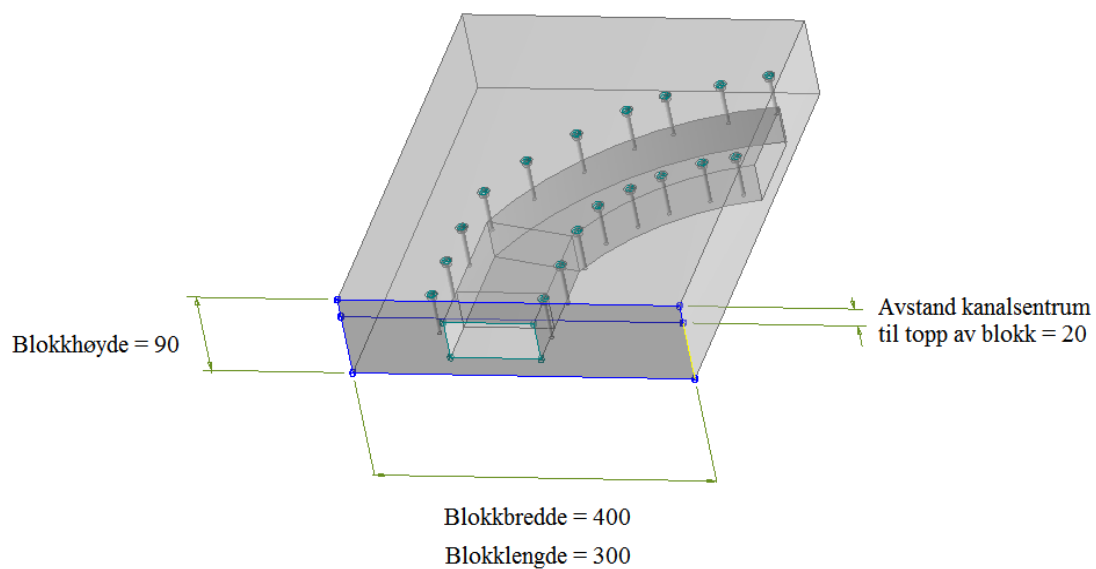
Tabell J1: Startverdier for sensitivitetsanalyse i HYSYS.

Parameter	Verdi
Gass sammensetting	100 % luft
Initialt innløpstrykk, P_1	101 kPa
Initialt utløpstrykk, P_2	200 kPa
Initialt innløpstemperatur, T_1	373 K
Initialt utløpstemperatur, T_2	298 K
Massestrøm, \dot{m}	0,8 kg/s

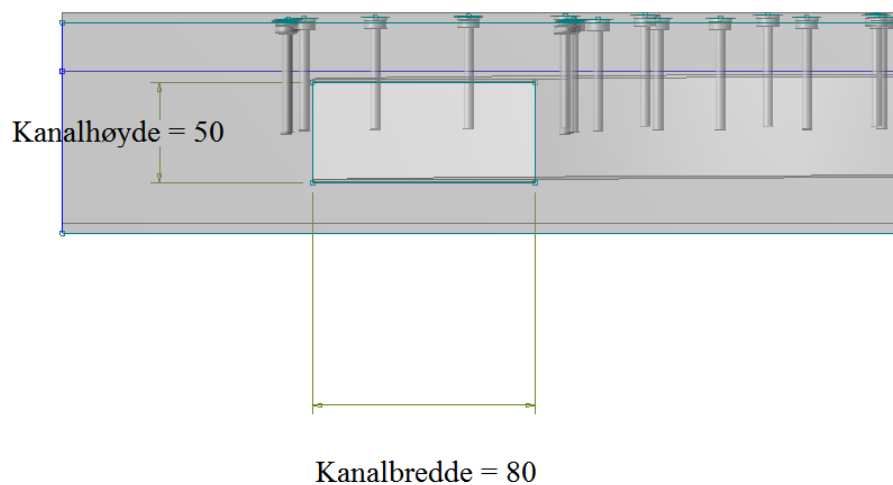
Vedlegg K: Testrigg design

Alle mål på tegningene er i millimeter. Blokken bør lages av plexiglass for å kunne se strømningsbaner i kanalen. I starten er det hensiktsmessig å gjøre ting så enkelt som mulig ved at tyngdekraften er den eneste påvirkende kraft på partiklene (sett bort fra luftmotstand). Etter hvert kan innløpsvinkler endres ved å montere testriggen på en hengslet plate som gjør at vinkelen lett kan endres.

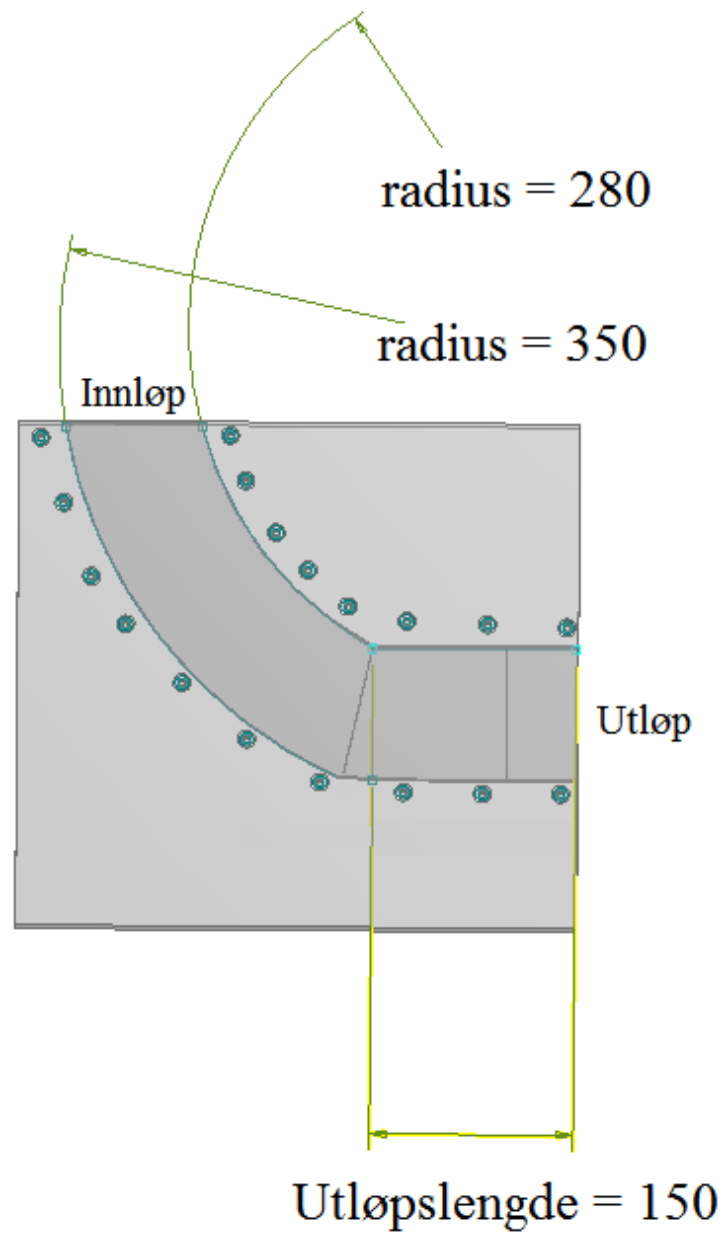
For mer kompleks analyse anbefales det å montere riggen på et roterende bord og øke innløpshastigheten til partiklene ved hjelp av en vifte.



Figur K1: Blokkdimensjoner i mm.



Figur K2: Tverrsnitt av blokk. Dimensjoner i mm.



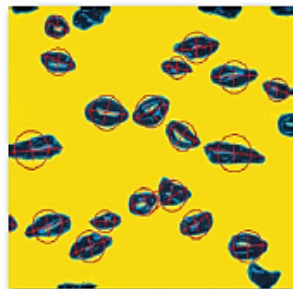
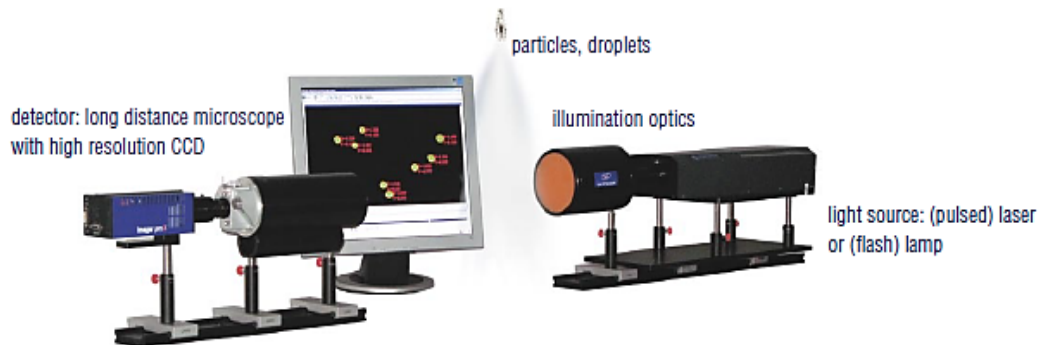
Figur K3: Krumningsdiameterer i kanal i mm.

Vedlegg L: Utstyr for dokumentering av strømningsbilde for partikkelinjeksjon

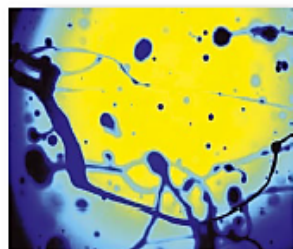
Datablad LaVision ParticleMaster:

ParticleMaster Shadow

ParticleMaster Shadow is based on backlight illumination and high-magnification imaging. The shadow of particles in the focal plane of the optics is imaged.



air bubbles in water



droplets and ligaments in air

information

- ▶ particle size (d)
- ▶ particle position (x, y)
- ▶ particle shape (excentricity)
- ▶ statistics, histograms (D_{10} , D_{32} , D_{v50})
- ▶ velocity (v_x, v_y)
- ▶ density
- ▶ mass flux

applications

- ▶ liquid sprays (water, fuel, paint, emulsions)
- ▶ spray breakup (ligaments, breakup region)
- ▶ powder, solid particles (alloys, ceramics)
- ▶ bubbles (heat exchangers, industrial processes)

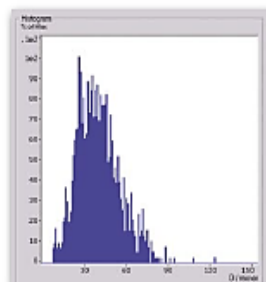
system components

- ▶ ParticleMaster Shadow Sizing software
- ▶ CCD camera*
- ▶ long distance microscope or macro lens
- ▶ laser*, laser diode flasher or flash lights, illumination optics

*standard PIV components

upgrades

- ▶ PIV or planar LIF systems for multi-phase flows



particle size histogram

ParticleMaster IMI

ParticleMaster IMI is based on **Interferometric Mie Imaging**. The spatial Mie scattering intensity distribution is recorded. Size information is obtained from defocused imaging.



$$d = \frac{2 \cdot \lambda}{\Delta\phi} \left[\cos\left(\frac{\phi}{2}\right) + \frac{n \cdot \sin\left(\frac{\phi}{2}\right)}{\sqrt{1 + n^2 - 2 \cdot n \cdot \cos\left(\frac{\phi}{2}\right)}} \right]^{-1}$$

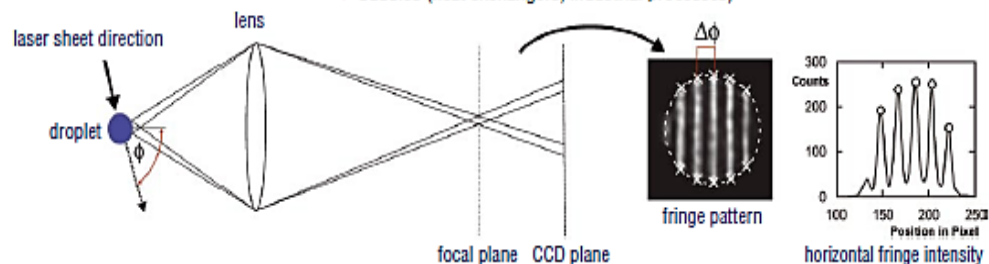
Reference: W. J. Glanzbein, S.-H. Chen, Appl. Opt., 20 (14), 1981.

information

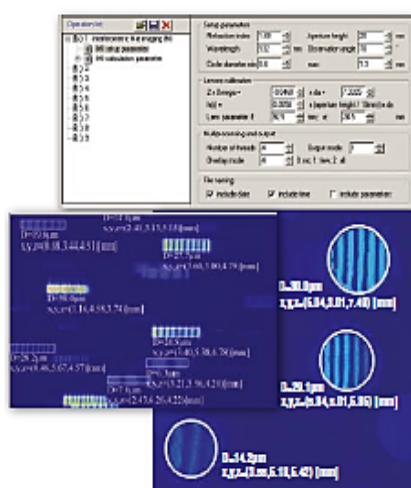
- ▶ particle size (d)
- ▶ particle position (x, y, z)
- ▶ velocity (v_x, v_y, v_z)
- ▶ statistics, histograms (D_{10}, D_{20}, D_{50})
- ▶ density
- ▶ mass flux

applications

- ▶ transparent sprays (water, fuel, pharma-sprays)
- ▶ droplet clouds (evaporation and condensation)
- ▶ bubbles (heat exchangers, industrial processes)



Reference: A. Graßmann, F. Peters, personal communication, 10th Fachtagung GALA, Rostock, 2002, 11th Fachtagung GALA, Braunschweig, 2003.



special IMI features

- ▶ auto-detection and fringe pattern analysis (DaVis IMI Sizing)
- ▶ FFT with sub-pixel accuracy & advanced evaluation algorithms
- ▶ centroiding algorithm for high-accuracy positioning and velocity determination
- ▶ high-aperture macro lens

system components

- ▶ ParticleMaster IMI Sizing software
 - ▶ CCD camera*, macro lens
 - ▶ laser*, sheet optics*
- *standard PIV components

upgrades

- ▶ PIV or planar LIF systems for multi-phase flows

Vedlegg M: Injeksjonsenhet for partikler i testrigg

Datablad for LaVision Aerosol Generator:



Aerosol Generator



for tracer particle generation

The **LaVision Aerosol Generator** generates a polydisperse aerosol by atomizing liquids into particles in the submicrometer range. In combination with our **FlowMaster** (LaVision's PIV systems) it is designed to measure velocities in air flow.

The model has a compact and portable size. It sustains a counter pressure up to 10 bar.

Applications

Together with our **FlowMaster** systems, the seeder can be used in most applications for Particle Image Velocimetry (PIV) in air flow phenomena, like:

- ▶ aerodynamics
- ▶ wind tunnel
- ▶ turbomachinery
- ▶ engine flows
- ▶ reactive flow fields
- ▶ industrial flow systems (pumps, mixers)
- ▶ life science flow phenomena

Operation

Four atomizer nozzles are integrated in the liquid vessel. The particle concentration is set by adjusting the pressure reducer and/or by opening or closing the nozzles.

Gas passes the atomizer nozzles and produces a high-velocity jet. As a result, the liquid in the reservoir bottle is broken up into droplets and suspended in the flow.

Large droplets are removed by the liquid vessel. This leads to a particle size predominantly below 1 micrometer.

ordering information :	part# 1108926
------------------------	---------------



Aerosol Generator

Production rate: 10^8 #/s per jet ; 4 jets
 Air supply: Max. 16 bar (230 psi), min. 2 bar

Compressed-air is needed:

Outlet: $\frac{3}{4}$ "
 Inlet: Male DN 7,2

Counter pressure: Max. 10 bar (140 psi)
 Flowrate: 1...7.5 m³/h
 Liquid reservoir: 100 ml
 Size (H x L x W): 260 x 310 x 220 mm³
 Weight: 4 kg

Liquids:

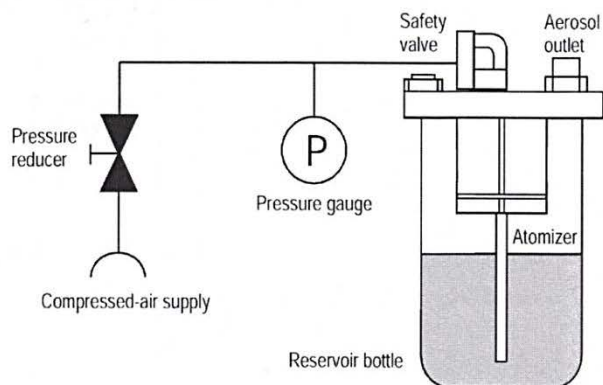
DEHS, vegetable oil

Aerosol specification for DEHS :

Particle Sizes:	Concentration
Total:	$> 10^8$ #/cm ³
0.2 μ m:	$2 \cdot 10^7$ #/ cm ³
0.5 μ m:	$5 \cdot 10^7$ #/ cm ³
1.0 μ m:	$1 \cdot 10^8$ #/ cm ³
0.3 - 0.5 μ m:	$1.5 \cdot 10^7$ #/ cm ³
0.5 - 1.0 μ m:	$8 \cdot 10^6$ #/ cm ³

Modal: 0.25 μ m

Schematic of the seeder :



Data provided by LaVision
 is believed to be true.
 However, no responsibility
 is assumed for possible
 inaccuracies or omissions.
 All data are subject to
 change without notice.
 May-06

LAVISION GMBH
 ANNA-VANDENHOECK-RING 19 / D-37081 GOETTINGEN / GERMANY
 E-MAIL: INFO@LAVISION.COM / WWW.LAVISION.COM
 TEL. +49-(0)51 51 - 9004-0 / FAX +49-(0)51 51 - 9004-100

LAVISION INC.
 301 W. MICHIGAN AVE. / SUITE 403 / YPSILANTI, MI 48197 / USA
 E-MAIL: SALES@LAVISIONINC.COM / WWW.LAVISIONINC.COM
 PHONE: (734) 485-0913 / FAX: (248) 465 - 4306

Vedlegg N: Startskript for superdatamaskinen Ve

Ve er en linux basert superdatamaskin, og alle studenter på NTNU kan få tildelt simuleringstid på Ve fra tungregnesenteret til NTNU. Programmet/klienten PuTTY brukes for å logge inn på superdatamaskinen. For å starte en simulering må et såkalt startskript sendes inn til maskinen. Dette skriptet forteller Ve hva som skal simuleres, hvor mange prosessorer som ønskes å bruke og hvor mange CPU timer som antas å måtte brukes.

Under vises startskriptet som forfatteren har brukt for å kunne kjøre simuleringer på Ve. Det er verdt å merke seg at antall prosessorer er ikke satt til maksimum av hvor mange prosessorer Ve har. Dette kommer av at metrologisk institutt bruker 70 % av datamaskinen til værmelding, og et ønske om mange prosessorer vil føre til at det vil ta lenger tid å få i gang simuleringene på grunn av kø på Ve. Forklaring til koden følger under startskriptet.

```
#!/bin/bash
#PBS -N [Navn på simuleringen]
#PBS -l walltime=XX:XX:XX
#PBS -l select=[Antall noder]:ncpus=16:mpiprocs=16
module load cfx/13.0.0
cd $PBS_O_WORKDIR
nodes=`cat $PBS_NODEFILE`
nodes=`echo $nodes | sed -e 's/ /,/g'`
export CFX5RSH=ssh
cfx5solve -maxet "100 [1]" -def [Navn på def-fil].def -part-
coupled -part [Antall parallelle prosesser] -par-dist $nodes -
start-method 'HP MPI Distributed Parallel'
```

- [Navn på simuleringen] - Navnet på simuleringen som skal kjøres.
- Walltime=XX:XX:XX - Velger maksimal tid simuleringen kan bruke.
- [Antall noder] – Angir hvor mange noder som skal brukes. Til sammen har Ve 256 noder, med 8 CPUer per node.
- Module load cfx/13.0.0 – Angir at simuleringen skal kjøres med programmet ANSYS CFX 13.0.
- Cd \$PBS_O_WORKDIR - Angir mappelokasjon startprogrammet startet i.
- nodes=`cat \$PBS_NODEFILE` - Henter ut alle nodene som er valgt for simuleringen.
- nodes=`echo \$nodes | sed -e 's/ /,/g'` - Lagrer informasjon om nodene på en form CFX støtter.
- export CFX5RSH=ssh – Gir kommunikasjon mellom nodene til SSH-kryptering.
- [Navn på def-fil].def – Navn på definisjonsfil laget i ANSYS CFX Pre (eks minSimulering.def)
- [[Antall parallelle prosesser] – Angir hvor mange deler simuleringen ønskes å deles opp i.
- [Antall noder]= sett denne verdien til [Antall noder]·16 (ncpus=antall CPUer, i dette tilfellet satt til 16).