

Numerisk analyse (CFD) av stempelpumpe

Erlend Nøttveit

Master i produktutvikling og produksjon
Oppgåva levert: Juni 2010
Hovudrettleiar: Morten Kjeldsen, EPT

Oppgåvetekst

- 1 Beskrive stempelpumpen og identifisere lekkasjer og hva som styrer størrelsen på disse (trykkdifferanse/ deformasjon)
- 2 Gjøre en CFD beregning av (minimum) et stempelslag ved hjelp av såkalt deforming mesh.
- 3 Spalte mellom sylinder og stempel skal modelleres som porøse medier. Slagbevegelsen skal analyseres slik at egenskapene til det porøse mediet gjengir reelle spaltkarakteristikker.
- 4 kandidaten velger en av følgende punkter
 - a. Beregning i punkt 2 gjennomføres for en hel pumpe og inkludert relevante lekkasjer.
 - b. Det gjøres en eksperimentell oppstilling der lekkasje forbi et stempel kan måles og i størst mulig grad skal dette sammenlignes med resultatet fra punkt 3.

Oppgåva gitt: 18. januar 2010
Hovudrettleiar: Morten Kjeldsen, EPT

Norges teknisk-
naturvitenskapelige universitet
NTNU

Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2010-52



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Erlend Nøttveit

Våren 2010

Numerisk analyse (CFD) av stempelpumpe

Numerical analysis (CFD) of a piston pump

Bakgrunn

Norge har en svært stor industri tilknyttet oljehydraulikk. Denne industrien er preget av komplisert og store anlegg til olje/ gass- og skipsnæringen. Typiske leveranser er bygd etter spesifisering og flere komponenter tilvirkes etter behov. For å oppnå best mulige løsninger er det viktig å ha effektive ingeniørverktøy for best utforming av utstyr.

I tidligere arbeid har fagmiljøet ved NTNU/EPT arbeidet med CFD beregning av strømning i hydraulikk vingemotorer sammen med leverandørindustri. I disse arbeidene er det utviklet unike modelleringsteknikker, som det er naturlig å utvide til også å dekke stempelpumper. Oppgaven vil derfor ha en betydelig nyhetsgrad.

Mål

Oppnå en god teoretisk forståelse på virkemåte for stempelpumper, men også om spaltlekkasjer i sin alminnelighet. Sette seg inn i modelleringsteknikker, som dynamiske- og bevegelig/roterende grid, og løse strømningsfeltet for en gitt spesifisert pumpeleveranse (trykk og flow-rate).

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Beskrive stempelpumpen og identifisere lekkasjer og hva som styrer størrelse på disse (trykkdifferanser/ deformasjoner).
2. Gjøre en CFD beregning av (minimum) et stempelslag ved hjelp av såkalt *deforming mesh*.
3. Spaltene mellom sylindere og stempel skal modelleres som porøse medier. Slagbevegelsen skal analyseres slik at egenskapene til det porøse mediet gjengir reelle spaltkarakteristikker.
4. Kandidaten velger en av følgende punkter:
 - a. Beregning i punkt 2 gjennomføres for en hel pumpe og inkludert relevante lekkasjer.

- b. Det gjøres en eksperimentell oppstilling der lekkasje forbi et stempel kan måles, og i størst mulig skal dette sammenlignes med resultater fra punkt 3.

Opgaven gjennomføres ved å bruke ANSYS 12 eller annet egnet CFD verktøy.

” - ”

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

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

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

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

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 prosesseteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Morten Kjeldsen
Faglig ansvarlig/veileder

Forord

Denne oppgåva er skriven ved Vannkraftlaboratoriet ved NTNU og er ei masteroppgåve som avsluttar studiet Produktutvikling og produksjon.

Då arbeidet med denne oppgåva byrja hadde underteikna ingen kjennskap til nokon av programma som skulle nyttast frå Ansys12.0. Design Modeler, Ansys Academic Meshing Tools og Fluent var heilt nytt og måtte lærast frå grunnen av. Denne prosessen tok mykje tid, men var svært lærerik.

Del 4 i oppgåveteksten er ei oppgåve med to delar der det er spesifisert at berre ein del skal utførast. Praktisk arbeid i laboratoriet har eg kjennskap til frå før og det vart derfor tidleg vald at 4a skulle gjennomførast då det heilt klart ville gje eit større læringsutbytte.

Takk til Professor Morten Kjeldsen for støtte under arbeidet med denne oppgåva. Hans kunnskap om strøymingsmaskiner og CFD har vore av stor verdi for resultatet.



Erlend Nøttveit

Samandrag

I denne oppgåva er det sett nærare på lekkasjar i stempelpumper. I starten presenterast den nødvendige teorien for CFD, pumper og spalter. Ein definerer ”deformasjons-lekkasje/trykk-lekkasje” som eit forhold. Berekningar blir gjort på bakgrunn av teorien slik at ein konkret kan talfesta dette forholdet. Etter dette blir simuleringane som er utført presangtert og diskutert. Den første simuleringa er for ein enkel sylinder utan vegg. Det er med andre ord berre veskevolumet som er med. Denne modellen er brukt til å lære teknikken for ”deforming mesh”. Dette er ein teknikk som er nødvendig for å kunne ha forandring av veskevolumet sin geometri i løpet av simuleringa. Den neste simuleringa er egentlig ein vidareføring av den første. Hovudskilnaden er at her er det tatt med ein vegg som representerer spalta mellom stempelet og sylinderveggen. Spalta i modellen er mykje større ein kva den er i røynda. I modellen ser den meir ut som ein sylinder enn ei spalte. Innerveggen av spalta er ein open vegg frå sylindren sitt veskevolum og inn i spalta, medan ytterveggen er ein tett vegg. Dette gjer at veska har høve til å lekke gjennom spalta og ut på endane. Det er lagt inn porøsitet i spalta som skapar strøymingsmotstand som om det var ei lita spalte. Denne modellen blei kjørt fleire gongar for å få den rette verdien på strøymingsmotstanden. Då verdien for porøsitet var på plass, blei det laga ein modell med sju sylindrar. Toppen av sylindrane ligg inn mot ei spalte. Denne spalta er mellom sylindrerblokka og ventilplata. Sidan det er sju stempel i denne modellen og ikkje eit som i dei føregåande, er det brukt UDFer (User-Defined Function) for å styre stempela sin aksialrørsle som er faseforskyvd i forhold til kvarandre. Også denne modellen blir kjørt fleire gongar og det blir utvikla spissar på avslutningane av opningane i ventilplata. Resultata for kjøringar med og utan spiss blir samanlikna og diskutert. I denne modellen er det ikkje med noko inn- og utløpsprofil, så endå ein modell er utvikla der det er med ein geometri også for inn- og utløp. Denne modellen får dermed ein 3d form på avslutninga av opningane i ventilplata. I tillegg er den modellen forsøkt gjort meir korrekt i overgang mellom sylindrane og ventilplate. Sjølv i desse enkle modellane med forenkla spalter finn ein at celletalet i spaltene utgjer ein signifikant del av cellene i modellen.

Abstract

This paper is about leakage in piston pumps. It starts with introducing the necessary theory for CFD, pumps and leakage in gaps. The ratio of “deformed driven leakage/pressure driven leakage” is defined. Calculations are made from the theory so concrete numbers can be established for this relationship. Further the simulations are presented. The first simulation is for a cylinder without walls. Only the fluid volume is present. The model is only used for learning the “deforming mesh” technique. This technique is necessary for being able to change the fluid’s geometry during the simulation. The next simulation is a further treatment of the first one. The only significant difference is that now there is a wall representing the gap between the piston and the cylinder. This wall is much thicker than an actual gap in a pump. In the model it looks more like a cylinder than a gap. The inside wall is an open wall that allows the fluid in the cylinder to enter the gap, while the outer wall is a closed wall. This creates the possibility for the fluid to leak out through the ends of the gap. Since the gap is bigger than it should be, it is simulated as a porous substance so the flow resistance is the same as if it had been a small gap. This model was simulated repeatedly until the value of flow resistance was correct. When this value was found, a model with seven cylinders was made. The head of the cylinder is now an interface to a new gap. This gap is in between the cylinder block and the valve plate. In this simulation there were used user defined function’s to control the piston’s motion. It had to be done this way since there are seven pistons and not one like in the previous simulation and of course the pistons are phase displaced. This model was also run several times and end grows were developed for the kidney openings in the valve plate. The result for the simulations with and without end grows at the kidney openings are compared and discussed. In this model there isn’t any profile at the in- and outlet, so a last model is developed whit this geometry. This model then gets a 3d shape on the grows at the end of the kidney openings. This model is also more correct in the transition between the cylinder block and the valve plate. It is found that even in simplified models with simplified gaps the cell number in the gaps is a significant part of the total numbers of cells.

Symbolliste

a	Indre radius sylinder	[m]
b	Ytre radius sylinder	[m]
C	Matrise	[-]
c	Hastighet	[m/s]
D	Matrise	[-]
d_k	Stempel diameter	[m]
E	Elastisitets modul	[N/m ²]
g	Gravitasjon	[m/s ²]
i	Indeks	[-]
j	Indeks	[-]
k	Turbulent kinetisk energi	[m ² /s ²]
l_k	Slaglengde	[m]
L	Lengde	[m]
P	Effekt	[W]
p	Trykk	[Pa]
Q	Volumstrøm	[m ³ /s]
r	Radius	[m]
r_m	Middel radius	[m]
Re	Reynoldstall	[-]
S	Rørslemengde	[N/m ³]
T	Moment	[Nm]
t	Tid	[s]
u	Hastighet	[m/s]
u'	Avvik frå snitthastighet	[m/s]
\bar{u}	Gjennomsnittshastighet	[m/s]
V	Hastighetsvektor	[m/s]
v	Hastighet	[m/s]
$ v $	Absolutt hastighet	[m/s]
w	Hastighet	[m/s]
z	Antall	[-]
$1/\alpha$	Viskøs motstandskoeffisient	[m ⁻²]
α_c	Kollapsfaktor	[-]
α_s	Splittfaktor	[-]
δ	Spaltehøgde	[m]
Δ	Differanse	[-]

ε	Turbulent dissipasjonsforhold	$[\text{m}^2/\text{s}^2]$
η	Virkningsgrad	$[-]$
μ	Dynamisk viskositet	$[\text{Ns}/\text{m}^2]$
π	Konstant	$[-]$
ν	Kinematisk viskositet	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ρ	Tettleik	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
σ	Spenning	$[\text{N}/\text{m}^2]$
τ	Viskøs spenning	$[\text{N}/\text{m}^2]$
ω	Rotasjonshastighet	$[\text{Rad}/\text{s}]$

Forkortingar

BDC	Bottom Dead Center
CAD	Computer-aided design
DNS	Direkte Numerisk Simulering
FEM	Finite Elements Method
NTNU	Norges Teknisk-Naturvitenskaplige Universitet
RPM	Turtal $[\text{min}^{-1}]$
rev	Omdreiging
TDC	Top Dead Center
UDF	User-Defined Function
3d	Tredimensjonal

Nokon plassar kan notasjonen avvika noko frå dette eller teiknet som er lista her kan ha ein anna tyding, då vil det vera forklart i teksten eller det vil gå fram av samanhengen kva som er meint. Dei plassar det er frykta at det ikkje kjem klart fram av likninga kva som er multiplisert, er det satt inn for å gjera det tydeleg.

Innhald

Oppgåvetekst	iii
Forord	v
Samandrag	vi
Abstract	vii
Symbolliste	viii
Figurlist	xii
1 Innleiing.....	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Mål med oppgåva	1
2 CFD-Teori	2
2.1 Hovudlikningar.....	2
2.2 Grid.....	3
2.3 Deforming mesh	4
2.4 Porøst material.....	5
2.5 Turbulensmodellering.....	6
2.6 $k-\epsilon$	8
2.7 Veggfunksjonar	9
2.8 Programvarer	11
3 Pumper.....	13
3.1 Virkemåte og oppbygging	13
3.2 Ideell og reell pumpe	13
4 Spaltlekkasjar	16
4.1 Deforming av sylindar	18
4.2 Optimal spaltehøgde.....	20
5 Simuleringar og resultat	22
5.1 Spaltelekkasje	22
5.2 Deforming mesh	23
5.3 Simulering av porøst materiale.....	28

5.4	Heil pumpemodell	32
5.5	Berekningsøkonomi.....	48
5.6	Verifisering av grensebetingelsar	49
5.7	Pumpe med inn- og utløp	54
6	Diskusjon av resultat	67
7	Konklusjon	70
8	Eventuelt vidare arbeid.....	72
9	Kjeldeliste.....	73
10	Figurkjeldeliste	74
11	Appendiks A.....	I
12	Appendiks B	II

Figurlist

Figur 1 Eksempel på strukturer og ustrukturert grid, grovt og forfina.	3
Figur 2 Snitthastighet og avviket frå snitt hastigheita i turbulentstrøyming.	6
Figur 3 Dei ulike laga i grensesjiktet.....	10
Figur 4 Snitt av stempelpumpe.....	13
Figur 5 Ulike utformingar av stempel.	14
Figur 6 Variasjon i volumstraum for ideell stempelpumpe. 5-6 stempel.	15
Figur 7 Hastighetsprofil i ei ringspalte.....	16
Figur 8 Hastighetsprofil i spalte med ein vegg i rørsle.	17
Figur 9 Spenningar i enkel sylindervegg.....	18
Figur 10 Sylindervegg.....	19
Figur 11 Veskevolum i sylindervegg utan sylindervegg.....	23
Figur 12 Veskevolumet si form gjennom ein halvt syklus.	24
Figur 13 Samanslåinga av første celle.....	26
Figur 14 Modell av eit stempel med overdimensjonert spalte rundt.	28
Figur 15 Trykk i sylindervegg.....	29
Figur 16 Volumstraum ut av sylindervegg.....	30
Figur 17 Lekkasje over stempelet.....	31
Figur 18 Forenkla pumpe modell.	32
Figur 19 Volumstraum inn og ut av pumpe.....	34
Figur 20 Trykket i ein sylindervegg for ei omdreiing.	35
Figur 21 Forstørring av lavtrykk parti i Figur 20.	36
Figur 22 Grafar for lekkasjen som er i pumpe modellen.....	37
Figur 23 Runde avslutningar på opningane i ventilplata.....	38
Figur 24 Spisse avslutningar på opningane i ventilplata.	38
Figur 25 For stor vinkel β	39
Figur 26 Design parametera i Hydraulic Power systems analysis.....	39
Figur 27 Volumstraum inn og ut av pumpe modell.....	40
Figur 28 Trykk i ein sylindervegg for ein omdreiing.....	41
Figur 29 Forstørring av lavtrykksparti i Figur 28.....	41
Figur 30 Lekkasje ut av pumpe modellen.	42
Figur 31 Bildeserie 10 bilde. Trykkdifferanse over stempel.	43
Figur 32 Gridet i spalte mellom ventilplata og sylindervegga.	49
Figur 33 Oppsett i Flowmaster.	50
Figur 34 Trykk i node 1 i Figur 33.....	51
Figur 35 Andre oppsett i Flowmaster.....	52
Figur 36 trykk i node 1 i Figur 35.	53
Figur 37 Pumpe modell med forbetra inn og utløpsgeometri.....	54

Figur 38 Skilnadar i grid på modellane.	55
Figur 39 Strukturert og ustrukturert grid i modellen.	55
Figur 40 Dimensjonering av trongborring.	56
Figur 41 Veskevolumet i overgang mellom sylindrane og ventilplata.	56
Figur 42 Ulike avslutningar av trykk- og sugeport.	57
Figur 43 Volumstraum inn og ut av pumpemodell med inn- og utløpsgeometri.	58
Figur 44 Trykk i ein sylinder for ein omdreiging.	59
Figur 45 Forstørring av Figur 44.	60
Figur 46 Lekkasje i pumpemodell med inn- og utløp.	61
Figur 47 Trykk i ein sylindrar under sugerørsla.	61
Figur 48 Trykkvariasjon i inn- og utløp.	62
Figur 49 Bildeserie 8 bilde. Trykkfordelingar på sugesida.	63

1 Innleiing

1.1 Bakgrunn

I 2009 var det utført ei oppgåve på Vannkraftlaboratoriet ved NTNU som tok for seg spaltlekkasje i ein venjemotor. I den oppgåva blei det blant anna nytta porøst medium for å simulera lekkasjen. Det var ønskeleg å sjå meir på denne metoden og denne oppgåva tar for seg spaltlekkasje i ei stempelpumpe ved bruk av porøst medium.

1.2 Mål med oppgåva

I hydrauliske pumper og motorar vil det alltid vera ein lekkasje mellom stempel og sylinder. Denne lekkasjen er der fordi det må vere ein viss klaring mellom dei rørlege og stasjonære delane i ei slik maskin. Lekkasjen i denne spalta kjem av at det er ein trykkdifferanse mellom endane på spalta. Spaltehøgda er svært lita og om ein skulle modellert strøyminga på vanlig måte ville det i ei så lita spalte vera nødvendig med eit veldig fint grid for å unngå deformerte celler og for å få med effekten av veggane i spalta. I denne oppgåva skal spalta overdimensjonerast for å halda forma på cellene nærare optimal og cellene skal vera større for å halda nede talet på celler. Det skal nyttast porøst medium for å gjenskapa strøymingsmotstanden som skal vera i spalta. Ei slik spalte skal gje den same lekkasjestrøyminga, men vil gje ein mykje betre berekningsøkonomi.

2 CFD-Teori

CFD står for Computational Fluid Dynamics og er ein felles betegnelse på alle dataprogram som løyser strøymingsproblem.

2.1 Hovudlikningar

Hovudlikningane som blir løyst i eit CFD-program er kontinuitet (2.1) og impulslikninga (2.2).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{V} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \mathbf{g} - \nabla \mathbf{p} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij} = \rho \frac{d\mathbf{V}}{dt} \quad (2.2)$$

Likningane (2.1) og (2.2) er skrivne i tensornotasjon. Dette er ein veldig kompakt måte å skriva likningar på. Om ein skriv ut dei kompakte ledda i kartesiske koordinatar ser dei ut som (2.3), (2.4) og (2.5).

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \mathbf{u} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial y} + \mathbf{w} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial z} \quad (2.3)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial}{\partial z} \mathbf{k} \quad (2.4)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{ij} = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Om ein set (2.3), (2.4) og (2.5) inn igjen i (2.1) og (2.2) får ein eit systemet av likninga som (2.6) og (2.7).¹

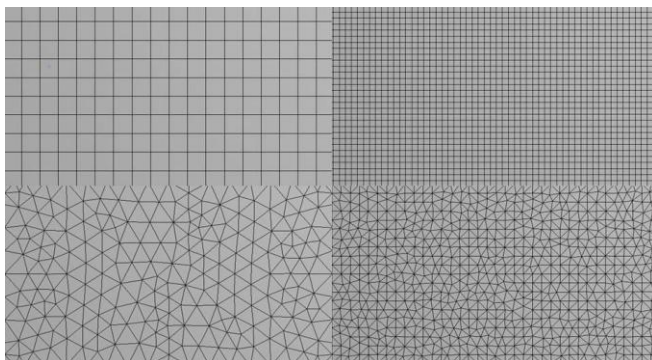
$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial z} = 0 \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned}
 \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\
 \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.7) \\
 \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)
 \end{aligned}$$

Desse likningane må for dei fleste problem løysas numerisk.

2.2 Grid

Grid eller mesh (begge orda er nytta i denne teksten) er det rutenettet som definerer punkta som programvara løyser likningane i. Gridet kan setjast opp på fleire måtar.



Figur 1 Eksempel på strukturer og ustrukturert grid, grovt og forfina.

Figur 1 viser dei to mest opplagte måtane å laga eit grid på, men fleire geometriar kan nyttast for å danna grid. Når overflategridet skal strekkje seg inn i veskevolumet, så vil gridet vidare kunne delast i enda fleire ulike typar alt etter 3d forma på cellene. Figur 38 og Figur 39 viser ulike grid som er nytta i denne oppgåva.

Kor fint grid ein treng å nytta for å få ei tilfredstillande løysing kan ein bestemme med såkalla gridkonvergering. Dette blir gjort ved at ein gjer den same simuleringa fleire gongar med eit stadig finare grid. Ved ein gitt griddimensjon vil det ikkje lenger bli noko betre løysing, men berre gå utover berekningsøkonomien. Når ein ser at løysinga ikkje er forandra i

signifikante siffer sjølv om ein har forfina gridet, veit ein at det gridet som vart nytt i førre simulering var fint nok. (Sjå kapitel 6)

2.3 Deforming mesh

Deforming mesh² er ein teknikk som ein nyttar når ein ser på eit område som forandra form, for eksempel ein ventil eller ein sylinder. Det er fleire teknikkar for å gjera dette og i Fluent er desse teknikkane tilgjengelegg:

- Smoothing
- Layering
- Remeshing

Smoothing er ein metode som er nyttig for relativt små deformasjonar. Ein antar her at nodane er knytt saman av eit nettverk av fjører. Når ein begynner å flytte den eine grensa, så gjer Fluent ein kraftbalanse over kvar ”fjør”, slik at det blir ei glatt rørsle i gridet. Om to nodar skulle koma for tett inntil kvarandre, så vil ”fjorkreftene” skyve dei frå kvarandre. Sidan kvar node er avhengig av naboroden osv. Så blir ”spring smoothing” gjort ved ein iterasjonsprosess på same måte som når ein nyttar ein gridgenerator. Denne metoden verken fjernar eller legger til nokon nye koplingar eller nodar. Dette medfører at celleforma blir svært deformert ved store rørsler og derfor er ikkje denne metoden eigna til anna enn små deformasjonar.

Layering er ein bra måte å utføre dynamiske mesh på om ein har ei lineær rørsle. Denne metoden legg til og fjernar lag av celler etter kvart som cellene blir deformert. Deformeringa skjer då på grunn av ei grense som flyttar seg i samsvar med det som er satt som grensebetingelse. Fluent løyser dette basert på ideell cellehøgde og faktorar om når celler skal slåast saman og når dei skal splittast. Desse faktorane definerer øvre og nedre grense for cellesplitting og samanslåing som vist i likning (2.8) og (2.9).

$$h_{\min} > (1 + \alpha_s)h_{\text{ideal}} \quad (2.8)$$

$$h_{\min} < \alpha_c h_{\text{ideal}} \quad (2.9)$$

Remeshing er ein metode der kvaliteten og storleiken på cellene blir overvaka. Når ein påfører systemet ei rørsle vil grensa for skeivleik og storleik bli broten, då merker Fluent den cella og nabocellene for

Remeshing. Etter at området har fått eit nytt grid, blir CFD løysinga interpolert inn i det nye gridet. Dette er ein økonomisk måte å gjera det på, i staden for å generera nytt grid for heile området. Dette medfører sjølvsagt ein endring i korleis noder heng saman.

Ein kan bruka ein av metodane nemnd over eller ein kombinasjon av dei. I kapitel 5.2, 5.3, 5.4 og 5.7 er det nytta layering.

2.4 Porøst material

Porøst materiale i Fluent er modellert ved at ein legg til eit rørslemengdeledd i standard rørslelikninga. Dette leddet består av to delar, eit viskøst og eit tregleiksledd. Dette rørslemengdeleddet kan uttrykkast som:

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right) \quad (2.10)$$

Dette rørslemengdesluket gir eit bidrag til trykkgradienten som er proporsjonalt eller kvadratisk med hastigheita i det porøse mediet. For eit homogent porøst medium kan uttrykket forenklast til:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_1 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \quad (2.11)$$

Her er C_1 ei diagonalmatrise av C med C_1 (treigleiksmotstand) på diagonalen og tilsvarande er D redusert til ei diagonalmatrise med $1/\alpha$ (viskøsmotstand) på diagonalen.

Om ein krev at det skal vera laminær strøyming gjennom det porøse mediet, får ein at trykktapet er proporsjonalt med hastigheita. Dette er det same som å seia at C_1 er lik 0 og modellen for porøst medium vert dermed redusert til Darcy sin lov

$$\Delta p = - \frac{\mu}{\alpha} v_i \quad (2.12)$$

Noko som betyr at trykktapet i dei ulike retningane blir berekna som:

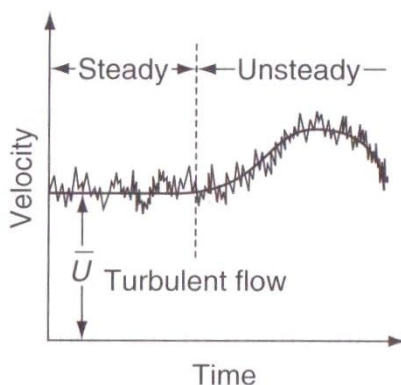
$$\begin{aligned}\Delta p_x &= \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} v_j \cdot \Delta n_x \\ \Delta p_y &= \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} v_j \cdot \Delta n_y \\ \Delta p_z &= \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} v_j \cdot \Delta n_z\end{aligned}\tag{2.13}$$

Der Δn er tjukne i strøymingsretninga til det porsøse materialet i modellen, som i dette tilfelle er lengda frå stampelet sin posisjon og ut til enden av spalta. I Figur 14 og Figur 18 kan ein sjå denne lengda. Liking (2.13) er nytta i modellane i kapittel 5.3, 5.4 og 5.7.

V_j er hastigheita i j retning som då sjølvsagt er ein dekomponering av absolutthastigheita.

2.5 Turbulensmodellering

Årsaka til at ein nyttar turbulensmodellar er at i turbulent strøyming er det ein rask endring i hastigheitar, energi og rørsleenergi. Både dimensjonen og frekvensen på forandringa gjer at om ein skulle løyst eit problem med ein DNS, må partisjonen både i tid og lengde være så liten at det ikkje er lønnsamt i praktiske samanhengar. Ved å manipulere hovudlikningane (2.6) og (2.7) med turbulensmodellar oppnår ein betre berekingsøkonomi.



Figur 2 Snitthastighet og avviket frå snitt hastigheita i turbulentstrøyming. (Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

Manipuleringa ein gjer når ein har ei strøyming som varierer som den vist i Figur 2 er at ein skriv om parametera slik at dei blir ein snittverdi pluss eit avvik frå snittverdien. Dette ser ut som følgjer:

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' \quad (2.14)$$

Både snittverdien og fluktasjonsverdien er stad- og tidsavhengig. Det er her vist for hastigheit i x-retning, men det må sjølvstøtt også gjerast for parametera som v , w , T , P osv. Når ein gjer det same med kontinuitet (2.1) og heile Navier-Stokes likning (2.2), får ein følgjande likningar³:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \bar{\mathbf{V}} = 0 \quad (2.15)$$

$$\rho \frac{D\bar{\mathbf{V}}}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) = \rho g - \nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{V}} \quad (2.16)$$

Denne likninga kallast Reynold-Average Navier Stokes. Likning (2.16) inneheld i forhold til Likning (2.2) eit nytt ledd $\overline{u'_i u'_j}$. Det vil i praksis seia at ein har fått introdusert ni nye variablar. Desse nye variablane kan ein berre definere ut frå kunnskapen om den turbulente strøyminga. Dette vert kalla lukningsproblematikken, sidan informasjonen om den turbulente strøyminga er ukjent før ein har løyst likninga.

I Ansys Fluent 12.0.16 er det fleire turbulensmodellar og for 3d simuleringar er det:

- Ein-likningsmodell
 - Spalart –Allmaras
- To-likningsmodellar
 - $k - \varepsilon$
 - Standard
 - RNG
 - Realizable
 - $k - \omega$
 - Standard
 - SST

I tillegg kjem ei lengre rekkje med høgare ordensmetodar.

Som ein ser så er det fleire val under kvar av modellane. Dette kjem av at det er fleire typar av nokon modellar. Kvar modell har sine styrkar og svakheitar. Det er difor nødvendig å velje ein modell som passar for den simuleringa som ein utfører.

2.6 k- ε

Normalt er det k- ε som er den mest brukte turbulensmodellen i industriell simulering. Det er ikkje fordi det er den beste, men den gjev eit bra resultat i forhold til berekningsøkonomi. k- ε modellen løyser rørslelikninga for turbulent kinetisk energi og for dissipasjonsrate

Den turbulente kinetiske energien kan uttrykkjast som:

$$\frac{Dk}{Dt} = v_t \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \varepsilon \quad (2.17)$$

Den turbulente dissipasjonsrata kan uttrykkjast som

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = C_2 v_t \frac{\varepsilon}{k} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_3 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.18)$$

I k- ε modellen blir $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ leddet modellert ved hjelp av Boussinesq-hypotesa.

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.19)$$

Når ein nyttar standard k- ε så brukar ein Boussinesq hypotesa som vist i likning (2.19), ulempa med denne er at den representerer v_t som ein isotropisk skalarstorleik , noko som ikkje er heilt riktig.

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

I mange tilfelle er dette ei god nok tilnærming og det er ikkje behov for å modellere v_t anisotropisk. Om det er behov for å løyse v_t anisotropisk kan

ein gjera det, men dette vil så skape 7 nye transportlikningar (i 3d) som må løysast, noko som sjølvsagt vil gå utover berekningsøkonomien.

Verdiane for konstantane som er i likningane (2.17), (2.18) og (2.20) er:

$$C_{\mu}=0,09 \quad C_2=1,44 \quad C_3=1,92 \quad \sigma_k=1,0 \quad \sigma_{\epsilon}=1,3$$

$$\text{Der } \sigma_k = \frac{v_t}{v_k} \text{ og } \sigma_{\epsilon} = \frac{v_t}{v_{\epsilon}}$$

Desse verdiane er sjølvsagt ikkje universelle, men må justerast for kva type problem det er ein løyser. Verdiane som er vist her er tilrådde verdiar for bundne grensesjiktberrekningar, noko som skulle passe godt i denne oppgåva, då det ikkje er forventa nokon separasjon av grensesjiktet.

I ein del litteratur blir likning (2.17)-(2.20) presentert med tilnærma likskapsteikn i staden for likskapsteikn. Dette blir gjort fordi dei er modellar og ikkje faktiske likskapar.

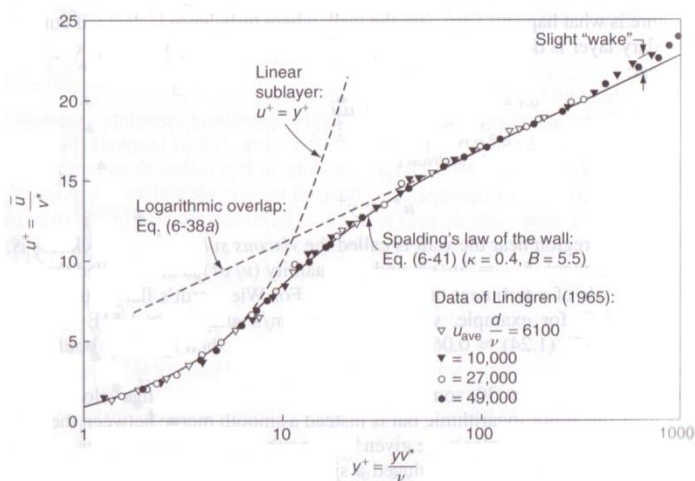
k- ϵ er nytta i simuleringane som er presentert i kapitel 5.3, 5.4 og 5.7

2.7 Veggfunksjonar

Når ein nyttar ein modell som k- ϵ , så må ein også nytta ein veggfunksjon, sidan modellen berre gjeld for den frie strøyminga. For k- ϵ modellen er det i Fluent tre innebygde veggfunksjonar

- Standard Wall Function
- Non-equilibrium Wall Functions
- Enhanced Wall Treatment

I tillegg er det også høve til å leggje inn brukardefinerte funksjonar.



Figur 3 Dei ulike laga i grensesjiktet.

(Eq. nr i Figur 3 tilhører originaltekst. Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

Grensesjiktet blir inndelt i følgende 4 delar:

- Viscous sublayer -5,
- Bufferlayer 5-30
- Logarithmiclayer 30-300,
- Wake region 300-

Verdane gjevne over er for y^+ og er sjølvsagt berre tilnærmingar.

Om ein ikkje nyttar veggfunksjonar, så må ein ha eit så fint grid inntil veggan at det er mogeleg å berekne strøyminga også i grensesjiktet. Det er då viktig at turbulensmodellen er gyldig heile vegen inntil veggan. $k-\epsilon$ modellen gjeld for den frie strøyminga og ein er difor nøydd til å nytta ein veggfunksjon. Ein veggfunksjon løyser ikkje strøyminga i det viskøse sublayer og bufferlayer. Standard Wall Function er det som er forvalt i Fluent og den er mykje brukt for industrielle berekningar. Igjen så er det nøyaktigheit i høve til berekingsøkonomi som gjer denne mykje brukt. Enhanced Wall Treatment er ein tolags modell og kan delvis modellere trykkgradient i grensesjiktet. Den gir derfor betre resultat enn Standard Wall Function om det er meir komplekse strøymingar nær veggan. I tillegg er den betre om det er raske endringar og store trykkgradientar i hovudstrøyminga. Den er sjølvsagt berekningsmessig dyrare. Enhanced Wall Treatment kombinerer ein tolags modell med såkalla Enhanced Wall Function. Dette gjer at om gridet er fint nok, vil modellen vera identisk med tradisjonell

tolags modell. Det fine gridet går sjølvsagt utover berekningsøkonomien. Det er også viktig å få ein glatt overgang mellom grove og fine celler for å unngå berekningsfeil i overgangssona. Om ein ikkje har fint nok grid inntil veggen, vil denne modellen minna mykje om dei over.

Det er valt å nytta standard veggfunksjon i simuleringane i kapittel 5.3, 5.4 og 5.7. Dette er valt ut ifrå eit berekningsøkonomisk synspunkt.

2.8 Programvarer

Frå Ansys 12.0 er det nytta tre ulike program, Design Modeler, Ansys Academic Meshing Tools, og Fluent.

Design Modeler er Ansys sit CAD program. Som i dei fleste andre CAD program har ein høve til å teikna omriss i eit plan og så ekstrudera dei ut i ein

3. dimensjon. Det er sjølvsagt fleire moglegheiter, men dette har vore hovudframgangsmåten for å få fram dei geometriane som er i modellane i denne oppgåva. Spesielle ting som avrundingar og andre beskjæringar kan leggjast på i etterkant av ekstruderinga. Ein har med andre ord høve til det meste. For kompliserte geometriar kjem det tydeleg fram at det er CFD og ikkje CAD som er Ansys si sterke side. I denne oppgåva er dei fleste geometriane relativt enkle, sjå Figur 11 og Figur 14, men når ein skal lage ein modell som Figur 37 er ein i nærheita av grensa for kva som er mogeleg å få til innanfor rimeleg tidsbruk.

Ansys Meshing Tools er eit gridgenereringsprogram. Dette programmet les inn geometrifila som er generert i Design Modeler. Gjennom ulike applikasjonar tilgjengelege i det grafiske grensesnittet blir CAD geometriane grida med ulike gridtypar og -dimensjonar alt etter behov. Sjå Figur 38 og Figur 39

Fluent er et CFD-program som no er ein del av Ansys-serien. I dette programmet les ein inn MSH-fila som er generert i Ansys Meshing Tools. MSH-fila inneheld geometriane frå Design Modeler med det gridet som er generert i Ansys Meshing Tools. Grensebetingelsar, rørsle, porøsitet, turbulensmodellar, mm blir spesifisert for den aktuelle modellen i Fluent. Når alle føresetnadar og modellar er satt, kan Fluent løysa strøymingsproblemet numerisk.

Dei tre programma frå Ansys-serien er dei som er konsekvent nytta til alle CFD-simuleringar i denne oppgåva.

Flowmaster (kapitel 5.5) er eit program som er nytta i denne oppgåva, men som ikkje er ein del av Ansys serien. Det er eit eindimensjonalt strøymingsprogram. Med dette meiner ein at det ikkje kan løysa problem på same måte som Fluent, men er avhengig av innebygde komponentar som for eksempel røyr og tilsvarande, der det berre er strøyming i ein retning.

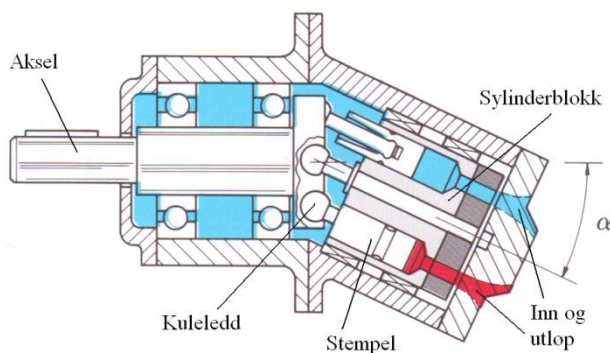
Komponentane kan byggjast opp til eit system av komponentar, sjå Figur 33 og Figur 35, så ein kan slik sett ha strøyming i fleire retningar sett ut frå eit globalt koordinatsystem, men for kvar komponent er det berre ein retning.

3 Pumper

Pumper kjem i to hovudvariantar: sentrifugal- og fortreningspumper. I denne oppgåva er det fortreningspumper som er tema, nærare bestemt stempelpumper. Også innanfor stempelpumper er det mange variantar. Skilnaden ligg i talet på stempel og drivmåte for stempelet sin aksialrørsle.

3.1 Virkemåte og oppbygging

I denne oppgåva er det aksialstempelpumpe som vist i Figur 4 som blir sett nærare på.



Figur 4 Snitt av stempelpumpe.
(Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

Som ein ser frå Figur 4 så er det fleire stempel som står i sirkelformasjon i sylinderblokka. Heile sylinderblokka og stempela roterer om senter. Vinkelen mellom inputakselen og sylinderblokka gjer at stempela går inn og ut i sylinderane. På denne måten vil øvre og nedre dødpunkt vera på same plassen i ein rotasjon for alle stempela, og ein får flytta olje frå innløpet til utløpet.

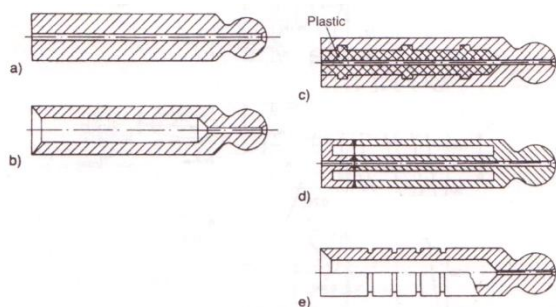
3.2 Ideell og reell pumpe

Effekten til ei ideell pumpe (eller motor) kan beskrives ved:

$$P = Q \cdot \Delta p = T \cdot \omega \quad (3.1)$$

I ei ideell pumpe blir all den tilførte effekten omgjort til trykk og/eller flow. I ei reell pumpe er det eit tap, det er dette som skil den reelle frå den ideelle. Den største delen av tapa er lekkasje, medan mekanisk tap utgjer ein mindre del. Alle tap i eit system kan beskrivast med ein verknadsgrad.

Spaltelekkasje kan ein finne på tre plassar i ei slik pumpe: mellom stempel og sylindervegg, mellom sylindrerblokka og ventilplata og gjennom stemplet. Ei utleiing for lekkasjen over eit stempel blir gitt i kapittel 4 og berekna i kapittel 5.1. Alle desse interne lekkasjane i pumpa fungerer som smøring mellom dei rørlege og stasjonære delane. Det er difor i mange pumper ein lekkasje gjennom stempelet slik at ein får smurt leddet i drivenda av stempelet. Dette kan sjå ut som vist i Figur 5 under.



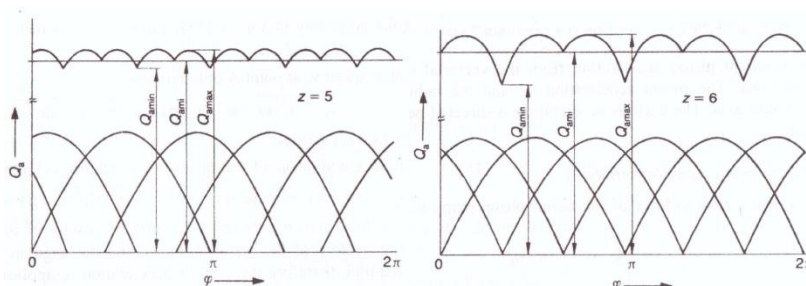
Figur 5 Ulike utformingar av stempel.
(Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

Som ein ser av Figur 4 så kan også stempela vera utan intern lekkasje.

Volumetrisk verknadsgrad er forholdet mellom den oljemengda pumpa leverer og det teoretiske fortreningsvolumet, der den faktiske volumstraumen er det teoretiske fortreningsvolumet minus lekkasjestraumen.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{Q}{Q_{\text{ideell}}} \quad (3.2)$$

Alle slike stempelpumper blir produsert med eit oddetal mengde stempel for å jevna trykkstøta som kjem akkurat i det eit stempel leverer olja til trykkporten i pumpa. Figur 6 viser den store skilnaden som er mellom oddetal og partal stempel. Det er fordelar og ulemper med både oddetal og partal stempel, men reduksjonen i trykkstøta og gode starteigenskapar er det som gjer at ein berre nyttar oddetal. Det er 5, 7 og 9 stempel som er det vanlege. I kapittel 5.4 og 5.7 er det nytta 7 stempel.



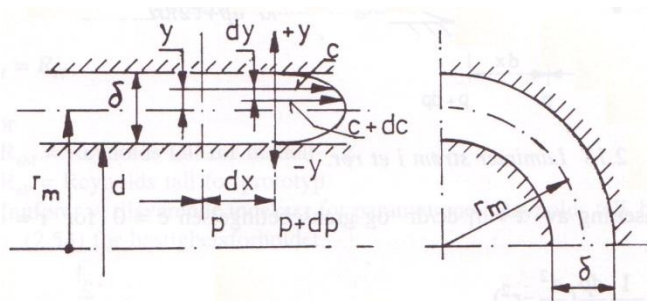
Figur 6 Variasjon i volumstraum for ideell stempelpumpe. 5-6 stempel.
(Kjeldertilvising for originalfigur er i kapittel 10)

4 Spaltlekkasjar

Spalter som ein typisk finn i hydrauliske maskiner er i storleik 1-50 μ m og med ein breidde eller lengde frå nokre mm til nokre cm. Strøyminga i desse små spaltene kan antas å vera laminær sidan Reynoldstalet (4.1) er godt under den kritiske verdien⁴.

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (4.1)$$

Lekkasjen mellom sylindar og stempel er bestemt av dimensjonen på spalta, trykkdifferansen og olja sin viskositet. Viskositeten til eit fluid fortel noko om kor tjukt eller tynt det er. For eksempel: Luft 1,8E⁻⁵ kg/ms, vatn 1,0E⁻³ kg/ms, olje (SAE 10W 30) 1,7E⁻¹ kg/ms^[i] Som ein ser så blir verdien på viskositeten høgare når fluidet oppfattas som meir tjuktflytande. Eit tjukkare fluid gjer sjølvsagt lekkasjen gjennom spalter mindre.



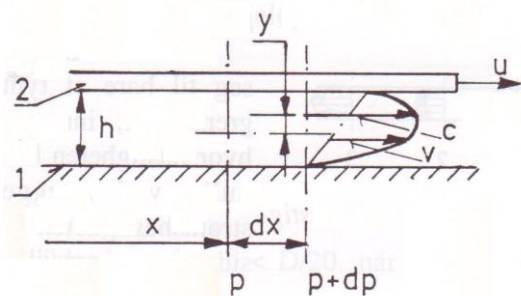
Figur 7 Hastighetsprofil i ei ringspalte.
(Kjeldefotering for originalfigur er i kapittel 10)

For ei ringspalte⁵ som i Figur 7 kan det visast at:

$$c = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2 \right) \frac{dp}{dx} \quad (4.2)$$

I ei pumpe vil sjølvsagt stempelet ha ei rørsle i høve til sylinderveggen. Dette gjev eit ekstra ledd i uttrykket for hastighetsprofilen.

^[i] Dynamisk viskositet ved 20°C for alle tre fluida. For olja er verdien representativ, sidan SAE tillet $\pm 50\%$, spesielt ved lave temperaturar.



Figur 8 Hastighetsprofil i spalte med ein vegg i rørsle.
(Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

For couettestrøyminga i Figur 8 er det tenkt at bredda \gg høgda og at u er konstant. Det kan då vises at:

$$c = u \left(\frac{1}{2} + \frac{y}{h} \right) + \frac{1}{2\mu} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \frac{dp}{dx} \quad (4.3)$$

Som ein ser så er det første leddet bidraget frå veggene som er i rørsle, som er proporsjonalt med avstanden frå den stillestående vegg, medan det siste leddet er trykkdifferansen over spalta. Om ein vidare antar at $\delta \ll r_m$ så kan likning (4.3) skrivast:

$$c = u \left(\frac{1}{2} + \frac{y}{\delta} \right) + \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2 \right) \frac{dp}{dx} \quad (4.4)$$

Om ein integrerer over spalta;

$$Q = 2\pi r_m \int_0^{\delta/2} 2c \, dy \quad (4.5)$$

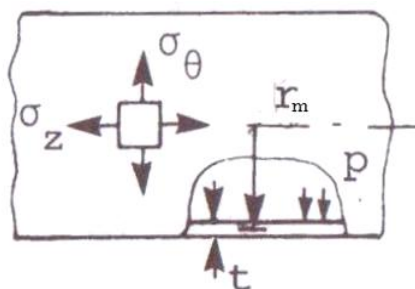
Får ein:

$$Q = 2\pi r_m \left[\left(u \frac{3\delta}{4} \right) + \left(\frac{\delta^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) \right] \quad (4.6)$$

Likning(4.6) gjev lekkasjestrøyminga over eit stempel og er berekna i kapittel 5.1

4.1 Deformering av sylinder

I likningane (4.1) til (4.6) har ein gått ut frå at strukturen er så stiv at den ikkje endrar form. Sidan ingen lekam er uendeleg stiv, så må ein anta at det er ei viss endring i strukturen. Deformering av strukturen som følgje av trykkdifferansen mellom sylindere si inn- og utsida vil auka spalta mellom sylinderveggen og stempelet. Ein auking i spaltehøgde vil sjølvst gje ein auke i lekkasjen.



Figur 9 Spenningar i enkel sylindervegg.
(Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

For ein enkel sirkulær sylinder som vist i Figur 9 kan det visast at tangentialspenninga i sylinderveggen kan utrykkas som⁶:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 + \left(\frac{a}{r_m}\right)^2}{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2} p \quad (4.7)$$

Der p sjølvst gjev overtrykket som er i sylindere, relativ til utsida. Vidare er samanhengen mellom spenning og tøyning gitt ved Hooks lov:

$$\sigma = \epsilon E \quad (4.8)$$

Her er ε tøying og den er definert som:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (4.9)$$

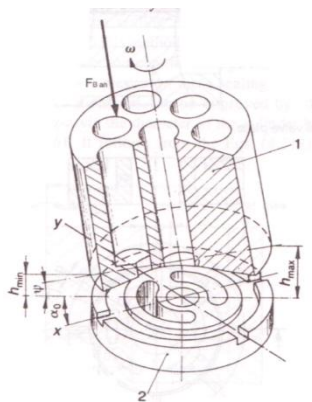
Likning (4.9) kan for ein sylinder uttrykkjast som;

$$\varepsilon = \frac{r_{ny}}{r_{gamle}} - 1 \quad (4.10)$$

som gir at den nye radiusen i sylindere som følgje av trykkauke kan skrivast:

$$r_{nye} = r_{gamle} \left(\frac{\sigma_0}{E} + 1 \right) \quad (4.11)$$

Dette er gjort for ein enkel sylinder i tabell 1 på side 22. For ei sylinderblokk vil ein større part av veggane vera stivare og verka til ein reduksjon av forholdet ”deformasjons-lekkasje/trykk-lekkasje”



Figur 10 Sylinderblokk.
(Kjeldetilvising for originalfigur er i kapittel 10)

For ei sylindrerblokk som vist i Figur 10 kan spenninga i veggen uttrykkjast som;

$$\sigma_{\theta} = p \frac{\left(\frac{d_k}{2} + \frac{s}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_k}{2}\right)^2}{\left(\frac{d_k}{2} + \frac{s}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} \quad (4.12)$$

med s som tjukne mellom cylindrane og d_k som innvendig diameter. For å finna spenninga og deformasjonane i ei heil blokk bør ein nytta FEM analyse, ettersom trykket er ulikt i kvar sylindrer. Det er ikkje gjort i denne oppgåva. Innverknaden av at det i røynda er ei sylindrerblokk og ikkje ein enkel sylindrer er diskutert i kapittel 6.

4.2 Optimal spaltehøgde

Den rette spaltehøgda er viktig. Er den for stor blir lekkasjetapet stort og er spalta for liten blir friksjonen for stor. Den optimale spaltehøgda er derfor den som gir det minste tapet.

Likning (3.1) kan utvidast til:

$$P_{\text{tapQ}} = \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot l_k} \Delta p^2 \quad (4.13)$$

som gir effekttapet som funksjon av spaltelekkasjen. Vidare har ein at tapet som funksjon av friksjonen kan uttrykkjast som:

$$P_{\text{tapF}} = F \cdot u_k = \mu \frac{u_k^2}{\delta} \pi \cdot d_k \cdot l_k \quad (4.14)$$

Her er $F = \tau \cdot \pi \cdot d_k \cdot l_k$ som alt har blitt satt inn i (4.14).

$$P_{\text{tap}} = P_{\text{tapQ}} + P_{\text{tapF}} \quad (4.15)$$

Den optimale spaltehøgda er då sjølvsagt når funksjon (4.15) er på sitt minimum, noko som då vil seia:

$$\left[\frac{dP_{\text{tap}}}{d\delta} \right]_{\delta=\delta_{\text{opt}}} = 0 \quad (4.16)$$

som gir at den optimal spaltehøgda kan uttrykkjast som:

$$\delta_{\text{opt}} = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot l_k \frac{u_k}{\Delta p}} \quad (4.17)$$

Denne utrekninga gjeld sjølvsagt berre for akkurat det gjevne trykk, hastigheit, slaglengde osv. Det er difor nødvendig å nytta empiriske data i tillegg til utrekningar når ein skal designe ei pumpe. Eksperimentelle undersøkingar har vist at ein verdi mellom $0,7E^{-3}$ og $1,5E^{-3}$ for den relative klaringa er optimal for heile operasjonsområdet. Den relative klaringa vert uttrykt ved $2 \cdot \delta / d_k$

Sidan det er ein klaring mellom sylinder og stempel vil stempelet tilte (helle) inne i sylinderblokka som følgje av at det er stempelet som driv sylinderblokka rundt. Utleiinga i dette kapittelet går ut frå at stempelet står i senterposisjon med lik opning heile vegen rundt og at det dermed ikkje er noko tilt. Når ei pumpe har vore i drift lenge, vil det også bli ein viss slitasje. Denne vil då ikkje vera jamn som følgje av tilten på stempel. Denne slitasjen er det dermed heller ikkje tatt høgde for i utrekningane.

Utrekningar av optimal spaltehøgde er lista i tabell 1 side 22

5 Simuleringar og resultat

5.1 Spaltelekkasje

Formlane som blir utleia og presentert i kapittel 4 har blitt satt opp i eit rekneark for å kunne talfesta kva verdi som vil vera realistisk for lekkasjeforholdet ”deformasjons-lekkasje/trykk-lekkasje”.

Det er definert eit stempel som ved eit gjeve trykk på $1E^7$ Pa har ei spalte som er akkurat den ideelle. Det blir så berekna kva lekkasjen blir for 3 ulike spaltelengder. Så blir systemet utsett for ein trykkauke til $2E^7$ Pa. Her blir det først gjort berekning for kor stor lekkasjen blir med det nye trykket og den originale spaltehøgda. Så blir deformasjonen av sylindern berekna slik at ein får den nye spaltehøgda. Når ein har den nye spaltehøgda, blir lekkasjen berekna på nytt. Differansen mellom lekkasjen funne før og etter deformeringa vil vere lekkasjen som er eit resultat av deformasjonen. Dette blir gjort for to ulike veggjukner.

Det er antatt at σ (sjå likning (4.7), (4.8), (4.11)) er mindre enn flytespenninga for materialet i sylinderveggen og at sylindern dermed held seg i det elastiske området. Formlane i kapittel 4 er for konstant stempelhastigheit og det er difor nytta snitthastigheita til eit stempel og ikkje ei sinusvarierende hastigheit. Resultata frå berekningane blir presentert i tabell 1.

Lengde/ veggjukne	h_{opt}	Lekkasje ved $1E^7$ Pa	Lekkasje ved $2E^7$ Pa og h_{opt}	Lekkasje ved $2E^7$ Pa og auka spaltehøgde	Auke i lekkasje pga auka spalte	Deformasjons- lekkasje/ trykk-lekkasje
50mm/10mm	$5.77E^{-5}$	$3.32E^{-5}$	$3.92E^{-5}$	$4.41E^{-5}$	$4.87E^{-6}$	12.40
50mm/20mm	$5.77E^{-5}$	$3.32E^{-5}$	$3.92E^{-5}$	$4.16E^{-5}$	$2.31E^{-6}$	5.90
75mm/10mm	$7.07E^{-5}$	$4.07E^{-5}$	$4.81E^{-5}$	$5.29E^{-5}$	$4.83E^{-6}$	10.05
75mm/20mm	$7.07E^{-5}$	$4.07E^{-5}$	$4.81E^{-5}$	$5.04E^{-5}$	$2.31E^{-6}$	4.80
100mm/10mm	$8.16E^{-5}$	$4.70E^{-5}$	$5.55E^{-5}$	$6.03E^{-5}$	$4.81E^{-6}$	8.67
100mm/20mm	$8.16E^{-5}$	$4.70E^{-5}$	$5.55E^{-5}$	$5.78E^{-5}$	$2.30E^{-6}$	4.15

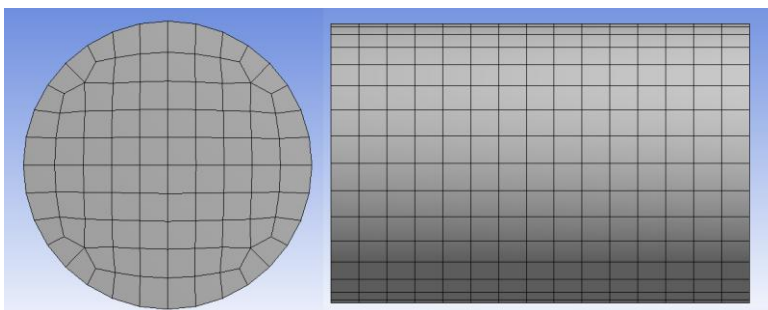
Tabell 1

Alle massestraumar i tabell er i m^3/s , lengder utan nemning er i meter og siste kolonne er i prosent.

5.2 Deforming mesh

For å få til ei CFD simulering av ei heil pumpe er det ei rekkje ulike teknikkar som må lærast og forståas. Problemet er difor brote ned i mindre delproblem som er løyst kvar for seg.

Som ein ser frå Figur 11 så er den teikna geometrien så enkel som mogeleg til å starte med. Ein heilt rett sylinder utan veggar på utsida, men framleis ein god nok representasjon av problemet for det som ein her prøver å lære her. Sjølv om det ikkje er teikna nokon fysiske veggar, men berre det veskefylte volumet, så kan ein i Fluent definera flatar som veggar ved hjelp av grensebetingelsar. Det er på same måte ikkje nødvendig å ha eit fysisk stempel. Eine endeflata blir definert som stempel, som då vil vera ein tett vegg som rører seg slik som ein spesifiserar. Denne rørsla er spesifisert gjennom "In Cylinder" funksjonen som er i Fluent. Det er nytta layering (som omtala i kapitel 2.3) for å fjerna og leggja til celler med α_s og α_c lik 0,5.



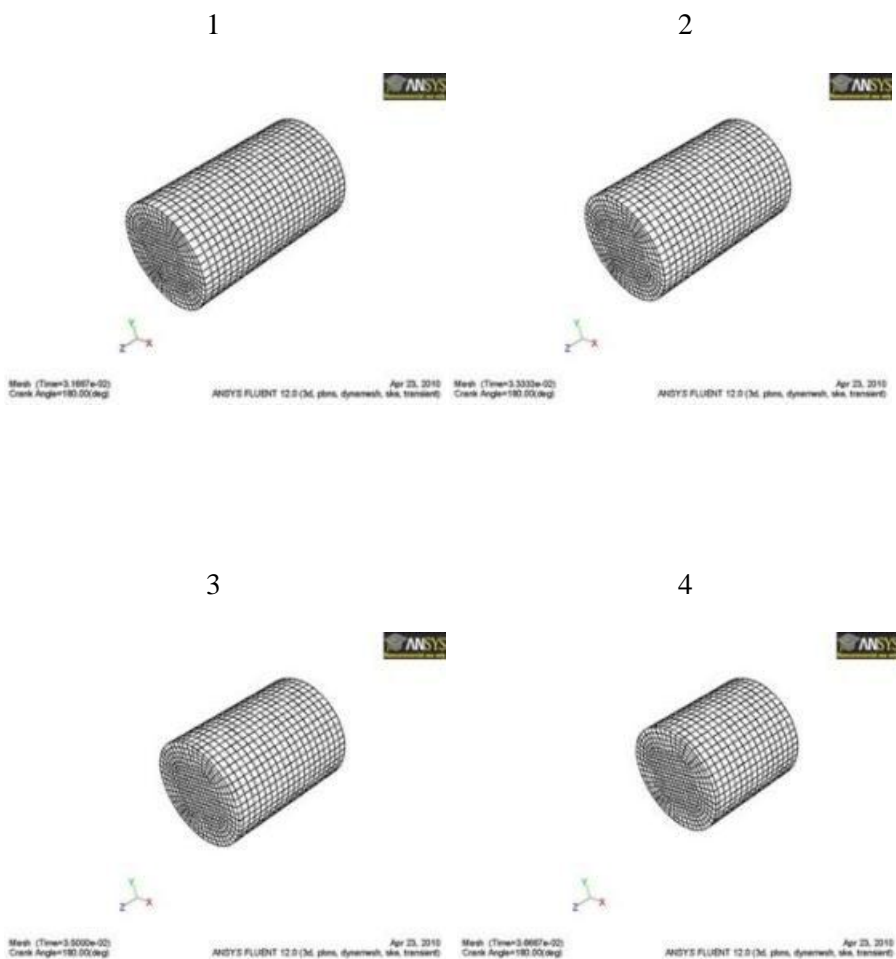
Figur 11 Veskevolum i sylinder utan sylinderveggar.

Sidan ein sylinder er ein regelmessig geometri, så er det nytta eit strukturert grid. Når ein begynner å deformera gridet er det ein stor fordel at alle celledaga er like. (sjå bildeseriar Figur 12 og Figur 13)

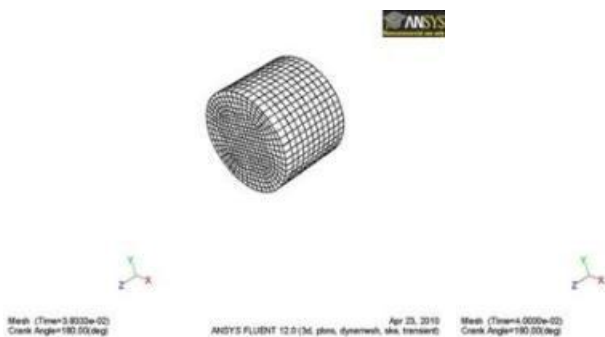
I denne delen av oppgåva er det ikkje utført nokon simuleringar, då målet med denne delen har vore å setje opp eit bra grid og å få det til å slå saman og splitte celler etter kvart som stempelet rører seg. Gridrørsla kan kjørast utan at det blir utført nokon berekning på fluidet inni. Ein ser også av Figur 11 at gridet måtte ha vore mykje finare om ein skulle ha gjort ein simulering.

Figur 12 er ein bildeserie på 9 bilde som viser veskevolumet sin form gjennom ein halv syklus. Det er berre tatt med halve syklusen då bilda vil vera dei same berre i omvent rekke følgje for sugerørsla.

Figur 12 Veskevolumet si form gjennom ein halvt syklus.



5



6



7



8

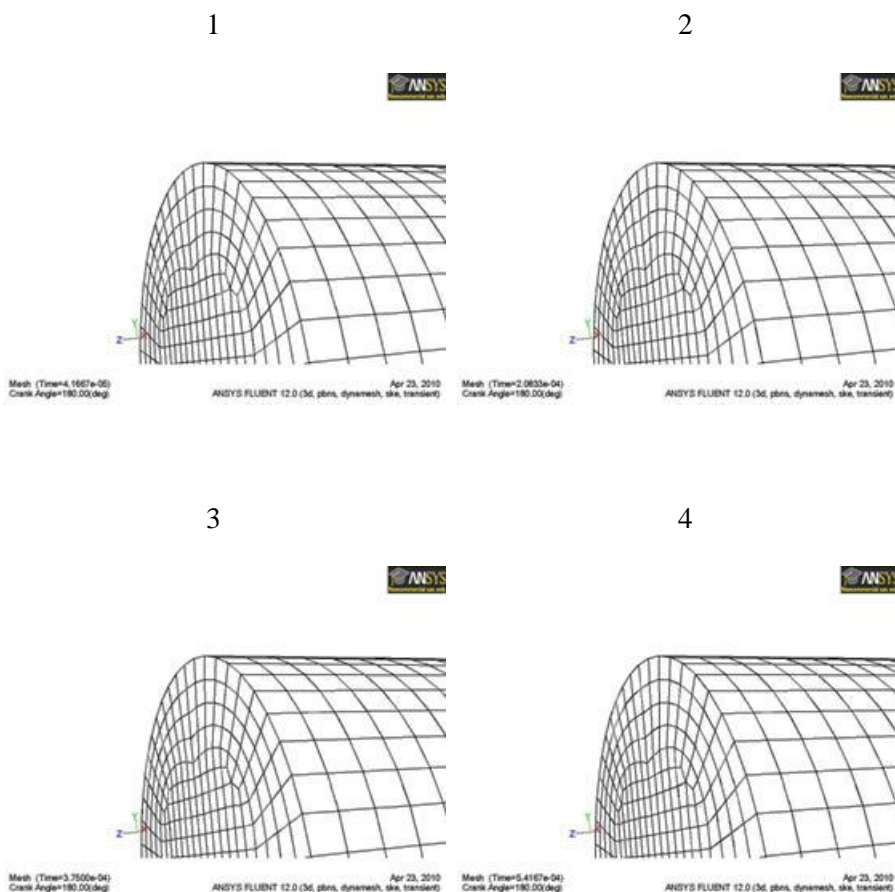


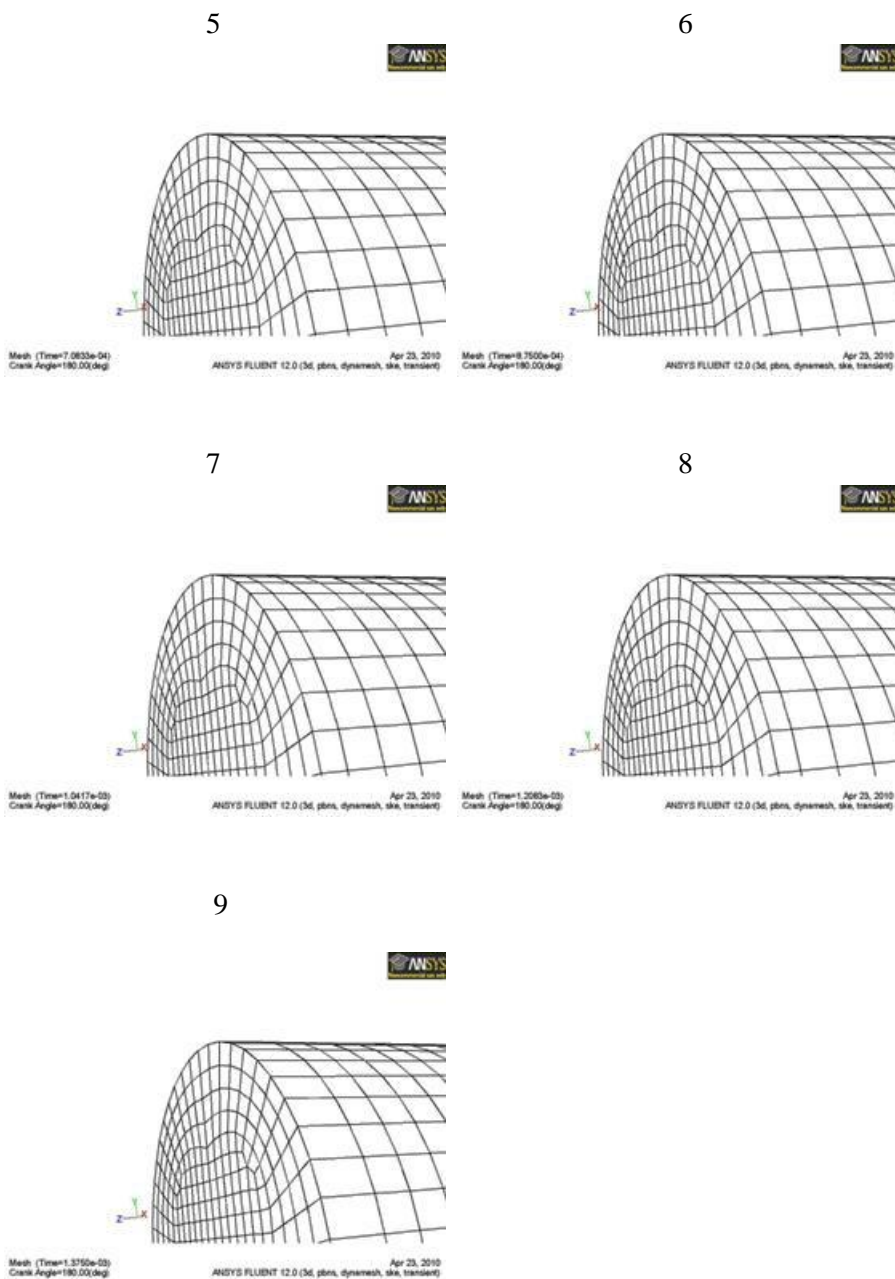
9



Bildeserien i Figur 13 er 9 bilde av stempelrørsla som gir deformering og samanslåing av celler. Legg merke til korleis den øvste cella blir mindre for kvart bilde. Når den når halv høgde av optimal cellehøgde blir nodene mellom det øvste og det nedste laget fjerna (dette skjer mellom bilde 8 og 9 i serien) Inkrementet mellom bilda er $1.666E^{-4}$ sekund, noko som er fire gonger av inkrementet som faktisk er nytta i simuleringa.

Figur 13 Samanslåinga av første celle.

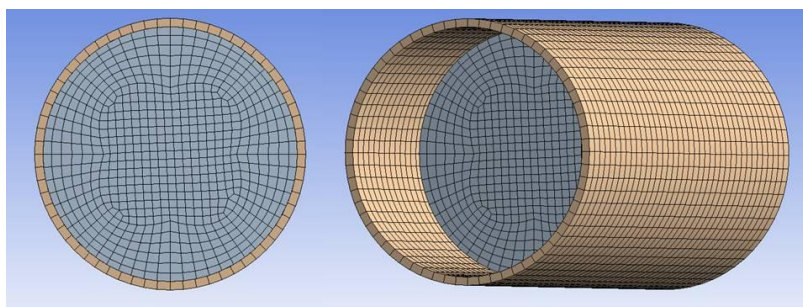




I mellom bilde 8 og 9 i Figur 13 går den yteste cella frå å ha ei høgd som er 50% av nabocella til å ha ein høgd som er 150% av nabocella. Dette gir ein liten innverknad på berekninga som er nærare forklart og diskutert i kapittel 5.3 og 7.

5.3 Simulering av porøst materiale

Denne delen av oppgåva blei starta med å teikne ein ny sylinder. I motsetning til førre oppsett som berre var ein heilt enkel sylinder, så må det her også vera ein vegg utanfor veskevolumet som kan representera spalta. Denne spalta har ei høgde på 1 mm og skal vera porøst materiale (som omtala i kapitel 2.4) i modellen.



Figur 14 Modell av eit stempel med overdimensjonert spalte rundt.

I Figur 14 er veskevolumet alt eit stykke inne i spalta/sylindern. Dette er fordi eit ekte stempel aldri vil komme heilt ut av sylindern. Det må difor vera ein viss spaltelengde sjølv når stempelet er i BDC. Gridet er også forfina i fluidet (sjå i forhold til Figur 11) for å kunne nyttast i ein simulering og ikkje berre nyttast til grid rørsle. Sjølv om gridet er forfina i forhold til førre modell, er gridet så grovt som det let seg gjera. Det er nemleg berre ei celle i høgda på det porøse materiale.

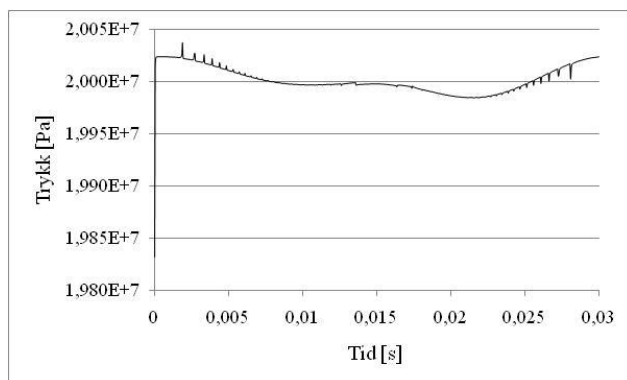
Mellom fluidveggen og innerveggen på det porøse materialet må det vera ein "interface" som grensebetingelse. Denne grensebetingelsen knytter saman dei to overflatene. Rørsla av stempelet blir til å begynne med gjort på same måten som i kapitel 5.2, med den innbygde funksjonen. Toppen av fluidet har grensebetingelsen trykkutløp, med konstant trykk ($2E^7$ Pa). Det same trykket blei satt til initialtrykket i fluidet. Det er då lett å samanlikne med det som vart gjort i kapitel 5.1, sidan trykket vil vera konstant gjennom heile rørsla. Det at trykket er konstant er sjølvstøtt berre ei tilnærming, som vil bli diskutert betre i kapitel 5.6. Bakenden på spalta er også satt som eit trykkutløp, men her med eit mindre trykk. Typisk er trykket bak spalta det same som trykket er på sugesida av pumpa.

Det porøse materialet er berre i spaltene og det er spesifisert at straumen i spaltene skal vera laminære akkurat som i røynda. Då gjeld Darcy sin lov

(likning (2.13) i z retning) for tapet i det porøse materialet. I Figur 14 er z-retning på langs med sylindren. Resten av modellen, kunne også vore simulert med laminær strøyming, men då det i modellane i 5.4 og 5.7 vil vera parti med lokalt høge hastigheitar, er det valt å nytta k-ε turbulensmodell med standard veggfunksjon alt frå denne modellen, for at resultatane lettare skal kunna sjåast i samanheng.

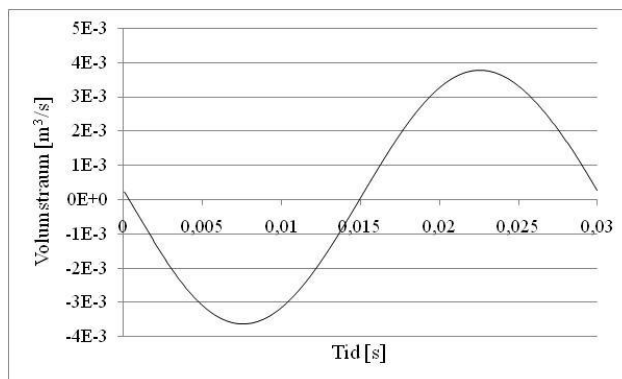
Som nemnd over så var stempelet si aksialrørsle styrt av den innbygde funksjonen; "In Cylinder", men etter kvart som UDFane til neste modell (sjå kapittel 5.4 og 12) vart utvikla, vart desse nytta i staden. Dette skaper større likskap mellom deloppgåvene og det blir dermed enklare å overføre verdien som vart funnen for det porøse mediet.

Olja som vart nytta i simuleringane har ein tettheit på 850 kg/m^3 og ein viskositet på $0,1 \text{ kg/ms}$. Dette skulle vera representativt for hydraulikkolje.



Figur 15 Trykk i sylinder.

Grafen i Figur 15 har tilsynelatande stor variasjon sjølv om det tidlegare er sagt at trykket i sylindren skulle vera konstant under simuleringa. Utslaget kjem av den fine graderinga. Det faktiske avviket frå $2E^7$ Pa er på berre $\pm 0,125\%$. I tillegg til den jamne variasjonen på trykket, er det toppar/piggjar med jamne mellomrom. Dette er eit resultat av celledelting og samanslåinga. Desse toppen er i storleiksorden $0,025\%$ og ser ikkje til å ha nokon vesentleg innverknad på simuleringa.

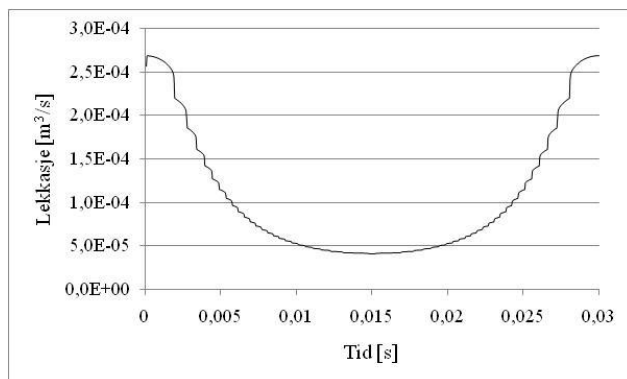


Figur 16 Volumstrøm ut av sylinder.

Volumstrømmen i Figur 16 har sjølvsagt ein sinusform sidan posisjon til stempelet er ei sinusform. Den negative volumstrømmen er ut av sylindere.

Denne sylindere har ein diameter på 30 mm og ein slaglengde på 50 mm, noko som gjev eit volum på $35,34 \text{ cm}^3$. Om ein då ser på veskevolumet ut av toppen i første halvdel av syklusen, finn ein at den leverer $33,67 \text{ cm}^3$. Dette gjev ein verknadsgrad på 0,953. Denne verknadsgraden er mykje høgare enn kva ein finn i ei pumpe, men den lekkasjen som er med her er berre ein av tre lekkasjar som er i ei pumpe. Desse sylindermåla er konsekvent nytta i alle simuleringar.

Verdien som er brukt for det porøse materialet er bestemt ut frå lekkasjen som vart funnen ved den teoretiske berekninga for spaltelekkasje (sjå kapittel 5.1). For å kunne gjere dette så måtte simuleringa kjørast fleire gongar med ein jamn auke av motstandsverdiane til lekkasjen var riktig. Verdien som vart nytta for $1/\alpha$ var $8E^9 \text{ m}^{-2}$

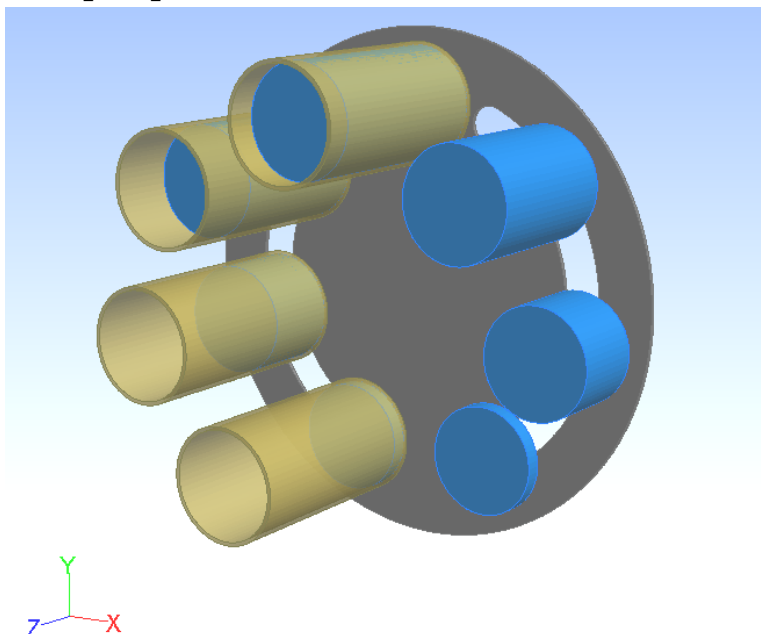


Figur 17 Lekkasje over stampelet.

Også i grafen i Figur 17 er det tydeleg hakk av celledsplitting og samanslåing. Fasongen er akkurat som forventa sidan alle verdiar som kan påverka lekkasjen er satt konstant utanom stampelet sin posisjonen og hastigheit. Det er tala som dannar denne grafen som gjev grunnlag for val av strøymingsmotstanden $1/\alpha$ for resten av oppgåva. Som ein kan sjå er det like under $5E^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ i lekkasjesstraum når stampelet er i TDC. I tabell 1 finn ein at ideell lekkasje er om lag $4E^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ så lekkasjen i denne modellen er altså litt større enn den som er funnen ved ideelle forhold.

Grafen i Figur 17 er multiplisert med -1 sidan volumstraumen ut av domenet er negativt i Fluent. Vidare i oppgåva er alle grafar for volumstraum justert til positive verdiar når det har vore strøyming ut av domenet.

5.4 Heil pumpemodell



Figur 18 Forenkla pumpe modell.

Her er det 7 sylindrar (sjå kapittel 3.2) som kvar for seg er lik som den i kapittel 5.3. På dei tre næraste er spalta rundt veskevolument gjort usynlig for betre å visa stempelet sin aksialposisjon, medan dei 4 andre spaltene er gjort delvis transparente. Det som ser ut som ventilplata er egentlig ein representasjon av spalta mellom sylindrerblokk og ventilplata. Den er overdimensjonert i høgda på same måte som spalta rundt stempla. Opningane i spalta er inn- og utløpsportane i pumpa. Dei er veskefylte og har eit trykkutløp og trykkinnløp på baksida. Trykk på innløpet er satt til $2E^5$ Pa, noko som stemmer godt med tilrådingar frå Rexroth Bosch Group⁷ for deira A2FO250. Same trykket blei også satt ved utløpet av alle spaltene. På trykkutløpet vart det satt eit konstant mottrykk på $2E^7$ Pa. A2FO250 er eit godt samanlikningsgrunnlag då den modellerte pumpa har eit totalt fortreningsvolum på $247,40 \text{ cm}^3/\text{rev}$, ut frå ein diameter på 30 mm og ein slaglengde på 50mm og A2FO250 har eit fortreningsvolum på $250 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

Som i kapittel 5.3 er k- ϵ modellen med standard veggfunksjon nytt. I denne modellen vil det heilt klart vera lokalt store hastigheitar. Ein av plassane

som det er forventa at det blir store hastigheter er sjølvsagt når opninga mellom ein sylinder og ein port er liten.

Tidssteget er berekna ut frå pumpa sin rotasjonshastigheit. Den er satt til 2000 RPM og tidssteget er ein halv grad. Eit tidsskritt er då lik $4,166667E^{-5}$ sekund som sjølvsagt gir at det er 720 tidssteg pr omdreining. Dette er konsekvent nytta i alle simuleringar.

Dimensjonen på cellene er lik som i modellen omtala i avsnitt 5.3

Til denne simuleringa var det behov for å utvikle UDFer som kunne styra stempla si aksialrørse. Den innebygde "in Cylinder" kan styre fleire stempel, men den kan ikkje faseforskyva dei. Det vart derfor nødvendig å lage 7 kodar som var faseforskyvd med $51,43^\circ$ ($360^\circ/7$) i forhold til kvarandre. C-koden som vart nytta er basert på ein annan C-kode som vart funnen på eit CFD forum⁸. Koden vart modifisert slik at den kunne nyttast i denne oppgåva.

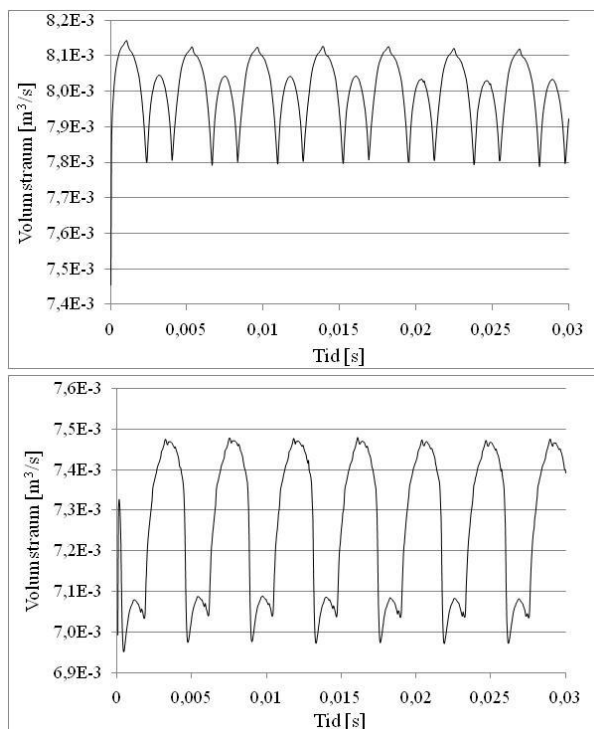
Pumpa er nødvendigvis blitt teikna med stempla i den høgda som dei har i startposisjonen. Startposisjonen er rekna ut frå at stempel nr 1 er i BDC og midt mellom sug og trykkopninga i ventilplata. Aksialposisjonen til neste stempel blir funnen ut frå at det er rotert $51,43^\circ$ i forhold til førre stempel. Med trigonometriske samanhengar er det så mogeleg å finna stempelet sin posisjon på y-aksen. Det er då eit enkelt forhold mellom stempla sin delesirkel, posisjon på y-aksen og den totale slaglengda som avgjer stempelet sin aksialposisjon.

Figur 18 viser korleis toppflata til veskevolumet i sylindrane ligg inn mot spalta. Om ein samanliknar dette med ei verkeleg pumpe som vist i Figur 4 så ser ein at det skulle vore ein innsnevring av strøymingsarealet her. Denne innsnevringa skulle vore tilnærma lik portane i ventilplata. Årsaka til at dette ikkje er gjort i denne modellen, er for å syta for ei tilstrekkeleg kontaktflate(interface) inn i det porøse mediet som simulerer spalta, samt å halda modellen så enkel som mogeleg. Sylindrane sin porøsitet er lik som i kapitel 5.3, medan spalta sin porøsitet også nyttar likning (2.13), men her i x- og y-retning.

Det er viktig at det er eit veskevolum igjen når stempelet er i TDC. Om stempelrørsla er satt til å gå heit inn til ventilplata, så vil ein ha eit volum som er lik 0 og ein vil dermed få ein trykkauke som er uendeleg. Dette vil i

alle høve stoppa simuleringa. I denne simuleringa er det 2 mm klaring når stempelet er i TDC.

Med oppbygginga av pumpa som vist i Figur 18 vart det kjørt ein serie av simuleringar med variasjon i ulike parameterna . Her blir resultatata presenterte med grensebetingingar satt slik som omtala i dette avsnitt.

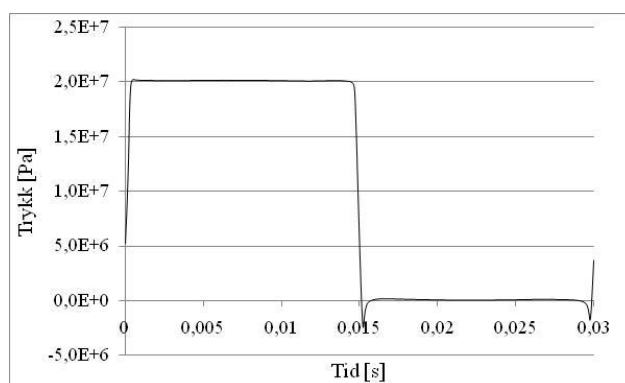


Figur 19 Volumstrøm inn og ut av pumpa.

Forma på grafen i Figur 19 er om lag lik som den presentert i Figur 6. Grafen i Figur 6 er for ei ideell pompe og har difor alle toppane i same høgda. Sidan det her er modellert med lekkasje, er ikkje pumpa ideell og toppane vil ha litt ulik høgde. I tillegg til dette så er denne pumpa utan spissar på endane av opningane i ventilplata, noko som gjer at designet i utgangspunktet er ganske dårleg. Det er det dårlege designet som må ta hovudskulda for den dårlege kurva på innløpet, medan det på utløpet er ein kombinasjon av dårleg design og lekkasje. I tillegg er det konstante trykket på inn- og utløp satt rett på baksida av spalta, noko som sjølvsaugt berre er ei tilnærming og derfor vil verka inn på resultatet. Desse tilnærmingane blir diskuterte i kapitel 5.6.

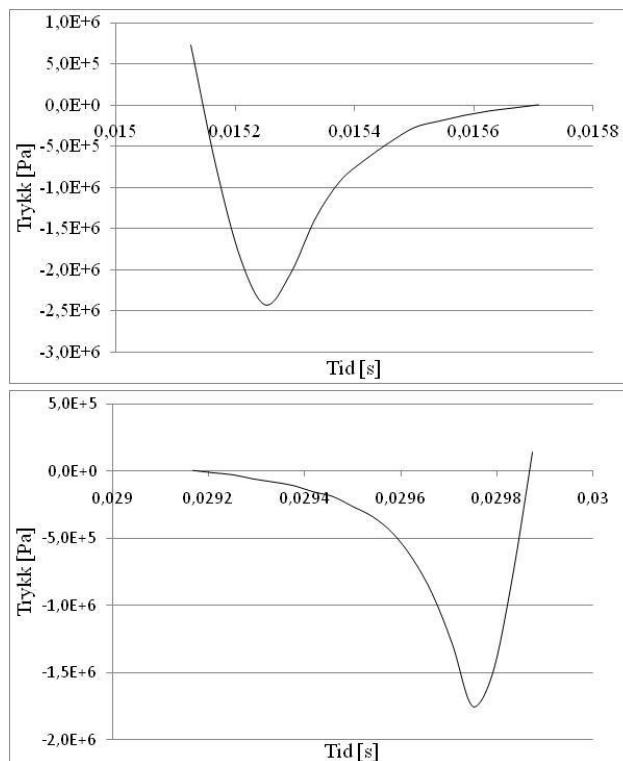
Som nemnd over så har pumpa eit teoretisk fortreningsvolum på $247,40 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Dette kan ein då sjå i høve til kva pumpa faktisk leverer ved å integrera volumstramkurva for utløpet. Sidan kurva i Figur 19 er basert på punkt som ligg rimeleg tett (720 punkt på kvar kurve) er integralet utført som ein sum av rektangel. Ein finn då at pumpa leverer $213,3 \text{ cm}^3/\text{rev}$ noko som gjev ein volumetrisk verknadsgrad på 0,863 som kan seiast å ikkje vera særleg urimeleg.

Den første toppen er ulik dei andre, dette kjem av at initialgisse er litt feil.



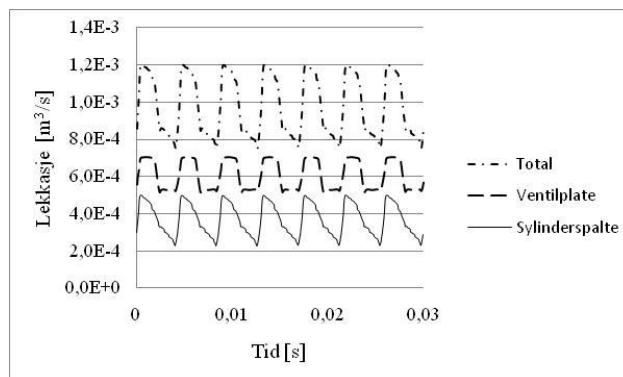
Figur 20 Trykket i ein sylinder for ei omdreining.

Som ein ser på grafen i Figur 20 så er dette ikkje så langt frå ei ideell Pumpe med ei heilt flat kurve ved trykk og sugeport samt at det er ein ganske loddrett overgang frå trykk til sug. Det som er verdt å leggje merke til er at trykket er under 0 Pa akkurat i det pumpa begynner å suge og igjen når stempelet nærmar seg BDC. Dette kjem sjølvst av at i desse posisjonane har sylindren liten eller ingen kontakt med ventilopningane, sjølv om stempelet har ei aksial rørsle. Desse negative trykka er sjølvst berre teoretiske og vil i røynda føra til kavitering.



Figur 21 Forstørring av lavtrykk parti i Figur 20.

I Figur 21 kjem dimensjonane på dei negative trykka tydeleg fram. Som ein ser så er det om lag $-2,4E^6$ Pa i det stempelet begynner å suga og på slutten av sugerørsla er det om lag $-1,7E^6$ Pa. Det som gjer at det blir mindre kavitasjon på slutten av sugerørsla enn på starten er at det er eit større veskevolum i sylindren her. Ein kan også leggje merke til at trykket begynner å stige igjen før stemplet når BDC, som er ved tida lik 0,03 sekund. Dette kjem av at det i det porøse materiale er ein liten lekkasje frå trykkutløpet og inn i sylindren.

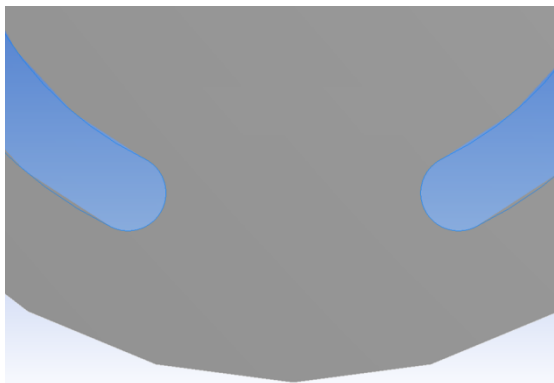


Figur 22 Grafar for lekkasjen som er i pumpemodellen.

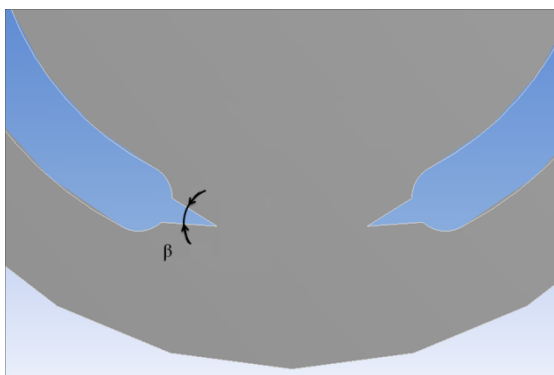
I Figur 22 er begge lekkasjane som er modellert med og ein ser at det i denne modellen er ca 50% større lekkasje mellom ventilplata og sylindrerblokka enn kva det er over stempla. Lekkasjemengda er avhengig av stempla sin posisjon, det er difor sju toppar i alle kurvene. Av same årsak er makslekkasjen på same plassen i alle kurvane.

Ein skulle kanskje tru at det no berre var å summere totallekkasjekurva og utløpskurva så fekk ein den ideelle kurva, men det er sjølvsagt ein tidsforsinking på lekkasjen i høve til volumstraumen ved utløpet. Dette gjer at den summerte kurven berre ser ut som støy.

I denne modellen er det runde avslutningar på opningane i ventilplata som vist i Figur 23.



Figur 23 Runde avslutningar på opningane i ventilplata



Figur 24 Spisse avslutningar på opningane i ventilplata.

I røynda er det i alle slike pumper lagt inn eit spor i enden av opningane som vist i Figur 24. Opningar i ventilplata med spissa avslutningar blei nytta i andre utgåve av den pumpemodellen. Med denne endringa som einaste endring i modellen vart resultatata straks betre.

Desse spissane er designa slik at det er 75% av stempelet sin diameter mellom spissane og dei skal vera 25% av stempelet sin diameter i lengde. Å finna noko generelt designkriterium for breidda av spissane der det treffer buen i opninga i ventilplata har vist seg vanskeleg, men det er i Hydraulic power systems analysis⁹ oppgitt 1,5 mm og 0,22 mm for ei pumpe med 20 mm stempel. Desse måla blei i utganspunktet skalert opp med 50%, til 2,25 mm pga 30 mm stempel, men det vist seg å gje lite effekt. Trykk- og sug spissane er laga like for å halda modellen så enkel som råd er. Vinkelen

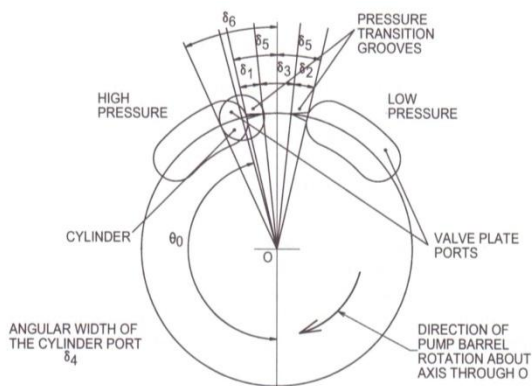
β blei auka monaleg slik at opninga der som spissen treff buen er 4,5 mm (som vist i Figur 24) altså ei dobling av det tilrådde i Hydraulic power systems analysis.

Med spissen som vist i Figur 24 oppstår det framleis kavitasjon som vist i Figur 28 og Figur 29. Ei ytterligere auke av β for å prøve å få bukt med kavitasjonsproblema resulterer berre i at det ikkje lenger er ein spiss på enden ev ein bue, men berre ein spiss avslutning av opninga. Dette er vist i Figur 25.

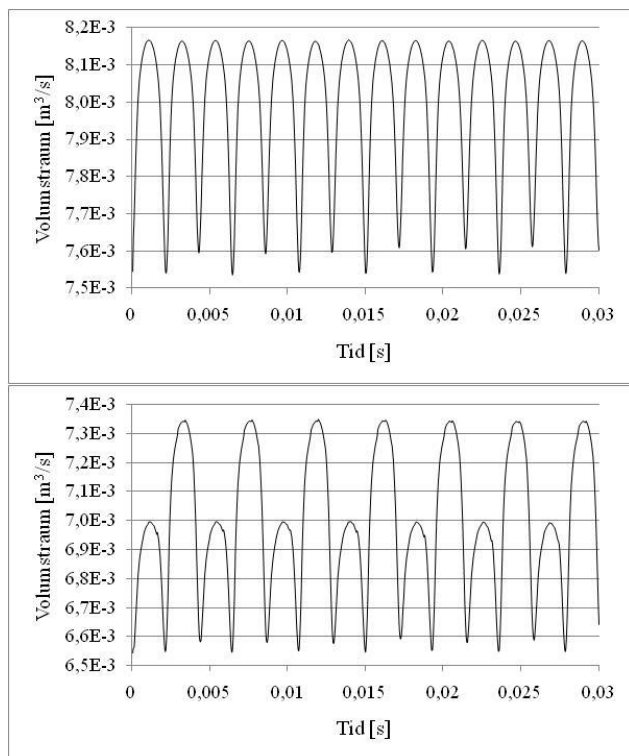


Figur 25 For stor vinkel β

Desse spora skulle jo sjølvsagt vore tredimensjonale, men sidan det ikkje er med noko innløpsgeometri i denne modellen, men berre ei forstørta spalte så har dei same forma gjennom heile spalta.

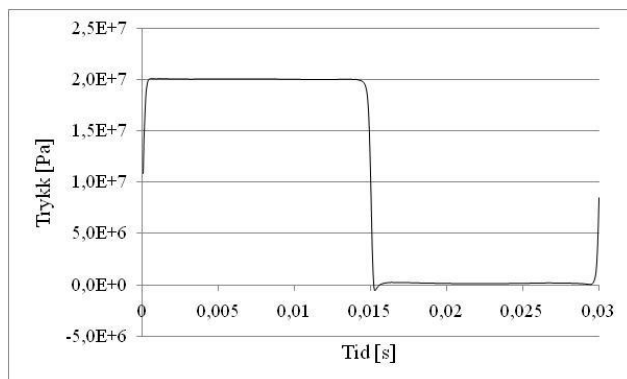


Figur 26 Design parametera i Hydraulic Power systems analysis.
(Kjeldeføring for originalfigur er i kapittel 10)



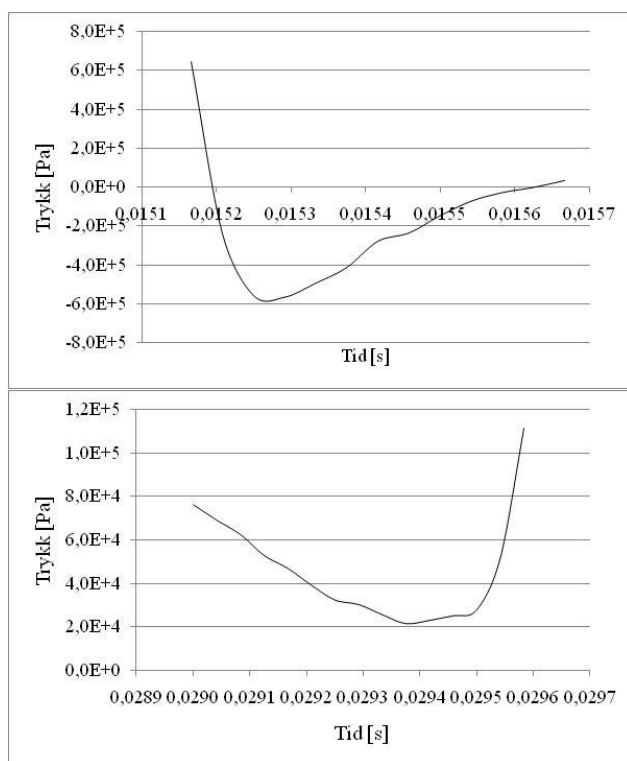
Figur 27 Volumstrøm inn og ut av pumpemodell.

Når modellen med spissar i avslutninga på opningane blei kjørt, blei resultatet som i Figur 27. Her er grafane tydeleg blitt jamnare, dei har ikkje lenger hakk på toppane (sjå Figur 19) og det er lik lengd mellom toppane. Grafen øvst i Figur 27 er for sugesida og er no om lag identisk med den teoretiske. Hadde denne pumpa vore simulert utan lekkasje, ville utløpet også vore tilnærma lik ei ideell pumpe. Når ein finn den totale volumstrømmen ut av denne modellen, på same måte som tidlegare, finn ein at denne pumpa har ein volumetrisk verknadsgrad på 0,849. Den er altså litt dårlegare enn den føregåande. Dette er sjølvsagt ein konsekvens av at det blir ein større lekkasje tilbake til sugeporten på grunn av spissane som er lagt til i modellen.



Figur 28 Trykk i ein sylindrar for ein omdreining.

Trykkkurva er temmeleg lik med den i Figur 20. Det er på detaljnivå at forandringane blir tydelege.

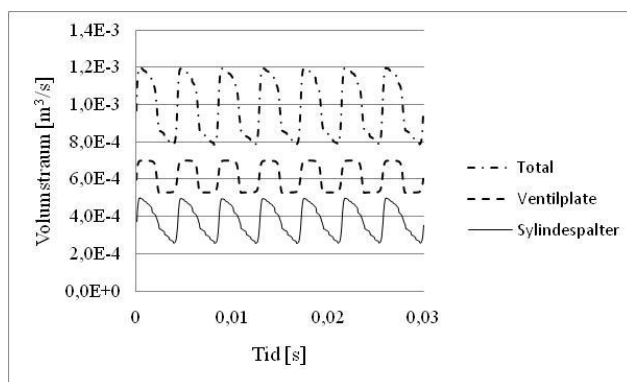


Figur 29 Forstørring av lavtrykksparti i Figur 28.

Som ein ser så er det ei lita endring i forma på begge grafane i Figur 29 i høve til simuleringsresultata presentert i Figur 21. Den viktigaste endringa

er trykknivået. Det har ikkje luktast å få denne modellen til å halde eit positivt trykk ved byrjinga av stampelet si sugerørsle, men det er sterkt forbetra her i høve til tidlegare. På slutten av stampelet si sugerørsle så er det no positivt trykk heile tida.

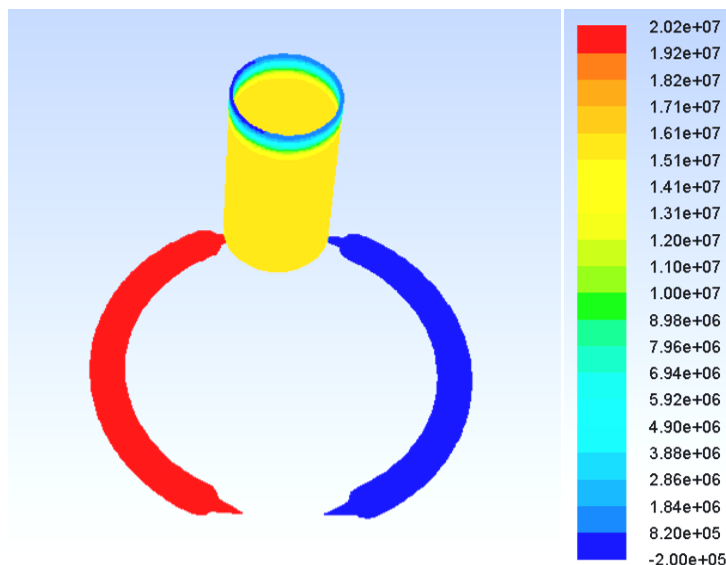
Alle trykkkurvene som blir presenterte er basert på verdiar frå Fluent, det er ein ny verdi for kvart tidssteg. Denne verdien er snitt over alle nodene i ein sylinder i det aktuelle tidssteget. Det er dermed mogeleg at det berre er nokon få celler som har ekstremt lave verdiar som øydelegg heile snittet. Om det er slike nodar, vil dei typisk vera å finna nær avslutningsspissen i opninga i ventilplata.



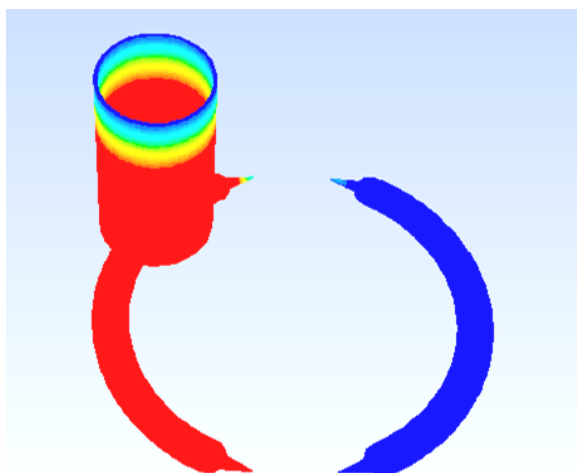
Figur 30 Lekkasje ut av pumpemodellen.

Som ein ser av Figur 30, så har sjølvstakt ikkje lekkasjen ut av pumpa blitt påverka mykje av at det er lagt inn avslutningsspissar i ventilopningane. Den lekkasjen som gjer at verknadsgraden blir lågare kjem når stampelet er midt mellom opningane i ventilplata og har kontakt med både inn- og utløp via spissen.

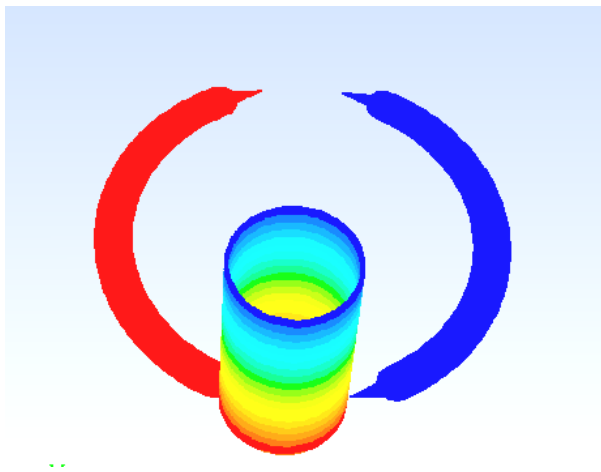
Figur 31 Bildeserie 10 bilde. Trykkdifferanse over stempel.



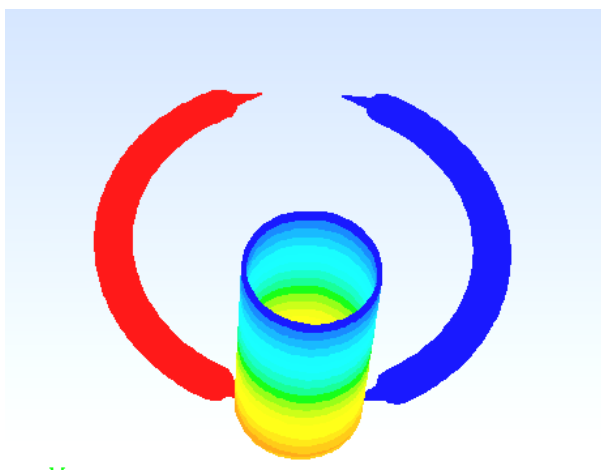
Her har det gått eit par tidssteg av simuleringa, akkurat nok til at det ikkje har bygd seg opp maksimal trykkdifferanse over stampelet. Skalaen som er nytta er grov, sidan det er ein stor skilnad i maksimums- og minimumstrykk i desse bilda.



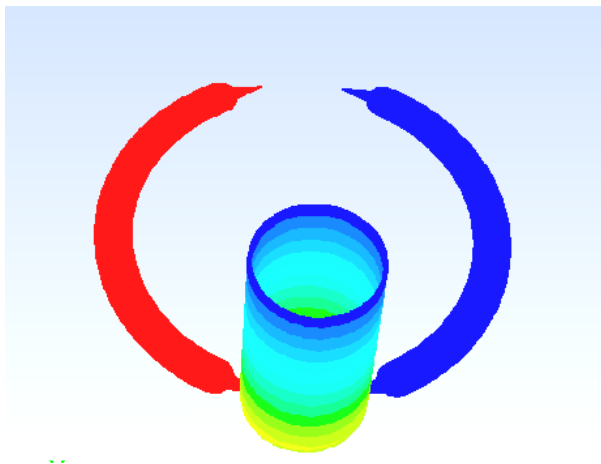
I det sylinderen kjem ordentleg over utløpet stig trykket i sylinderen til det same trykket som er på utløpet. Her er stampelet framleis langt ut og ein ser at det er berre langs den lengda av stampelet som er inni sylinderen at det er ein trykkgradient.



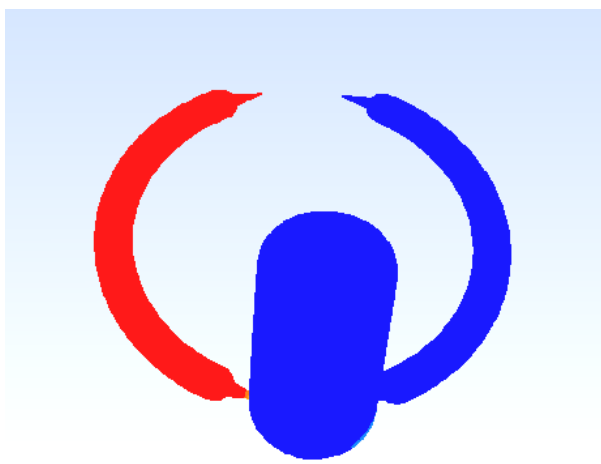
Her er stempelet nesten i TDC og det er ein trykkgradient over heile spaltelengda.



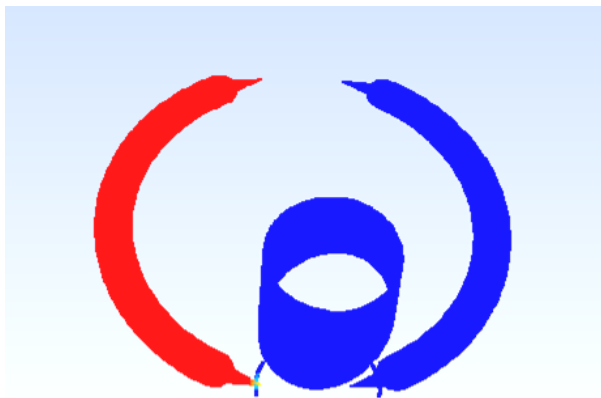
Akkurat i det sylindereen entrar spissen til innløpet begynner trykket å synke i sylindereen og gradienten i spalta blir mindre.



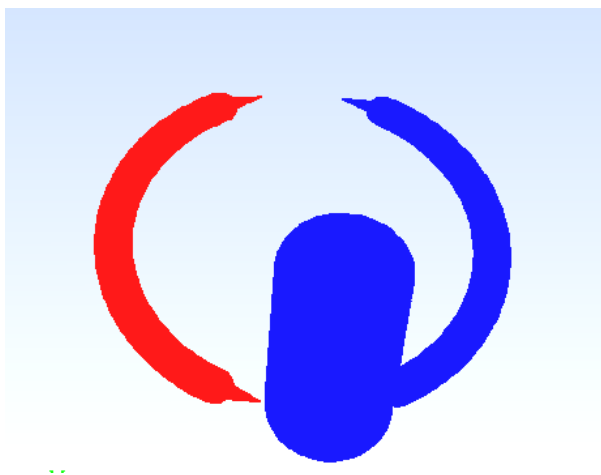
Trykket synker raskt i sylinderen når kommunikasjonen med trykksida blir mindre og kommunikasjonen med sugesida blir større.



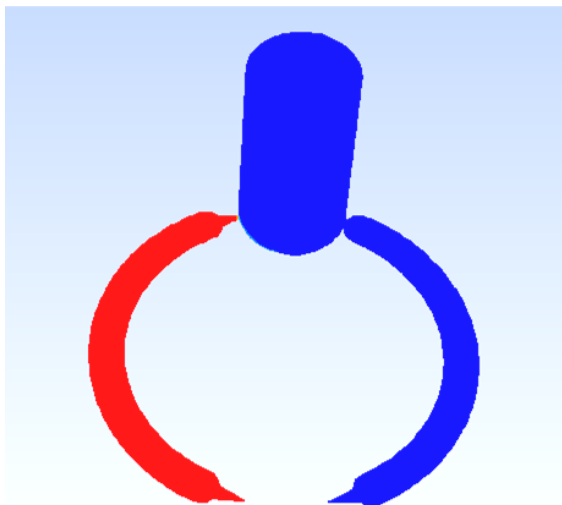
Allereie før sylinderen har forlat trykksida er trykkgradienten i spalta forsvunne.



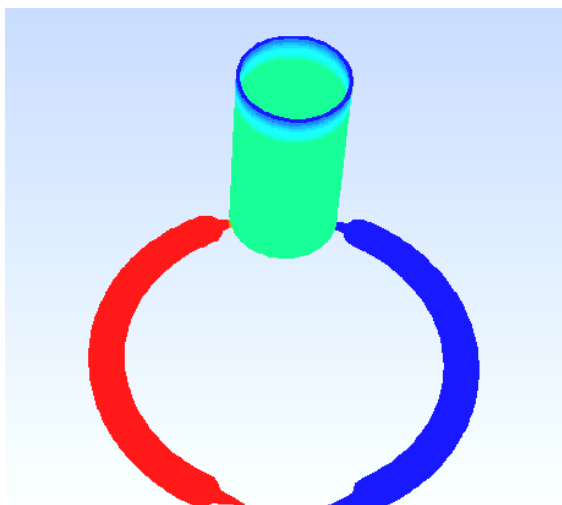
Her begynner sugerørsla å skapa kavitasjon i systemet og ein hamnar nedanfor den definerte trykkskalaen og dermed forsvinn delar av bilete.



Når kommunikasjonen med sugesida er stor nok, sluttar kaviteringa. Trykket er no det same bak stempla som på innløpet og det blir dermed ikkje noko trykkgradient og dermed ingen lekkasje.



Dette trykkbilde held seg heile vegen medan stemplet er på sugesida. Ganske opplagt kan ein då konkludere med at all lekkasjen over stempelet skjer medan stempelet er på trykksida.



Når sylindren nærmar seg slutten av runden, kjem den igjen i kontakt med trykksida og det byrjar å byggje seg opp ein ny trykkdifferanse over stempelet.

Desse bilda er ein del av ein film som er lagt ved oppgåva og skal vera tilgjengeleg via Daim.

5.5 Berekningsøkonomi

I tabell 2 presenteras node- og celledetal frå modellane i kapitel 5.4.

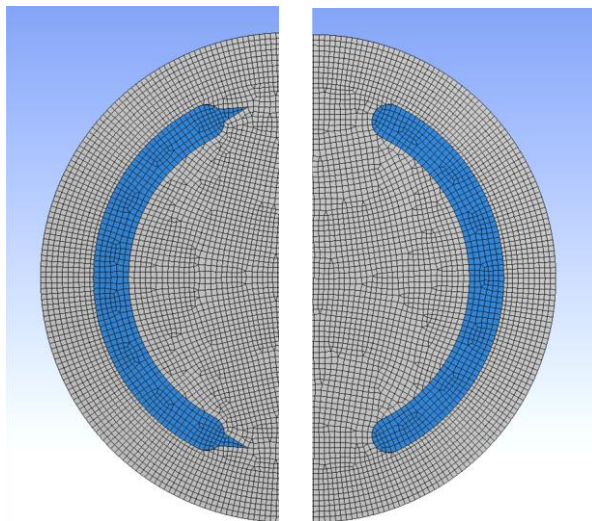
	Nodar i "utan spiss"	Nodar i "med spiss"	Celler i "utan spiss"	Celler i "med spiss"
Sylinder spalte (1stk)	4992	4992	2432	2432
Spalte ventilplate	41475	44615	5744	6184
Inn/ut løp i ventilplate (1stk)	1174	1242	506	532
Veskevolum	85888	85888	77440	77440
Totalt	164655	167931	101220	101712
% av tot brukt i spalter	46,41	47,38	22,49	22,82

Tabell 2

Som ein ser så er det totale node- og celledalet omtrent lik i desse modellane sidan dei har tilnærma identisk geometri. Det som er verdt å merka seg er kor stor del av cellene og nodene som er i spaltene i modellane. Modellane er tungkjørt i høve til celledalet, men dei er lettkjörte i høve til resultat dei gjev.

Kor mange celler ein treng for å modellera ei reell spalte, kjem sjølvst an på spaltdimensjonen, trykkdifferansen, mm. Truleg burde ein ha hatt minst 30 celler i høgda på spalta, om ikkje meir, for å kunne gje ein realistisk representasjon av lekkasjen. Overslagsmessig ville det gje 2,4 millionar celler berre i spaltene i ein modell som dette. Alle desse cellene vil då også vera sterkt deformerte med eit breidde/høgdeforhold på om lag 30:1. Skulle cellene hatt same breidde/høgdeforholdet som er nytta her, ville det ha vort om lag 71,6 millionar celler berre i spaltene.

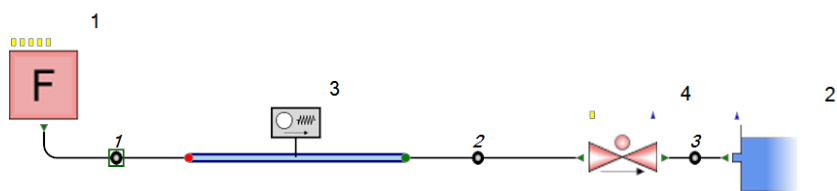
Ein del områder som for eksempel spissen i spalta mellom ventilplata og sylindrerblokk har eit grid som er av ein slik kvalitet at det ikkje vil løyse strøyminga på noko god måte. Sidan det ikkje er dette oppgåva har hatt som fokus, er ikkje det blitt lagt vekt på å utarbeide eit høgkvalitets grid for slike små parti. Som ein kan sjå av Figur 32 er gridet prøvd strukturert mest mogleg i dei partia det let seg gjera.



Figur 32 Gridet i spalta mellom ventilplata og sylinderblokka.

5.6 Verifisering av grensebetingelsar

Lekkasjemessig er modellane i kapitel 5.4 tilfredsstillande og gjev gode resultat, men som ei heil pumpe simulering kjem den til kort, då det ikkje er noko ordentleg inn- eller utløp, men berre konstant trykk rett bak spalta. Volumstraumen som ein finn ved pompa sitt utløp er sjølvsagt påverka av at det er satt konstant trykk på grensa. Det konstante trykket er sjølvsagt berre ei tilnærming sidan ein veit at mottrykket i eit hydraulisk system er avhengig av volumstraumen. For å finne kor sann denne tilnærminga er, vart den volumstraumen som ein får ved trykkutløpet i Fluent brukt som input på eit enkelt hydraulikksystem satt opp i Flowmaster (Flowmaster er forklart i kapitel 2.8).



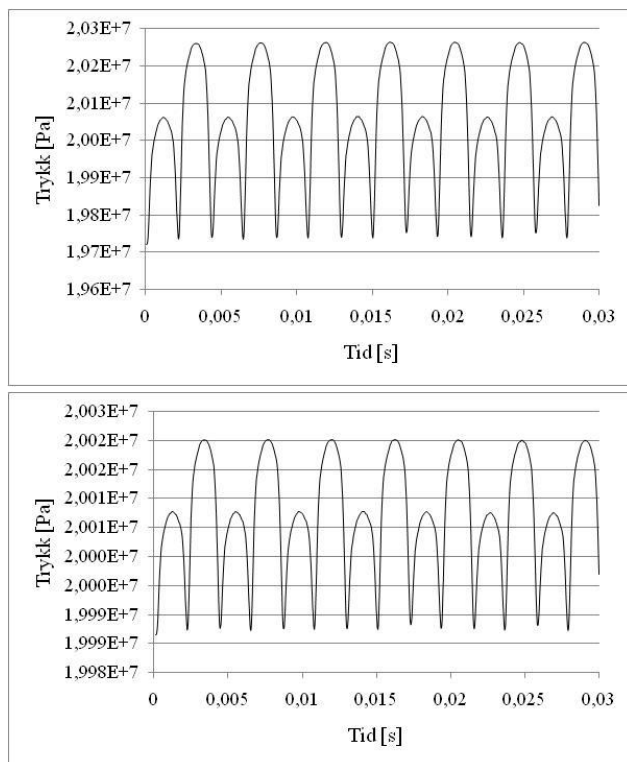
Figur 33 Oppsett i Flowmaster.

Komponent 1 er strøymingskjelda, strøyminga går frå denne mot høgre i figuren. Komponent tre er eit røyr. I Flowmaster blir alle røyr merka med eit ”flagg” som fortel kva røyrmodell ein nyttar, i dette til felle er det elastisk røyrmodell. Komponent 4 er ventilen som skapar mottrykk og komponent 2 er reservoaret. Nodene er merka med separate nummer.

Data som er nytta i simuleringane er:

- Strøymingskjelde Volumstraum input frå Fluent, Figur 27
- Røyr
 - Diameter Ø 0,05 m
 - Lengde 30 m
 - Friksjons faktor 0,02
- Ventil 0,239 opningsgrad (0 - 1)
- Reservoar $1,01E^5$ Pa ved tilkoplingspunkt

Her finner ein som venta at det er ein trykkvariasjon som følgje av den varierende volumstraumen. Ein auka volumstraum gjev eit større trykktap i systemet og dermed også eit større trykk ved pumpeutløpet. Storleiken på trykkvariasjonen er avhengig av veskemengda i systemet. I modellen i Figur 33 er det meste av tapet eit singulært tap i ventilen som har ein opningsgrad som gjer at trykket svingar rundt $2E^7$ Pa. Friksjonstapet i røyrret og mottrykket i reservoaret utgjer berre ein liten del av tapet.



Figur 34 Trykk i node 1 i Figur 33

I øvste grafen i Figur 34 er eit hydraulikksystem med ei veskemengde like under 60 liter, noko som tilsvarer eit relativt vanleg dimensjonert hydraulikksystem. Variasjonen i trykk ligg rundt $5E^5$ Pa, noko som er 2,5 % av det totale trykket. Ein kan med andre ord seia at antakelsen om konstant trykk ikkje er så ille. Sidan pumpa som er modellert pumpar om lag 500 liter i minuttet med eit turtal på 2000 RMP, er det truleg at ein finn ei slik pumpe også i mykje større system. Grafen nedst i Figur 34 er gjort i same modellen med same inputdata, og den får dermed same forma. Skilnaden er at her er dimensjonen på røyret auka (sjå neste side) for å simulera eit større hydraulikksystem. Ventilopninga er også justert for at resultatet skal variera rundt $2E^7$ Pa. I dette systemet er det like under 1 m^3 med olje og som ein ser blir då trykkvariasjonen neglisjerbar.

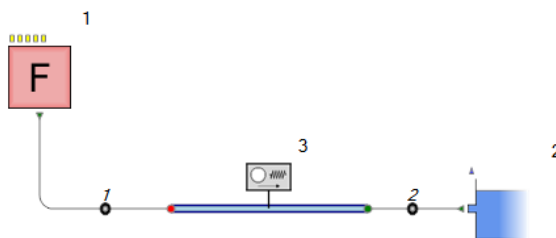
Endringar i inputparameterna

- Røyr Ø 0,2m
- Ventil 0,237 opningsgrad (0 - 1)

Utover dette er data som før.

Røyr lengda er satt til 30 m for å hindra at trykkstøta som oppstår i systemet rekk å forflytta seg bort til ventilen og tilbake til node 1 der målinga blir gjort. Om røyrret hadde vore kortare, ville trykkstøta gått fram og tilbake og målingar i node 1 ville berre sett ut som støy.

Ventilopningsgraden blir i Flowmaster gjort om til tapskoeffisient via ein innbygd eller brukardefinert funksjon. I desse simuleringane er det nytta den innbygde Ball Valve Loss Coefficient. Med dei gjevne opningsgradene blir tapskoeffisienten om lag $90 \text{ N s}^2/\text{m}^4$ (Lest av graf i figur 14.17 i Flowmaster) i begge simuleringane.

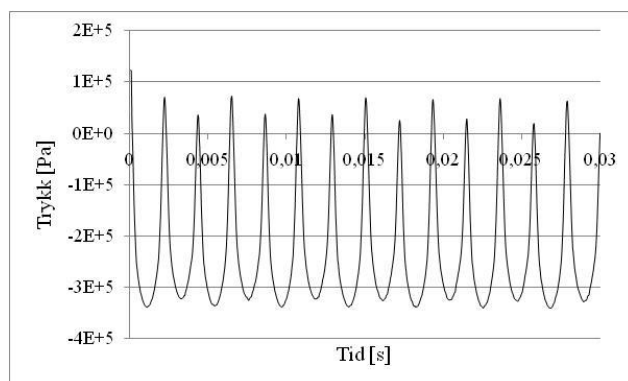


Figur 35 Andre oppsett i Flowmaster.

På sugesida er det ein mykje meir kritisk antakelse, då det her er mykje lågare trykk og ein liten trykkvariasjon vil kunne gjera at ein hamnar inn i område der systemet begynnar å kavitera. Figur 35 er ein modifisering av Figur 33 slik at ein kan testa antakelsen på sugesida også. Her blir strøymingsretninga frå høgre til venstre då strøymingskjelda er satt til å suge. Elles er det likt som før, men med data som vist under.

Data som er nytta i simuleringane er:

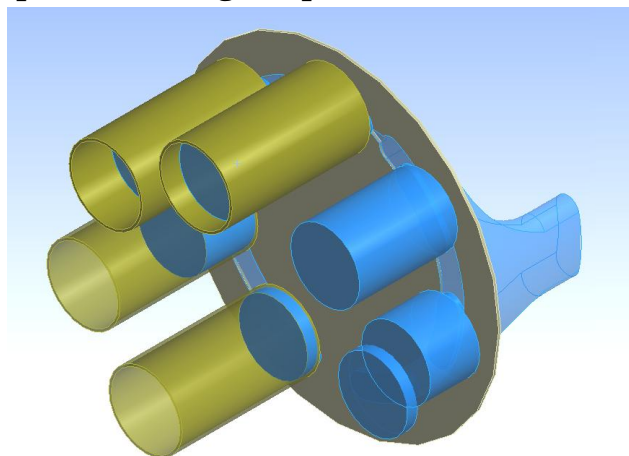
- Strøymingskjelde Volumstraum input frå Fluent, Figur 27
- Røyr
 - Diameter Ø 0,05 m
 - Lengde 30 m
 - Friksjon faktor 0,02
- Reservoar 2E5 Pa ved tilkoplingspunkt



Figur 36 trykk i node 1 i Figur 35.

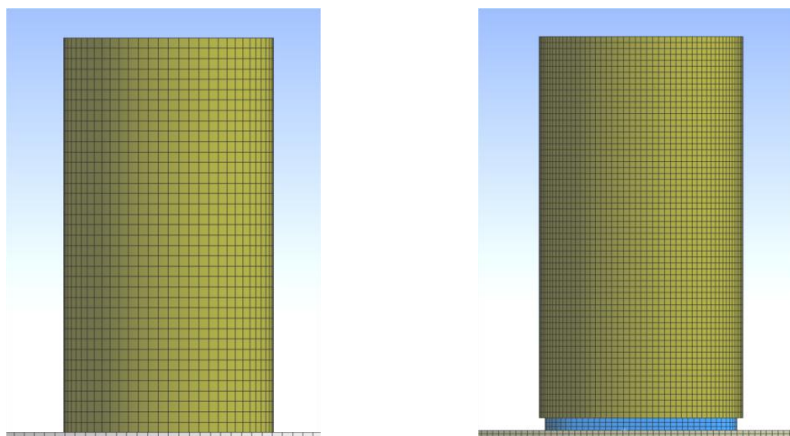
Også her er det ein klar samanheng mellom trykket og volumstraumen. Med grunnlag i den store variasjonen ein ser skulle vore i trykket på innløpet, var det nødvendig å designe ein modell som hadde med ein inn- og utløpsgeometri. Ein vil framleis vera avhengig av ein konstant trykkgrensebetingelse i Fluent, men ein får flytte denne lenger vekk frå pumpa.

5.7 Pumpe med inn- og utløp

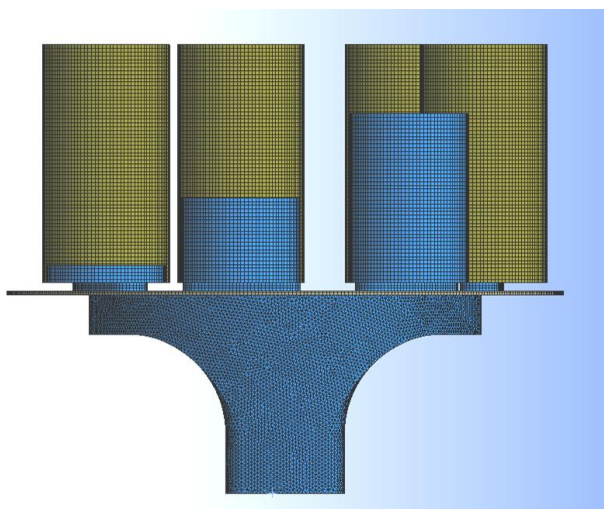


Figur 37 Pumpe modell med forbedra inn og utløpsgeometri.

Denne modellen er ei vidareføring av modellen brukt i kapitel 5.4 . I Figur 37 er det som tidligare fjerna nokon av spaltene, medan andre er gjort transparente. Her er det lagt vekt på at modellen skal likna fysisk på ei pumpe også på detaljnivå. Overgang mellom sylindrerblokk og ventilplate, avslutningane av opningane i ventilplata og inn- og utløpsgeometri er delar som er endra mykje. I denne modellen er det også satt opp eit finare grid (sjå Figur 38) enn i dei føregåande. Dette i kombinasjon med at det er eit større domene gjer denne modellen mykje tyngre berekningsmessig. Som ein ser så er ikkje sjølve ventilplata eller sylindrerblokka med i denne modeller heller. Det er berre veskevolumet og spaltene som er med.

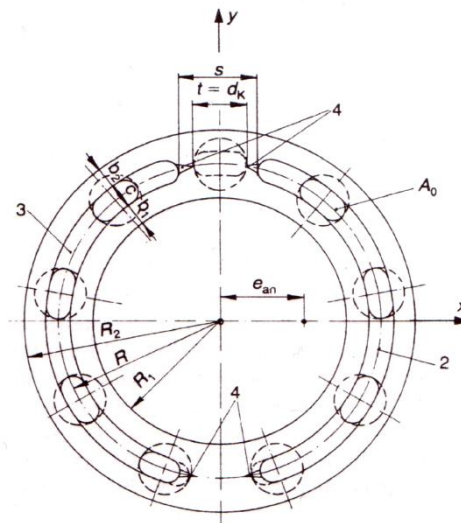


Figur 38 Skilnadar i grid på modellane.



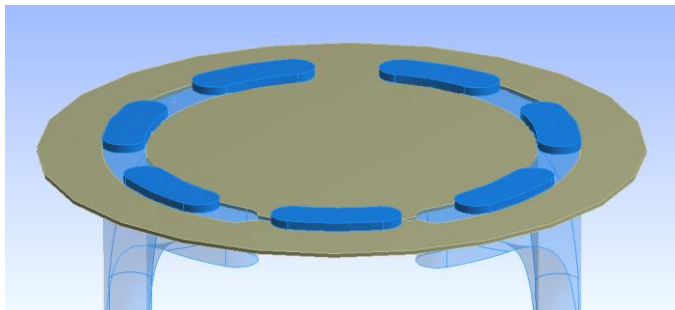
Figur 39 Strukturert og ustrukturert grid i modellen.

Som ein kan sjå av Figur 39 så er det her kombinert strukturert og ustrukturert grid i modellen. Alle plassar det let seg gjera er det nytta strukturert grid. I innsuget og utløpet, der geometrien er svært komplisert, er det generert eit ustrukturert grid.



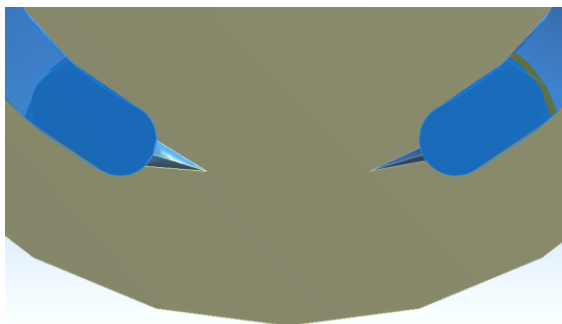
Figur 40 Dimensjonering av trongborring.
(Kjeldetilvisning for originalfigur er i kapittel 10)

Trongborringa ut av sylindrerblokk inn mot ventilplata bør ha ei breidde mellom 0,3-0,5 av stempeldiameter. Ved å laga breidde lik opninga i ventilplata er ein akkurat innanfor dette kriteriet. Det er då naturleg å ha same radius på kantane som det er på ytter- og innerradiusane i portane i ventilplata. Lengda av innsnevringa er satt lik sylinderdiameteren. Figur 41 viser veskevolumet som er i denne trongborring. Sjølv trongborringa er sjølvstøtt ikkje med i modellen.



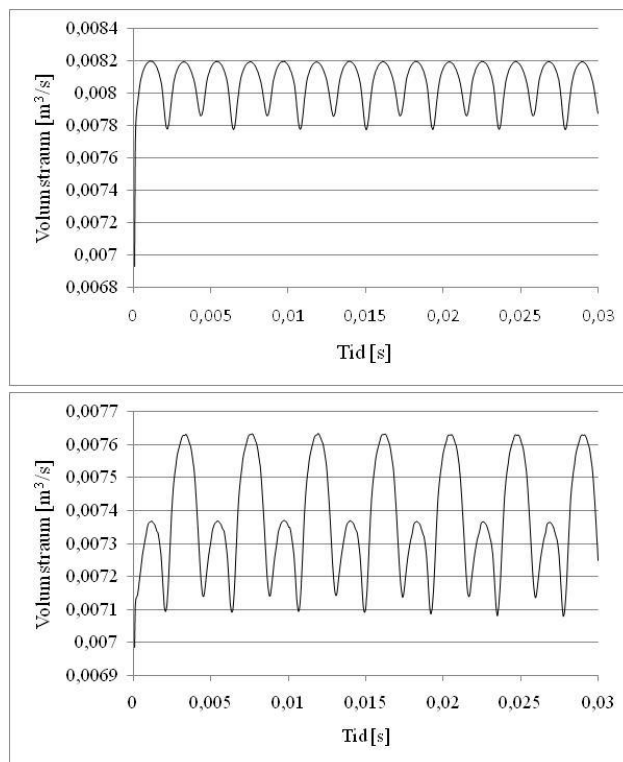
Figur 41 Veskevolumet i overgang mellom sylindrane og ventilplata.

I denne modellen er det også tatt med at det normalt sett er skilnad på spora på trykk- og sugeside. Sporet på trykksida er for å dempa trykkstøta, medan sporet på sugesida i tillegg til å dempe trykkstøt er med på å hindra kavitasjon og har difor eit behov for å vera noko større. Å redusera spordimensjonen på trykksida forbettrar verknadsgraden.



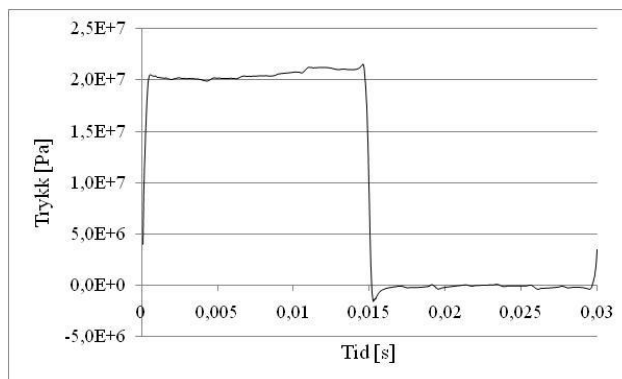
Figur 42 Ulike avslutningar av trykk- og sugeport.

Sidan det er tatt med inn- og utløpsgeometri er spora no blitt forma i 3d i motsetning til tidlegare. I Hydrostatic Pumps and Motors blir det tilrådd å løysa ei differensiallikning numerisk for så å utføra ein objektiv variasjon av designparametera til ein får mest mogeleg optimal profil. Med den tilgjengelege reknepapasiteten tar denne modellen i overkant av eit døger å berekna, så å prøve seg fram til spora er korrekt er ikkje realistisk med den tilgjengelege tida. Alle simuleringane har difor blitt kjørt med geometrien som vist i Figur 42.



Figur 43 Volumstraum inn og ut av pumpemodell med inn- og utløpsgeometri.

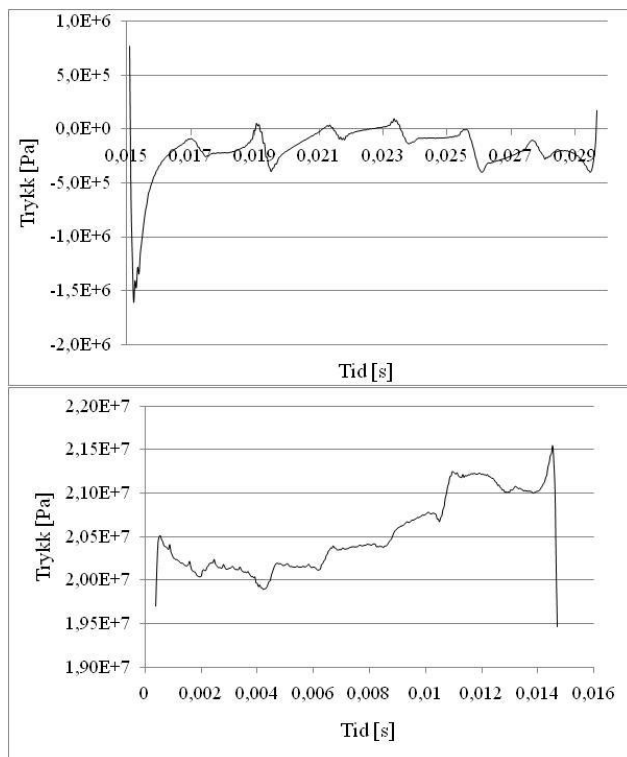
Figur 43 viser igjen at sugesida oppfører seg som ei ideell Pumpe. Det er framleis skilnader på toppane på trykksida på grunn av lekkasjen. Den leverte veskemengda er no $221,3 \text{ cm}^3/\text{rev}$ noko som gjev ein volumetrisk verknadsgrad på 0,895, som er eit temmelig realistisk tall for ei slik Pumpe. At verknadsgraden no aukar igjen, er eit resultat av dei forbetra spora, men også flyttinga av flatane med konstant trykk må ha verka inn.



Figur 44 Trykk i ein sylinder for ein omdreining.

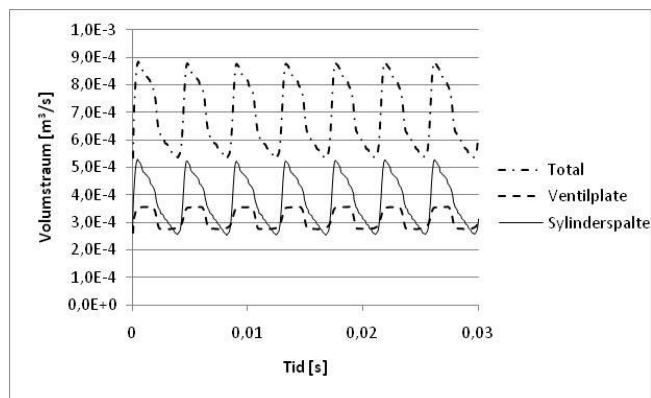
Grafen i Figur 44 har ein form som framleis liknar mykje på ei ideell pumpe. Men ein legg merke til at no er ikkje grafen heilt flat medan stemplet er rett over portane i ventilplata. Det er framleis kavitasjon akkurat i det sylindren begynnar sugerørsla.

Når ein forstørrar grafane i Figur 44, ser ein at det er relativt store variasjonar på trykket. Ein skulle tru at det auka veskevolumet i innløpet ville verka til å halda trykket over 0 Pa inne i sylindren i løpet av sugerørsla, men det ser ut som flyttinga av innløpet med konstant trykk har hatt større innverknad på modellen.



Figur 45 Forstørring av Figur 44.

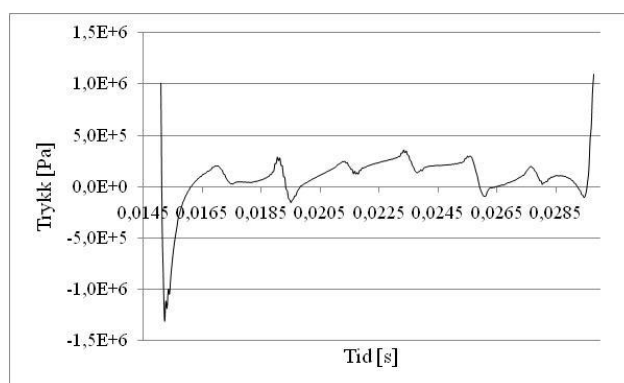
Som ein ser så er det også ustabile trykk i sylindren når den er på trykksida. Det som ser ut som ein relativt usystematisk ustabilitet i grafane er i realiteten ein variasjon i trykk som følgje av hastigheitsendringar i volumstraumen. Figur 45 viser trykket inne i sylindren og det er derfor ikkje å forventa at det skal vera ein jamn og systematisk form på trykkvariasjonen, slik som det vil vera i inn- og utløpet.



Figur 46 Lekkasje i pumpemodell med inn- og utløp.

Lekkasjefrafane har framleis same forma som for dei enklare modellane i kapittel 5.4, men no ligg lekkasjen ut av spalta mellom ventilplata og sylinderblokka og lekkasje ut av sylinderspaltene i same høgda som eit resultat av at lekkasjen mellom ventilplata og sylinderblokka er blitt mindre. Denne reduksjonen må vera eit resultat av at ein har flytta innløpsflaten med konstant trykk vekk frå ventilplata og ut i enden av det nye inn- og utløpet.

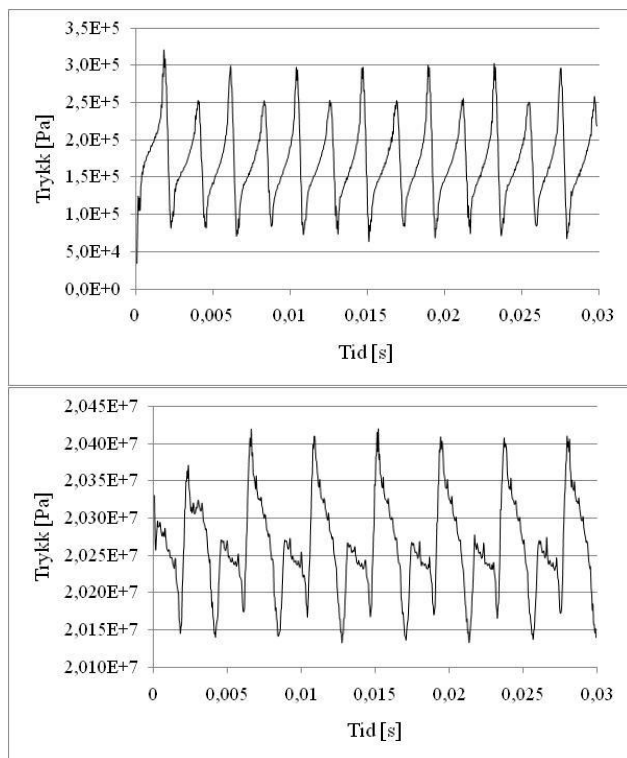
Sidan trykket gjennom heile sugerørsla var for lågt, blei det bestemt å auka trykket på innsuget. I realiteten kan dette gjerast ved å auka reservoarhøgda eller å nytta ei boostpumpe. Trykket blei sett til $5E^5$ Pa. Sidan det berre er på innløpet det er gjort endringar, er det berre utsnittet frå den delen av trykkkurva som er vist i Figur 47.



Figur 47 Trykk i ein sylindrar under sugerørsla.

Forma på grafen i Figur 47 er akkurat den same som i Figur 45, den er berre flytta opp.

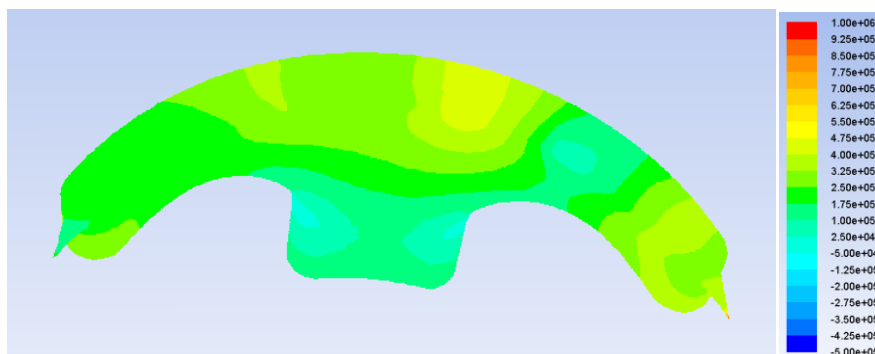
Sidan denne modellen har ein inn- og utløpsgeometri, kan ein no måla trykket i sjølve innløpet og ikkje berre inne i sylindren slik som ein var avhengig av i dei tidlegare modellane i kapitel 5.4. På denne måten kan ein då få fram ein trykkvariasjon medan sylindrane passerer over og skaper ein varierende volumstrøm.



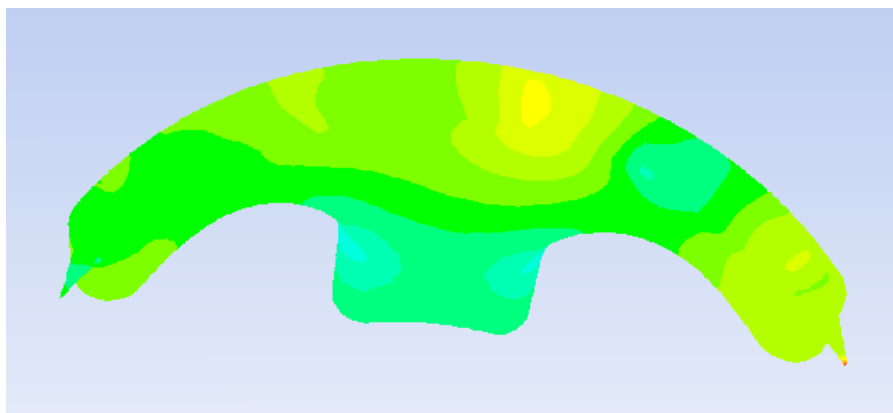
Figur 48 Trykkvariasjon i inn- og utløp.

Som ein ser så er det både på inn- og utløpet ein systematisk variasjon i trykket med 14 toppar akkurat som i volumstrømkurva. Trykket på sugesida varierer rundt $1,57E^5$ Pa og er aldri lågare enn om lag $1E^5$ Pa. Trykkgrafane er gjennomsnittsverdiar for heile geometrien, og sidan ein veit at det er lokalt høgare hastigheit i for eksempel spissane i ventilplata, kan det vera at snittverdiframstillinga kamuflerer lokale kavitasjonsområde. Resultatet frå innløpet er difor presentert som fargeplott i Figur 49 for å ha moglegheit til å få fram lokale variasjonar.

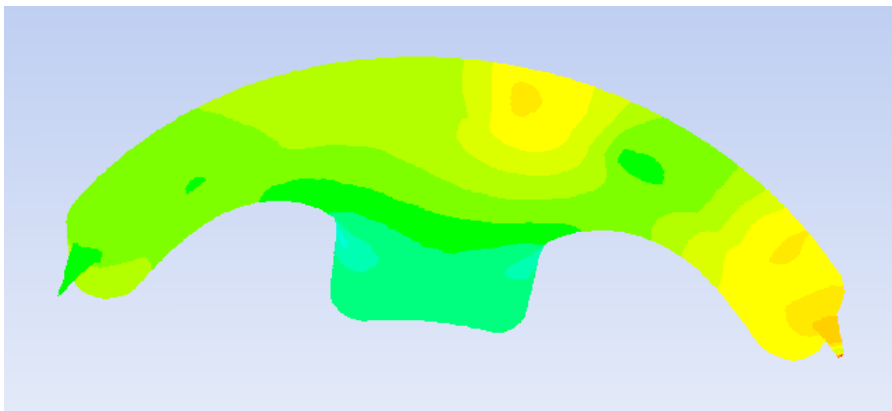
Figur 49 Bildeserie 8 bilde. Trykkfordelingar på sugesida.



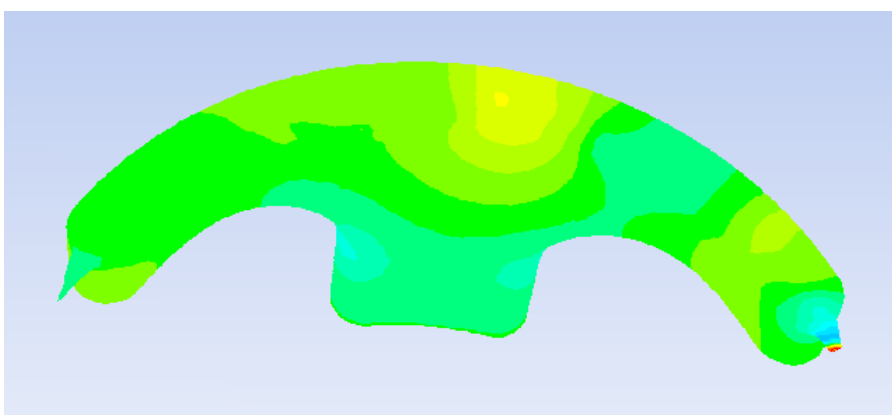
I denne bildeserien er fokuset på høgra side av bildet, akkurat idet ein sylindar entrar innløpet. I det første bildet over er ein sylindar kant i kant med spissen og det blå/grøne partiet litt lengre inne er der sylindaren som ligg eit hakk framfor suger inn veske frå innløpet og dermed genererer eit trykk som er mellom 0 og $1E^5$ Pa.



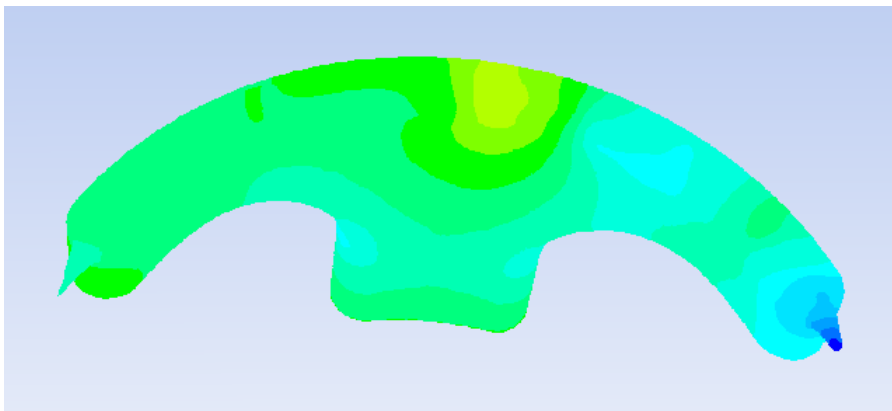
Sylindaren flytter seg akkurat inn over spissen på innløpet og ein liten lekkasje oppstår som kan sjåast som ein liten trykkauke i ytterkant av spissen.



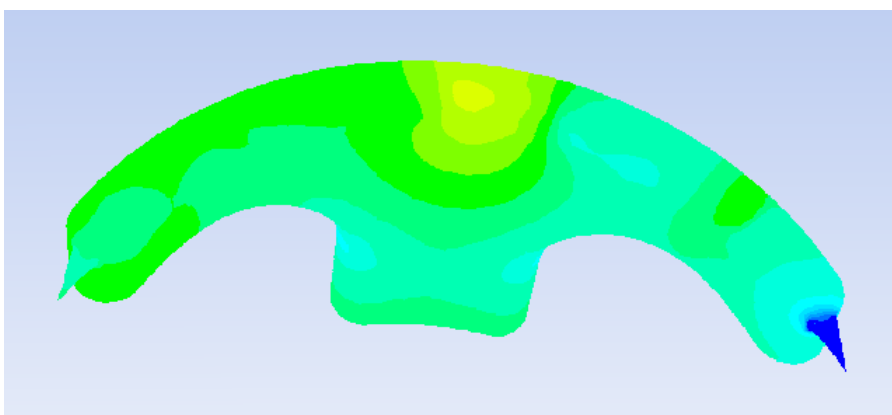
Trykket aukar fort til over $6E^5$ Pa i det lekkasjen blir meir omfattande.



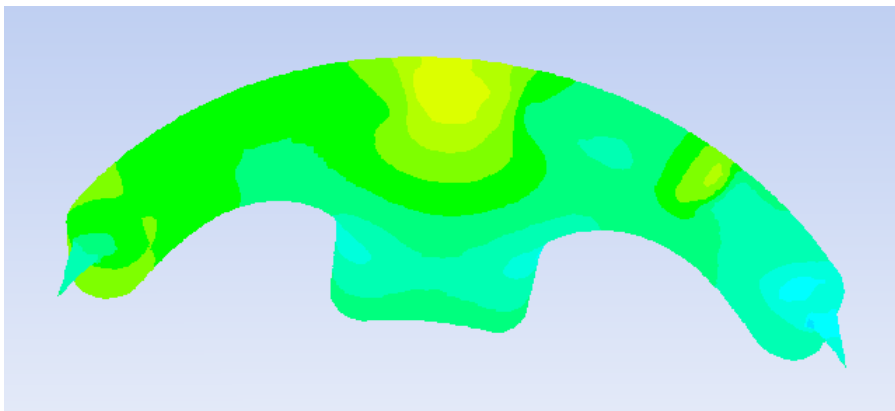
Det er framleis høgt trykk i spissen på grunn av lekkasje, men trykket elles har blitt lågare igjen lenger inne i innløpet. Årsaka til at trykket synk er at no begynner sylindren å suge meir enn kva som lekk frå trykksida. Tuppen av spissen er ikkje med her, då lekkasjen frå trykksida gjer at trykket akkurat der er over det som er definert som maks på fargeskalaen. Årsaka til at ein har satt grensene slik at noko av trykkbilde til tider forsvinn, er for å få ein betre oppløysing i det trykkområdet som er interessant.



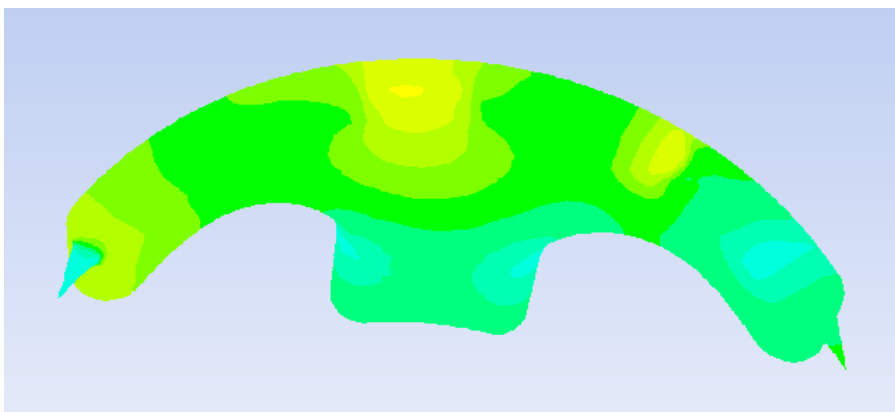
Her har ein mista kontakten med høgtrykksida og det er ikkje lenger lekkasje mellom inn- og utløp. Dette medfører at det no ikkje lenger er høgtrykk som gjer at delar av spissen ikkje er synleg, men at det er så lågt trykk at ein er utanfor skalaen på lågtrykksida. Dette er trykkfordelinga akkurat i det grafen i Figur 48 er på sitt lågaste.



Her ser ein tydeleg at heile spissen er under sterkt lågtrykk. Dette er fordi einaste kommunikasjonen sylindren har med innløpet er via spissen. Det er framleis sterk kavitasjon i spissen, sjølv om den no er innanfor den definerte skalaen, då skalaen er definert ned i negativt trykkområde.



Her begynner trykket å stabilisera seg då stadig meir av sylinderen er direkte over innløpet.



Her har det akkurat blitt nok kommunikasjon med innløpet til at suget frå sylinderen ikkje lenger skapar kavitasjon.

Det lokale lågtrykket som vart skapt av sylinderen framfor er no vekke, det er fordi den no er rett over midten av innløpet og får dermed tilstrekkeleg med olje til at det ikkje blir så lågt trykk.

Desse bilda er ein del av ein av filmane som er vedlagt oppgåva på Daim.

6 Diskusjon av resultat

Når ein ser på tabellen 1 så ser ein det er til ei kvar tid den trykkdrivne lekkasjen som er den dominerande. Talet vil i røynda vera lågare sidan sylinderveggen er stivare av di den er ein del av ei sylinderblokk som vist i kapittel 4.1. Det som også er viktig i denne samanheng er at sylinderblokka må vera dimensjonert mot utmatting på grunn av det høge talet trykksyklar den blir utsett for. Dette gjer at spenninga og dermed også deformasjonen blir veldig låg, mest truleg vesenleg lågare enn dei tala som er operert med i denne oppgåva. I tillegg er det i denne utrekninga antatt at deformasjonen av spaltehøgda er konstant langs heile lengda av sylinderen. Sidan ein veit at trykket i bakkant av stampelet er vesentleg lågare enn inne i sylinderen (sjå Figur 31) så kan nødvendigvis ikkje spalta vera like mykje utvida langs heile sylindrelengda. Ein kan dermed seia at dei tala som blir presenterte i tabell 1 vil vera maksimalverdiar for ”deformasjons-lekkasje/trykk-lekkasje” og at dei i røynda er mykje lågare.

Den første modellen som er presentert i kapittel 5.2 gjev sær s lite konkret resultat, men den er likevel viktig, då den er eit av mange små skritt på vegen mot ei løysing.

Simuleringa av ein sylindar med vegg som er omtala i kapitel 5.3 har ein lekkasje som stemmer relativt godt overeins med det som er funne ut i frå dei forenkla berekningane. Det er nytta ein viskøs motstand som gjer litt meir lekkasje enn kva som er funne i dei teoretiske berekningane. Sjølv om lekkasjen er større enn det teoretiske, så er den volumetriske verknadsgraden i overkant høg i høve til ei pumpe, men så er det i tillegg fleire lekkasjar i ei pumpe som skal vera med for å gje den totale volumetriske verknadsgraden.

Den først ordentlege pumpemodellen er den som blir vist i kapitel 5.4. Den er relativt enkel, men den er likevel tung å kjøre i høve til tale på celler, sidan halvparten av modellen er i ei roterande rørsle i tillegg til at det er 7 faseforskyvde aksialrørsler. For å halda kjørbarheita oppe, er det valt å nytta eit grid med celler som er i storleiksorden 1 mm. Dette gjer at det berre er plass til ei celle i ei høgde på spaltene i modellen. Til tross for dette gjev modellen overraskande bra resultat. I mangel på informasjon om kvantum av lekkasjen i dei ulike spaltene i pumpe er det nytta den same høgde (1 mm) og motstandkoeffisient ($8E^9 \text{ m}^{-2}$) på både spalta rundt sylindrane og på spalta mellom ventilplata og sylinderblokka. Sjølv sylinderblokka er ikkje

med i simuleringa. Dette gjer at det ikkje blir noko roterande vegg over spalta mellom ventilplata og blokka. Dette blir ikkje sett på som vesentleg sidan spalta i alle høve ikkje er reell og innverknaden på spalta frå ei slik rørsle ville vore minimal, samanlikna med om ein hadde hatt ein reell spaltehøgde i simuleringa.

Som nemnd tidligare, er det nytta 1 mm spaltehøgde og i modellane i kapittel 5.3 og 5.4 er det nytta gridceller med 1 mm veggar, som gav relativt gode resultat sjølv om det berre er ei celle i høgda på spaltene. I modellen i kapitel 5.7 er maks cellevegg satt til 0,95 mm for på denne måten å tvinge inn to celler i høgda på alle spaltene. Resten av veskevoluma får berre ein liten innverknad med ein reduksjon av celleveggen på 0,05 mm. Det var planen å gradvis redusera cellestorleiken og vidare å samanlikna resultatata; såkalla gridkonvergering som er omtala i kapitel 2.2 i teoridelen. Dette blei ikkje gjort, då den med berre to celler i høgda på spaltene var i maksimal storleik for kva som kunne løysast. I den siste modellen er celle og nodetala fordelt som vist tabell 3 under

	Nodar	Celler
Sylinder spalte (1stk)	21060	13824
Spalte ventilplate	49701	32400
Innløp gjennom spalte	4566	2746
Utløp gjennom spalte	4710	2838
Innløp	49070	259954
Utløp	51059	270522
Innsnevring	1532	1026
Veskevolum i sylindrar	404125	601330
Total	670316	1003218
% av total brukt i spalter	30.79	13.43

Tabell 3

Som ein ser av tabell 3 så er det no mykje mindre part av modellen frå kapittel 5.7 som er i spaltene enn kva det var for modellen i kapittel 5.4. (sjå tabell 2) Dette kjem av at i denne modellen er ein stor part av totalen i det nye inn- og utløpet.

På modellen med inn- og utløpsgeometri får ein fram ein samanheng mellom volumstraum og trykk. Trykkvariasjonsgrafane er ikkje i nærheita

av å likna på dei som blei funne i Flowmaster sjølv om det er 14 toppar på alle grafane. Resultata i Flowmaster var for eit langt røyr som vist i Figur 33 og Figur 35, og ikkje som her ein kort inn- og utløpsgeometri. I tillegg er inputverdien i Flowmaster alt påverka av den konstante trykkflaten som i Fluent. Med eit lengre inn- og utløp ville ein kanskje skape eit betre samsvar mellom Fluent- og Flowmaster-resultata.

I Figur 45 og Figur 47 vert det vist grafar for trykket på pumpa si sugeside, det vert vist ved to ulike grensebetingelsar og ein finn at resultatet forandrar seg berre litt når grensebetingelsane endrar seg litt. Dette tydar på at løysingsprosessen er bra. Hadde svaret endra seg mykje når grensbetingelsen vart forandra litt, ville det tyda på at løysingsprosessen var ustabil. Då burde ein for eksempel vurderer å nytta ein anna turbulensmodell.

Det å nytta snittverdi av trykk i ein sylindar eller eit innløp er i mange tilfeller ein god måte å framstilla resultatet på, men det kan nokon gongar bli feilaktig. Ein kan for eksempel ha eit par celler som har ekstremt lav verdi og trekkjer helle snittet vekk frå sanninga. Eller så kan fleirtalet av cellene ha ein verdi i nærleiken av snittet, medan det i nokon område av domenet er så lågt trykk at det kaviterer. Dette ville vore veldig interessant å få vist, men det kjem ikkje fram. Det er difor også vist trykk som fargeplott slik at ein kan få fram interne variasjonar i same domenet. Dette er gjort for sugesida, då det er å forventa at det her vil vera lokale lågtrykk (sjå Figur 49) og for spalta (sjå Figur 31) då eit snitt av trykket i spalta ikkje vil gje noko reelt svar.

Det blir sagt i kapittel 5.5 at det ikkje blir brukt tid på å optimalisera gridet i spissane og vidare i kapittel 5.7 at det ikkje er brukt tid på å optimalisera designet på spissen i den siste modellen då det tar for lang tid pr kjøring. Desse avgjerdene er tatt ut frå at det ikkje er eit optimalt design av ei pumpe som er hovudmålet med denne oppgåva, men å simulere ei stempelpumpe med porøst materiale og vise at det faktisk let seg gjera.

I tillegg til å visa at det faktisk let seg gjera å simulera ei pumpe på denne måten, er det eit mål å gjera det ved så låge berekningsøkonomi som mogeleg. Det er difor valt å nytta $k-\epsilon$ med standard veggfunksjon i alle modellar i denne oppgåva, då den gjev ei rimeleg nøyaktigheit i høve til berekningsøkonomi.

7 Konklusjon

Ein finn ved enkle utrekningar i kapitel 5.1 at lekkasjen over eit stempel heilt klart er dominert av trykkdifferansen og berre ein liten del av lekkasjen kan tilskrivast deformering av strukturen. Med bakgrunn i dette blir alle simuleringar utført som om det var stive veggjar.

Det demonstrerast i kapitel 5.2 at deforming mesh fungerer bra til ei stempelrørsle. Cellesplittinga og samanslåinga verkar inn på resultatet som ein konsekvens av spranget i storleiksforholdet mellom naboceller, men det har liten eller ingen betydning for resultatet. Blandinga av moving og deforming mesh er noko som Fluent åtvarar mot når ein slår på begge deler samstundes, men det ser likevel ut til å fungere fint. Kva som er årsaka til denne åtvaringa er uklart.

Å auke spalTEDimensjonen og så skapa strøymingsmotstand med porøst materiale som vist kapitel 5.3, 5.4 og 5.7 er noko som ser ut til å fungere fint. Ein kan til og med setje så stor motstand at ein får ei pumpe som har ein mindre lekkasje enn kva ei faktisk pumpe har. Metoden gjer at ein unngår å ha mange celler i høgda på ei spalte som gjerne er nokon hundredels millimeter høg i røynda. Med auka spaltehøgde og ikkje så mange celler i høgda kan ein dermed halda celleforma tilnærma ideell. Metoden sine svakheitar er at den berre løyser strøyminga kvantitativ og ikkje seier noko om den reelle hastigheitsprofilen som vil være i den reelle spalta. I tillegg må den kaliberast opp mot noko. Desse svakheitene er ikkje nokon store tap når metoden gjer at ein kan løysa eit komplisert problem som ei pumpe med ein vanlig datamaskin.

Denne metoden med bruk av porøst materiale kjem trulig til å utvikla seg til eit viktig verktøy i industrielle samanhengar, der det, som her, ikkje er viktig å løysa sjølve strøyminga i lekkasje, men berre korrekt bestemme kvantum.

Informasjon om reelle spaltelekkasjar frå ein pumpeprodusent ville gjeve høve til å finjustera høgda og motstand for kvar spalte i pumpa. Å finna konkret og god informasjon om faktisk lekkasje og ikkje berre teori har vist seg vanskeleg. Det er gjort lite studiar som kvantifiserer lekkasjen og dei data som industrien har er ikkje offentleg tilgjengeleg. Av dei studia som er relevante, har det vist seg å ta mykje lengre tid å få dei tilsendt enn det som hadde vore ønskeleg, og desse tekstane har såleis heller ikkje vore

tilgjengelege under arbeidet med denne oppgåva. Her er det spesielt hentyda til John Watton sin Fundamentals of fluid power control (2009) og J. M. Haynes sin Phd oppgåve (2007)^[ii] der det er gjort eit liknande arbeid som det som i denne oppgåva.

^[ii] Bestilt via NTNU sit tekniske bibliotek tidlig i mars

8 Eventuelt vidare arbeid

Noko som hadde gjort oppgåva mykje betre, var om ein hadde hatt informasjon frå ein produsent på faktisk lekkasjedata, eller faktiske dimensjonar på spalter. Hadde ein hatt lekkasjedata kunne ein ha samanlikna direkte mot det. Hadde ein hatt reelle spaltedimensjonar kunne ein for ein enkel sylinder ha satt opp ein CFD simulering som sa noko om kva lekkasjen ville vera. Eller så skulle ein kjørt forsøk på ei reell pumpe som del 4b av denne oppgåva foreslår.

Modellen kunne vore utvida til å ta med lekkasjen som er i senter av stempla for smøring av kuleleddet.

I Ansys er det mogleg å kople CFD simuleringa opp mot mekaniske simuleringar. Det kunne på denne måten vore mogeleg å ta med bidraget frå deformeringa av sylinderstrukturen, sjølv om det er lite.

For å skapa reelle inn- og utløpsbetingelsar for pumpa, kan ein lage ei vidare forlenging av inn- og utløpsgeometrien. Dette kan gjerast ved å kople saman Fluent og Flowmaster. På denne måten kan pumpa bli simulert i Fluent og grensebetingelsane på inn og utløpet kan vera eit hydraulisk system i Flowmaster.

Om arbeidet blir vidareført med dei modellar som er utvikla her, vil det vera ein fordel å utvikla eit betre grid og gjerne spesielt i dei områda det er raske og store trykkvarisjonar som for eksempel spissen i opninga i ventilplata (sjå Figur 49).

Det kunne også ha vore utarbeida fleire UDFar. For eksempel ein som tar høgde for olja sin bulkmodul. Om ein skulle få tilgang til meir spesifikk lekkasjedata, kan det også bli behov for ein UDF som aktivt justerer motstanden i det porøse materialet i løpet av stempelslaget.

9 Kjeldeliste

¹ Fluid Mechanics, Frank M. White, Sixth Edition

² Ansys Fluent12.0 User's Guide

³ Viscous fluid flow, Frank M. White, Third Edition

⁴ Hydrostatic Pumps and Motors , First English Edition, Jaroslav Ivantysyn and Monika Ivantysynova

⁵ Oljehydraulikk Teknologisk grunnlag, 2. utgave, Arne Kjølle

⁶ Formel- samling mekanikk,

Statikk·Fasthetslære·Dynamikk·Fluidmekanikk, 3.utgave, Fridjov Irgens

⁷ Produktkatalog for Rexroth Bosch Group Aksial Piston Fixed Pump A2FO [RE 91401/03.08]

⁸ <http://www.cfd-online.com/Forums/fluent-udf/74628-grid-motion-udf.html> [2010.04.19]

⁹ Hydraulik Power System Analysis, Arthur Akers, Max Gassman, Richard Smith, 2006

10 Figurkjeldeliste

Figur 2 - Viscous fluid flow, Third Edition, Frank M. White, Figur 6-7
Side 407

Figur 3 - Viscous fluid flow, Third Edition, Frank M. White, Figur 6-11
Side 420

Figur 4 - Olje-hydraulikk Generell innføring, 1utgåve, 3.opplag Figur 2.7
Side 61

Figur 5 - Hydrostatic Pumps and Motors , First English Edition, Jaroslav
Ivantysyn and Monika Ivantysynova Figur 4.59. Side 176

Figur 6 - Hydrostatic Pumps and Motors , First English Edition, Jaroslav
Ivantysyn and Monika Ivantysynova Figur 4.138. Side 262

Figur 7 - Oljehydraulikk Teknologisk grunnlag, 2. utgave, Arne Kjølle
Figur 2.19 Side 58

Figur 8 - Oljehydraulikk Teknologisk grunnlag, 2. utgave, Arne Kjølle
Figur 2.22 Side 61

Figur 9 - Formel- samling mekanikk,
Statikk·Fasthetslære·Dynamikk·Fluidmekanikk, 3.utgave, Fridjov Irgens
Side 17

Figur 10 - Hydrostatic Pumps and Motors , First English Edition, Jaroslav
Ivantysyn and Monika Ivantysynova, Figur 4,6 side 184.

Figur 26 - Arthur Akers, Max Gassman, Richard Smith, Hydraulik power
system analysis, 2006 Figru 9.2 side 244

Figur 40 - Hydrostatic Pumps and Motors , First English Edition, Jaroslav
Ivantysyn and Monika Ivantysynova Figur 4.60. Side 178

Ikkje kjeldegitte figurar er eigenproduserte figurar frå dei programvarene
som er nytta i denne oppgåva.

11 Appendiks A

Filmar laga på bakgrunn av simuleringsresultata er levert elektronisk som ei ZIP-fil saman med oppgåva og skal vera tilgjengeleg på Daim.

Vedlagte filmar:

- Trykkvariasjon i innløpet.
- Rørsler i pumpa.
- Grid rørsler.
- Trykkvariasjon i spalta rundt eit stempel.

12 Appendiks B

Dette vedlegget er levert elektronisk som ei ZIP-fil saman med oppgåva og skal vera tilgjengelig via Daim.

Vedlegget inneheld C-kodane som er nytta for å styra den aksiale faseforskyvde rørsla til stempla. Koden er basert på ein kode funnen på eit CFD forum (sjå kjeldeliste).