

Stall og surge i tørr- og våtgasskompressorer

Ståle Dahl

Produktutvikling og produksjon
Oppgaven levert: Juni 2011
Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

EPT-M-2011-59

MASTEROPPGAVE

for

Student Ståle Dahl
Vår 2011**Stall og surge i tørr og våtgasskompressor***Stall and Surge in Dry and Wet Gas Compressors***Bakgrunn**

De fleste store felt i Nordsjøen er utbygd med tradisjonell teknologi. Fokus har i de senere år skiftet mot mindre og mer fjernliggende felt med begrenset infrastruktur. Utvikling og drift av slike felt krever ny kostnadseffektiv teknologi. Et helt sentralt element her er havbunnsbasert brønnekompresjon for å frakte brønnstrømmen direkte til land, eller mer fjernliggende 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 våtgasskompressor. 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 kompressor og analysere de grunnleggende mekanismene relatert til våtgass kompresjon. Rigger er unik og sentral i blant annet analyser av ustabilitet i våtgass strømming.

Mål

Basert på litteratur og eksperimentelt arbeid i våtgass kompresjonsrigg er det et mål å visualisere og dokumentere ustabilitet relatert til fenomenene "surge" og "stall". Analyse og visualisering kan medføre behov for modifikasjoner på riggen og det er derfor viktig å tidlig klarlegge behov og omfang av modifikasjoner.

Opgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Dokumentere aerodynamisk ustabilitet og visualiseringsteknikker relatert til fenomenene "stall" og "surge" for tørr og våtgass kompressor. Hovedvekt legges på sentrifugalkompressor.
2. Ved hjelp av angitte testrigg, utføre eksperimenter for å dokumentere ustabilitet ved drift på tørr gass. Fokus rettes mot frekvens og størrelse på stall og surgesykluser.
3. Ved hjelp av angitte testrigg, utføre eksperimenter for å dokumentere ustabilitet ved drift på våt gass. Fokus rettes mot frekvens og størrelse på stall og surgesykluser ved våtgass strømming

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 velkrevet. 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.

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.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 17. januar 2011



Olav Bolland
Instituttleder



Lars E Bakken
Faglig ansvarlig/veileder

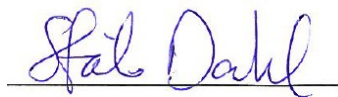
Medveileder(e)
Ø. Hundseid, NTNU
T. Gruner, NTNU

FORORD

Innleveringen av denne oppgaven fullfører mitt fem år lange studie innen ingeniørvitenskap. Jeg er takknemlig for alle mulighetene studiet har gitt og vil takke alle som har gjort dette mulig. Oppgaven omhandler et interessant og fremtidsrettet tema, og det har vært et privilegium å få bli en del av det.

Jeg vil spesielt takke hovedveileder Lars Eirik Bakken, som gjennom det siste året har gitt verdifull innsikt i turbomaskineri og veiledning under både prosjekt- og masteroppgave. Medveileder Øyvind Hundseid for å ha bistått med tester på våtgasskompressoren. Og sist, men ikke minst, Trond Gammelsæter Grøner for både hjelp av testkjøringer på kompressoren og de mange diskusjoner rundt resultatene.

Trondheim, 20. Juni 2011



Ståle Dahl

SAMMENDRAG

Våtgasskompresjon er en nøkkelteknologi for å opprettholde produksjonen av olje og gass på norsk sokkel. Et viktig aspekt med denne kompresjonen er de aerodynamiske ustabilitetene som begrenser operasjonsområdet til kompressoren. Effekten av våtgass på ustabilitetene er foreløpig ukjent, men viktig å få kartlagt for å opprettholde sikker drift.

Oppgaven består hovedsakelig av tre deler. I første del gjennomgås noe fundamental teori på aerodynamikken i sentrifugalkompressorer, før funn gjort i tidligere eksperiment på ustabilitetene presenteres. I litteraturen er det bevist at stall og surge forekommer i flere former og med flere karakteristikk. Med tørrgass som arbeidsmedium kan disse karakteristikkene identifiseres ved hjelp av trykksensorer. Karakteristikkene har vist seg å være svært avhengig av kompressorens geometri. Våtgass har både en stabiliserende og ustabiliserende effekt. Forsøk gjort med våtgass på bladprofiler har vist en tendens til en forhastet separasjon av grensesjiktet, mens tester gjort på en kompressor utsatt for våtgass har vist at ustabilitetene opptrer ved lavere volumstrømmer enn med tørrgass.

Visualiseringsmetoder som tidligere har vist seg å fungere godt på turbomaskineri gjennomgås og det diskuteres rundt applikasjonen med våtgass. Laser Doppler Velocimetry ble prøvd ut, men det viste seg at denne måleteknikken er for ømfintlig til at den kan brukes med våtgasstrømning. En spesielløsning med pitot-prober er en mulig metode for fremtidige visualiseringsforsøk.

Til slutt presenteres et eget eksperiment hvor en industriell kompressor utsettes for tørr- og våtgass. Formålet med eksperimentet var å dokumentere ustabiliteter, med hovedfokus på frekvens og størrelse. Karakteristikken til tørrgassustabilitetene ble kartlagt ved hjelp av dynamiske trykksensorer plassert i diffusoren. Resultatene ble sammenlignet med resultat fra tidligere eksperiment funnet i litteraturen. Funnene stemte godt med tidligere forsøk gjort med tørrgass. Karakteristikken til våtgass lot seg ikke identifisere like lett. De dynamiske

sensorene plukket ikke opp noen stallfrekvenser eller størrelser, selv om ustabiliteter var observert visuelt ved testkjøring. Det ble heller ikke funnet noe bevis på at maskinen gikk i surge.

SUMMARY

Wet gas compression is a key technology to maintain the production of oil and gas on the Norwegian continental shelf. An important aspect of this compression is the aerodynamic instabilities that limit the area of operation of the compressor. The effect of wet gas on the instabilities is not yet known, but important to determine for safe operations.

This thesis describes the aerodynamic instabilities called surge and stall. The thesis consists of three parts. In the first part, fundamental theory of aerodynamics in the centrifugal compressor is reviewed, before the discoveries made by earlier experiments on instabilities are presented. In the literature it is shown that stall and surge occurs in several forms and with multiple characteristics. With dry gas as working fluid, these characteristics are identified with pressure sensors. Characteristics have been shown to be highly dependent on the compressor geometry. Wet gas has both a stabilizing and non-stabilized effect. Experiments with wet gas on blade profiles have shown a tendency to cause an early separation of the boundary layer, while tests done on a compressor exposed to wet gas has shown that the instabilities occurs at lower volume flow than with dry gas.

Visualization methods that have previously been shown to work well on turbomachinery has been reviewed and its application on wet gas flow is discussed. Laser Doppler Velocimetry was tested, but it turned out that this measurement technique is too sensitive for wet gas flow measurements. A special solution with pitot probes is a potential method for future visualization experiments.

Finally, an experiment in which an industrial centrifugal compressor is exposed to dry and wet gas is presented. The purpose of the experiment was to document the instabilities, focusing on the frequency and size. The characteristics of the dry gas instabilities were investigated using dynamic pressure sensors placed in the

diffuser. The results were compared with results from previous experiments found in literature. The findings fitted well with previous experiments done with dry gas. The characteristics of wet gas was not identified as easily. The dynamic sensors did not pick up the frequencies or sizes of the instabilities, even when the instabilities were observed visually during the test run. It was also not found any evidence that the machine was running in surge.

INNHOOLD

1	INTRODUKSJON	1
1.1	BAKGRUNN	1
1.2	OMFANG	1
1.3	BEGRENSNINGER OG UTFORDRINGER	2
2	AERODYNAMIKK I SENTRIFUGALKOMPRESSORER	3
2.1	IMPELLER	3
2.2	SKOVLELØSE DIFFUSORER	6
2.2.1	<i>Ideell strømning i skovleløse diffusorer</i>	6
2.2.2	<i>Reell strømning i skovleløse diffusorer</i>	7
3	AERODYNAMISKE USTABILITETER	9
3.1	STALL	9
3.1.1	<i>Grensesjiktseparasjon</i>	10
3.1.2	<i>Impellerstall</i>	12
3.1.3	<i>Stall i skovleløse diffusorer</i>	13
3.2	SURGE	18
3.3	USTABILITETER MED VÅTGASS	21
4	VISUALISERINGSTEKNIKKER	23
4.1	UTFORDRINGEN INNEN TURBOMASKINERI	23
4.2	OPTISKE MÅLETEKNIKKER	24
4.2.1	<i>Laser Doppler Velocimetry</i>	24
4.2.2	<i>Eksempel på bruk av LDV i turbomaskineri</i>	27
4.2.3	<i>Particle Image Velocimetry</i>	31
4.2.4	<i>Eksempel på bruk av PIV i turbomaskineri</i>	32
4.2.5	<i>Trykksensitiv maling</i>	36
4.3	IKKE-OPTISKE MÅLETEKNIKKER.....	37
4.3.1	<i>Hot-Wire og -Film Anemometri</i>	37
4.3.2	<i>Eksempel på bruk av Hot wire og Film Anemometri i turbomaskineri</i>	39
4.3.3	<i>Trykkprober</i>	42
4.3.4	<i>Eksempel på bruk av trykksensorer i turbomaskineri</i>	44
4.3.5	<i>Pitot- og pitot-statiskprober</i>	48
4.4	VISUALISERING AV VÅTGASS.....	49
5	EKSPERIMENT	53
5.1	TESTRIGG	53
5.2	INSTRUMENTERING	55
5.3	FREM GANGSMÅTE	56
5.4	RESULTAT	57
5.4.1	<i>Tørrgass</i>	57
5.4.2	<i>Våtgass</i>	58

5.5	DISKUSJON	59
5.5.1	<i>Tørrgass</i>	59
5.5.2	<i>Våtgass GMF 0,8 og 0,65</i>	65
5.5.3	<i>Våtgass vs. tørrgass</i>	67
6	KONKLUSJON	69
7	VIDERE ARBEID	71
8	REFERANSER	73
	APPENDIKS A.1 – FAST FOURIER TRANSFORM AV TØRRGASSDATA.....	76
	APPENDIKS A.2 – FAST FOURIER TRANSFORM GMF 0,8	77
	APPENDIKS A.3 – FAST FOURIER TRANSFORM GMF 0,65	78
	APPENDIKS B.1 – BEREGNING AV VOLUMSTRØM	79
	APPENDIKS B.2 – DATABLAD FOR MÅLESKIVE.....	81
	APPENDIKS C.1 – LABVIEW-KODE - FASEBEREGNINGER.....	82
	APPENDIKS C.2 – LABVIEW-KODE – RÅDATA	83
	APPENDIKS C.3 – LABVIEW-KODE – VERIFISERING AV FASEFORSKYVNING	84
	APPENDIKS C.4 – LABVIEW-KODE – FFT OG VANNFALLGRAF	85

FIGURLISTE

Figur 2-1 Rette og bakoverbøyde blader	3
Figur 2-2 Illustrasjon av Jet-wake	4
Figur 2-3 Impellerkanal med grensesjiktseparasjon langs dekkelet	5
Figur 3-1 Surgemargin	9
Figur 3-2 Separasjon av grensesjiktet langs en syllinder [14]	11
Figur 3-3 Grensesjiktseparasjon [14]	11
Figur 3-4 Separasjon over en vingeprofil [14]	12
Figur 3-5 Stall påvirker naboblader	13
Figur 3-6 Innløpsvinkel og strømningslinje i diffusor	14
Figur 3-7 Lokasjoner til Trykksensorene [8]	15
Figur 3-8 Stallkarakteristikk [8]	16
Figur 3-9 Stallkarakteristikk ved forskjellige diffusorforhold [12]	17
Figur 3-10 Kompressortest med og uten plenum [23]	20
Figur 3-11 Lydhastighet i flerfasestrømning som funksjon av GVF	21
Figur 3-12 B-parameter som funksjon av GVF	22
Figur 4-1 Illustrasjonsbilde av Dopplereffekten [27]	25
Figur 4-2 Dual-beam velocimetry konsept fra Dantec Dynamics	26
Figur 4-3 Frysemønstre i fokuspunkt	26
Figur 4-4 Målepunkter [29]	27
Figur 4-5 kompressorkarakteristikk [29]	28
Figur 4-6 Typisk resultat [29]	29
Figur 4-7 Radiell hastighet [29]	29
Figur 4-8 Strømningsvinkel ved utløp av impeller [29]	30
Figur 4-9 Resirkulerende strømning i diffusorkanal [29]	30
Figur 4-10 PIV system fra dantecs dynamics [30]	31
Figur 4-11 To oppdelte områder fra en bildesekvens [30]	32
Figur 4-12 Kompressor-testtrigg [31]	33
Figur 4-13 Lysplan og trykksensorer [31]	33
Figur 4-14 DPIV-resultat [31]	35

Figur 4-15 Hot wire/film posisjoner [33]	40
Figur 4-16 Hot wire måleresultat [33]	40
Figur 4-17 Hastighetsvinkel som funksjon av strømningskoeffisient [33]	41
Figur 4-18 Deformert quartzkrystall [34]	42
Figur 4-19 Piezoelektrisk trykktransduser [34]	43
Figur 4-20 Testkompressor [9]	44
Figur 4-21 Innsnevring geometrier ved diffusorinnløp [9]	45
Figur 4-22 Signal fra trykksensor [9]	46
Figur 4-23 Intensitetsgraf [9]	47
Figur 4-24 Karakteristikk ved diffusorforhold 1,3 [9]	48
Figur 4-25 Pitotrør	48
Figur 4-26 Flowexplorer Mini LDA [37]	50
Figur 4-27 Utprøving av lda	50
Figur 5-1 Kompressorskisse	54
Figur 5-2 Rørrangement	54
Figur 5-3 Plassering av dynamiske sensorer	55
Figur 5-4 Tørrgasskarakteristikk	57
Figur 5-5 Gassmassefraksjon 0,8	58
Figur 5-6 Gassmassefraksjon 0,65	59
Figur 5-7 Ustabilitetsområder for tørrgass	60
Figur 5-8 Faseforskyvning i roterende stall	62
Figur 5-9 Faseforskyvning i filtrert rådat	63
Figur 5-10 Rotasjonshastighet til stallcelle som funksjon av antall celler	64
Figur 5-11 Bredt frekvensspekter for tørrgass ved stabil operasjon	65
Figur 5-12 Stabil og ustabil kompressor ved GMF 0,8	66
Figur 5-13 Bredt frekvensspekter ved Stabil operasjon, GMF 0,8	66
Figur 5-14 Bredt frekvensspekter ved ustabil operasjon, GMF 0,8	66
Figur 5-15 Frekvensspekter for tørr- og våtgass	67
Figur 5-16 Tørrgass (svart) vs gmf 0,8 (grønn)	68
Figur 5-17 GMF 0,8 (grønn) vs GMF 0,65 (blå)	68
Figur 8-1 Vannfallgraf fra tørrgassstestene. Hz vs volumstrøm	76

Figur 8-2 Intensitetsgraf. Hz vs tid	76
Figur 8-3 Vannfallgraf fra våtgasstest GMF 0,8. Hz VS volumstrøm	77
Figur 8-4 Intensitetsgraf. Hz vs tid	77
Figur 8-5 Vannfallgraf fra våtgasstest GMF 0,65. Hz vs volumstrøm	78
Figur 8-6 Intensitetsgraf. Hz vs tid	78
Figur 8-7 Måleskivekoeffisient som funksjon av reynoldstall	80
Figur 8-8 Program for faseberegninger	82
Figur 8-9 Filtrering og lagring av rådata	83
Figur 8-10 Program for verifisering av faseforskyvning	84
Figur 8-11 Program som bygger karakteristikk	85

TABELLISTE

Tabell 3-1 B-parameter ved to utløpsvolumer	20
Tabell 4-1 Sensorposisjoner	45
Tabell 5-1 Kompressorgeometri	53
Tabell 5-2 Rørrangement	54
Tabell 5-3 Helmholtzfrekvens og B-parameter ved 7500 RPM	55
Tabell 5-4 Testmatrise	56
Tabell 5-5 FFT-Parametere	57

NOMENKLATUR

Symbol	Beskrivelse	Benevning
A	Lydens hastighet	[m/s]
A_T	Tverrsnittsareal	[m^2]
b	Diffusordybde	[m]
B	Greitzers B-parameter	[-]
c	Lysets hastighet	[300 km/s]
C	Korreksjonsfaktor	[-]
C_d	Discharge coefficient	[-]
d	Liten diameter	[m]
d_i	Indre diameter	[mm]
D	Stor diameter	[m]
F	Kraft	[N]
f	Frekvens	[Hz]
f_0	Frekvens til lys	[Hz]
f_D	Frekvensforskyvning	[Hz]
f_H	Helmotzfrekvens	[Hz]
L_T	Rørlengde	[m]
M	Mach-tall	[-]
M_U	Periferihastighet i Mach-tall	[-]
n	Antall	[-]
p	Trykk	[Pa]
p_0	Stagnasjonstrykk	[Pa]
r	Radius	[m]
r_i	Radius til diffusorinnløp	[m]
R	Elektrisk mostand	[Ω]
Re	Reynolds-tall	[-]
T	Temperatur	[$^{\circ}C$]
T_f	Fluidtemperatur	[$^{\circ}C$]
T_s	Overflatetemperatur	[$^{\circ}C$]
t	Tid	[s]
u	Periferihastighet impeller	[m/s]
U	Fristrøms-hastighet	[m/s]
v	Absolutt hastighet	[m/s]
v_R	Radiell hastighet	[m/s]
v_{θ}	Tangentiell hastighet	[m/s]
V	Spenning	[V]
V_p	Plenumvolum	[m^3]
q	Varmetransport	[W]
q_m	Massestrøm	[kg/s]
q_v	Volumstrøm	[m^3/s]
x	Avstand	[m]

Symbol	Beskrivelse	Benevning
z	Aksiell koordinat	[m]
Z	Høyde over bakkeplan	[m]
α	Vinkel	[$^{\circ}$]
α_L	Logaritmisk spiralvinkel	[$^{\circ}$]
α_k	Kritisk innløpsvinkel	[$^{\circ}$]
β	Angular posisjonsforskjell	[$^{\circ}$]
δ	Grensesjikttykkelse	[m]
θ	Grader	[$^{\circ}$]
λ	Bølgelengde	[μm]
Δ	Differanse	[-]
ρ	Tetthet	[kg/m^3]
μ	Viskositet	[$Pa \cdot s$]
τ_1	Tidsforsinkelse	[ms]
τ_2	Periode	[ms]
Ω	Turtall	[o/min]
ω_s	Rotasjonshastighet stallcelle	[o/min]
$\Delta\omega$	Faseforskyvning	[$^{\circ}$]

INDEKS

1	Innløp på impeller
2	Utløp på impeller
3	Innløp diffusor
4	Utløp diffusor
g	Gassfase
v	Væskefase
w	Vegg

FORKORTELSER

CCD	Charge Coupled Device
FB	Full blade label
FT	Fourier Transform
FFT	Fast Fourier Transform
LDV	Laser Doppler Velocimetry
LDA	Laser Doppler Anemometer
GMF	Gassmasse-fraksjon
SpB	Splitter Blade Label

1 INTRODUKSJON

Kapittel 1 beskriver bakgrunnen og motivasjonen for oppgaven. I tillegg er omfang, begrensinger og utfordringer tatt med.

1.1 BAKGRUNN

Petroleumsproduksjonen i Norge har falt dramatisk i de siste årene, da de store og mest lønnsomme feltene er i ferd med å tømmes. Løsningen for å motvirke dette fallet er å øke utvinningsgraden på eksisterende felt og i tillegg starte utvinning fra mindre lønnsomme felt. Dette krever ny og kost-effektiv teknologi, som blant annet havbunnsbasert brønnskompresjon og vanninjeksjon. Havbunnskompresjon av brønnstrømmen muliggjør lengre rørføringer og potensielt ilandføring av brønnstrømmen, som eliminerer bruken for dyre plattformsløsninger.

Ved havbunnskompresjon vil den prosesserte brønnstrømmen inneholde gass, væske og partikler. Ved mye væske i strømmingen vil grovseparering fjerne mesteparten av væsken, men fremdeles vil det kunne være noe væske som følger gassen. Havbunnskompresorer må derfor designes for våtgass.

For å øke forståelsen på de grunnleggende mekanismene i våtgasskompresjon er det bygget en testrigg ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet. Riggeren er unik og sentral i blant annet analyser av ustabiliteter med våtgass. De aerodynamiske ustabiliteter som stall og surge begrenser operasjonsområdet til kompressoren, derfor er effekten av våtgass på stabiliteten viktig å forstå.

1.2 OMFANG

Målet med oppgaven er å dokumentere aerodynamiske ustabiliteter relatert til tørr- og våtgasskompresjon. Oppgaven baseres på arbeidet gjort i [1], erfaringer fra tidligere eksperiment av andre, og egne eksperiment. Visualiseringsmetoder brukt med suksess i turbomaskineri undersøkes, og applikasjonen med våtgass vurderes.

1.3 BEGRENSNINGER OG UTFORDRINGER

Grunnet fabrikkasjonsfeil på den nye impeller var testtriggen utilgjengelig gjennom store deler av prosjektperioden. Dette har ført til sent tilgjengelig data for analyse og den vil derfor være noe ufullstendig. Gjennom analysen har det vært gjort funn som det hadde vært interessant å undersøke nærmere. Dette ville krevd flere testkjøringer, men siden testtriggen var så forsinket og flere var avhengige av resultat fra riggen, ble dette ikke gjort.

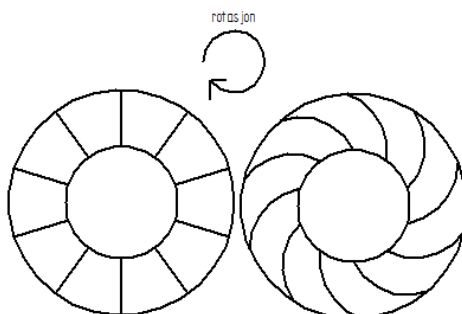
Oppgaven ble valgt å skrive på norsk. Dette har medført noen utfordringer i forbindelse med tekniske navn som ved muntlig tale bruker den engelske formen. I oppgaveteksten er dette løst med å bruke den engelske varianten der et godt norsk navn ikke har lyktes i å finne. Eksempler på dette er "stall", "surge" og "jet-wake".

2 AERODYNAMIKK I SENTRIFUGALKOMPRESSORER

For å forstå de aerodynamiske ustabilitetene i sentrifugalkompressoren er det viktig først å forstå hvordan strømmingen gjennom maskinen er. Derfor blir en gjennomgang av den grunnleggende teorien gjennomgått. Det fokuseres på skovleløse diffusorer siden kompressoren i eksperimentet har denne typen.

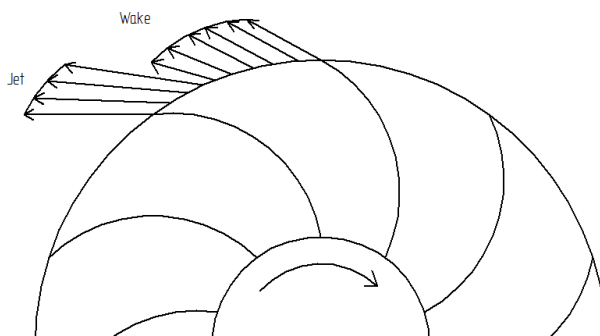
2.1 IMPELLER

Den fremre delen av impelleren er designet til å la strømmingen entre kanalene jevnt og snu strømmingen i en radiell retning med minimalt tap. Innløpsbladene er vanligvis gitt en vinkel for å matche den relative hastighetsvinkelen til strømmingen best mulig over et gitt operasjonsområde. Mesteparten av energioverføringen foregår i den radielle delen av impelleren. Impellerbladene ved utløpet er vanligvis helt rette eller gitt en vinkel i forhold til den radielle retningen. Motivasjonen for rette blader er at det de er lettere å produsere og tåler høyere rotasjonshastigheter da mekanisk stress er en viktig faktor. De bakoverbøyde bladene stabiliserer strømmingen i impelleren og senker den absolutte hastigheten inn i diffusoren som hjelper til med trykkgjenvinningen i diffusoren. De bakoverbøyde impellerbladene gir lavere effektoverføring til fluidet siden den radielle hastighetskomponenten til strømmingen blir lavere, men virkningsgraden på effektoverføringen øker. Impellere med fremoverbøyde blader finnes også, men disse har spesielle bruksområder som ikke er relatert til denne oppgaven [2].



FIGUR 2-1 RETTE OG BAKOVERBØYDE BLADER

De relative hastighetene i impellerkanalen er som oftest lave og godt under Mach én. Dette betyr at trykkøkning som følge av retardasjon av strømmingen er liten. Hovedårsaken til trykkøkningen skyldes sentrifugalkraften som impellerens rotasjon skaper. Kanalene har lav hydraulisk diameter i forhold til aksielle kompressorer og er derfor utsatt for større friksjonstap ved kanalveggene.

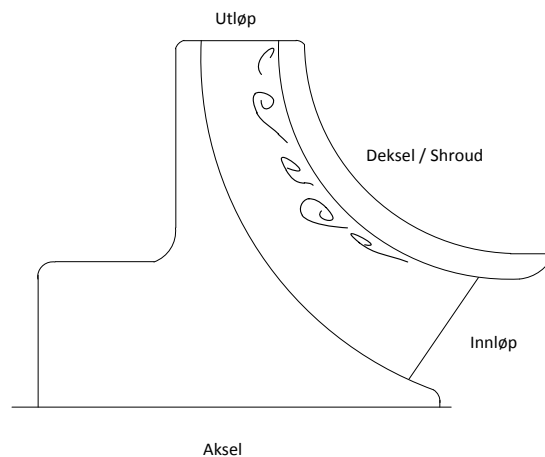


FIGUR 2-2 ILLUSTRASJON AV JET-WAKE

Strømmingen i impelleren er ikke uniform og produserer derfor en tidsmessig variasjon i både trykk og hastighet på strømmingen som entrer diffusoren. Figur 2-1 viser den idealiserte "Jet-Wake"-modellen som først ble presentert av Dean et al. i 1960 [3]. I modellen forlater mesteparten av strømmingen i en jet med et likt stagnasjonstrykk i forhold til en friksjonsfri strømming i en roterende rammereferanse. Slippstrømmen ("wake") har en mye lavere hastighet og stagnasjonstrykk, men opptar mesteparten av arealet ved utløpet. Modellen ble laget på bakgrunn av at målinger gjort ved utløpet av impeller viste ustabile tendenser.

I den senere tid har avanserte måleteknikker vært brukt til å forstå hva som er årsaken til den store variasjonen i utløpshastigheten. D. Eckardt benyttet i 1979 [4] LDV (se kapittel 4.2) på en åpen impeller med rette radielle blader. Resultatene viste at separasjonen av strømmingen startet ved dekselet hvor impellerens geometri begynner å krumme. Dette skapte en sone med lave hastigheter som vokste utover kanallengden og hadde en blokkerende effekt. Blokkeringen av kanalen førte til at hastigheten i resten av kanalen måtte øke for å opprettholde

kontinuiteten i massestrømmen. Dermed skapt en jet med høye hastigheter og en slippstrøm med lave. Karakteristikken til jet-slippstrøm fenomenet er avhengig av geometrien til impelleren. Andre forsøk med annen geometri har vist resultater som viker litt fra D. Eckardts observasjoner og generelt sett vil impellere med stor aksiell dimensjon og en mer gradvis overgang fra aksiell til radiell retning i kanalen, ha mindre separasjon av grensesjiktet ved kappen [5]. Cumpsty, N.A. har påvist [6] at denne jet-wake-karakteristikken ikke trenger å finne sted i det hele tatt. Ved lave belastninger fås ikke separasjonen i impelleren og dermed ikke de store forskjellene i hastighet ved utløp.



FIGUR 2-3 IMPELLERKANAL MED GRENSESJIKTSEPARASJON LANGS DEKSELET

Separasjonen av strømmingen fra kappen eller en massiv fortykning av grensesjiktet er i følge Cumpsty [5] ikke overraskende. Når strømmingen er tvunget til å følge en krummet strømningslinje blir strømmingen akselerert etter den konvekse overflaten. Når strømmingen så retarderes nedstrøms er det stor sannsynlighet for separasjon. I disse forsøkene har separasjonen vært påvist for impellerkanalene rettes ut i radiell retning og det skyldes i følge N.A. Cumpsty [5] at strømningsfeltet blir påvirket av separasjonen slik at retardasjonen av strømmingen vil foregå tidligere enn antatt.

2.2 SKOVLELØSE DIFFUSORER

Den radielle diffusoren er en kritisk komponent i kompressoren. Dens hensikt er å retardere strømmingen slik at trykket øker så effektivt som mulig. Diffusoren finnes i flere varianter, med og uten skovler. Hovedparameterne som påvirker ytelsen er forholdet mellom diffusorinnløp og bredden, b_3/d_3 , forholdet mellom utløps- og innløpsdiameter, d_3/d_4 , og vinkelen diffusorveggene skaper mot hverandre. Aerodynamiske strømningsvariabler er den gjennomsnittlige innløpsvinkelen, α_3 , og Mach-tallet, M_3 .

2.2.1 IDEELL STRØMNING I SKOVLELØSE DIFFUSORER

En gjennomgang av den grunnleggende teorien for skovleløse diffusorer blir gitt for å bedre forstå strømmingen gjennom den. Kontinuitets-, radiell og angulær momentlikninger for en aksesymmetrisk inkompressibel friksjonsfri strømming i en radiell parallell diffusor er:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (p_0 r v_r) = 0 \quad (2.0)$$

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{p_0} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2.1)$$

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = 0 \quad (2.2)$$

hvor strømmingen er antatt å være stabil og den tangentielle trykkgradienten er antatt å være null for å forenkle beregningene. Integrasjon av likning 1 og 3 gir:

$$r v_r = r_3 v_{r3} \quad (2.3)$$

$$r v_\theta = r_3 v_{\theta3} \quad (2.4)$$

Ved å kombinere likning 2.2, 2.3 og 2.4 fåes:

$$\frac{p-p_1}{\frac{1}{2}\rho_0 v_3^2} = \left(1 - \left(\frac{r_3}{r}\right)^2\right) \quad (2.5)$$

hvor $v_3^2 = v_{\theta_3}^2 + v_{r_3}^2$. Det betyr at trykket synker med invers av størrelsen på radiusen kvadrert. I en inkompressibel strømming vil både den tangentielle og radielle hastighetskomponenten til fluidet synke med $1/r$. Dermed vil begge hastighetskomponentene ut i fra kontinuitet og konservering av angulær og tangentielt moment, synke i den skovleløse diffusoren med økende radius. Likningen for en strømlinje i en inkompressibel strømming er:

$$\frac{1}{r} \frac{dr}{d\theta} = \frac{v_r}{U_\theta} \quad (2.6)$$

Ved å anta stabil, friksjonsfri og aksesymmetrisk strømming, kan likning 2.3, 2.4 og 2.6 kombineres til å gi følgende likning:

$$\frac{1}{r} \frac{dr}{d\theta} = \frac{v_{r_3}}{v_{\theta_3}} \quad (2.7)$$

Integrasjon fra innløp til utløp gir:

$$\ln \frac{r}{r_3} = \frac{(\theta - \theta_3)}{\tan(\alpha_L)} \quad (2.8)$$

hvor vinkelen, målt fra den radielle retningen, $\alpha_L = \tan^{-1}\left(\frac{v_{\theta_3}}{v_{r_3}}\right)$. Likning 2.8 er likningen til en logaritmisk spiral som former en vinkel α_L med hvilken som helst radiell linje. α_L er kalt den logaritmiske spiralkvinkelen. Dermed har den friksjonsfrie strømmingen i et inkompressibelt fluid og en parallell diffusor en spiralformet strømningslinje [7].

2.2.2 REELL STRØMNING I SKOVLELØSE DIFFUSORER

Geometrien på den skovleløse diffusoren er en av de enkleste i turbomaskinen, men strømmingen i diffusoren er komplisert av den ikke-uniforme og varierende strømmingen som kommer fra impelleren. I tillegg er strømningslinjene logaritmisk

noe som fører til lange strømningsbaner gjennom diffusoren og viskøse dominerende skjærkrefter som fører til mange sekundære strømninger¹.

Ved å øke den aksielle bredden til diffusoren påvirkes strømmingens radielle hastighet direkte gjennom kontinuitet, men har bare en indirekte effekt på den tangentielle hastigheten². Om diffusorens bredde endres ved økende radi kan strømningshastighetene manipuleres gjennom diffusoren. Ved å minke bredden ved økende radi, vil den radielle hastigheten ikke synke like fort som ved parallelle vegger, mens den tangentielle hastigheten vil synke omtrent med samme rate. Det fører til en mindre tangentiell avbøyning og kortere bane gjennom diffusoren.

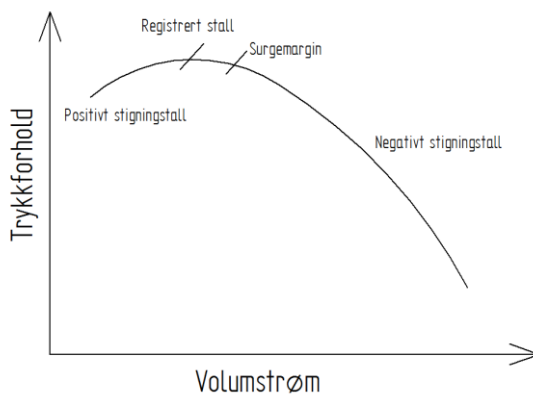
Kompressibilitet spiller en stor rolle i beregningene for diffusorens ytelse. Siden fluidet retarderes gjennom diffusoren øker trykket og tettheten. Denne økningen i tettheten er med på å bremse den radielle hastigheten ytterligere ved økende radi. Den tangentielle hastigheten er ikke like påvirket av denne effekten og dermed har den reelle strømmingen en større tendens til å bøyes av i tangentiell retning enn den ideelle [5].

¹ Strømninger normalt på den forventede strømningslinjen

² I en tapsfri strømming vil det ikke være noen effekt da $rV_\theta = \text{konstant}$ (momentbevaring)

3 AERODYNAMISKE USTABILITETER

Aerodynamiske ustabiliteter som stall og surge er viktige fenomener å forstå, da kompressorens ytelse er svært påvirket av ustabilitetene og kan påføres skader og degradering av maskinen. Ustabilitetene oppstår når volumstrømmen gjennom maskinen reduseres til under et vist nivå. Det er derfor vanlig å operere med en surgemargin for å unngå at kompressoren skal operere i dette området.



FIGUR 3-1 SURGEMARGIN

Figur 3-1 viser en skisse av en typisk kompressorkurve ved et gitt turtall. I figuren vises punktet hvor stall i dette tilfellet først ble registrert. Surgemarginen blir så plassert ved en volumstrøm høyere enn dette, som vil være en restriksjon for operasjonsområdet til maskinen. Slik sikres stabil operasjon, men samtidig fåes et smalere operasjonsområdet. En stor bakdel med denne metoden er at området med høyest trykkforhold ekskluderes fra operasjonsområdet. Økt forståelse for mekanismene bak ustabilitetene kan resulterer i lavere sikkerhetsmarginer som igjen gir et økt operasjonsområdet. Forståelsen vil også kunne brukes til å designe kompressorer med en lavere tendens til å gå inn i stall og surge.

3.1 STALL

Stall er en operasjonsmodus hvor deler av kompressoren ikke har effektiv energioverføring mellom maskin og fluid. Det assosieres som regel med separasjon

av grensesjiktet i strømmingen gjennom maskinen. Separasjonen skyldes høye positive angrepsvinkler til bladene i impeller og de skovlede diffusorene [8], mens i de skovleløse er stall blitt omtalt som en 3D-separasjon av grensesjiktene ved diffusorveggene [9].

I eksperimenter har stall vært registret i både impeller, diffusor eller begge deler og Ferrara et. al. [9] opplevde ved et tilfelle sneglehuset som den kritiske komponenten. Stallceller kan bestå av en eller flere celler som opptar volum i kompressoren. Dette påvirker strømmingen rundt stallcellene og fører til et fenomen som kalles roterende stall. I roterende stall roterer stallcellene i samme retning som impelleren, men ved lavere hastighet. Dette er den vanligste typen stall i sentrifugalkompressorer og er observert i en rekke eksperimenter. I tillegg er hyper-roterende stall [10], hvor rotasjonen til stallcellen er høyere enn impeller, og roterende stall der stallcellen beveger seg i motsatt retning av impeller³ [11] blitt observert.

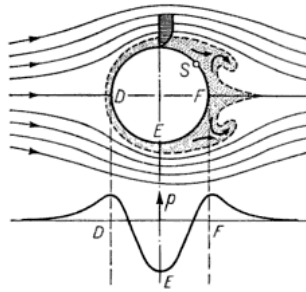
Geometrien til kompressoren har vist seg å påvirke hvilken type stall som utvikles, om det er impeller- eller diffusorstall, karakteristikken til stall (ant. celler, rotasjonshastighet, størrelse), når ustabiliteten opptrer og om den i det hele tatt forekommer før maskinen går i surge [8, 12, 13]. Slike tidligere forsøk er en god kilde til analysen av sine egne resultater.

3.1.1 GRENSESJIKTSEPARASJON

En kort gjennomgang av mekanismen bak separasjonene av grensesjiktet blir gitt siden dette er så viktig for fenomenet bak stall.

Figur 3-2 er en skjematisk fremstilling av en sylinder nedsenket i en strømning. Strømmingen som passerer sylindere akselereres fra punkt D til E, med tilhørende tap i trykk grunnet energioverføring fra potensiell energi (trykk) til kinetisk energi. Fra E til F vil det være en retardasjon av strømmingen og trykket økes.

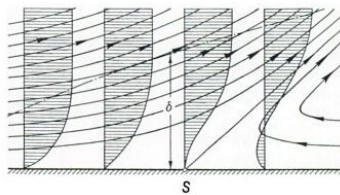
³ På engelsk omtalt som “backwards rotating stall”



FIGUR 3-2 SEPARASJON AV GRENSESJIKTET LANGS EN SYLLINDER [14]

En strømningspartikkel ved overflaten på sylindere, og dermed i grensesjiktet, vil ha den samme trykkendringen langs en horisontal akse, siden den er påvirket av trykket fra den ytre strømmingen. Den nevnte partikkelen vil miste mye kinetisk energi grunnet de store friksjonskreftene som dominerer i grensesjiktet. Dette tapet i energi fører til at partikkelen ikke lenger klarer å strømme mot trykkgradienten fra E til F. Partikkelen stopper opp og blir trykket bakover mot den originale hastigheten.

Risikoen for denne typen separasjon er alltid til stedet der det finnes positive trykkgradienter langs strømningsretningen, slik som på innsiden av en kompressor.

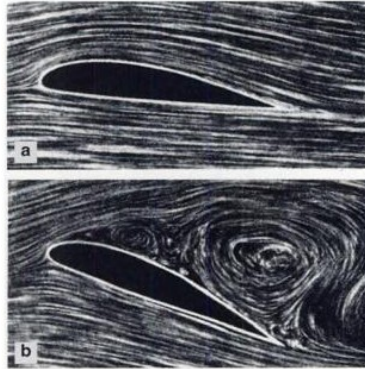


FIGUR 3-3 GRENSESJIKTSEPARASJON [14]

På grunn av partiklene som strømmer tilbake vil den opprinnelige strømmingen i grensesjiktet bøye av, og vekk fra veggen. Dette fører til at fluidet i grensesjiktet transporteres innover i strømmingen, som igjen resulterer i et tykkere grensesjikt. Posisjonen for separasjon er gitt av punktet hvor hastighetsgradienten normalt på veggen er lik null. Det vil si at skjærkreftene langs veggen også er lik null.

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)_w = 0 \quad (3.1)$$

Den samme prosessen for grensesjiktseparering finnes igjen i bladprofilene brukt i kompressorer og på flyvinger. På grunn av ekspansjonen på oversiden av bladet vil det dannes en positiv trykkgradient langs strømningsretningen.



FIGUR 3-4 SEPARASJON OVER EN VINGEPROFIL [14]

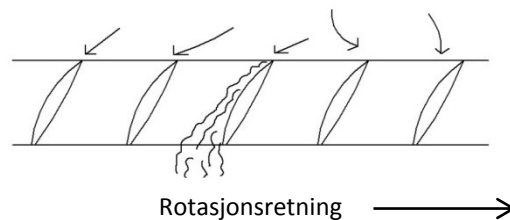
Ved små angrepsvinkler (bilde a i Figur 3-4) er den kinetiske energien i grensesjiktet stor nok til å overkomme trykkgradienten. Ved større angrepsvinkler vil ekspansjonen og trykkøkningen bli så stor at grensesjiktet ikke har nok energi til å følge vingeprofilen. I bilde b sees det at store strømvirvler dannes og at disse opptar et stort areal den resterende strømmingen ikke kan strømme gjennom.

Et viktig funn fra grensesjiktstudier er at punktet for separasjon utsettes ved turbulente grensesjikt i forhold til laminære. Dette skyldes at turbulens tilfører grensesjiktet energi i mye større grad enn det laminær strømming gjør [14].

3.1.2 IMPELLERSTALL

Diffusorstall er den ustabiliteten som opptrer oftest i sentrifugalkompressorer, og derfor finnes det ikke like mye litteratur på stall i impeller. Men som nevnt er stall assosiert med separasjon av grensesjikt, og som beskrevet i kapittel 2.1 er opphavet til jet-wake modellen separering av grensesjikt på dekselsiden av impelleren. Det vil si at når jet-wake strømming registreres så kan deler av impelleren defineres til å være stallet. Denne typen stall påvirker ikke impellerens effektivitet i særlig stor grad [5], men jet-wake danner ustabile strømninger inn til diffusoren som kan bidra til nedbrytning av kjernestrømmingen [12].

Roterende impellerstall begynner med separasjon av grensesjiktet bak impellerbladene grunnet en høy angrepsvinkel. Angrepsvinkelen øker med minkende volumstrøm, siden den aksielle hastighetskomponenten inn på impelleren blir mindre. Strømningssepareringen bak impellerbladene reduserer arealet den resterende strømmingen kan passere gjennom, og kan også gi reverserende strømning ut av impellerkanalen.

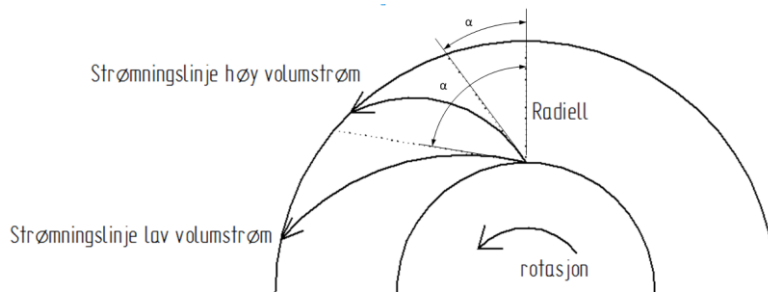


FIGUR 3-5 STALL PÅVIRKER NABOBLAD

Den reduserte volumstrømmen gjennom den stallede kanalen påvirker naboblade slik at angrepsvinklene forandres. Angrepsvinkelen på det forrige bladet øker slik at denne kanalen stalles. Stallingen av dette bladet vil senke angrepsvinkelen på det første bladet som var stallet slik at det stabiliseres. På denne måten roterer stallcellen i motsatt retning av impellerrotasjonen sett fra en roterende referanse som følger impelleren. Sett utenfra ser det ut som at cellen roterer i samme retning som impeller, men med lavere hastighet.

3.1.3 STALL I SKOVLELØSE DIFFUSORER

De skovleløse diffusorene har, erfaringsmessig vist [5], et større operasjonsområde enn de med skovler. Derfor velges skovleløse diffusorer til kompressorer hvor det er viktig med et bredt operasjonsområde. På grunn av dette har det vært stor interesse i å undersøke stabiliteten til skovleløse diffusorer.

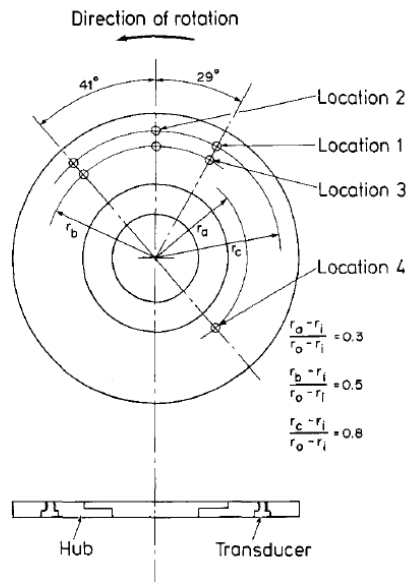


FIGUR 3-6 INNLØPSVINKEL OG STRØMNINGSLINJE I DIFFUSOR

En viktig parameter for stall i diffusoren er vinkelen mellom absolutthastigheten på fluidet i forhold til tangentiell hastighet. Siden strømmingen i diffusoren er logaritmisk vil strømningsbanen fluidet følger vokse med økende innløpsvinkel. Lengre bane gjennom diffusoren gir større strømningsstap, trykkgradienter og risiko for grensesjiktseparasjon. Det snakkes da gjerne om en kritisk innløpsvinkel, α_k , der innløpsvinkler større enn denne vil danne ustabiliteter i strømmingen. α_k bestemmes ved forsøk og har vist seg å variere veldig med kompressor geometri.

Ludtke [15] rapporterte resultat fra en serie med tester på en sentrifugalkompressor med skovleløs diffusor. Diffusorer med parallelle vegger, parallelle vegger fulgt av en rask innsnevring, konstant areal og kileformede ble undersøkt. Resultatene viste en stor forbedring i stabiliteten med kileformete vegger, men med noe reduksjon i effektiviteten. Diffusoren med konstant strømningsareal virket i følge forfatteren som en god middelvei, med forbedret stabilitet og bare en liten reduksjon i effektivitet. Yinkang og Sjolander [16] viste gunstige effekter på stabiliteten av å la diffusorveggene ha en mild konvergens, mens Dou og Mizuki [17] fant at graden påvirkningen forholdet d_4/d_3 har på stabiliteten er sterkt avhengig av forholdet b_3/d_3 . Mindre forhold mellom bredden og innløpsdiameteren til diffusoren gir større tap i diffusoren. Det gjør at forholdet mellom innløps- og utløpsdiameteren har desto større innvirkning jo trangere diffusorkanalen er.

M.V Ötügen et. al. [8] benyttet målinger av trykkfluktasjoner ved diffusorveggene og målinger av ustabile hastigheter i diffusoren med hot-wire og LDA. Deres funn var i overensstemmelse med Ludtke [15], Yinkang [16] og Dou [17] med at trangere diffusor gir høyere stabilitet, men målet med eksperimentet var å kartlegge karakteristikken til roterende stall i diffusoren, ved forskjellige diffusorbredder og impellerhastigheter.



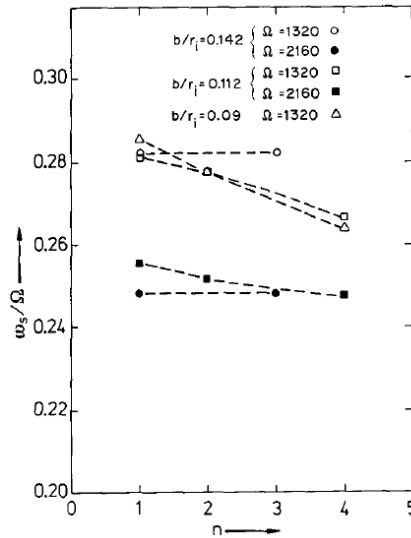
FIGUR 3-7 LOKASJONER TIL TRYKSENSORENE [8]

Til deteksjonen og analyse av roterende stall ble dynamiske trykksensorer plassert i diffusoren som vist på Figur 3-7 (location 1-4). Ved å ta målinger samtidig fra lokasjonen 1 og 2 var det mulig å anslå antall og hastigheten på stallcellen. Samtidig måling av lokasjon 1, 3 og 4 ga en indikasjon på utbredelsen til cellen i radiell retning.

Ved ustabil operasjon viste det seg at stallcellene lagde et sinusformet signal i de dynamiske trykksensorene. Ved å se på tidsforsinkelsen mellom posisjon 1 og 2, τ_1 , perioden til signalet, τ_2 , og anta at stallcellen er et rigid objekt som roterer med impelleren, kan rotasjonshastigheten, ω_s , og antall celler, n , regnes ut.

$$\omega_s = \frac{\alpha}{60\tau_1} \quad \text{og} \quad n = \frac{360}{\alpha} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} \right) \quad (3.2) \text{ og } (3.3)$$

Dette ble gjort for tre diffusordybder, $\frac{b}{r_i} = 0,142, 0,112$ og $0,09$. Figur 3-8 viser rotasjonshastigheten på stallcellen som funksjon av antall celler stallcellen bestod av. I alle tilfeller økte antall celler med minkende volumstrøm.



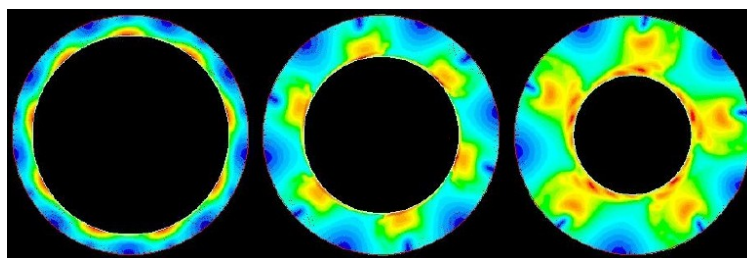
FIGUR 3-8 STALLKARAKTERISTIKK [8]

Ved den bredeste diffusordybden var rotasjonshastigheten konstant uansett antall celler, mens i de smalere gikk hastigheten ned ved økende antall celler. Ved å bruke LDA og hot-wire fant de ut at separasjonen startet på nav-siden ved utløpet av diffusoren og før trykkfluktasjoner ble registrert. Ved minkende massestrøm vokste stallcellen innover mot diffusorinnløp og mot kappen. Det betyr at roterende stall eksisterte uten at trykksensorene registrerte det, siden de var plassert lengre inn i diffusoren. Dette er et viktig poeng fordi det betyr at trykksensorer plassert inne i diffusoren kan være uegnet til å identifisere starten på roterende stall. I tillegg, siden stallcellene startet på nav-siden i diffusoren og vokste gradvis, vil en trykksensor plassert på dekselsiden ikke registrere stall før cellen påvirker hele bredden i diffusoren. I alle testene var grensesjiktet på dekselsiden intakt ved stall, men trykkfluktasjoner ble registrert der som følge av

kontinuerlig separering og stabilisering av grensesjiktet på motstående vegg. Forfatterne mente på grunnlag av dette at en definert kritisk innløpsvinkel vil være en bedre indikasjon på maskinens stabilitet enn trykkfluktuasjoner.

M.V Ötügens funn støtter opp under resultatene fra numeriske beregninger som har brukt grensesjiktteori til å undersøke roterende stall [17-19]. Fra disse resultatene indikeres det at roterende stall i skovleløse diffusorer skyldes tredimensjonal separasjon av grensesjiktet langs diffusorveggen. Men to-dimensjonale numeriske beregninger der effekten fra diffusorveggene ikke er med i likningene, har også vist seg å produsere roterende stall [20, 21]. I disse beregningene er opphavet til roterende stall ustabiliteter i kjernestrømningen⁴ forårsaket av jet-wake strømmingen fra impelleren.

S. Ljevar et. al. [12] benyttet CFD til å undersøke roterende stall der effekten fra diffusorveggen ikke ble inkludert. I simuleringen ble flere geometrier på diffusoren og impeller undersøkt, innvirkningen av reynoldstallet og impellerhastighet ble og sett på. Resultatene viste at lavere diffusorforhold, $\frac{d_4}{d_3}$, økte stabiliteten, antallet impellerblader ga ingen entydig indikasjon på stabilisering eller ustabilisering av diffusoren, mens lavere reynoldstall hadde en noe stabiliserende effekt.



FIGUR 3-9 STALLKARAKTERISTIKK VED FORSKJELLIGE DIFFUSORFORHOLD [12]

Figur 3-9 viser stallcellen ved diffusorforhold, $\frac{d_4}{d_3}$, lik 1,2 , 1,52 , og 2, mens de andre parameterne ble holdt konstant. Fargene indikerer hastigheten, der rødt har høyest og mørkeblå lavest. Som det sees synker antall celler med økende forhold, mens størrelsen øker. Cellene startet i periferien, ved senkning av volumstrømmen

⁴ Strømningen som er lite påvirket av grensesjiktet ved diffusorveggen

økte først antallet for deretter å vokse innover i diffusoren. Antall impellerblader påvirket også hvor mange celler som ble dannet og det viste seg at endringene var påfallende lik påvirkningen antallet impellerblader hadde på stabiliteten. Forfatterne mente dette kunne bety at det finnes en sammenheng mellom antallet jet-wake, celler og stabilitet. Som i forsøk gjort med brede diffusorbredder økte rotasjonshastigheten på stallcellen i takt med impelleren, mens antallet og utbredelse var tilnærmet konstant. Sammenlignet med eksperimentell data har denne CFD-simuleringen et høyere antall celler noe som tyder på at effekter relatert til diffusorveggen påvirker den endelige karakteristikken til stall.

I disse to undersøkelsene er det da identifisert to separate mekanismer for roterende stall. For brede diffusorer er stall assosiert med strømningsustabiliteter i kjernestrømningen hvor diffusorveggen har liten innvirkning. I trange diffusorer er stall assosiert med en tre-dimensjonal separasjon av grensesjiktet langs veggen. Det kan tenkes at disse to mekanismene gir opphav til forskjellig stallkarakteristikk og kan i så fall være forklaringen på de endringene i karakteristikken man ser fra brede til trange diffusorer.

3.2 SURGE

Sentrifugalkompressorer tolererer stall bedre enn aksielle kompressorer, da mesteparten av trykkøkningen skyldes sentrifugale effekter som er til stedet selv ved roterende stall. Derfor er surge den mest kritiske operasjonsustabiliteten ved lave volumstrømmer.

I litteraturen nevnes det to forskjellige varianter av surge. En mild der kompressoren på et eller annet sted syklisk går inn og ut av stall i hele omkretsen, og en mer alvorlig der volumstrømmen gjennom hele kompressoren reverseres. Roterende stallceller blir nesten alltid registrert før surge, og det antas i flere studier at roterende stall er en forutsetning til surge, mens i andre er surge observert uten at stallceller er blitt påvist [5].

Ved mild surge oscillerer den gjennomsnittlige massestrømmen gjennom kompressoren, men den er ikke reversert. Greitzer et. al [22] viste at frekvensen på oscilleringen har en nær relasjon til Helmholtz-frekvensen:

$$f_H = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A_T}{V_p L_T}} \quad (3.4)$$

der

a = lydens hastighet

V_p = volumet til plenum

A_T = arealet til rørsystem

L_T = lengden på rørsystem.

Frekvensen er unik for et kompresjonssystem og er en konsekvens av tregheten til gassen som skal balanseres av trykkreftene nedstrøms kompressoren.

Dyp surge karakteriseres av en mye lavere frekvens. Frekvensen bestemmes av volumet nedstrøms kompressoren som tømmes og fylles under surge. Denne frekvensen er mye lavere enn Helmholtz-frekvensen.

Greitzer definerte en dimensjonsløs parameter til å estimere dynamikken i et kompresjonssystem basert på Helmholtz-frekvensen, kalt B-parameteren:

$$B = \frac{u}{2f_H L_T} \quad (3.5)$$

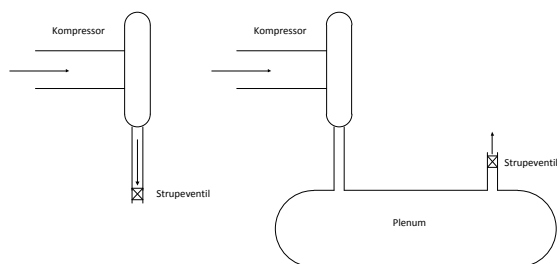
Parameteren ble definert for å estimere hvilke ustabiliteter kompressoren utsettes for ved minkende volumstrøm. For å gi en fysisk mening kan den skrives om til:

$$B = \frac{\rho \frac{u^2}{2} A}{\rho A u f_H L_T} \quad (3.6)$$

Telleren er et uttrykk for løftekapasiteten til kompressoren ganget med arealet til rørsystemet. Nevneren inneholder produktet $\rho A L_T$, som representerer massen av gassen i rørsystemet, hastigheten u og Helmholtz-frekvensen. Dette representerer

kraften som er nødvendig til å produsere oscilleringer i rørsystemets egenfrekvens. B-parameteren er da et forhold mellom løftekapasiteten til kompressoren og løftehøyden som trengs til å skape trykkoscilleringer [5]. Høyere B-parameter gir større ustabiliteter og over en kritisk verdi vil kompressoren etter hvert gå inn i surge ved minkende volumstrøm. Er B-parameteren lavere enn den kritiske verdien vil kompressoren ende i en eller annen form for likevektsmodus, i aksielle kompressorer er dette ofte roterende stall [23].

D. A. Fink et al. [23] undersøkte forskjellen i surgekarakteristikken på store og små volumer nedstrøms en sentrifugalkompressor.



FIGUR 3-10 KOMPRESSORTEST MED OG UTEN PLENUM [23]

Et kompressorsystem med bare en kort rørlengde før strupeventilen og et annet der en stor buffertank var plassert mellom kompressor og ventil, ble testet. Tabell 3-1 viser geometrisk data og Helmholtz-frekvenser oppgitt for de to systemene.

TABELL 3-1 B-PARAMETER VED TO UTLØPSVOLUMER

Systemparameter	Stort B-system	Lite B-system
Plenum-volum (m^3)	0,21	0,0014
Helmholtz-frekvens @ 48K o/min (Hz)	7,4	99
B-parameter	2,7	0,25

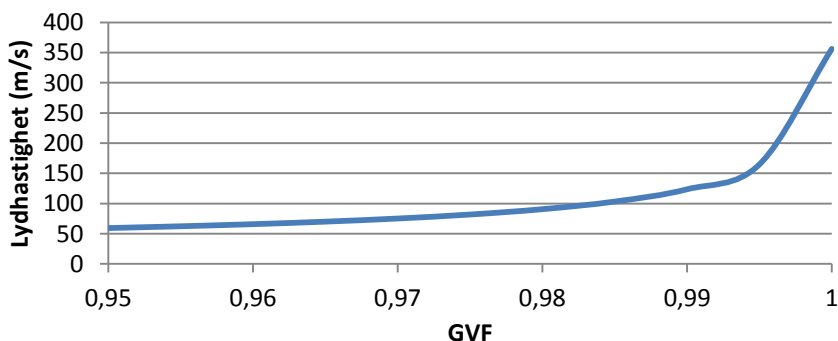
Den praktiske forskjellen på systemet var dramatisk. I systemet med den stor B-parameter utviklet mild surge seg ved toppen av karakteristikken, med

oscilleringer nær Helmholtz-frekvensen. Ved ytterligere struping økte amplituden på oscilleringene før den til slutt gikk inn i dyp surge. Ved dyp surge ble det registrert et fall i turtallet til kompressoren. I systemet med den lille B-parameteren opplevdes ikke surge og maskinen opererte bare med stall.

3.3 USTABILITETER MED VÅTGASS

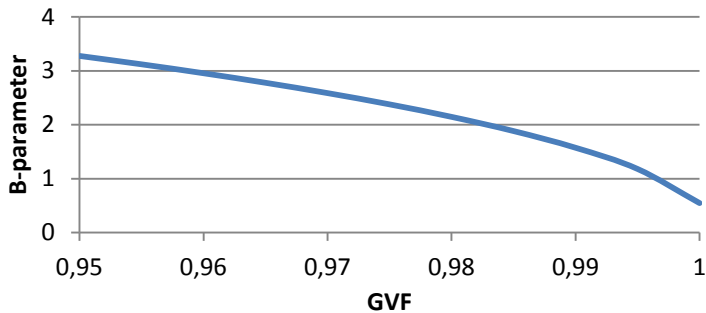
Om den tidligere nevnte B-parameteren sees på, blir systemets stabilitet påvirket av vann i strømmingen. Helmholtz-frekvensen er nemlig en funksjon av bl.a. lyd hastigheten i fluidet som fyller plenum nedstrøms kompressoren. I flerfasestrømning bestående av luft og vann er lyd hastigheten kjent til å synke med økende vannmengde [24]. Om modellen for endringen av lyd hastighet i flerfasestrømning som present av Gregor et. al. [25] benyttes, kan B-parameteren ved våtgasstrømning sammenlignes med tørrgass. Modellen er gitt ved:

$$\frac{a_{flerfase}^2}{a_{g,isentrop}^2} = \frac{1}{\alpha \left[\alpha + (1-\alpha) \left(\frac{\rho_v}{\rho_g} \right) \right]} \quad (3.7)$$



FIGUR 3-11 LYDHASTIGHET I FLERFASESTRØMNING SOM FUNKSJON AV GVF

I Figur 3-11 er funksjonen plottet, løst med hensyn på $a_{flerfase}$, med antatt konstant temperatur og trykk ved utløpet av kompressoren. I likningen er tettheten til luft og vann brukt med 1,23 bar og 44 grader celsius. Ved en gitt kompressorgeometri og turtall er B-parameteren bare avhengig av lyd hastigheten, og brukes tallene fra figuren ovenfor med vilkårlige verdier for plenum og rørføring, fåes følgende plot:



FIGUR 3-12 B-PARAMETER SOM FUNSKJON AV GVF

Som det sees av figuren øker B-parameteren med økende mengde vann i strømmingen. Om B-parameteren kan brukes ved våtgasskompresjon, betyr dette at økende mengde vann i strømmingen øker tendensen til kompressoren å ende i surge.

Degradering av stabiliteten grunnet væske i strømmingen har og vært observert i tidligere eksperiment hvor effekten av våtgass på stabiliteten undersøkes. Studier på bladprofiler utsatt for våtgass har vist at grensesjiktseparasjonen skjer på et tidligere tidspunkt (dvs. lavere angrepsvinkel) enn med tørrgass [24]. Det er naturlig å tro at denne forhastede separasjonen også vil skje inne i en sentrifugalkompressor utsatt for våtgass. Det vil i så fall føre til at stall opptrer ved høyere volumstrømmer og gi et smale operasjonsområdet for kompressoren.

Grüner et. al [26] sine undersøkelser er en kontrast til denne tankegangen og viste at mekanismene bak stall og surge ikke lar seg overføre direkte fra slike forsøk. Undersøkelsene bestod i å injisere vann i en tørrgass-strømning, som sentrifugalkompressoren sugde inn. Impelleren hadde deksel og diffusoren var parallell og skovlefri. I Grüners resultater observeres det at ustabilitetene opptrer først ved lavere volumstrømmer der vann er til stedet i forhold til tørrgass. Foreløpig er ikke årsaken til denne utsatte ustabiliteten kjent og forfatteren mente at mer forskning på området er nødvendig for å identifisere de ustabiliserende og stabiliserende effektene i våtgasskompresjon.

4 VISUALISERINGSTEKNIKKER

I dette kapittelet beskrives visualiseringsteknikker relatert til strømning i turbomaskineri. Eksempler på bruk fra tidligere eksperimenter og deres resultater presenteres. Tanken bak dette er at samtidig som de forskjellige metodene presenteres, så vil resultatene fra deres studier være med på å dokumentere de aerodynamiske forholdene i maskinen. Hovedmålet med kapittelet er å finne en visualiseringsteknikk som kan brukes på flerfasestrømningen i våtgasskompressorer.

4.1 UTFORDRINGEN INNEN TURBOMASKINERI

Det komplekse strømningsregime i turbomaskineri er tredimensjonalt, turbulent og i seg selv veldig ustabil. Dominerende ustabile fenomen skjer på grunn av impellerens virkning på fluidet. Impelleren genererer bl.a. trykkgradienter og trykktransienter i strømningen som videre føres inn i diffusoren. Interaksjonen mellom disse to elementene skaper ytterligere ustabiliteter ved veldig høye frekvenser. Strømningen kan være laminær, i overgang, eller turbulent. Fluidet er kompressibelt i gassturbiner, eller væske med faseoverganger i pumper, skipspropeller og våtgasskompressorer.

De komplekse strømningsfenomenene påvirker ytelse, operasjonsområdet og kan forårsake stall, surge, vibrasjoner, støy og noen ganger sammenbrudd av maskinen. Å forstå strømningen og dens effekt på ytelsen er essensiell for utviklingen av mer effektive maskiner og også til å utvikle meningsfulle og nøyaktige beregningsmetoder som kan brukes i designprosessen. Slik innsikt krever detaljert eksperimentell data på temperatur, trykk, ytelse, krefter, moment, vibrasjoner og strømningen i maskinen.

Over de siste årene er det gjort et stort antall eksperiment som har visualisert og dokumentert strømningen i turbomaskineri. Disse eksperimentene har undersøkt diverse tredimensjonale, ustabile og turbulente strømningsfenomen som stall og surge, blad-slippstrømeffekter, strukturen til turbulens, sekundære strømninger,

sjokkbølger, kavitasjon og mange fler. Til målinger av hastighet og turbulens har disse studiene brukt hot-wire/film, laser doppler velocimetry, laser two-focus velocimetry og particle image velocimetry. Trykkmålinger har vært gjort ved hjelp av pitot-rør, inkludert tre-, fire-, fem- og syv-hulls, overflatemonterte trykksensorer og trykksensitiv maling.

Måle metodene deles opp i optisk og ikke-optisk.

4.2 OPTISKE MÅLETEKNIKKER

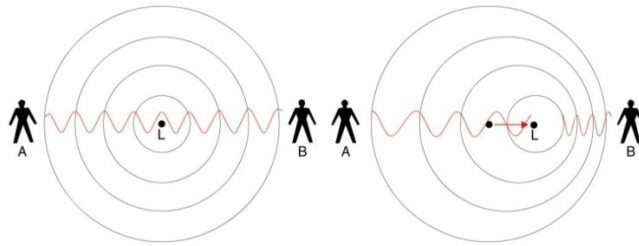
Optiske måle metoder forstyrrer typisk ikke strømmingen og kan som regel implementeres innvendig roterende impellerkanaler uten å bruke roterende prober. Hovedutfordringen er å lage gjennomsiktige innsynåpninger til strømningsfeltet. Laser doppler velocimetry (LDV) og particle image velocimetry (PIV) er de mest brukte optiske metodene for å visualisere den turbulente strømmingen i turbomaskineri. Laser two-focus velocimetry (L2F) er også brukt i noen studier. Doppler global velocimetry (DGV) er en ny teknikk som er under utvikling. Alle disse teknikkene benytter partikler som tilsettes strømmingen. Partiklene må være små nok til at de følger strømmingen uten oppdrift. Typisk størrelse på disse partiklene i gass er i området $0,5 \mu\text{m}$ for å oppnå en akseptabel hastighetsforsinkelse. I væsker kan partiklene være større og i størrelsesorden 5-20 μm .

4.2.1 LASER DOPPLER VELOCIMETRY

Laser Doppler Velocimetry (LDV), også kalt Laser Doppler Anemometer (LDA), er en ofte brukt metode i strømningsrelatert forskning. Metoden er sofistikert og dyr, men muliggjør hastighetsmåling i fluider uten å påvirke strømmingen.

Metoden benytter seg av Doppler-effekten som er en frekvensforskyvning i lyd og elektromagnetiske bølger avgitt fra et bevegende legeme. Dette legemet kan for eksempel være en sykebil med utryknings sirener på. I det syke bilen passerer en stasjonær observerer vil frekvensen på lydbølgene synke og dette oppleves som et

tonefall i sirenene. Figur 4-1 illustrerer effekten hvor to opplever forskjellig frekvens fra et objekt som avgir en konstant frekvens.



FIGUR 4-1 ILLUSTRASJONSBIKLE AV DOPPLEREFFEKTEN [27]

I prinsippet er LDV det samme som brukes i vanlige radarer, men frekvensen på laseren er mye høyere enn radarbølgene noe som medfører en mye høyere oppløsning. Bølgelengden til en elektromagnetisk bølge, λ , er relatert til frekvensen av lign. 4. 1.

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (4.1)$$

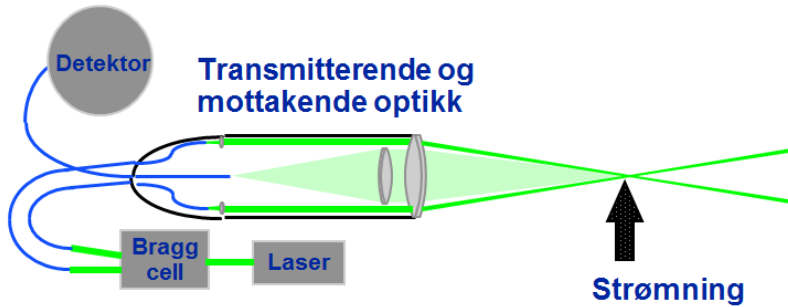
Der radarbølgene krever store objekter for å få en refleksjon, reflekteres laser av små partikler. Det betyr at strømmingen som skal måles må inneholde små partikler som reflekterer laserbølgene. Disse partiklene er vanligvis i størrelsesorden $1 \mu\text{m}$ og med en konsentrasjon på 10^{10} til 10^{11} spredte partikler/ m^3 . Partiklene kan finnes naturlig i strømmingen, eller tilsettes ved behov og det antas at de er så små at de ikke påvirker strømmingen [28].

Frekvensforskyvningen fra Doppler-effekten, f_D , er gitt av:

$$f_D = \frac{2v \cos \theta}{\lambda} = \frac{2v \cos \theta}{c} f_0 \quad (4.2)$$

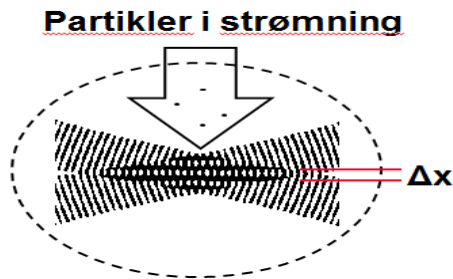
hvor v er partikkelens hastighet, θ er vinkelen mellom laserstrålen og partikkelens hastighetsvektor, f_0 er frekvensen til lyset. Hastigheten til fluidet vil være mye lavere enn lysets hastighet, c , og det kan sees av lign. 4.1 at dopplerfrekvensen blir liten i forhold til laserfrekvensen.

En populær LDV metode kalles for dual-beam laser velocimetry og et skematisk oppsett vises i Figur 4-2.



FIGUR 4-2 DUAL-BEAM VELOCIMETRY KONSEPT FRA DANTEC DYNAMICS

Laseren deles opp i to deler og deretter fokuseres strålene gjennom en linse til et fokuspunkt. Plasseringen av fokuspunktet bestemmes av hvor i strømmingen man vil måle. I fokuspunktet dannes et interferensmønster som består av lyse og mørke områder.



FIGUR 4-3 FRYNSEMØNSTER I FOKUSPUNKT

Om vinkelen mellom laserstrålene er 2ϕ , så vil mellomrommene på frynsemønsteret være gitt av:

$$\Delta x = \frac{\lambda}{2 \sin \phi} \quad (4.3)$$

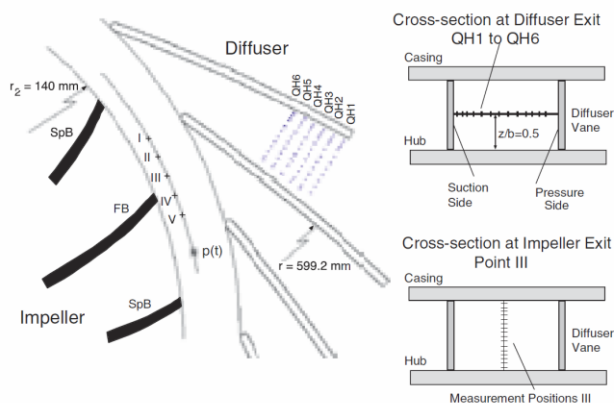
En partikkel som passerer frynsemønsteret vil spre laserlyset, lyset fanges opp av den mottakende optikken og fokusert inn til lysdetektoren. En partikkel med hastighet v som passerer frynsemønsteret vil produsere pulser med spredt lys. Frekvensen på disse pulsene er

$$f = \frac{v}{\Delta x} = \frac{2v \sin \phi}{\lambda} \quad (4.4)$$

Siden $\theta = 90^\circ - \phi$ indikerer ligningen at denne frekvensen er den samme som Doppler-frekvensen i (4.2). Frekvensen på pulsene brukes med ligning (4.4) og hastigheten til partiklene regnes ut [28].

4.2.2 EKSEMPEL PÅ BRUK AV LDV I TURBOMASKINERI

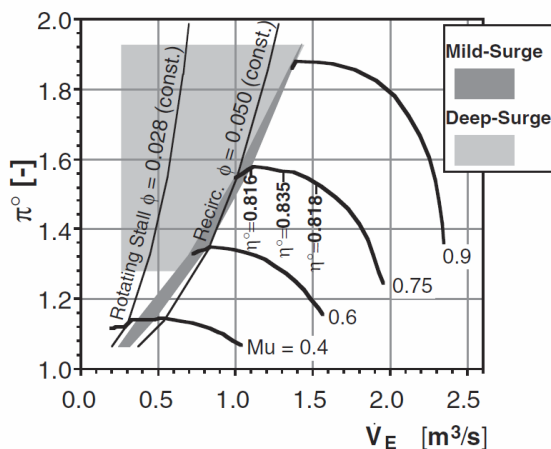
I en rapport hentet fra "Proceedings of ASME Turbo Expo 2003", [29], dokumenteres et forsøk der LDV ble brukt til å visualisere den ustabile strømmingen som oppstår i kompressoren under stall og surge. I rapporten dokumenteres resultatene fra forsøk der hastighetsprofiler ved utløpet av en impeller (III) og diffusor med ledeskovler (QH1-QH6) ble undersøkt.



FIGUR 4-4 MÅLEPUNKTER [29]

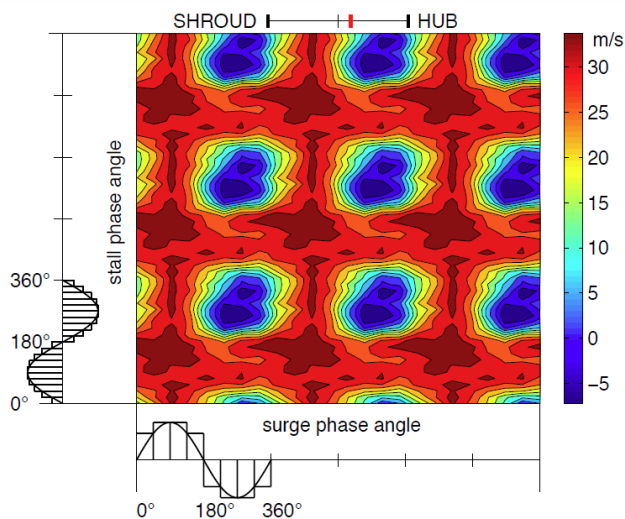
En anordning gjorde at de hadde muligheten til å traversere målepunktet, slik at hastighetene i et plan normalt og parallelt med strømmingen kunne visualiseres. Kompressoren hadde en impeller uten deksel og en diffusor med skovler. Partikler

med gjennomsnittlig størrelse på 4 μm ble injisert i strømmingen og det ble antatt at disse fulgte den samme strømningsbanen som gassen. Trykk og impellerposisjon ble også registrert for å assosiere disse opp mot hastighetene registrert av LDV-systemet. Ved hjelp av FFT-analyser av trykksignalene ble fasen til stall- og surgesyklusen identifisert. På den måten var det mulig å plote hastighetene opp mot fasen til stall og surge og impellerposisjon.



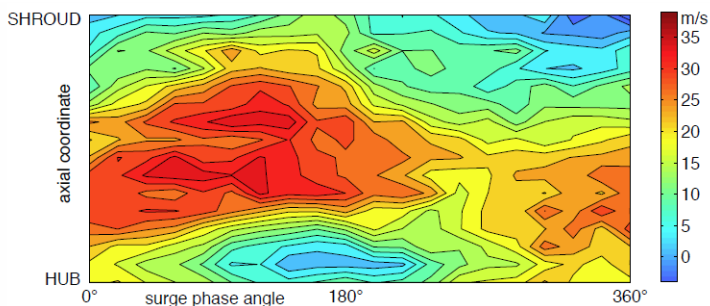
FIGUR 4-5 KOMPRESSORKARAKTERISTIKK [29]

Figur 4-5 viser karakteristikken til kompressoren med inntegnet ustabilitetsområder. Testpunktet lå på krysningspunktet for $M_u = 0,4$ og linjen for roterende stall. I dette operasjonsområdet ble både stall og surge observert og forfatteren beskrev dette som “klassisk surge” basert på litteratur som har beskrevet dette fenomenet tidligere.



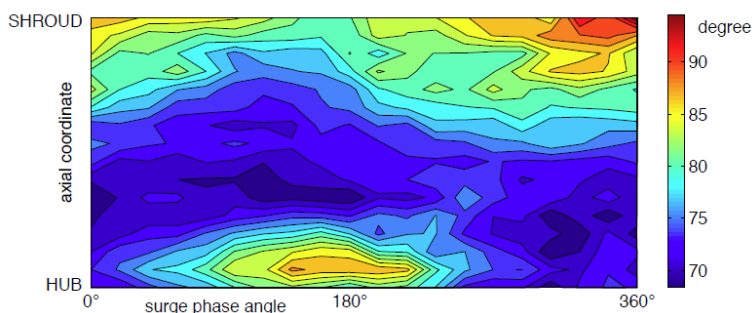
FIGUR 4-6 TYPISK RESULTAT [29]

Et typisk resultat fra eksperimentet kan sees på Figur 4-6. Radiell gasshastighet ut av impeller ved målepunkt III (ref. Figur 4-4) er plottet opp mot stall- og surgefase. Testdataen ble presentert med flere akser for å undersøke samspillet mellom surge, stall, impellerposisjon og også får å få et detaljert bilde av strømmingen inne i kompressoren. De følgende tre figurene er et utvalg av disse for å vise mulighetene LDV gir.



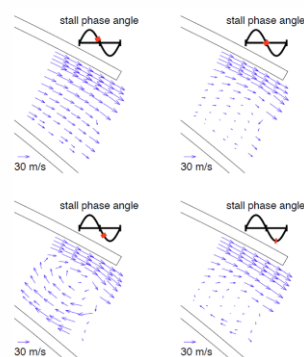
FIGUR 4-7 RADIELL HASTIGHET [29]

I Figur 4-7 er den radielle hastigheten ut av impelleren plottet opp mot den aksielle posisjonen av målt hastighet og surgesyklusen.



FIGUR 4-8 STRØMNINGSVINKEL VED UTLØP AV IMPELLER [29]

Figur 4-8 viser den absolutte strømningsvinkelen ut av impelleren som funksjon av aksiell posisjon og surgefasen. I Figur 4-9 er den resirkulerende strømmingen i diffusorkanalen under stall plottet.

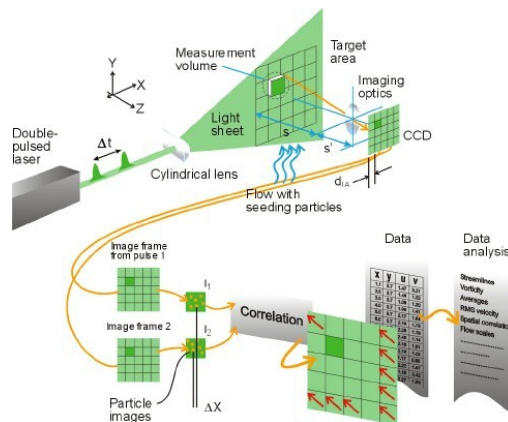


FIGUR 4-9 RESIRKULERENDE STRØMNING I DIFFUSORKANAL [29]

Ut i fra disse testene kunne forfatterne konkludere med at ved impellerutløp kan stall løsrive strømmingen fra normal strømming til mild generell strømningsreversering. De fant en sterk indikasjon på at stall og surge påvirker og forsterker hverandre (ref. Figur 4-6). En resirkulerende celle oppstod i de stallede kanalene og roterte i samme retning som impeller. Styrken og karakteren på disse var sterkt påvirket av fasen til surgesyklusen, men de var alltid tilstede. På det aktuelle driftspunktet de testet, ble det aldri observert *gjennomsnittlig* reversert strømming i diffusor, og det ble derfor konkludert med at denne “klassiske surge” – modusen er av lav amplitude. De tilbakestrømmende hastighetene i impelleren var mye svakere enn i diffusor, og det var ingen resirkulering i impelleren.

4.2.3 PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY

Particle image velocimetry (PIV) er en teknikk som gir et momentant vektorfelt i et plan av hastigheten til et fluid. To vektorkomponenter til hastigheten er vanligst å måle, men ved å benytte seg av en stereoskopisk teknikk kan en tredje vektorkomponent måles. Dette gir et fullstendig bilde av hastighetene. Moderne digitalkameraer og databehandling gjør det mulig å generere disse vektorfeltene i sanntid. Teknikken forstyrrer ikke strømmingen og kan måle hastigheter fra null til supersonisk.

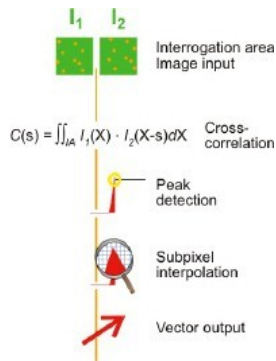


FIGUR 4-10 PIV SYSTEM FRA DANTECS DYNAMICS [30]

Prinsippet til PIV er å ta to bilder av et område i en strømning som er tilsatt små partikler. Endringen i posisjonen til partiklene mellom de to bildene brukes så til å beregne hastighet og retning.

$$\vec{v} = \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad 4.5)$$

Området i strømmingen som skal måles belyses med et laserplan og et digitalt kamera posisjoneres vinkelrett på laserplanet. Kameraet tar to bilder av området med en gitt tidsforsinkelse. Bildene deles opp i mindre områder kalt interogasjonsområder (Figur 4-11).



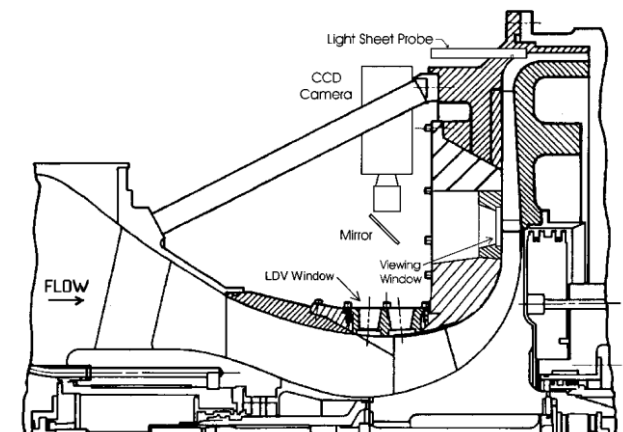
FIGUR 4-11 TO OPPDELTE OMRÅDER FRA EN BILDESEKVENNS [30]

Samme interogasjonsområde fra bilde 1 og 2 krysskorreleres piksel for piksel. Korrelasjonsprosedyren genererer et maksimum i signalet som identifiserer den gjennomsnittlige forflytningen av partiklene i interogasjonsområdet. Dette blir gjort for samtlige interogasjonsområder og således genereres et vektorfelt for hele måleområdet.

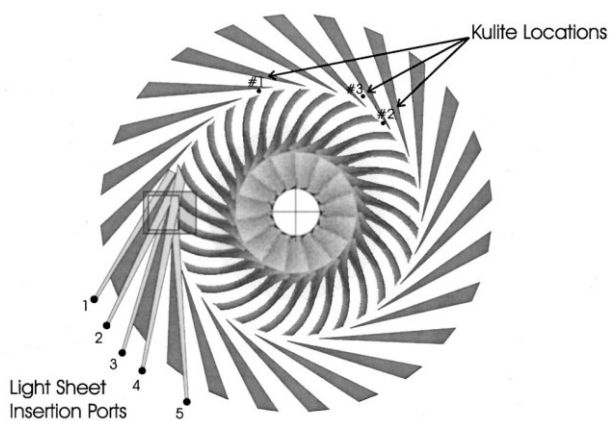
4.2.4 EKSEMPEL PÅ BRUK AV PIV I TURBOMASKINERI

Wernet et. al [31] brukte PIV til å visualisere strømmingen i en høyhastighets-sentrifugalkompressor som opererte i stall- og surgeområdet. Impelleren var uten deksel og diffusoren hadde skovler. Ved å strupe en ventil nedstrøms ble kompressoren tvunget inn i det ustabile området.

Figur 4-12 viser testoppsettet med CCD kamera, innsynsvindu og laserprobe. Det var ikke plass til kameraet i horisontal posisjon, så et speil ble brukt slik at kameraet kunne installeres vertikalt. Innsynsvinduet dekket impellerutløp, første del av diffusor og det tomme området mellom. Et laserplan ble projisert radielt ned diffusoren ved hjelp av en laserstråle og et periskop med optikk som fordelte laseren i et plan. Fem hull ble maskinert ved samme radiell posisjon og slik at de ga innsyn ned forskjellige posisjoner i diffusoren.



FIGUR 4-12 KOMPRESSOR-TESTRIGG [31]



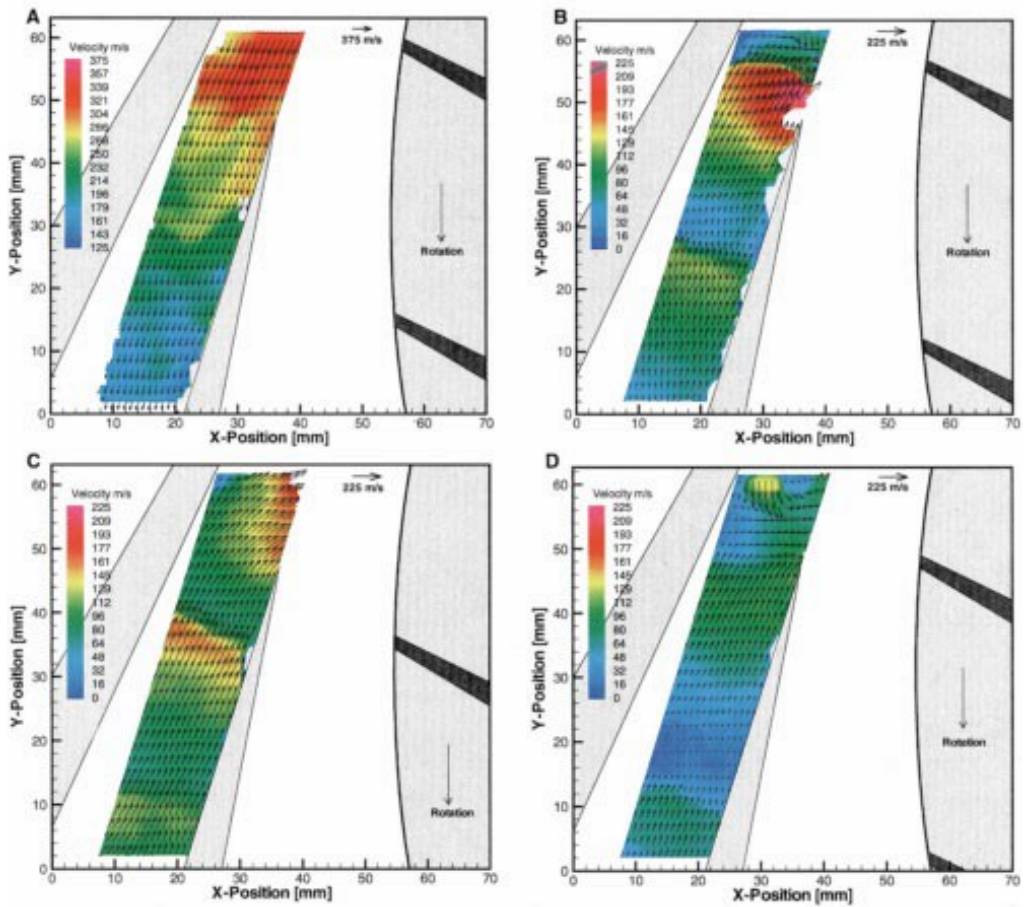
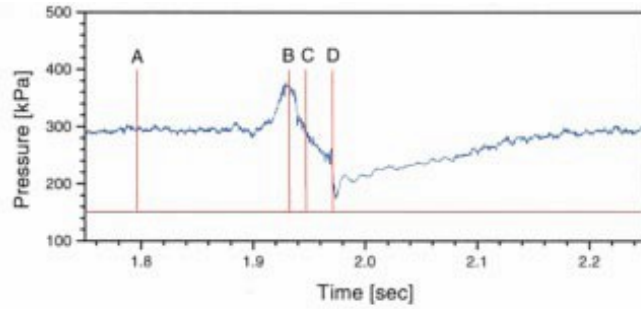
FIGUR 4-13 LYSPLAN OG TRYKSENSORER [31]

I Figur 4-13 sees hullene hvor periskopet kunne settes inn. Hull 2 og 3 ble plassert slik at både trykk og sugesiden i en av diffusorkanalene kunne undersøkes. Ved å endre aksiell posisjon på periskopet (inn/ut) var det mulig å undersøke strømmingen i kanalen fra yttervegg til innervegg. I tillegg ble det også brukt trykksensorer slik at DPIV-målingene og trykkdata ble koordinert for analysen i etterkant. På grunn av stoffets egenskap til ikke å feste seg til overflater, ble aluminastøv oppløst i etanol brukt som sporpertikler.

En elektronisk aksiell encoder ble brukt til å aktivere billedtakingen slik at det ble tatt bilde en gang per omdreining. To bilder ble tatt per rotasjon for 50 rotasjoner og disse ble analysert i etterkant. På grunn av stall sin egenskap til å begynne tilfeldig ble akkvisisjonen av bildene startet manuelt mens man strupte ventilen nedstrøms.

Figur 4-14 viser et av resultatene fra forsøkene. I denne figuren er dataen fra trykksensorene koplet opp mot DPIV-bildene. Akkvisisjonstidspunktet for DPIV-bildene er indikert i trykkdataen. I figuren sees diffusoren til venstre og impelleren til høyre. DPIV-målingene i denne figuren er tatt fra port nr. 3 og er dermed på trykksiden av diffusoren. Øverst til høyre i bildene vises det en referansevektor.

Det første bilde (A) viser en stabil strømning i kanalen. Ved innløpet har strømningen høy hastighet, mens den retarderer kraftig gjennom kanalen. Ifølge forfatterne er dette et tegn på at diffusorkanalen er veldig nær stall. Den retarderte strømningen i diffusorkanalen har en tilstoppingseffekt og forfatterne tror at denne blokkeringen er skyld i trykkoppbygningen som observeres rett før surge. Ved struping av ventilen nedstrøms økte trykket i diffusoren helt til impelleren ikke klarte å levere tilsvarende trykk. Høytrykksfluidet i diffusoren slapp tilbake og inn i rommet mellom impeller og diffusor. Videre så de at hastighetene i det tilbakestrømmende fluidet ble påvirket av passeringen av impellerbladene.



FIGUR 4-14 DPIV-RESULTAT [31]

I (B) vises hastighetsfeltet ved toppunktet i trykkmålingene. Hele diffusorkanalen har reversert strømning og den høyeste hastigheten (225 m/s) befinner seg ved innløpet til diffusoren på trykksiden. Den reverserte strømmingen bøyer av kraftig

ved utløpet og trykkpulsene fra impellerbladet omslutter den avbøyde strømmingen.

I (C) vises surgesyklusen når trykket i diffusoren er lik trykket ved den originale stabile operasjonsmodusen. Den drivende kraften er lavere og det registreres lavere reverserende hastigheter i kanalen, men trykkpulsene fra impellerbladene kan fremdeles observeres.

Bilde i (D) viser bunnen av surgesyklusen. Den drivende kraften for reverserende strømming er i ferd med å avta. En trykkfront skapt av trykksiden på impellerbladet sammen med diffusorkanalen, danner en begrensning for hvor fluidet kan evakuere. Derfor bøyes strømmingen kraftig mot høyre i rommet mellom impeller og diffusor.

Det ble gjort liknende undersøkelser i den andre delen av surgesyklusen hvor trykket bygges opp igjen. I det kompressoren gjenopprettet strømmingen, fyltes det evakuerte rommet i diffusoren opp meget raskt. Det ble observert overlydshastigheter og sjokkbølger i diffusoren. Diffusoren virket som en divergerende dyse og akselererte hastighetene. Trykket økte gradvis og dette var den lengste perioden i surgesyklusen. Etter hvert ble hastighetene lavere som følge av det økte trykket i diffusoren og hastighetene ble subsoniske. Trykket økte gradvis helt til det originale trykket var gjenopprettet.

DPIV-målingene i diffusoren viste ikke hvor fluidet forsvant under den reverserende strømmingen, men trykkmålinger indikerte at den fortsatte videre gjennom impeller og ut utløpet. DPIV-målinger ved innløp på kompressoren bekreftet dette.

4.2.5 TRYKKSENSITIV MALING

Pressure sensitive paint (PSP) er en relativt ny måleteknikk for aerodynamiske eksperimenter. Prinsippet bygger på at fargen til malingen forandres når konsentrasjonen av oksygen i malingen utsettes for endres. Lysintensiteten fra malingen, som er invers proporsjonal med lufttrykket, måles deretter av en

fotodetektor. PSP gir muligheten til å kartlegge overflatetrykket på et objekt med høy posisjonsmessig oppløsning bare begrenset av kapasiteten til fotodetektoren.

En typisk malingsformel består av et luminescerende molekyl og et bindemiddel for å feste belegget til overflaten. Bakdelen med bindemiddelet er at det påvirker diffuseringen av oksygenet i malingen slik at responstiden senkes. Konvensjonelle bindemiddel er som regel polymerbaserte og har responstider opp mot flere sekunder, noe som gjør dem uegnet til å måle de ustabile trykkene i turbomaskineri. Dette har motivert forskning på området og i dag finnes det malinger med responstider ned på millisekunder og strømningsfelt med fundamentale frekvenser så høye som 21 kHz har vært målt med suksess [32].

4.3 IKKE-OPTISKE MÅLETEKNIKKER

Denne kategorien inneholder prober som hot-wire/film anemometer, pitot-prober, høyfrekvente dynamiske trykksensorer og statiske trykksensorer. Selv om prinsippet er det samme som ved normal strømning gjennom kanaler, så introduserer turbomaskineri ekstra utfordringer.

1. Innhenting av data fra måleutstyr på en roterende impeller krever komplekse traversmekanismer på probene og løsninger for overføring av data.
2. Strukturen til strømmingen er ustabil på grunn av periodiske variasjoner forårsaket av posisjonen på bladene til impelleren i forhold til diffusor. Fenomener som stall og surge krever spesielle metoder for analysen av data for å kunne skjelne på dem.

4.3.1 HOT-WIRE OG -FILM ANEMOMETRI

Hot-Wire Anemometry er basert på et prinsipp om at konvektiv varmetransport fra en varmetråd plassert i et strømmende medie er en funksjon av mediets hastighet. Metoden er mye brukt, spesielt i litt eldre eksperimenter som er gjort før PIV og LDV var tilgjengelig. Den fysiske størrelsen på proben er liten og påvirker derfor ikke strømmingen av særlig grad.

For å forklare målemetoden så kan tråden sees på som en tynn sylinder som plasseres vinkelrett i strømningsretningen. Varmetransporten fra varmetråden er da gitt av Kings lov:

$$q = (T_s - T_f)(A_0 + B_0\sqrt{Re}) \quad (4.6)$$

Hvor q er varmetransporten vekk fra tråden, $T_s - T_f$ er forskjellen i temperatur fra fluidet og sylinderens overflate, A_0 og B_0 er konstanter som er avhengig av fluidet og diameteren til tråden. Reynoldstallet er basert på sylinderdiameteren og er definert ved

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (4.7)$$

hvor U er hastigheten til fluidet, D tråddiameteren, ρ tettheten og μ viskositeten til fluidet. Om stråling og konduksjon sees bort fra, og temperaturen til sylinderen holdes konstant, så er den tilførte elektriske energien til sylinderen lik energien som transporteres fra sylinderen til fluidet via konveksjon. Den elektriske energien avgitt i tråden er

$$q = \frac{V^2}{R} \quad (4.8)$$

hvor V er spenningen over sensoren og R er motstanden i sensoren. Ved å kombinere likning 6 til 8 vil følgende likning kunne etableres

$$\frac{V^2}{R(T_s - T_f)} = A_0 + B_0 U^{\frac{1}{2}} \quad (4.9)$$

Motstanden til tråden er avhengig av temperaturen. Ved å holde motstanden konstant, så holdes temperaturen T_s konstant. Om temperaturen til fluidet er konstant så sees det av likning 9 at spenningen V er en funksjon av bare strømningshastigheten U .

Hot wire anemometri basert på en varmetråd med konstant temperatur kalles for konstant-temperatur hot-wire anemometri. For å holde motstanden konstant i

varmetråden brukes en Wheatstone-bru hvor sensoren er en av motstandene i kretsen. I stedet for å holde temperaturen konstant, kan strømmen gjennom varmetråden holdes konstant. Strømmen gjennom tråden er avhengig av temperaturen til tråden, som igjen er avhengig av hastigheten på fluidet. Strømmen holdes konstant ved å seriekoble proben med en mye større motstand. Spenningstapet over sensoren er målesignalet.

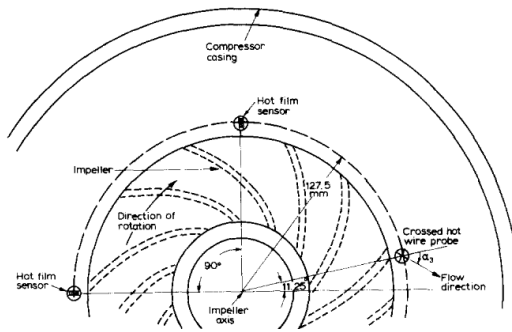
En av de viktigste bruksområdene for hot-wire anemometer er målingen av fluidturbulens. Metoden med konstant strøm i tråden har en svakhet ved at den har veldig lav frekvensrespons og derfor egner den seg dårlig til turbulensmålinger. Frekvenser over noen hundre Hz blir kraftig dempet. Dette kan økes ved hjelp av kompensasjonskretser, men de må justeres nøye for hver probe og strømning. Konstant temperaturmetoden gir frekvensrespons opp mot 400 kHz og er enklere å bruke, derfor er disse mye oftere brukt.

Hot wire sensorer er mye mer sensitiv for tverrgående hastigheter enn de som treffer parallelt med trådaksen. Sensoren kan derfor brukes til å finne retningen på strømningen ved å rotere på den til et toppunkt i hastigheten registreres. Dette fenomenet brukes i tredimensjonale prober med tre akser som registrerer alle komponentene til strømningshastigheten. Tråden som brukes til hot wire-målingene er veldig skjør og kan derfor bare brukes i veldig rene strømninger. Et alternativ er hot film anemometri der en veldig tynn metallplate brukes. Måleelementet er mye større, tåler mer og kan brukes i væsker og skitne gasser [28].

4.3.2 EKSEMPEL PÅ BRUK AV HOT WIRE OG FILM ANEMOMETRY I

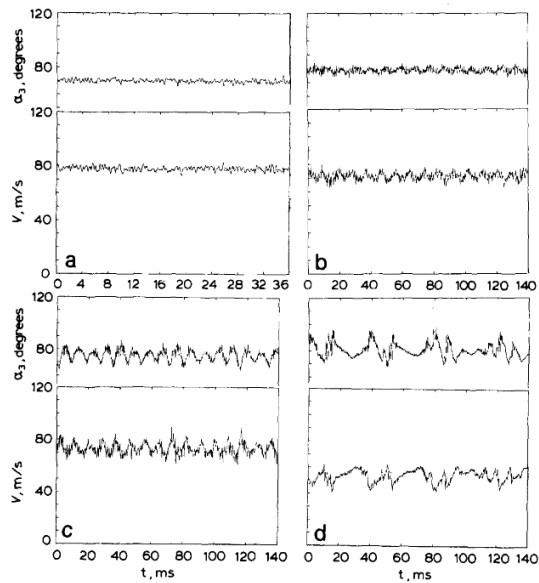
TURBOMASKINERI

P.M. Ligrani et. al. [33] brukte Hot Wire- og Hot Film Anemometry til å undersøke variasjoner i hastighet og hastighetsvinkler under stall og surge. Diffusoren var skovlefri, hadde en dybde på 4,75 mm og ytre radius på 114,2 mm. I testene ble maskinen kjørt på 14 000 o/min, volumetrisk strømning på omtrent $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ og maksimum trykkforhold på 1,15.



FIGUR 4-15 HOT WIRE/FILM POSISJONER [33]

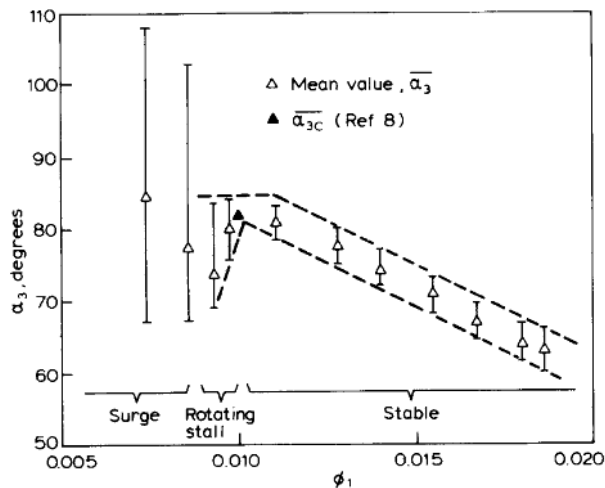
Hot wire- og hot film-sensorer ble plassert midt i innløpet av diffusoren som vist på Figur 4-15. For å kunne måle 2D-hastighetsvektorer var Hot Wire sensoren utstyrt med to tungstentråder. De var orientert slik at planet de utgjorde stod vinkelrett på rotasjonsaksen til impelleren.



FIGUR 4-16 HOT WIRE MÅLERESULTAT [33]

Figur 4-16 viser resultatene fra Hot Wire-sensoren ved fire forskjellige volumstrømmer. På figuren er α_3 vinkelen mellom den momentane absolute

fluidhastigheten og radiell retning. I (a) vises hastighetene og innløpsvinkelen ved normal operasjon uten stall og surge. Vinkelen og hastigheten på fluidet har variasjoner som ifølge forfatterne skyldes bladenes passering av området. I (b) opererte kompressoren ved en volumstrøm som var nær området for roterende stall og det kan tydelig sees at amplitudene for både hastigheten og vinklene er større. Det som også kan sees er at den gjennomsnittlige hastigheten minker og den gjennomsnittlige vinkelen øker fra (a) til (b) når volumstrømmen reduseres. I (c) var det utviklet roterende stall-celler og både hastigheten og vinkelen varierte mer. Av grafen sees det at hastigheten og vinkelen ikke er i fase med hverandre. Vinkelen når et maksimum (mer tangentiell) når hastigheten synker. Forfatterne mente dette kunne skyldes oppbygningen av grensesjikt langs diffusorveggene, da den radielle komponenten i hastigheten vil øke som følge av blokkeringseffekten grensesjiktet har. I (d) opererte kompressoren i surge. I dette tilfellet har både hastighets- og vinkelendringene mye lavere frekvens enn roterende stall, og de er i fase. I figuren kan det sees at vinkelen i noen områder er over 90 grader, som indikerer at strømmingen er reversert.



FIGUR 4-17 HASTIGHETSVINKEL SOM FUNKSJON AV STRØMNINGSKOEFFISIENT [33]

Ved å plote vinkelen på den absolutte hastigheten inn i diffusoren som funksjon av strømningskoeffisienten kunne de observerte noen interessante egenskaper. I figuren sees de midlere verdiene som hvite trekkanter, mens maksimum- og

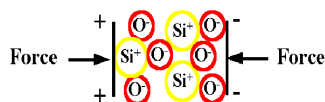
minimumsverdier er de stiplede linjene. Vinkelen øker (mer tangentiell) for minkende volumstrøm og økningen er lineær frem til stallcellene dannes. Ved roterende stall er den maksimale verdien på vinkelen konstant, mens den minimale synker. Ved surge konstaterte de at både midlere-, maksimum- og minimumsverdiene varierte kraftig. Forfatterne mente at grunnet vinkelens lineære natur ville den være en god indikasjon på hvor forestående stall er.

4.3.3 TRYKKPROBER

Høyfrekvens trykkprober har vært brukt til å måle ustabile trykkfluktuasjoner i både roterende og stasjonære referanserammer. De har typisk en eller flere piezoresistive (for eksempel strekkklapper festet på en membran) eller piezoelektriske trykk sensorer. Disse er installert i flush, på en probe, rørvegg, diffusorvegg eller på et blad. Ved å montere flere sensorer på et hode kan man måle statisk og totalt trykk samtidig, men størrelsen på en slik probe påvirker strømmingen og målingene vil ikke være nøyaktig [34].

4.3.3.1 DYNAMISKE TRYKSENSORER

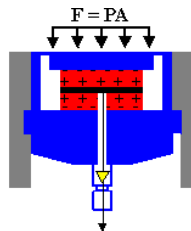
De høyfrekvente dynamiske trykksensorene brukt i denne oppgaven er basert på effekt som kalles for piezoelektrisitet. Et piezoelektrisk materiale som utsettes for krefter slik at gitterstrukturen i piezokrystallet deformeres, genererer et elektrisk potensiale mellom overflatene til krystallet.



FIGUR 4-18 DEFORMERT QUARTZKRYSTALL [34]

Figur 4-18 viser hvordan omrokkingen på oksygen- og silikonatomene i et quartzkrystall lager et elektrisk potensial. Det finnes flere typer piezoelektriske materialer med forskjellige egenskaper og de kommer i flere størrelser og fasonger. I Figur 4-19 vises en typisk konfigurasjon for trykktransduser. Mellom det

piezoelektriske materialet og fluidet er en membran som overfører kreftene til føleelementet (i rødt).



FIGUR 4-19 PIEZOELEKTRISK TRYKKTRANSDUSER [34]

Disse sensorene deles i hovedsak opp i to grupper. En der sensoren har elektronikk internt og en som har elektronikken eksternt. Elektronikken i begge tilfellene har samme funksjon; omforming fra høy impedans- til lavimpedanssignal, signalforsterkning/demping og filtrering. Fordelen med å ha elektronikken internt er at signalet fra sensoren er ferdigbehandlet og omgjort til lavimpedanssignal. Dette kan kobles direkte på avlesningsutstyr, signalet har større resistens mot forstyrrelser gjennom kabler og karakteristikken til sensoren er uavhengig av spenningen til forsyningstrømmen. Bakdelen er at den interne elektronikken ikke tåler like tøffe miljø som selve transduseren og derfor kan ikke denne metoden alltid benyttes.

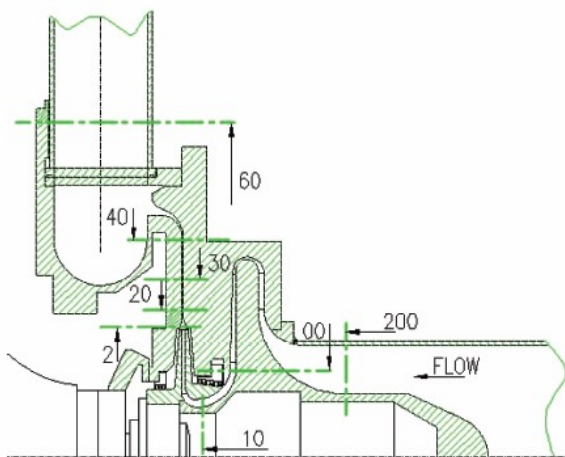
Sensorer som ikke har intern elektronikk er avhengig av eksternt behandling av signalene før de gir fornuftig informasjon. Den eksterne behandlingen krever mer avansert utstyr enn om signalet hadde vært behandlet internt i sensoren. Høyimpedanssignalene fra sensoren er mer sensitive mot ytre forstyrrelser som kabelbevegelse og elektromagnetiske bølger. Karakteristikken til sensoren (frekvens og sensitivitet) er variabel da den eksterne elektronikken kan benyttes til å endre denne.

Piezoelektriske trykksensorer (både med og uten intern elektronikk) kan bare måle dynamisk trykk, dvs. endringer i trykk. Som nevnt genereres et potensialforskjell i

krystallen idet den deformeres. Denne spenningen forsvinner gradvis over tid pga. av elektrisk lekkasje i kretsene. Hvor fort spenningen synker til null, er avhengig av isolasjonen i kretsen. Om sensoren utsettes for et konstant trykk forsvinner derfor spenningen og målingene vil etterhvert gå mot null. Dermed er den målte spenningen ikke representative av det trykket som sensoren utsettes for [35].

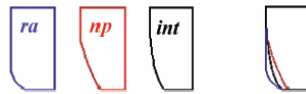
4.3.4 EKSEMPEL PÅ BRUK AV TRYKKSENSORER I TURBOMASKINERI

G. Ferrara et. al. [9] benyttet høyfrekvente trykksensorer til å undersøke innvirkningen av kompressorens geometri på stallkarakteristikken. I testen benyttet de seg av sistesteget til en høytrykkskompressor beregnet til å levere opp til 600 bars trykk. Diffusoren var skovlefri, impelleren hadde 2D-design og deksel. Endringene i stallkarakteristikken ble observert med hjelp av trykksensorene. Diffusorbredden, innsnevringen ved diffusorinnløpet og diffusorforholdet ble endret mellom testene.



FIGUR 4-20 TESTKOMPRESSOR [9]

I følge forfatterne er det vanlig praksis å endre diffusorbredden og innsnevring geometrien for å øke diffusorstabilitet. De testet derfor tre diffusorbredder og tre geometrier ved innløpet av diffusoren.



FIGUR 4-21 INNSNEVRINGSGEOMETRIER VED DIFFUSORINNØP [9]

I Figur 4-21 vises de tre geometriene på innløpet til diffusoren som ble testet. Ra-geometrien med en rask innsnevring formet som en kvart sirkel, np med en slakere og lineær innsnevring og tilslutt en kombinasjon av de to første; int. I tillegg testet de to diffusorforhold på 1,3 og 1,7.

Tabell 4-1 viser posisjonen til de dynamiske trykksensorene som ble brukt til å identifisere stallbegynnelse, utvikling og karakteristikk. De var av typen PCB® piezoelectric sensor med en egenfrekvens på 350 kHz.

TABELL 4-1 SENSORPOSISJONER

Posisjon	Antall	Mellomrom
Impeller innløp	2	90°
Diffusor innløp	3	45°
Diffusor midler radius	2	45°
Diffusor utløp	3	45°

Frekvensanalyser av trykksignalene ble brukt til å identifisere utviklingen av stallceller i maskinen. Siden de hadde sensorer plassert fra impellerinnløp til diffusorutløp hadde de mulighet til å identifisere hvilken komponent i systemet som var kritisk i forhold til stall.

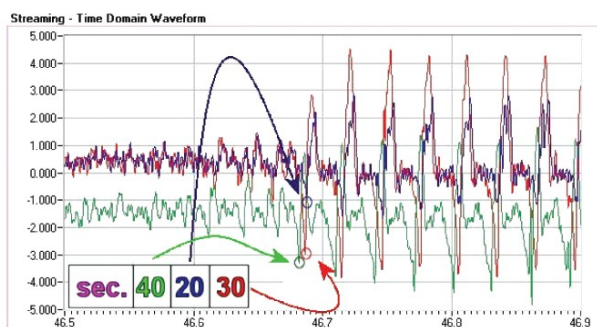
For alle konfigurasjoner var diffusoren den kritiske komponenten i systemet og stallfrekvensene lå på rundt 20-40 % av rotorfrekvensen. Diffusorforhold på 1,7 ga alltid roterende stall i diffusoren, med unntak av en diffusorbredde på 1,4 mm der maskinen gikk rett inn i surge. Da innløpsgeometri av typen “np” ble brukt, registrerte de noe de kaller for “hyper roterende stall” med et frekvensforhold på 1,68 i forhold til rotasjonsfrekvensen til impelleren. Denne typen for roterende

stall hadde de ingen forklaring på, men den er observert i tidligere eksperiment [36]. Ved diffusorforholdet 1,3 begynte stall ved høyere volumstrømmer, men diffusoren var fortsatt den kritiske komponenten og stallfrekvensene var uforandret.

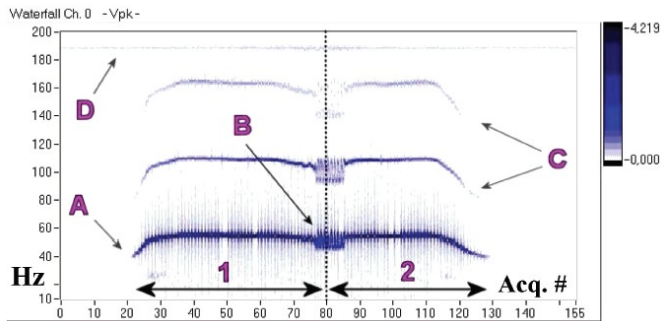
Sensorene plassert ved forskjellige posisjoner gjorde det mulig å bestemme hvor utbredt stallfenomenet var i maskinen. Den angulære forskjellen i posisjon ved samme radius gjorde det også mulig å bestemme antall celler stallcellen bestod av ved å dele fasedifferansen på signalet fra sensorene på deres angulære differanse i posisjon. Forfatterne opplyser at denne typen analyse bare er gyldig om stallcellen kan antas å være et fast legeme med neglisjerbar deformasjon. I deres tester bestod stallcellene stort sett av to rigide celler som roterte ved de hastighetene gjengitt i forrige avsnitt.

Figur 4-22 viser signalene fra tre trykksensorer plassert ved forskjellige lokasjoner i maskinen (ref. Figur 4-20). I denne figuren var signalene loggført over tid mens volumstrømmen reduseres. Det var en tydelig endring i signalet da maskinen gikk fra stabil operasjon til stallcellene begynte å formes. Av grafene kan det også sees at stall først ble registrert i seksjon 40, som indikerer at fenomenet startet der.

De benyttet seg av frekvensanalyse for å dokumentere karakteristikken til stall og surge ved de forskjellige geometriske konfigurasjonene. Ved å lage intensitetsgrafer så de utviklingen fra normal operasjon til stall og surge ved struping av volumstrømmen.



FIGUR 4-22 SIGNAL FRA TRYKSENSOR [9]

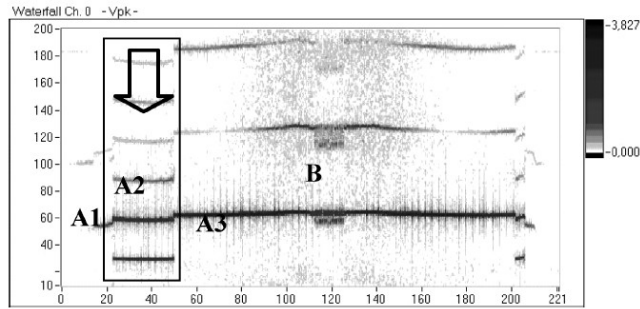


FIGUR 4-23 INTENSITETSGRAF [9]

Figur 4-23 er en slik graf fra eksperimentet. Den vertikale aksene er frekvens, horisontale er tidsaksene og intensiteten er amplituden. I grafen er også punkter av interesse merket med bokstaver. I punkt A begynner stall, B er surge, C er harmoniske frekvenser til A og D er frekvensen til impelleren. I (1) strupes ventilen og i (2) åpnes den.

Ut i fra testene og analysen fra trykksensorene kunne de konkludere med at innsnevringgeometrien ikke påvirket utviklingen av stall. Diffusorbredden påvirket heller ikke utviklingen av stall, med unntak av en diffusorbredde på 1,4 mm som ga roterende stall i impeller først. Turtallet på impelleren skalerte bare stall-frekvensen, utviklingsforløpet til stall var upåvirket og forholdet mellom impeller- og stallfrekvens var omtrent konstant. For alle konfigurasjonene observerte de stallceller bestående av to celler.

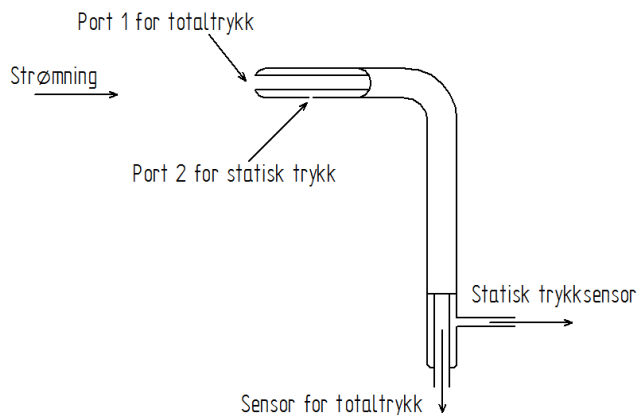
En faktor som viste seg å spille stor rolle på karakteristikken var diffusorforholdet. Det minste forholdet (1,3) ga et uventet frekvensspekter som skilte seg fra det større forholdet (1,7). Forfatterne mente dette skyldtes hastighetene ut av diffusoren. I den mindre diffusoren er det mindre friksjon, og dermed er den absolutte tangentielle hastigheten større, mens den absolutte hastighetsvinkelen (målt i forhold til tangentiell retning) blir mindre. Dette kan medføre kritiske hastigheter spiralhuset slik at dette blir den kritiske komponenten med medfølgende endring i karakteristikken.



FIGUR 4-24 KARAKTERISTIKK VED DIFFUSORFORHOLD 1,3 [9]

4.3.5 PITOT- OG PITOT-STATISKPROBER

Pitot-statiskprober er et veldig vanlig instrument brukt til å måle hastigheter i strømningsfelt, både væske og gass. Proben plasseres parallelt med strømmingen og i området der hvor hastigheten skal måles. Det er to kanaler i proben med åpning mot strømmingen hvor port 1 måler totaltrykket og port 2 det statiske trykket.



FIGUR 4-25 PITOTRØR

Figur 4-25 viser en prinsippskisse av et pitotrør. Port 1 har åpningen rettet normalt på strømmingen og port 2 har åpningen parallelt med strømmingen. Strømmingen stoppes opp helt ved port 1 og det antas at hastigheten på strømmingen ikke påvirkes av proben ved port 2. Forskjellen på det målte statiske- og totaltrykket kan benyttes i Bernoullis likning til å beregne hastigheten:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + gZ_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + gZ_2 \quad (4.10)$$

hvor venstresiden er for port 1 og høyresiden for port 2. Ved port 1 vil hastigheten på strømmingen være lik null ($V_1 = 0$) og ved omforming fåes:

$$V_2 = C \sqrt{\frac{2[(P_1 + g\rho Z_1) - (P_2 + g\rho Z_2)]}{\rho}} \quad (4.11)$$

hvor C er en korreksjonsfaktor for det faktum at hastigheten ved port 2 er høyere enn de ville vært om pitotrøret ikke hadde fortrenget et volum. Korreksjonsfaktoren bestemmes ved kalibrering, men kan ofte også hentes fra sensorprodusenten. Ligningen er gyldig for strømminger med væske og gasser ved lave hastigheter. For gasser er vanligvis Z neglisjerbar.

Pitotproben fungerer nesten som pitot-statiskproben, men det totale og statiske trykket måles ved separate lokasjoner. Som regel måles det statiske trykket i veggene som omslutter strømmingen og proben måler bare totaltrykket. Fordelen er at proben blir mye mindre og brukes ofte når høy oppløsning på måleposisjonen kreves.

Et problem med begge typene er at aksene til proben må være orientert parallelt med strømmingen. Ved en forskyvning på mer enn 5% vil måleresultatene være unøyaktige [28]. Det er utviklet prober for å motvirke denne bakdelen og en mye brukt variant i turbomaskineri er fem-hullsproben hvor hullene er plassert rundt et hode og har forskjellige vinkler mot strømmingen. Disse probene har muligheten til å måle alle tre hastighetskomponentene. Frekvensresponsen til slike prober er generelt sett lav.

4.4 VISUALISERING AV VÅTGASS

Visualisering av våtgasskompresjon krever en teknikk som er robust mot væskedråper, har høy frekvensrespons og liten påvirkning på selve strømmingen.

Basert på suksessen til LDV i turbomaskineri og de kompakte løsningene som finnes, ble denne teknikken utprøvd på kompressor-testriggen ved NTNU. LDV-systemet var av typen “Flowexplorer Mini LDA” levert av Dantec Dynamics.



FIGUR 4-26 FLOWEXPLORER MINI LDA [37]

Målingene ble gjort i diffusoren gjennom et innsynsvindu mens kompressoren sugde inn tørrgass. Selv med tørrgass viste det seg at systemet ikke klarte å registrere hastighetene inne i diffusoren. Utsendingen fra Dantec Dynamics mente at det skyldes tykkelsen og kvaliteten på glasset som står i veggen til diffusoren. For det blotte øyet sees det gjennom glasset klart og tydelig, men spredningen av laserlyset inne i glasset kan være for stor.



FIGUR 4-27 UTPRØVING AV LDA

Løsningen vil være å sette inn et bedre og kanskje tynnere glass. Men siden LDA er så sensitivt for glasskvaliteten, så er det usannsynlig at denne måleteknikken vil fungere med våtgass, der strømmingen danner væskefilm langs diffusorveggene.

PIV vil lide den samme skjebnen med at fotograferingen av partiklene i laserfeltet vil være skjult av væskefilmen. I tillegg vil dråpene spre laserlyset som kan medføre ytterligere komplikasjoner. Laserplanet som benyttes i PIV må også ligge parallelt med strømmingen som skal måles. Skal PIV nyttes på denne kompressorriggen må spesielløsninger som beskrevet i kap. 4.4.2 til. Grunnet usikkerheten rundt PIVs anvendelighet og behovet for modifikasjon av testriggen anbefales ikke denne metoden.

Trykksensitiv maling er en enkel og billig metode til å visualisere trykkfeltet langs overflater. Det kan tenkes diffusorveggen bak innsynsglasset med et lag av slik maling vil kunne gi bilde av trykket i diffusoren med veldig høy oppløselighet. For tørrgass ville denne metoden antakelig gi et effektivt resultat, men siden intensiteten på malingen er bestemt av oksygenkonsentrasjonene ved overflaten vil væskefilmen påvirke disse resultatene i stor grad.

Hot-wire-teknikken er veldig utsatt for forurensninger i strømmingen og vandrdåpene vil antakelig ødelegge de skjøre trådene. Hot-film er mer robust, men både hot-wire og hot-film vil få et belegg av vandrdåper på seg. Energien gjennom tråden og filmen vil gå til å fordampe dette vannet, som samtidig senker temperaturen på tråden/filmene. Dette resulterer i at hastighetene som beregnes blir alt for store. Det er mulig denne effekten kan taes hensyn til, men det er i seg selv et stort prosjekt å beregne og uten for rekkevidden til denne oppgaven.

Små pitot-rør plassert inne i diffusoren kan gi gode målinger av tørrgassstrømmingen uten å påvirke strømmingen i stor grad. Et pitot-rør vil også forbigå problemet med væskefilmen på innsiden av diffusorveggene. Spesielt innløpsvinkelen til diffusoren, som er en så viktig parameter for ustabiliteter i skovleløse diffusorer, kunne blitt målt. Men pitot-prober er og sensitive for forurensninger i strømmingen, da disse kan tette igjen de små hullene i proben. Ved våtgassstrømninger vil vann enten stenge for eller trenge inn i hullene og potensielt fylle dem. Fly opererer ofte i våte omgivelser og bruker pitot-rør til å beregne hastigheten. De løser dette problemet med å varme opp pitotrørene slik at

vann og annen forurensning fordampes eller brenner opp. Benyttes denne metoden i diffusoren vil den omliggende strømmingen varmes opp, utvides og resultere i en økt hastighet. I istedenfor kan et "flush"-system som med jevne mellomrom blåste kanalene i pitot-røret rent tenkes å fungere. Siden dråpene i strømmingen er spredt, vil det ta litt tid før dråpene treffer hullene i pitot-røret. I dette tidsintervallet med tørt pitotrør er det mulig at hastighetene kan måles. Denne idéen kom sent i prosjektet og grunnet tidsfrist for innlevering ikke forsøkt gjennomført.

Dynamiske trykksensorer har vist seg å kunne karakterisere strømmingen i kompressoren [9]. Ved hjelp av avanserte analyseverktøy er det mulig å visualisere trykkforholdene langs diffusorveggen. Tidligere eksperiment har vist at de dynamiske trykksensorene påvirkes av våtgassen og gjør analysen betydelig vanskeligere [1, 26]. I denne oppgaven ble det likevel bestemt å benytte seg av dynamiske trykksensorer plassert i diffusoren. Avgjørelsen ble tatt på bakgrunn av eksisterende eksperimentelt utstyr, gjennomførbarheten i den tidsbegrensede perioden prosjektet har tilgjengelig og sannsynligheten for et brukbart resultat.

5 EKSPERIMENT

I forsøket som presenteres i denne rapporten benyttes en sentrifugalkompressor-rigg designet til forskning på våtgasskompresjon ved Norges teknisk- og naturvitenskapelige universitet. Rikken består av en ett-trinns sentrifugalkompressor med et rett aksielt innløpt. Testriggen har vært brukt til forskning siden 2009, og i 2010 benyttet Grüner et. al. [26] riggen til å undersøke ustabiliteter ved våtgass som arbeidsmedium. Siden da er det satt inn ny impeller med større diameter. Dette har ført til geometriske modifikasjoner og testresultatene i dette eksperimentet er derfor forventet å avvike en del fra Grüners resultat.

5.1 TESTRIGG

Impelleren drives av en elektromotor med maksimal effekt på 450 kW ved 11 000 o/min. Manuell stenging og åpning av en spjeldventil nedstrøms maskinen sørger for regulering av volumstrømmen.

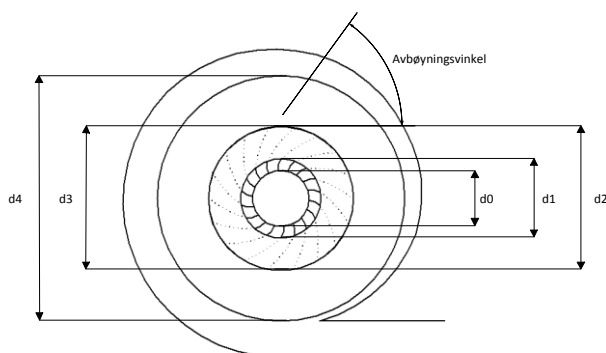
Innsprøytingen av vann foregår i en innsprøytingsmodul plassert rett før kompressorinnløpet. Flere dyser fordelt i omkretsen til modulen og med en vinkel innover i røret, gir en jevn fordeling av vann inn i kompressoren. Kompressoren består av en industriell sentrifugalkompressor beregnet for tørrgass. Ny impeller ble satt inn i 2011 og geometrien er gitt i Tabell 5-1⁵ og rørarrangementet i Tabell 5-2.

TABELL 5-1 KOMPRESSORGEOMETRI

Geometri	Dimensjon
Impeller innløpsdiameter, d_0	178 mm
Impeller innløpsdiameter, d_1	250,2 mm
Impeller utløpsdiameter, d_2	454 mm

⁵ Målt manuelt, da datablader for geometriene og rørføring ikke ble gjort tilgjengelig.

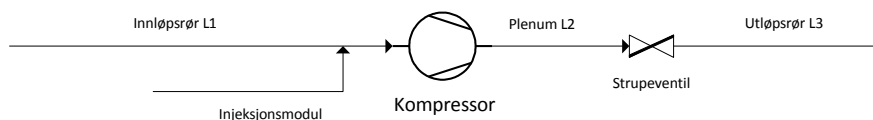
Impeller utløpsbredde, b_2	14 mm
Avbøyningsvinkel på impellerblad	50°
Antall blader	18
Diffusorinnløp, d_3	456 mm
Diffusorforhold	1,7
Diffusorbredde, b_3	14 mm
Diffusortype	Parallell



FIGUR 5-1 KOMPRESSORSKISSE

TABELL 5-2 RØRARRANGEMENT

Rørstykke	Lengde, l	Diameter, d_i
L1	6,8 m	250 mm
L2	1,3 m	110 mm
L3	5,0 m	130 mm



FIGUR 5-2 RØRARRANGEMENT

Et anslag for Helmholtz-frekvensen til dette systemet kan beregnes ved likning (3.4) om kompressoren og strupeventilen sees bort ifra. Totalt volum på

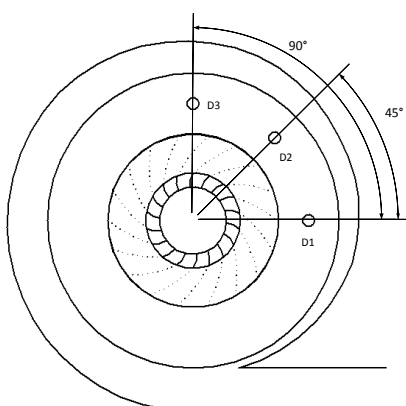
rørssystem deles på den totale lengden for å få et veid gjennomsnittareal for rørlengdene. Plenumvolumet er definert til å være volumet mellom kompressoren og strupeventilen. Trykk og temperatur brukt til å beregne tettheten på luft og lyd hastigheten er tatt fra toppen av karakteristikken til de respektive gassmassefraksjonene.

TABELL 5-3 HELMHOLTZFREKVENS OG B-PARAMETER VED 7500 RPM

GMF	GVF	Helmholtzfrekvens [Hz]	B-Parameter
1	1	529	0,54
0,8	0,999	396	0,72
0,65	0,998	333	0,86

5.2 INSTRUMENTERING

Instrumenteringen brukt i denne oppgaven består av dynamiske og statiske trykksensorer, temperatursensorer og en måleskive. De dynamiske trykksensorene er av typen Kistler 7001 med en egenfrekvens på cirka 70 kHz. Siden disse ikke har innvendig elektronikk (se 4.3.3.1) brukes signalbehandlere av typen 5064B21 også levert av Kistler. Trykksensorene er plassert midt i diffusoren med 45° mellomrom og plant med diffusorveggen på dekselsiden.



FIGUR 5-3 PLASSERING AV DYNAMISKE SENSORER

Figur 5-3 viser plasseringen i diffusoren med tilhørende navn som blir brukt i rapporten. Statistiske trykksensorene ble brukt til å måle innløpstrykk og differentialtrykket over kompressoren. Målskiven er plassert før innløpet til kompressoren og brukes til å beregne massestrømmen (Vedlegg I). Trykksensorene opererte med en samplingsrate på 20 kHz, mens temperaturen ble målt én gang per sekund. Vannmengden injisert i kompressoren ble målt med induktive strømningsmålere.

5.3 FREMGANGSMÅTE

I eksperimentet ble kompressoren kjørt på et fast turtall med tre forskjellige gassmassefraksjoner (GMF). Ved å strupe nåleventilen nedstrøms ble gassvolumstrømmen gjennom maskinen gradvis redusert. Siden vannmengden injisert var konstant førte dette samtidig til en gradvis reduksjon av GMF.

Stabile driftspunkt ble loggført i omtrent tre sekunder. Da volumstrømmen nærmet seg lave verdier og faren for ustabiliteter økte, ble ventilen kontinuerlig og sakte stengt med fortløpende loggføring. Ventilen ble åpnet og målingene avsluttet da ustabilitetene ble så voldsomme at det kunne føre til skader på maskinen.

Alle testene ble gjort ved 7500 o/min, mens GMF var justert til 1, 0,8 og 0,65.

TABELL 5-4 TESTMATRISE

Turtall (o/min)	7500		
Volumstrøm (m³)	0,8 – 0,2		
GMF	1	0,8	0,65

Tørrgassresultatene ble sammenlignet med tidligere eksperiment på sentrifugalkompressorer. Våtgassresultatene ble sammenlignet med resultatene fra tørrgass. Frekvensanalyser ble gjort ved hjelp FFT som beskrevet av S. Dahl [1], med inputparametere i Tabell 5-5.

TABELL 5-5 FFT-PARAMETERE

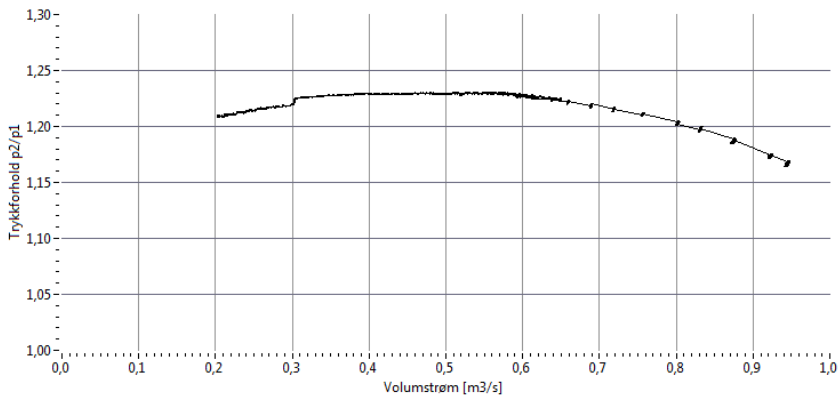
Vindu-lengde	1 sekund
Vindutype	Hanning
Overlapp	0 %

5.4 RESULTAT

I dette kapitlet presenteres resultatene fra forsøkene ved tørrgass, GMF 0,8 og GMF 0,65. Det blir og gitt en beskrivelse av de observasjonene som ble gjort mens forsøkene ble gjennomført.

5.4.1 TØRRGASS

Tørrgasstesten ble kjørt først for å sikre helt tørre testforhold.



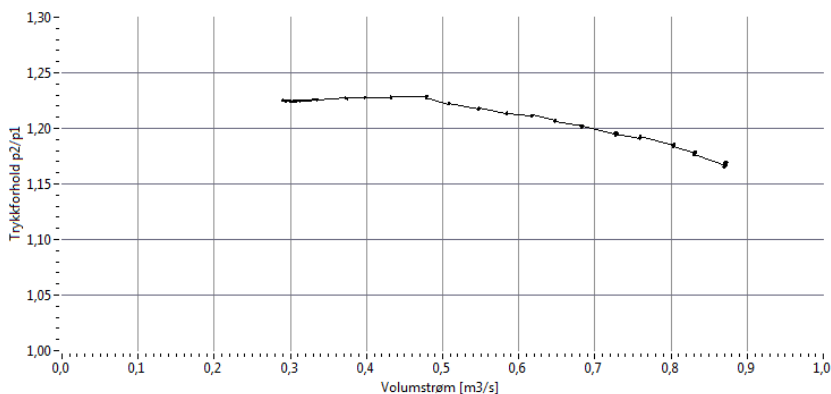
FIGUR 5-4 TØRRGASSKARAKTERISTIKK

Figur 5-4 viser karakteristikken bygget med rådataen fra tørrgasstesten. Denne testen ble delt i to da loggfilene etterhvert ble veldig stor, men dataen fra begge testene er plottet i figuren. De stasjonære målepunktene synes tydelig i grafen som sorte prikker med tynne streker mellom.

På selve karakteristikken er det vanskelig å identifiserer noen form for ustabiliteter, utenom det plutselige trykktapet ved $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ og litt større trykk-

fluktuasjoner rundt $0,6 \text{ m}^3/\text{s}$. På datasystemet installert ved testtriggen ble det sett ustabiliteter på FFT-spektrogrammet rundt $0,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Ved $0,4 \text{ m}^3/\text{s}$ forsvant ustabiliteten og det opplevdes en stabil operasjonsmodus frem til $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$. Ved ytterligere struping økte amplituden til ustabilitetene og testen ble stoppet for å unngå skader på maskinen.

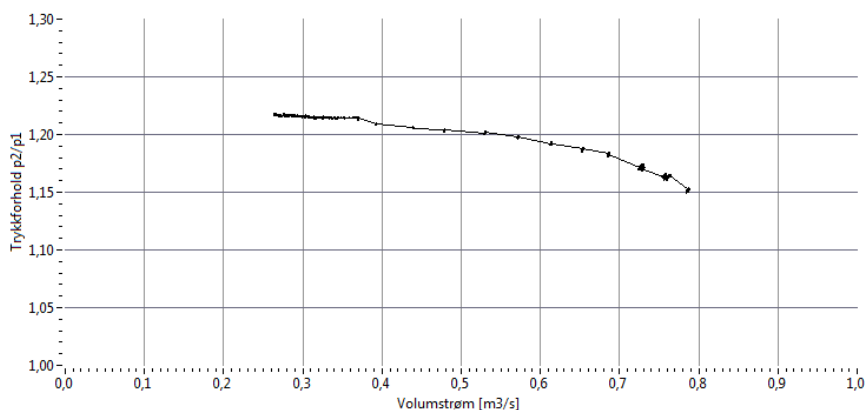
5.4.2 VÅTGASS



FIGUR 5-5 GASSMASSEFRAKSJON 0,8

Figur 5-5 viser karakteristikken fra testen med gassmassefraksjon 0,8. Denne karakteristikken er bygget fra én loggfil der stengningen av ventilen ble gjort kontinuerlig og gradvis ved de laveste volumstrømmene. I Tabell 5-3 illustreres hvor lite GVF endres i disse testene, og derfor er karakteristikken ikke korrigert for volumstrømmen vannet utgjør.

Det ble ikke observert noen ustabiliteter med instrumenteringen, men ved visuell observasjon ble det sett vann sprute ut innløpet ved lav volumstrøm. Ved ytterligere struping økte den reverserte strømmingen og testen ble stoppet for å bevare maskinen.



FIGUR 5-6 GASSMASSEFRAKSJON 0,65

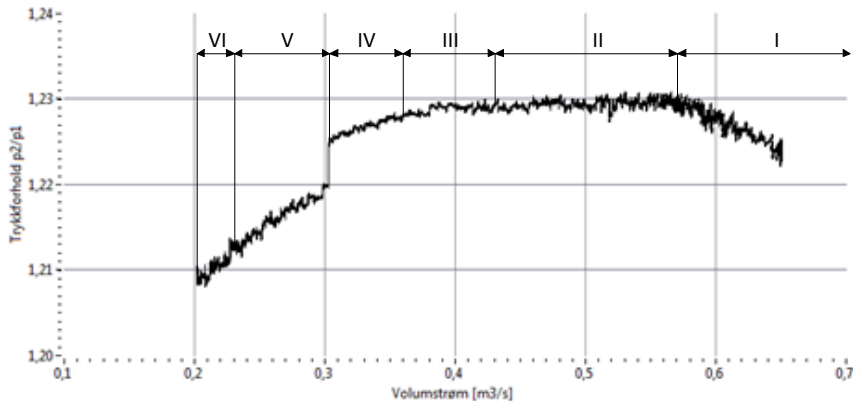
Figur 5-6 viser karakteristikken fra testen med gassmassefraksjon 0,65. Denne testen ble veldig lik testen med GMF på 0,8, da det ikke ble observert noen ustabiliteter på instrumenteringen. Vannsprut ut innløpet ble i dette tilfellet også observert ved de laveste volumstrømmene.

5.5 DISKUSJON

I dette kapitlet diskuteres og presenteres de resultatene som er kommet frem ved etterbehandlingen av rådataen innhentet ved forsøkene.

5.5.1 TØRRGASS

FFT-analysen av rådataen fra de dynamiske trykksensorene i diffusoren viste flere karakteristiske trekk i frekvensspekteret. Figur 5-7 er toppen av karakteristikken fra tørrgastesten og er delt inn i flere soner basert på funn gjennom frekvensanalyser. Frekvensanalysene for tørrgass er lagt ved i appendiks A.1.



FIGUR 5-7 USTABILITETSOMRÅDER FOR TØRRGASS

Basert på frekvensanalysene kan karakteristikken deles inn i minst seks områder. Figuren ovenfor viser disse og en beskrivelse av områdene følger:

- I. Stabilt operasjonsområde. Eneste frekvensen som gir et betydelig utslag er 125 Hz, som er frekvensen til impelleren ved 7500 o/min. Denne frekvensen er et resultat av konsentrisk vektfordeling i den roterende massen. Toppene ved frekvensen 1 og 2 Hz er et resultat av "leakage" fra 0 Hz. 0 Hz-frekvensen finnes i spekteret fordi trykksignalene fra sensorene ikke er fordelt rundt 0. Dette fører til et "DC"⁶-signal over nullpunktet.
- II. Ved $0,57 \text{ m}^3/\text{s}$ kan den første antydningen til en stallcelle identifiseres. Frekvensen ligger på 111 Hz, men øker i frekvens ved ytterligere struping av ventilen.
- III. I dette punktet har den tidligere stallcellen smeltet sammen med impellerfrekvensen, men uten at amplituden til 125 Hz viser noen endring. Denne perioden er tilsynelatende stabil uten noen form for roterende stall.

⁶ Fra engelsk "direct current". Referanse til likestrøms konstante spenningspotensiale (0 Hz).

- IV. Det er en antydning til en ny stallcelle i frekvensanalysen, men med lavere frekvens enn den forrige. Denne frekvensen viser samme akselererende tendensen.
- V. I frekvensspekteret sees en plutselig økning i amplituden rundt 90 Hz som sammenfaller med det plutselige trykktapet sett i kompressorkarakteristikken.
- VI. Ytterlig struping av strømmingen fører til flere framtreddende frekvenser og et generelt mer støyende spekter.

At det første tegn til ustabiliteter viser seg ved toppen av kompressorkarakteristikken er i overensstemmelse med definisjonen på aerodynamiske ustabiliteter presentert av Pampreen et. al. i [38]. Det stabile operasjonsområde mellom de ustabile, har vært observert i tidligere eksperiment [13].

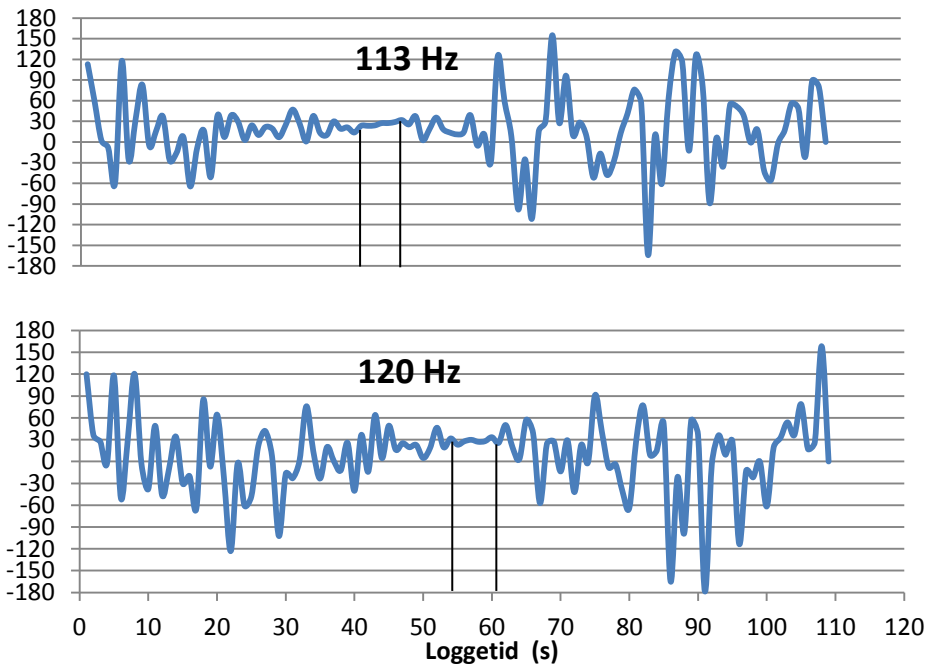
Den neste delen av karakteristikken (IV) er mye brattere og har et positivt stigningstall, som fører til etablering av en ny stallcelle. Denne stallcellen har en lavere frekvens som indikerer en lavere hastighet. Som vist i Figur 3-8 synker hastigheten til stallcellene ved økende antall. Det kan bety at antallet celler i dette tilfellet har økt. Fra samme forsøk denne figuren stammer fra ble det også observert økende antall celler med synkende volumstrøm. Dette virker logisk da flere celler vil fortrenge større volum i kompressoren og gi den resterende strømmingen høye nok hastigheter til å opprettholde en gjennomsnittlig positiv hastighet gjennom kompressoren.

Trykkfallet rundt $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ kan ikke forårsakes av noe annet enn at gassvolum oppstrøms maskinen slipper ut innløpet gjennom maskinen. På grunn av det lille volumet nedstrøms, har gassen i dette tilfellet antakelig ikke nok moment til å skape oscillerende surge, og en modus hvor store deler av kompressoren er stallet blir i stedet resultatet.

Amplituden på stallcellene i II og IV er av relativ lik størrelse, mens cellen i VI har mye større amplitude. Det kan bety at de dynamiske trykksensorene i

operasjonsmodusene II og IV ikke er i direkte kontakt med stallcellen, men bare føler på en aerodynamisk konsekvens av stall en annen plass. Det er tydelig av operasjonsmodusen i V og VI er veldig ustabil og antakelig strekker seg langs hele den radielle retningen i diffusoren.

Den akselererende tendensen til stallcellene ble og observert av Ferrera et. al. [9], uten at de nevner det i noen særlig grad. Det er heller ikke lyktes i å finne andre tilfeller hvor dette er diskutert og årsaken kan dermed bare spekuleres i. Roterende stall er, som nevnt tidligere i rapporten, en konsekvens av påvirkningen stallcellen har på omliggende strømming. Ved minkende strømming er det vist at volumet stallcellene opptar øker. Det kan tenkes at dette øker påvirkningen av nabostrømming slik at de stallede regionene stabiliseres hurtigere, og at separasjonen av grensesjiktet i de ustallede regionene også skjer hurtigere.

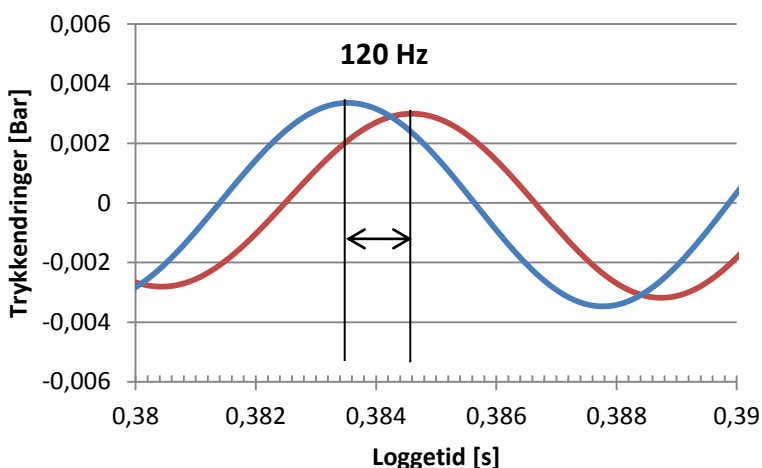


FIGUR 5-8 FASEFORSKYVNING I ROTERENDE STALL

Datagrunnlaget til figuren ovenfor er sammenligning av fasene til signalet fra trykksensorene D1 og D2. Grafene viser faseforskjellen mellom disse to sensorene ved to forskjellige frekvenser. Relativt flate områder i forhold til resten sees i

begge grafene. Ved 113 Hz starter dette området ved rundt 40 sekunder inn i loggfilen, mens ved 120 Hz stabiliseres den ikke før noen og femti. Sammenlignes disse grafene opp mot Figur 8-1 sees det at områdene sammenfaller med den akselererende stallcellen identifisert mellom 110 og 125 Hz.

Som beskrevet tidligere i oppgaven har eksperiment vist at stallcellen kan sees på som et roterende legeme som skaper sinusformete trykkvariasjoner inne i maskinen. På grunn av den angulære differansen i posisjon på D1 og D2 vil dette skape den faseforskyvningen som sees i Figur 5-8. Ved å dele faseforskyvningen, $\Delta\omega$, på den angulære forskjellen i posisjon mellom sensorene, β , fåes antall celler [9]. I dette tilfellet er faseforskyvningen rundt 30° ved begge frekvensene. Siden $\beta = 45^\circ$, er antall stallceller $n = 0,67$. Dette er selvfølgelig ikke er mulig da antallet må være et heltall. Men disse dataene stammer fra målinger gjort mens strupeventilen nedstrøms ble kontinuerlig stengt. Og som nevnt sees det tydelig at stallcellen også akselererer i dette området. En mulig forklaring på det lave tallet er at det er noen transiente effekter som påvirker faseberegningene. Likevel, dette gir en indikasjon på at stallcellen består av én celle som roterer med en hastighet fra 110 og akselererer til 125 Hz.



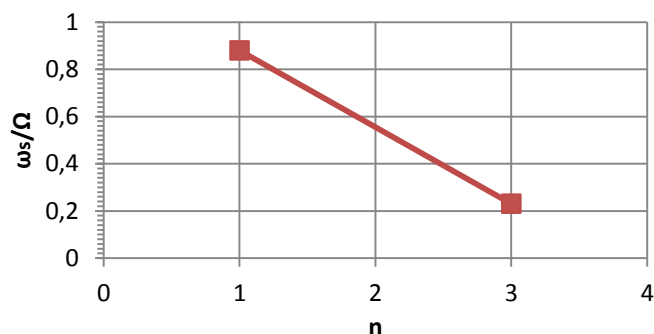
FIGUR 5-9 FASEFORSKYVNING I FILTRERT RÅDAT

Benyttes metoden beskrevet i [8] med $\Delta\omega = 1,15 \text{ ms}$ og $\lambda = \frac{1}{120 \text{ Hz}} = 8,33 \text{ ms}$ fra rådataen i Figur 5-9:

$$n = \frac{360}{\beta} \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} \right) = \frac{360}{45} \left(\frac{1,15 \text{ ms}}{8,33 \text{ ms}} \right) = 1,1$$

Igjen en indikasjon på at dette er én stallcelle som roterer med en frekvens på 110-125 Hz.

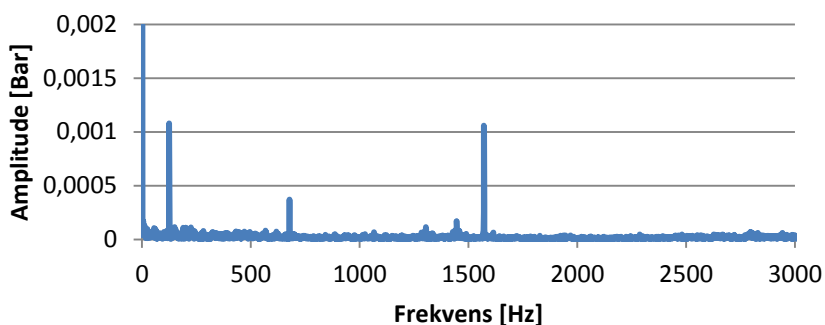
En tilsvarende analyse ble gjort på stallcellen som observeres rundt 85-95 Hz ved lavere volumstrøm. Dette viste en faseforskyvning på ca. 150 grader, som tilsvarer tre celler. Tre celler som produserer en registrert frekvens på 85-95 Hz betyr at rotasjonshastigheten er en tredjedel, altså 28-33 Hz. Dette er i henhold til tidligere eksperiment som har vist at stallceller både øker i antall, ved minkende volumstrøm, og rotasjonshastigheten synker. Deles rotasjonshastigheten på stallcellene med turtallet til impelleren fås den relative hastigheten til cellene.



FIGUR 5-10 ROTASJONSHASTIGHET TIL STALLCELLE SOM FUNKSJON AV ANTALL CELLER

Basert på tidligere erfaringer [13] er høy rotasjonshastighet på stallcellen assosiert med impellerstall grunnet grensesjiktseparasjon i impelleren, mens ved ω_s/Ω mellom 0,20 og 0,40 assosieres det med impellerstall grunnet sterk interaksjon mellom impeller og diffusor. Siden stabiliteten til diffusoren er høy (les: lav b_3/d_3 og moderat d_4/d_3), virker det sannsynlig at impelleren er komponenten som staller først.

En siste interessant observasjon fra testene på tørrgass er at de dynamiske sensorene ikke gir utslag ved bladpasseringsfrekvensen. I dette tilfellet ville denne frekvensen ligget på 2250 Hz, siden impellerfrekvensen er 125 Hz og impelleren har 18 blader. Dette tyder på at impelleren ikke produserer jet-wake mønsteret man vanligvis ser. Årsaken til de store amplitudene som sees over 500 Hz er ikke blitt identifisert.

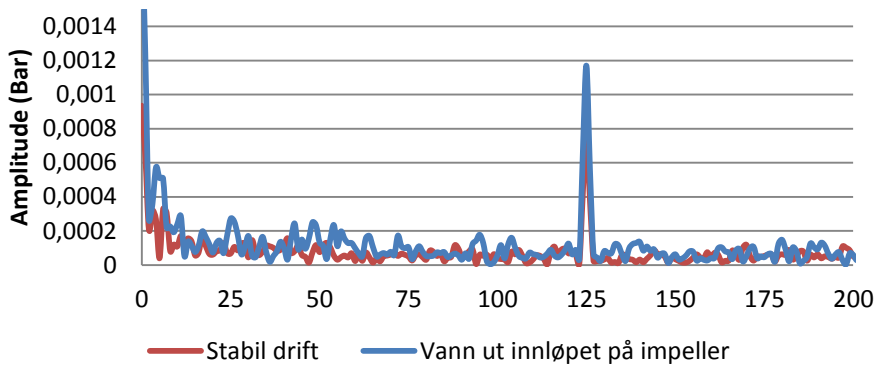


FIGUR 5-11 BREDT FREKVENSSPEKTER FOR TØRRGASS VED STABIL OPERASJON

5.5.2 VÅTGASS GMF 0,8 OG 0,65

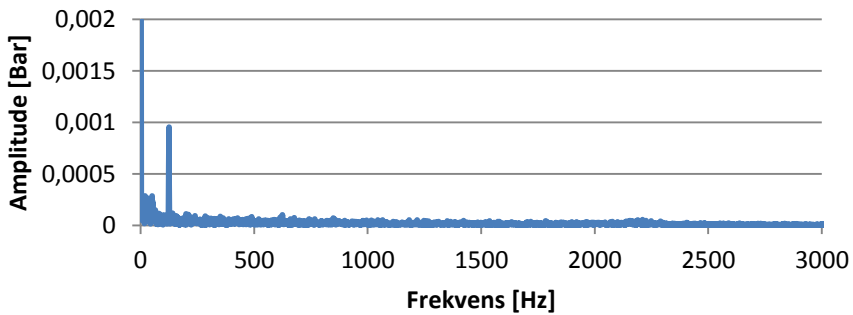
I appendiks A.2 og A.3 sees frekvensanalysen fra våtgasstestene. I vannfallgrafen er FFT-analysen tatt med faste tidsintervall og plottet opp mot volumstrømmen. Den store endringen i antall FFT-analyser pr. enhet på volumstrømsaksen skyldes at nåleventilen ble strupt kontinuerlig fra ca. $0,33 \text{ m}^3/\text{s}$.

Under gjennomføringen av disse forsøkene opplevdes det at vann sprutet ut innløpet på kompressoren. Det betyr at kompressoren var i en eller annen form for ustabil operasjonsmodus. Denne ustabiliteten er vanskelig å identifisere i Figur 8-3 til Figur 8-6. Det er ingen tydelig stallfrekvens slik som med tørrgass. I Figur 5-12 vises frekvensspekteret fra samme dynamiske trykksensor, men ved forskjellige volumstrømmer. Spekteret har i den ustabile driftsmodusen litt større amplituder, spesielt ved de laveste frekvensene, men det er ingen frekvenser som skiller seg særlig ut. Det samme observeres ved analyse av loggfilen med GMF 0,65.

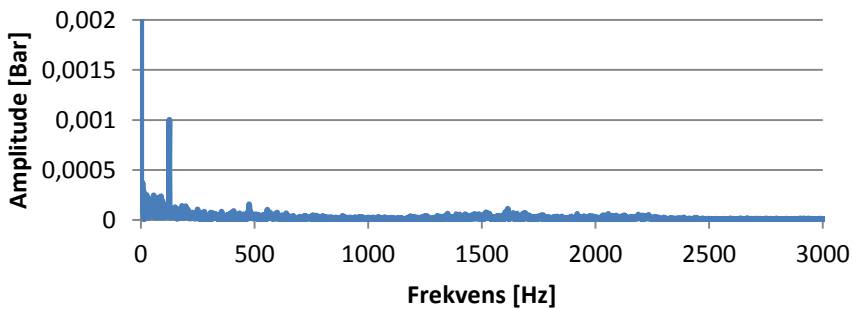


FIGUR 5-12 STABIL OG USTABIL KOMPRESSOR VED GMF 0,8

I karakteristikken bygget fra disse loggfilene synes heller ingen plutselig trykkfall (Figur 5-5 og Figur 5-6) som er typisk for surge. Grüner et. al. [26] opplevde det samme kaotiske frekvensspekteret, men i hans forsøk kunne likevel stallfrekvenser identifiseres.



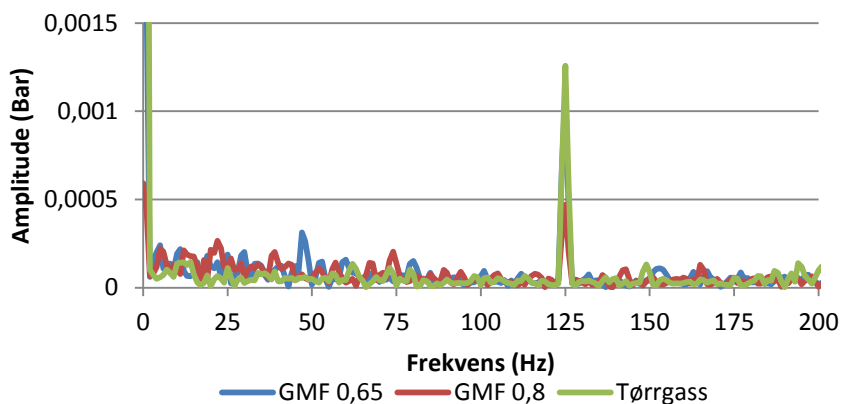
FIGUR 5-13 BREDT FREKVENSPEKTER VED STABIL OPERASJON, GMF 0,8



FIGUR 5-14 BREDT FREKVENSPEKTER VED USTABIL OPERASJON, GMF 0,8

Uten frekvenser å analysere for faseforskyvning er det vanskelig å si noe om antall stallceller, eller om de i det hele tatt finnes. Det observerte vannet ut innløpet på impelleren uten at trykkfluktuasjoner registreres ved utløpet, kan tyde på at det er impellerstall med soner av reversert strømning nær innløpet. Dette vil vanligvis påvirke strømmingen inn i diffusoren og gi utslag på de dynamiske sensorene, men det er mulig at støyen fra våtgassen demper dette.

5.5.3 VÅTGASS VS. TØRRGASS

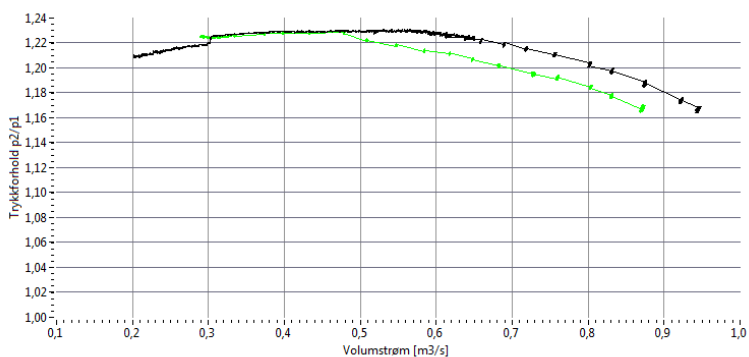


FIGUR 5-15 FREKVENSSPEKTER FOR TØRR- OG VÅTGASS

Figur 5-15 viser frekvensspekteret for tørr- og våtgass ved stabil operasjon. Amplitudene for våtgasstestene har større utslag ved frekvenser under $1X^7$. Grøner rapporterte om større amplituder på de kaotiske tendensene ved økende mengde vann, men det er vanskelig å si noe om dette fra disse testene.

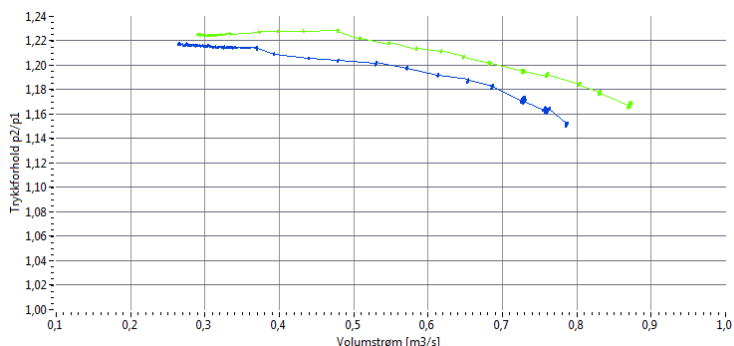
Selv om det er vanskelig å si noe om, og tyde frekvensspektrene fra våtgasstestene, så sees det tydelige forskjeller i karakteristikken til kompressorkurvene. På grunn av loggfilenes størrelse var det ikke mulig å plote de i en og samme graf. Begrensningene lå i mengde minne på datamaskinen som ble brukt til analysene.

⁷ Impellerfrekvens, 125 Hz ved 7500 o/min.



FIGUR 5-16 TØRRGASS (SVART) VS GMF 0,8 (GRØNN)

I Figur 5-16 sees karakteristikken til tørrgass, og våtgass med GMF lik 0,8. I motsetning til Grüners resultat ser det ut til at maksimalt trykkforhold for begge karakteristikene er lik, mens trykkforholdet med lik mengde volumstrøm er noe lavere for våtgass. Det observeres og at ved våtgass opprettholdes trykket der hvor tørrgasskarakteristikken har et fall. Det kan tolkes som at våtgass har en stabiliserende effekt slik som Grüners resultat.



FIGUR 5-17 GMF 0,8 (GRØNN) VS GMF 0,65 (BLÅ)

Den samme tendensen kan synes å sees ved økende mengde vann, som vist i Figur 5-17. Ved GMF 0,65 virker det som om karakteristikken fremdeles er voksende, og det kan bare spekuleres i om den til slutt når samme maksimale trykkforhold, krysses eller kollapser.

6 KONKLUSJON

Stall og surge er et komplekst og sammensatt aerodynamisk fenomen. Mye forskning på området er gjort, både eksperimentelt og gjennom matematiske modeller. Dette har resultert i en økt forståelse for fenomenene, noe som har vært svært nyttig i arbeidet med å forutsi når de opptrer og å forhindre disse potensielt ødeleggende fenomenene. Fellesnevneren for nesten alle disse studiene er at de har hatt fokus på tørrgass, og bare noen få har undersøkt effekten av våtgass.

Studiene på ustabiliteter i våtgass har hatt motsigende resultat. De tidligste forsøkene gjort på bladprofiler har vist at væskefilm har en ustabiliserende effekt på grensesjiktet, mens i en studie hvor kompressoren var utsatt for våtgass har vist økt toleranse mot ustabilitetene. I denne oppgaven kunne dette hverken konfirmeres eller ikke.

For å visualisere ustabiliteten ble LDV utprøvd for å se på strømningsregimet i maskinen. Det viste seg imidlertid at testtriggen ikke var egnet, selv med tørrgass. Se-glasset i diffusoren hadde ikke god nok kvalitet til at LDV-systemet kunne gjøre målinger. Det ble da sett på som usannsynlig at målinger gjennom væskefilm på glasset ville gi noe resultat. En metode som omgår væskefilmen er antakelig nødvendig, som f.eks. en spesialtilpasset pitot-probe.

Istedenfor ble trykksensorer i diffusoren brukt til å karakterisere strømmingen i kompressoren. Resultatene fra tørrgassstestene ga en indikasjon på antall og hastighet på stallcellene. Det første tegn til stall viste seg på toppen av karakteristikken, deretter fulgte en stabil periode før stall igjen opptrådte, denne gang med større amplitude. Ved ytterligere struping økte amplituden på stallfrekvensene og det antas at B-parameteren er for lav til at surge initieres. Antallet og hastighetene på stallcellen stemte overens med tidligere forsøk hvor stall og surge har vært undersøkt.

I våtgasstestene var karakteriseringen av strømmingen ikke vellykket. Væsken i strømmingen påvirker trykksensorene i stor grad og ingen stallcelle ble identifisert, selv om ustabilitetene var observert visuelt under forsøkene. Dette skyldes enten at stallceller ikke er tilstede, eller at de er så langt vekk fra de dynamiske sensorene at støyen fra væsken demper stallfrekvensen. Ved å studere B-parameteren avsløres det at gass med væske er mer utsatt for surge enn tørrgass.

7 VIDERE ARBEID

For forstå mekanismene bak stall og surge i våtgasskompressorer er det nødvendig å visualisere strømmingen gjennom maskinen. Konvensjonell instrumentering er ikke egnet for våtgasskompresjon, og nye metoder må utvikles. Litt sent i oppgaven kom idéen om pitot-prober med en utblåsningsmekanisme. Det anbefales at denne idéen tas videre og utprøves. Innløpsvinkelen til diffusoren har vist seg å ha stor påvirkning på stabiliteten til diffusoren, og en avklaring på om våtgassen påvirker denne vinkelen vil være et stort funn.

For å validere B-parameteren ved våtgasskompresjon, må B-parameteren for systemet økes. Dette kan gjøres ved å kjøre tester ved høyere turtall, eller om det ikke er nok, øke plenumvolumet nedstrøms kompressoren. Økt tendens til surge ved våtgasskompresjon vil og være et stort funn.

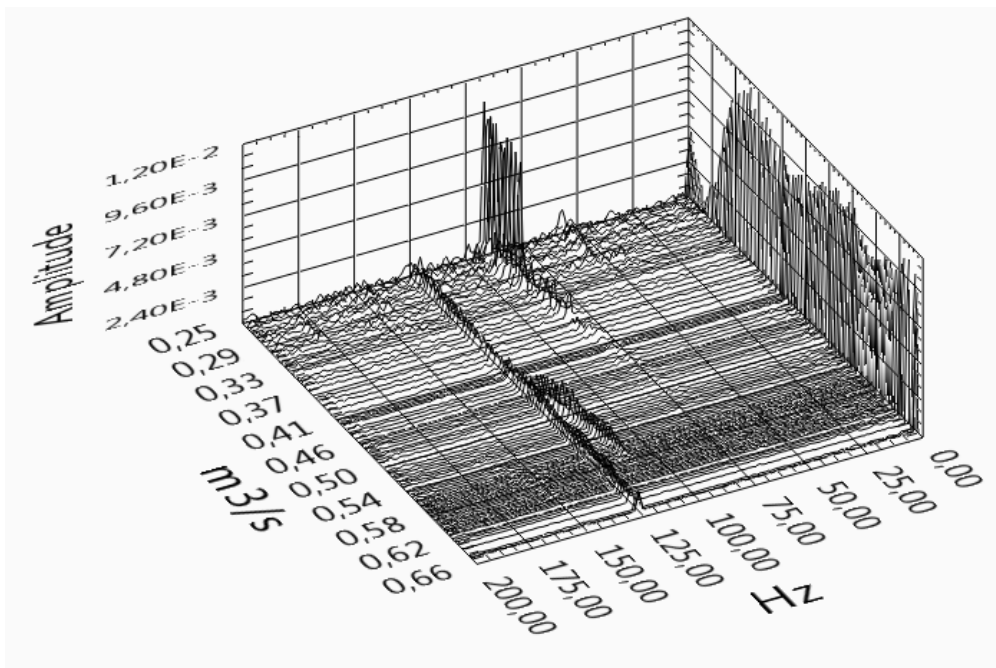
8 REFERANSER

1. Dahl, S., *Ustabilitet i våtgass kompressor, Institutt for energi, prosess og strømningssteknikk*. 2010, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet: Trondheim.
2. Saravanamuttoo, H.I.H., G.F.C. Rogers, and H. Cohen, *Gas turbine theory*. 5th ed. 2001, Harlow, England ; New York: Prentice Hall. xvi, 491 p.
3. Dean, R.C. and Y. Senoo, *Rotating wakes in vaneless diffusers*. Journal of Basic Engineering, 1960. **82**: p. 53-63.
4. Eckardt, D., *Jet-Wake mixing in the diffuser entry region of a high speed centrifugal compressor*. Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, 1979.
5. Cumpsty, N.A., *Compressor aerodynamics*. 2004, Malabar, Fla.: Krieger Pub. 517 p.
6. Cumpsty, N.A., *Detailed Flow Measurements in a Centrifugal-Compressor Vaneless Diffuser - Discussion*. Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme, 1994. **116**(3): p. 460-461.
7. William Barry Bryan, S.F. (1992) *An investigation of unsteady impeller-diffuser interactions in a centrifugal compressor*.
8. M.V. Ötügen, R.M.C.S., B. C. Hwang, *Diffuser stall and rotating zones of separated boundary layer*. Experiments in Fluids, 1988(6): p. 521-533.
9. Giovanni Ferrara, L.F., Leonardo Baldassarre, *Rotating Stall in Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser: Experimental Analysis of Geometrical Parameters Influence on Phenomenon Evolution*. International Journal of Rotating Machinery, 2004. **10**(6): p. 433-442.
10. Kobayashi, H., Nishida H., Takagi, T., Fukushima, Y., *A study on the rotating stall of centrifugal compressors (2nd Report, Effect of vaneless diffuser inlet shape on rotating stall)*. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (B Edition), 1990. **529**(56): p. 98-103.
11. Spakovszky, Z.S., *Backward traveling rotating stall waves in centrifugal compressors*. Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme, 2004. **126**(1): p. 1-12.
12. Ljevar, S., H.C. de Lange, and A.A. van Steenhoven, *Rotating Stall Characteristics in a Wide Vaneless Diffuser*. ASME Conference Proceedings, 2005. **2005**(47306): p. 1335-1342.

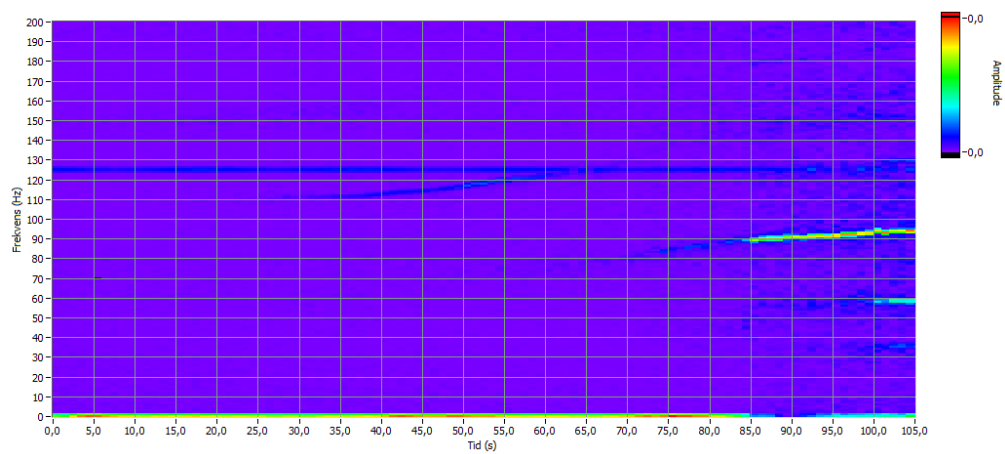
13. Frigne, P. and R. Van Den Braembussche, *Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984. **106**(2): p. 468-474.
14. Schlichting, H. and K. Gersten, *Boundary-Layer Theory*. 8 ed. 2000: SpringerLink.
15. Ludtke, K., *Aerodynamic tests on centrifugal process compressor; the influence of the vaneless diffuser*. Vol. 105. 1983, New York, NY, ETATS-UNIS: American Society of Mechanical Engineers.
16. Yingkang, Z. and S.A. Sjolander, *Effect of wall geometry on the performance of radial vaneless diffusers*. Journal of Turbomachinery, 1987. **109**: p. 550-556.
17. Dou, H.S. and S. Mizuki, *Analysis of the Flow in Vaneless Diffusers With Large Width-to-Radius Ratios*. Journal of Turbomachinery, 1998. **120**(1): p. 193-201.
18. Senoo, Y. and Y. Kinoshita, *Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow*. Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme, 1977. **99**(1): p. 98-103.
19. Frigne, P. and R. Vandebraembussche, *A Theoretical-Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal-Compressor*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme, 1985. **107**(2): p. 507-513.
20. Abdelhamid, A.N., *Analysis of Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors*. Canadian Aeronautics and Space Journal, 1980. **26**(2): p. 118-128.
21. Tsujimoto, Y., Y. Yoshida, and Y. Mori, *Study of vaneless diffuser rotating stall based on two-dimensional inviscid flow analysis*. Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme, 1996. **118**(1): p. 123-127.
22. Greitzer, E.M., *Surge and Rotating Stall in Axial-Flow Compressors .2. Experimental Results and Comparison with Theory*. Journal of Engineering for Power-Transactions of the Asme, 1976. **98**(2): p. 199-217.
23. Fink, D.A., N.A. Cumpsty, and E.M. Greitzer, *Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal-Compressor System*. Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme, 1992. **114**(2): p. 321-332.
24. Gruner, T.G., et al., *An Experimental Investigation of Airfoil Performance in Wet Gas Flow*. ASME Conference Proceedings, 2008. **2008**(43178): p. 575-584.

25. Gregor, W. and H. Rumpf, *Velocity of sound in two-phase media*. International Journal of Multiphase Flow, 1975. **1**(6): p. 753-769.
26. Grüner, T.G. and L.E. Bakken, *Aerodynamic instability investigation of a centrifugal compressor exposed to wet gas*. 2010.
27. Grøn, Ø., *Dopplereffekt*. 2011, Store norske leksikon.
28. Wheeler, A.J. and A.R. Ganji, *Introduction to engineering experimentation*. 2nd ed. 2003, Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall. xi, 452 p.
29. Rose, M.G., et al., *Classic Surge in a Centrifugal Compressor*. ASME Conference Proceedings, 2003(36894): p. 729-740.
30. *Particle Image Velocimetry measurement principles*. 2011 [cited 2011 24.04]; Available from: <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=1049>.
31. Wernet, M.P. and M.M. Bright, *An investigation of surge in a high-speed centrifugal compressor using digital PIV*. Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme, 2001. **123**(2): p. 418-428.
32. Gregory, J.W., et al., *A review of pressure-sensitive paint for high-speed and unsteady aerodynamics*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G-Journal of Aerospace Engineering, 2008. **222**(G2): p. 249-290.
33. Ligrani, P.M.V.D.B., R.; Roustan, M., *Measurements in the vaneless diffuser of a radial flow compressor*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1983. **4**(2): p. 103-106.
34. Uzol, O. and J. Katz, *Flow Measurement Techniques in Turbomachinery*, in *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*, C. Tropea, A.L. Yarin, and J.F. Foss, Editors. 2007, Springer Berlin Heidelberg. p. 919-957.
35. *Introduction to Piezoelectric Pressure Sensors* 2009 [cited 2011 24.04]; Available from: http://www.pcb.com/techsupport/tech_pres.php.
36. Madhavan, S. and T. Wright, *Rotating Stall Caused by Pressure Surface Flow Separation on Centrifugal Fan Blades*. Mechanical Engineering, 1984. **106**(5): p. 98-98.
37. Dynamics, D. *FlowExplorer Mini LDA with the benefits of a full-size system*. 2011 14.06.2011]; Available from: <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=691>.
38. Pampreen, R.C., *Compressor surge and stall*. 1st ed. 1993, Norwich, Vt.: Concepts ETI.

APPENDIKS A.1 – FAST FOURIER TRANSFORM AV TØRRGASSDATA

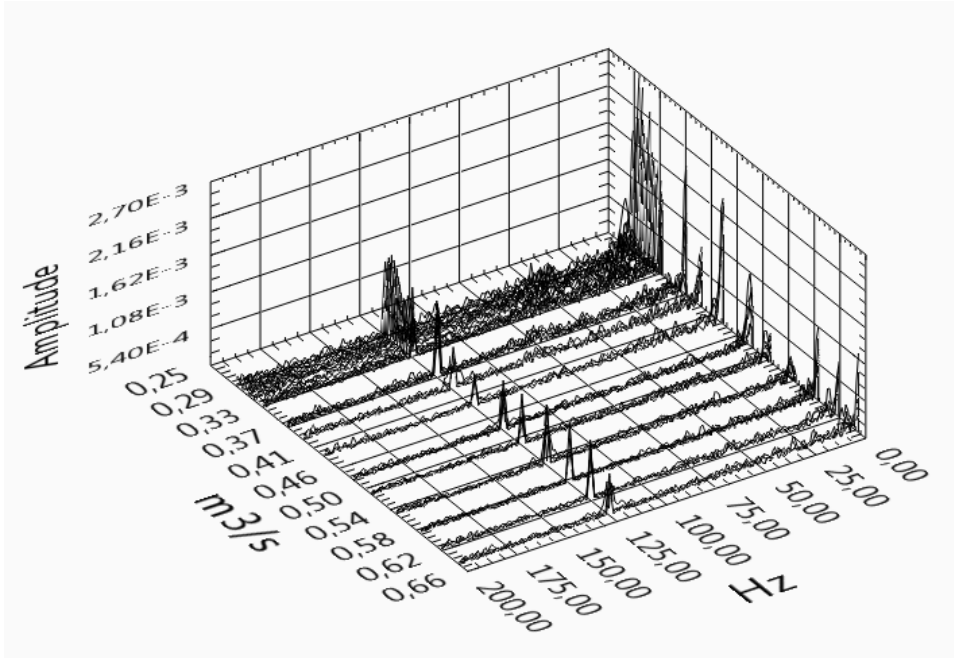


FIGUR 8-1 VANNFALLGRAF FRA TØRRGASSTESTENE. HZ VS VOLUMSTRØM

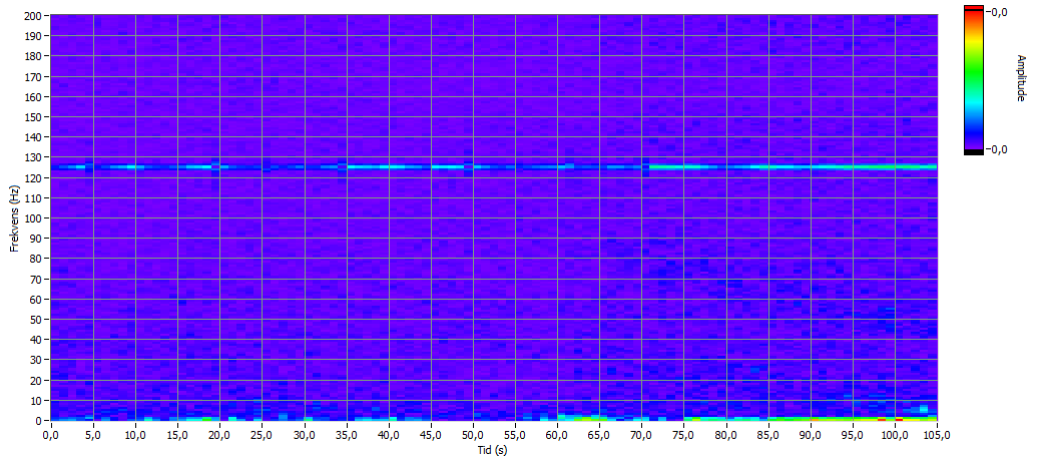


FIGUR 8-2 INTENSITETSGRAF. HZ VS TID

APPENDIKS A.2 – FAST FOURIER TRANSFORM GMF 0,8

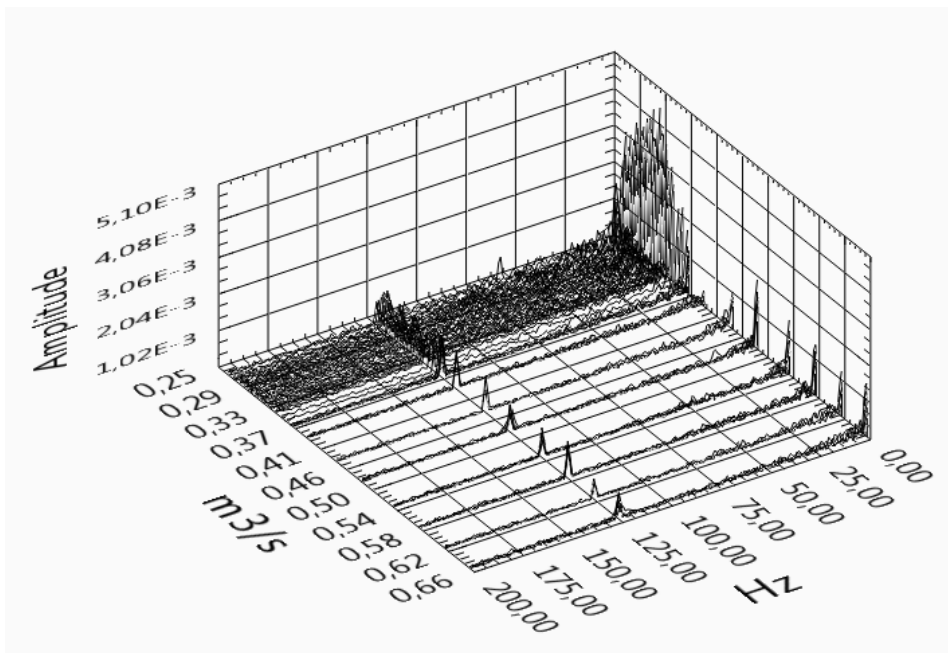


FIGUR 8-3 VANNFALLGRAF FRA VÅTGASSTEST GMF 0,8. HZ VS VOLUMSTRØM

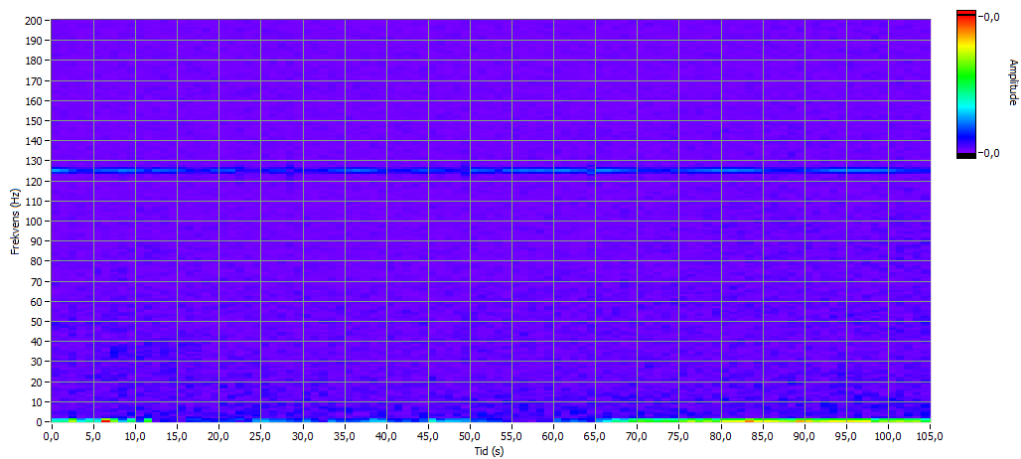


FIGUR 8-4 INTENSITETSGRAF. HZ VS TID

APPENDIKS A.3 – FAST FOURIER TRANSFORM GMF 0,65



FIGUR 8-5 VANNFALLGRAF FRA VÅTGASSTEST GMF 0,65. HZ VS VOLUMSTRØM



FIGUR 8-6 INTENSITETSGRAF. HZ VS TID

APPENDIKS B.1 – BEREGNING AV VOLUMSTRØM

Til beregninger av volumstrømmen gjennom kompressoren ble standarden for målinger med blendeplater ISO 5167-2 (2003) fulgt. I standarden finnes massestrømmen gjennom måleskiven ved:

$$q_m = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{d^2}{4} \sqrt{2\Delta p \rho_0}$$

og volumstrøm inn på kompressoren:

$$q_v = \frac{q_m}{\rho_1}$$

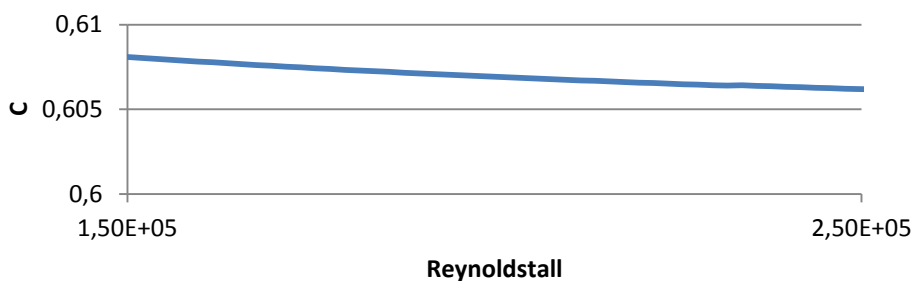
Der ρ_0 er tettheten til strømmingen før måleskiven og β er forholdet mellom rørdiameter og diameteren til hullet i måleskiven, d/D . C er "discharge coefficient" og er gitt av en empirisk likning som ved denne typen måleskivegeometri (hjørnetapper) er:

$$C_d = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6}{Re_d}\right)^{0,7} \\ + \left(0,0188 + 0,0063 \left(\frac{19000\beta}{Re_d}\right)^{0,8}\right) \beta^{3,5} \left(\frac{10^6}{Re_d}\right)^{0,3}$$

ε er en faktor som brukes ved kompressible medier for å ta hensyn til ekspansjonen av gassen gjennom måleplaten og er gitt ved:

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8) \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}\right)$$

C_d er avhengig av Reynoldstallet, men for å beregne reynoldstallet må q_m være kjent. I denne oppgaven er dette forsøkt å bli løst ved hjelp av iterasjonsfunksjonen i Excel. Men denne funksjonen har en betydelig svakhet med at den har en begrensning på hvor mange målepunkter som kan løses samtidig.



FIGUR 8-7 MÅLESKIVEKOEFFISIENT SOM FUNKSJON AV REYNOLDSTALL

Som figuren viser varierer koeffisienten lite ved de Reynoldstallene det opereres med i denne oppgaven ($>10^5$). Derfor er det valgt å sette C_d til konstant 0,606 slik det er oppgitt i databladet. Tettheten til gassen før og etter måleskiven er beregnet etter ideell gasslov da kompressibilitetsfaktoren er tilnærmet null ved atmosfæriske forhold.

APPENDIKS B.2 – DATABLAD FOR MÅLESKIVE

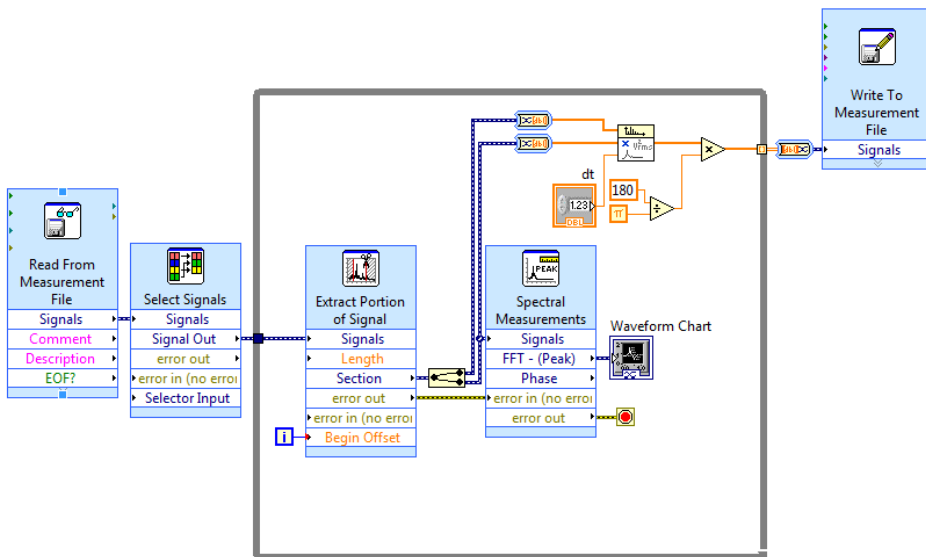
Data sheet for		NO	BY	DATE	SHEET: OF	
FLOW ELEMENT					SPEC#: REV:	
					JOB #: NTNU	
					P.O. : Energi og Process teknikk-ordre	
					DATE : 14.04.2008 CHK:	
					BY : PS APR:	
Tag. No. : FE-001-Tilbud					Eq./Line No. :	
Service :					Flowsheet :	
Manuf. : AUTEK					Model No. : FEOR-002	
ELEMENT DATA		Element Type :		Orifice Plate-Standard		
		Press. Tap Loc. / Type :		Upstream / Corner		
		Element Material :		316 SS		
		Beta Ratio(d/D) :		0,6385		
		Element Bore :		33,8427 mm		
		Thickness :		0,0000 mm		
SIZING CRITERIA		Sizing Mode :		Exact Bore		
		Reference :		ISO 5167-2003		
PIPING DATA		Flange :		/ Other		
		Pipe Size & SCH :				
		Pipe I.D. :		53,0000 mm		
		Flange Material :				
		Pipe Material :		Carbon Steel		
COEFFICIENTS		Discharge Coeff.(C) :		0,606		
		Gas Expan. Coeff.(Y1) :		0,991		
		Reynolds No.(Pipe) :		981480,50		
		Reynolds No.(Bore) :		1537065,92		
		User Factor (Fuser) :		1,000		
		Murdock Wet Gas Factor (Fw) :				
		Velocity of Approach Factor (Ev) :		1,095		
		Reynolds No.(Pipe - Normal) :		736110		
PROCESS DATA		Base		Maximum Flow		Normal Flow
						Property Method
Flow Rate :		20,0000		15,0000		Nm3/min
Diff. Pressure :		250,000000		139,318157		millibar
Pressure Loss :		146,444615		81,577637		millibar
Static Pressure :		8,000000				Bar
Base Pressure :		1,013300				Bar
Temperature :		15,00		20,00		DEG C
Density :		1,2257		9,5438		kg/m3
Spec. Gravity :						Redlich-Kwong
Z-Compressibility Factor :		0,999		0,996		
Viscosity :				0,0100		cP
k-Factor (Cp/Cv) :		1,4090				User Input
Fluid Name / Fluid State :		Air		/		Gas
Liquid Density :						Redlich-Kwong Equation
Gas Quality :						
UNCERTAINTY DATA		Uncertainty in Flow Rate :				
		in Discharge Coeff. :		±0,85%		
		in Expansion Factor :		±0,08%		
		in Primary Diameter :		±0,05%		
		in Pipe Diameter :		±0,30%		
		in Density :				
		in Pressure :				
Notes :						

This report created by Flowel 4.0

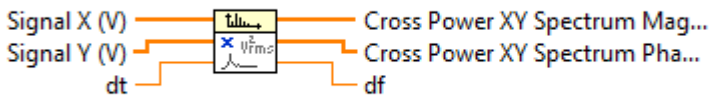
PRINTED:15.04.2008 09:20:05



APPENDIKS C.1 – LABVIEW-KODE - FASEBEREGNINGER



NI_AALPro.lvlib:Cross Power Spectrum.vi



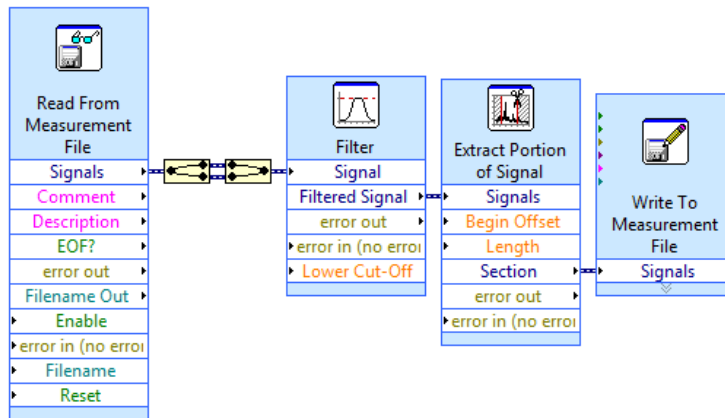
Computes the single-sided, scaled, cross power spectrum of two real-time signals.

[DBL] **Cross Power XY Spectrum Phase** is the phase spectrum in radians showing the difference between the phases of signal Y and signal X.

FIGUR 8-8 PROGRAM FOR FASEBEREGNINGER

Dette programmet beregnet ut faseforskjellene mellom to signal. I denne oppgaven er det signalene fra trykksensorene D1 og D2. Funksjonen "Cross Power Spectrum" ble benyttet. Den tar inn to signaler og gir tilbake differansen i fasen til alle frekvensene signalet er bygget opp av.

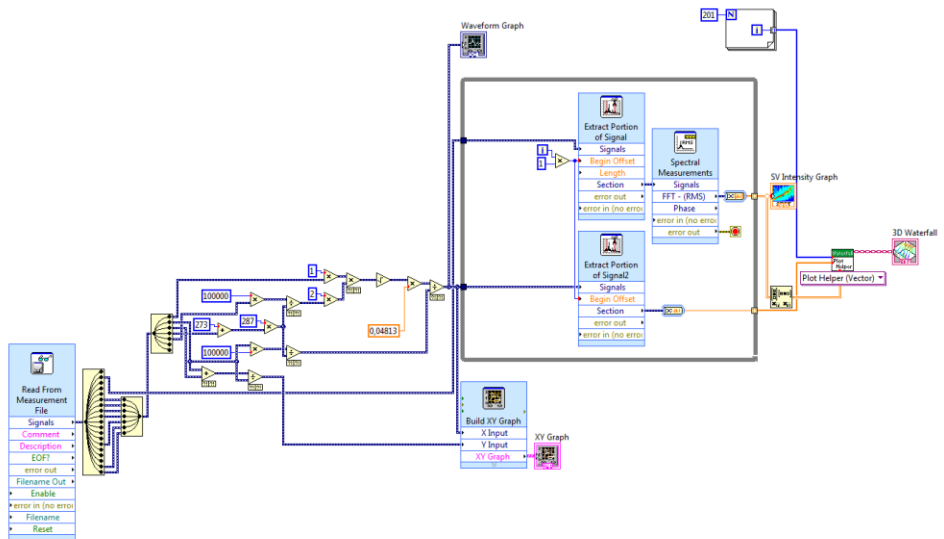
APPENDIKS C.2 – LABVIEW-KODE – RÅDATA



FIGUR 8-9 FILTRERING OG LAGRING AV RÅDATA

Dette programmet ble brukt til å filtrere rådataen og lagre resultatet for å beregne faseforskjellene mellom trykksensorene manuelt.

APPENDIKS C.4 – LABVIEW-KODE – FFT OG VANNFALLGRAF



FIGUR 8-11 PROGRAM SOM BYGGER KARAKTERISTIKK

Dette programmet bygget kompressorkurvene brukt i oppgaven.