# Design af hydraulisk lastholdeventil

Design af mekaniske systemer Michael Christensen 2007



# Forord

Dette projekt er udarbejdet som afsluttende projekt på uddannelsen Design af Mekaniske Systemer ved Aalborg Universitet. Projektets formål er jf. studieordningen:

• At dokumentere at den studerende selvstændigt er i stand til at planlægge og gennemføre et projektforløb på et højt kvalitativt niveau.

Projektet er udført under vejledning af Professor Torben Andersen samt Lektor Michael Rygaard Hansen i perioden 1. februar til 31. maj 2007. Rapporten henvender sig til vejleder, sensor samt medstuderende.

Rapportens indhold kan frit gengives ved angivelse af kilde.

Michael Christensen

# Resumé

Dette projekt omhandler design af en lastholdeventil (OCV), der kan mindske stabilitetsproblemer i hydrauliske systemer uden elektronisk regulatorer. Disse systemer er meget udbredt i mobile applikationer, hvor disse oftest styres af en operatørs aktuering af en PVG.

Arbejdet tager udgangspunkt i et konkret system, der er typisk for denne type af systemer. Systemet består af en kranarm, der aktueres af en hydraulisk cylinder. I det hydrauliske system indgår yderligere en PVG samt en OCV.

Indledningsvist opstilles en ulineær model af det fluid-mekaniske system. På baggrund af målinger foretaget på det fysiske system, justeres fysiske parametre hvorefter modellen verificeres endeligt. Det konkluderes at denne på tilstrækkelig vis, gengiver det fysiske systems dynamiske respons.

En lineariseret model af systemet opstilles, med udgangspunkt i ligningerne der danner grundlaget for den ulineære model. Det identificeres ved hjælp af stabilitetsanalyse, på baggrund af Routh-Hurwits stabilitetskriterium samt Bodeplot, at en reduktion eller retningsændring af flowkraften i OCV har en stabiliserende effekt på systemet.

Et indeks for systemets oscillatoriske opførsel formuleres og anvendes som reference i modelforsøg. Det eftervises ved disse forsøg, at reduktion eller retningsændring af flowkraften har en stabiliserende effekt på systemet.

En CFD-beregningsmodel af OCV ventilgeometri opbygges og anvendes til analyse af trykforhold samt flowkraft i det eksisterende design. På baggrund af denne analyse, opstilles fire forslag til ændring af det nuværende design. Disse analyseres ved hjælp af CFD analyse, hvorefter forslag nummer to er udvalgt for videre arbejde, da dette har vist sig bedst i forhold til at reducere bagtrykket med minimal stigning i trykfald over ventilen. Det konkluderes at OCV formentlig vil kunne opnå forbedrede egenskaber hvis den udvalgte ventilgeometri implementeres efter yderligere analyse og formoptimering.

# Abstract

This report concerns the design of an over-center valve (OCV), with the purpose of decreasing problems with stability in hydraulic systems without electronic controllers. These systems are widely distributed in mobile applications where they are often controlled by an operator's actuation of a load sensing directional valve (PVG).

The work is based on a specific system which can be categorized as a typical system, consisting of a crane jib which is actuated by a hydraulic cylinder. Furthermore, the hydraulic system is comprised by a PVG and an OCV.

Initially, a non-linear model of the fluid-mechanical system is set up. Based on measurements conducted on the physical system, physical parameters are adjusted after which the model is finally verified. It is concluded that the model sufficiently reproduce the dynamical response of the physical system.

A linearly model of the system is put up, based on the equations which outline the foundation of the non-linear model. By conducting a stability analysis it is identified, based on Routh-Hurwits' stability criteria and Bodeplot, that a reduction or change in direction of the flow force in the OCV has a stabilizing effect on the system.

An index of the oscillatory behavior of the system is formulated and carried out as reference in model tests. These tests illustrate that a reduction or change in direction of the flow force in the OCV has a stabilizing effect on the system.

A CDF calculation model of the OCV valve geometry is constructed and used for the analysis of pressure conditions together with the flow force in the existing design. On the basis of this analysis four suggestions for changing the present design are raised. These are analyzed through CFD analysis. Subsequently, suggestion number two is chosen to work on further as it has proven best in reducing the back-pressure with a minimal increase in pressure drop over the valve.

In conclusion, it will probably be possible to improve the characteristics of the OCV if the chosen valve geometry is further analyzed and shape optimized.

# Indhold

Resumé	5	
Abstrac	et	5
1 Indled	Ining	9
1.1	Initierende problem	9
2 Projel	ktbeskrivelse	11
2.1	Systembeskrivelse	11
2.2	Problemformulering	12
3 Ulinea	ær model	15
3.1	Modelstruktur	15
3.2	Det hydrauliske system	15
3.3	Det mekaniske system	21
3.4	Implementering i Matlab	25
3.5	Modelreduktion og verifikation	
4 Lineæ	er analyse	31
4.1	Antagelser og forenklinger	31
4.2	Lineær model	32
4.3	Stabilitetsanalyse	40
5 Mode	lforsøg	49
5.1	Inputflow	49
5.2	Oscillationsindeks	50
5.3	Flowkraft korrektion	51
6 CFD	Analyse	53
6.1	Computational Fluid Dynamics	53
6.2	Modelbeskrivelse	55
7 Analy	se af nuværende design	59
7.1	Trykanalyse	59
7.2	Kraftanalyse	61
8 Alterr	nativ ventilgeometri	65

10 Persp	ektivering	69
10.1	CFD analyse	69
10.2	Ny ventilgeometri	69
Litteratu	ır	71

# Appendiks

Følgende appendiks findes i særskilt rapport:

- Appendiks A Hydrauliske komponenter
- Appendiks B Mekanik
- Appendiks C Friktion i cylinder
- Appendiks D Friktion i OCV
- Appendiks E Blændeareal i PVG
- Appendiks F Instrumentering
- Appendiks G Beregning af cylinderposition

# 1 Indledning

Lastholdeventiler, også kaldet overcenterventiler (OCV), benyttes inden for mange forskellige applikationer. Et af anvendelsesområderne er på kraner og lifte der opererer i nærheden af personel. OCV sikrer at en hængende last eller hævet platform ikke falder ned i tilfælde af slangebrud, hvorfor brug af disse ventiler på mange systemer er påbudt ved lov. En anden anvendelse er på systemer med stor inerti, hvor OCV sikrer, at lasten ikke "løber" fra pumpeflowet, så der skabes kavitation i aktuatoren [Pedersen & Andersen, 2000, s. 1].

Det er velkendt, at systemer udstyret med en OCV ofte kan have oscillerende bevægelser eller være direkte ustabile. Yderligere kan OCV medføre, at en bevægelse meget pludselig stopper når systemets hastighed reduceres [Persson, 1989, s. 2]. Da der i mange applikationer er behov for kontrollerbarhed, benyttes ofte trykkompenserede proportionalventiler (PVG), der gør det nemt at styre aktuatorens hastighed og position. Disse ventiler styrer dog ikke tryk, hvilket har vist sig, generelt at gøre det meget svært at stabilisere systemer med en sådan integreret.

En uheldig dynamisk opførsel forsøges ofte minimeret ved hjælp af "trial and error", hvorfor lastholdeventiler udbydes i et væld af varianter og størrelser. At finde den rette kan være en tidskrævende og kostbar proces, der ikke garanterer at systemet stabiliseres i den ønskede grad.

Dette projekt omhandler design af en lastholdeventil, der kan mindske stabilitetsproblemer i hydrauliske systemer uden elektronisk regulator. Disse systemer er meget udbredt på mobile applikationer, som ofte styres af en operatørs aktuering af PVG. Af økonomiske grunde ønskes det ofte ikke at indføre aktiv stabilisering af disse systemer, hvorfor et nyt design udelukkende skal udvikles ved konstruktionsmæssige ændringer af ventilens geometri. Dette leder frem til det initierende problem nedenfor.

## 1.1 Initierende problem

Hydrauliske systemer, der indeholder en lastholdeventil, bliver ofte ustabile eller får oscillerende bevægelser under drift. Kan der designes en lastholdeventil, der udelukkende ved hjælp af konstruktive ændringer forbedrer systemets stabilitet?

# 2 Projektbeskrivelse

Dette kapitel beskriver problemformuleringen samt –afgrænsningen, opstillet på baggrund af det initierende problem. Systemet, der benyttes som udgangspunkt for det udførte arbejde, beskrives indledningsvist.

# 2.1 Systembeskrivelse

Systemet der benyttes, består af en hydraulisk aktueret kran. Denne er typisk for den type af systemer der ofte vil være udsat for førnævnte stabilitetsproblem. Systemet består af et mekanisk- samt et hydraulisk system der beskrives hver for sig i det følgende.

#### Det mekaniske system

Det mekaniske system består af en kranarm, som illustreret på Figur 2.2. Kranarmen drejer omkring punktet O, der som punktet CB er fæstnet på et støttestativ. Stativet betragtes i det videre arbejde som værende uendeligt stift, hvorfor dette ikke behandles yderligere. Armen aktueres af cylinderen på dennes underside. Yderst på kranarmen er der monteret en byrde på 112kg.



Figur 2.1: Kranarmen med overordnede mål og punkter.

På vedlagte CD findes en e-drawing af kranen samt dennes stativ.

#### Det hydrauliske system

Kranens hydrauliske system er opbygget som illustreret på Figur 2.2 nedenfor. Flowet til cylinderen kontrolleres af en PVG og tæt på cylinderens udløb er der placeret en OCV med pilottilslutning på cylinderens stangside.



Figur 2.2: Diagram over det hydrauliske system.

Når PVG er i neutralposition, holdes lasten i en given position. Ledes et flow ind i cylinderens på dennes ringside, skabes et tryk der vil stige, indtil OCV åbner og der skabes balance mellem det indgående og det udgående flow. Lasten kan ikke "løbe" fra hastigheden der skabes af det indgående flow, idet trykket på cylinderens ringside da vil falde og OCV vil lukke. Fra OCV ledes olien retur til tanken. Ledes et flow til cylinderens stempelside sker dette gennem OCV kontraventil.

For en detaljeret beskrivelse af de enkelte komponenter og deres funktion, henvises til appendiks A. Datablade for de enkelte komponenter kan finde på vedlage CD-rom.

# 2.2 Problemformulering

Med udgangspunkt i den beskrevne problemstilling samt det initierende problem, ønskes det at designe en lastholdeventil der virker stabiliserende på et generelt hydraulisk system af den beskrevne type. Lastholdeventilen skal med udgangspunkt i økonomiske overvejelser designes udelukkende som en mekanisk løsning.

Følgende overordnede opgaver er opstillet som udgangspunkt for projektet:

- Det ønskes at opstille en ulineær model af det fluid- mekaniske system, der beskriver dettes respons på et givent input.
- Det ønskes at analysere hvilke parametre der har indflydelse på systemets stabilitet.
- Det ønskes at analysere det nuværende design med henblik på at identificere forbedringsmuligheder.
- Det ønskes på baggrund af den gennemførte analyse, at redesigne OCV med henblik på at forbedre systemets stabilitet.

### 2.2.1 Problemafgrænsning

Følgende afgrænsninger af problemstillingen er gjort for at begrænse projektets omfang:

- Systemets mekaniske dele betragtes som stive legemer.
- Systemet betragtes udelukkende i sin nuværende konfiguration.
- Eventuel redesign vil udelukkende omhandle geometriske udformning.

### 2.2.2 Kravspecifikation

For en løsning er følgende krav og ønsker opstillet:

- Løsningen skal være systemuafhængig og derfor have en stabiliserende effekt uafhængig af systemet hvori den implementeres.
- Energiforbruget skal ved implementering af den fundne løsning, forblive uændret eller reduceres.

Ønsker:

- Fremstillingsprisen skal i størst muligt omfang søges minimeret.
- Systemets hastighed må ikke reduceres i nævneværdig grad.

# 3 Ulineær model

Dette kapitel beskriver en model, som er opbygget for at kunne simulere det fluidmekaniske systems opførsel, og derved kunne anvendes som værktøj i den videre proces. Yderligere vil denne danne basis for en lineariseret model af systemet. Modellens individuelle dele, samt samspillet mellem disse, beskrives med udgangspunkt i den anvendte teori. En gennemført verifikation af modellen beskrives slutteligt.

# 3.1 Modelstruktur

Modellen består overordnet af to dele, der beskriver henholdsvis det hydrauliske- og det mekaniske system under sænkning af kranen. Flow fra PVG anvendes som input til modellen, der angiver hydraulikcylinderens position som output. Figur 3.1 viser en skematisk oversigt over modellen.



Figur 3.1: Skematisk oversigt over den ulineære models opbygning.

Den hydrauliske del af modellen har flowet fra PVG  $Q_r$  samt cylinderens starthastighed  $\dot{x}_{cyl}$  og position  $x_{cyl}$  som input. På baggrund af dette beregnes cylinderkraften  $F_{cyl}$ , der anvendes som input til den mekaniske del, hvori cylinderhastigheden og positionen beregnes. Det følgende giver en nærmere beskrivelse af modellens enkelte dele.

## 3.2 Det hydrauliske system

Dette afsnit præsenterer ligningerne, der anvendes som repræsentation af det hydrauliske system.

Figur 3.2 viser det hydrauliske system med generel notation, der anvendes i den følgende beskrivelse. P, Q og V noterer henholdsvis tryk, flow og volumen. Indeks benyttet ved flow, angiver flow ind i det pågældende volumen. Streg-priklinier markerer de enkelte volumeners grænser.



Figur 3.2: Det hydrauliske system med notationer.

I det følgende beskrives hvorledes, hver af systemets enkeltdele modelleres.

### 3.2.1 Flowtransducer

Som det ses på Figur 3.2 indeholder systemet to flowtransducere hvoraf en indgår i modellen. Transduceren medfører et tryktab, der afhænger af flowet gennem denne, som illustreret på Figur 3.3.



Figur 3.3: Forhold mellem trykfald og flow gennem flowtransducer.

Ud fra figuren, kan denne sammenhæng beskrives ved (3.1):

$$\Delta P_{flow} = 2 + \frac{\Delta P}{\Delta Q} \cdot Q = \frac{(6-2)[bar]}{50/6000[m^3/s]} \cdot Q = 2 \cdot 10^5 + 4800 \cdot 10^5 \cdot Q[Pa]$$
(3.1)

Ved isolering af Q findes flowet over transduceren:

$$Q_c = \frac{\left(P_s - P_c\right) - 2 \cdot 10^5}{4800 \cdot 10^5} \tag{3.2}$$

#### 3.2.2 Cylinder

Cylinderkraften  $F_{cyl}$  bestemmes ud fra en kraftligevægt for cylinderens stempel. Figur 3.4 viser cylinderen med tryk, der virker på stemplet. Friktionskraften  $F_{cc}$  samt den viskose friktion  $B_{cyl} \cdot \dot{x}_{cyl}$  virker mod bevægelsesretningen og er ikke afbilledet på figuren. Som repræsentation for  $F_{cc,cyl}$  er der eksperimentelt bestemt en retningsuafhængig friktionskraft som beskrevet i appendiks C.



Cylinderkraften kan udtrykkes som (3.3):

$$F_{cyl} = P_s \cdot A_s - P_r \cdot A_r - B_{cyl} \cdot \dot{x}_{cyl} - sign(\dot{x}_{cyl}) \cdot F_{cc,cyl}$$
(3.3)

Hvor  $A_s$  er stempelarealet,  $A_r$  er ringarealet og  $B_{cyl}$  er den viskose dæmpningskoefficient.

#### 3.2.3 OCV

Flowet over OCV beskrives ved hjælp af blændeformlen, hvor blændearealet  $A_{ocv}$  er en funktion af gliderens position  $x_{ocv}$ :

$$Q_{\nu} = C_{d,oc\nu} \cdot A_{oc\nu} \left( x_{oc\nu} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( P_c - P_{\nu} \right)}$$
(3.4)

Når ventilen åbner opstår der et blændeareal med form som en keglestub-side. Dennes areal kan beregnes ved (3.5):

$$A_{ocv}(x_{ocv}) = \pi \cdot \left( d_{ocv} \cdot x_{ocv} \cdot \sin(\alpha) + x_{ocv}^2 \cdot \sin^2(\alpha) \cdot \alpha \cdot \cos(\alpha) \right)$$
(3.5)

Hvor  $\alpha$  er ventilsædets udstrømningsvinkel og  $d_{ocv}$  er gliderens diameter. Fordi åbningen normalt er relativt lille, betyder dette, at  $x_{ocv}/d_{ocv}$  er lille, hvorfor åbningsarealet kan approksimeres med (3.6):

$$A_{ocv}(x_{ocv}) = \pi \cdot d_{ocv} \cdot x_{ocv} \cdot \sin(\alpha)$$
(3.6)

Gliderens position bestemmes ved hjælp af dennes dynamiske ligevægt, opstillet på baggrund af Newtons anden lov og frit-legeme-diagrammet vist på Figur 3.5. Glider og pilotstempel betragtes som én samlet enhed, da disse under normal drift altid vil være sammenhængende.



Figur 3.5: Frit-legeme-diagram for glideren.

Den dynamiske ligevægt for glideren er givet ved (3.7). Relevante arealer er illustreret på Figur 3.6:

$$m_{glider} \cdot \ddot{x}_{ocv} = P_r \cdot A_p + P_c \cdot A_c + P_v \cdot (A_{v1} - A_{v2}) - F_{pl} - F_{fj} - F_{cc,ocv} - B_{ocv} \cdot \dot{x}_{ocv} - F_f \quad (3.7)$$

Hvor  $m_{glider}$  er gliderens masse,  $F_{pl}$  er kraften fra fjederens forspænding,  $F_{fj}$  er fjederkraften,  $F_{cc,ocv}$  er Coulomb friktionen mellem glider og ventilblok,  $B_{ocv}$  er den viskose dæmpningskoefficient og  $F_f$  er flowkraften der opstår når olien strømmer gennem blænden.



Fjederkraften  $F_{fj}$  er givet ved Hooks lov og virker modsat af gliderens bevægelse:

$$F_{fj} = k \cdot x_{ocv} \tag{3.8}$$

Hvor k er fjederkonstanten. Friktionskraften  $F_{cc,ocv}$  virker altid imod gliderens bevægelsesretning og er givet ved (3.9):

$$F_{cc,ocv} = sign(\dot{x}_{ocv}) \cdot F \tag{3.9}$$

Hvor F er bestemt på baggrund af en hysteresekurve for OCV. Dette er yderligere dokumenteret i Appendiks D.

Når olien strømmer gennem ventilen, skabes en flowkraft som følge af hastighedsforskellen, der opstår gennem ventilen. Fordi hastigheden efter ventilen er meget større end før denne, kan flowkraften approksimeres ved (3.10) [Andersen & Hansen, 2003]:

$$F_{f} = 2 \cdot C_{d,ocv} \cdot A_{ocv} \left( x_{ocv} \right) \cdot \left( P_{c} - P_{v} \right) \cdot \cos\left( \alpha \right)$$
(3.10)

#### 3.2.4 PVG

PVG modellen består af et flow  $Q_r$  som input til den overordnede model, mens den virker som en blænde på retursiden. Flowet over returblænden beskrives ved (3.11):

$$Q_{t} = C_{d,pvg} \cdot A_{pvg} \left(Q_{r}\right) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(P_{v} - P_{t}\right)}$$
(3.11)

Blændearealet gennem PVG  $A_{pvg}$  er bestemmes af flowet ind i systemet. Den benyttede ventil er en 1:1 ventil, hvilket betyder, at blændearealerne er lige store på henholdsvis ind og retursiden. Funktionen (3.12) beskriver blændearealet som funktion af inputflowet  $Q_r$ . Funktionen er bestemt eksperimentelt, som beskrevet i appendiks E.

$$A_{pvg}\left(Q_{r}\right) = 0,0344 \cdot Q_{r} \tag{3.12}$$

#### 3.2.5 Kontinuitet

For at bestemme trykket i hver af modellens fem volumener, opstilles kontinuitetsligningen for hver af disse. For volumenet  $V_r$  er denne givet ved (3.13). Fordi cylinderens stempel ændrer position, ændrer volumenet  $V_r$  ligeledes størrelse. Dette udtrykkes derfor ved startvolumenet  $V_{r,0}$ , der er det samlede volumen i cylinder og slanger, når stemplet er i bund, samt den dynamiske ændring:

$$\dot{P}_{r} = \frac{\beta}{V_{r,0} - A_{r} \cdot x_{cyl}} \cdot \left(A_{r} \cdot \dot{x}_{cyl} + Q_{r}\right)$$
(3.13)

Hvor  $\beta$  er den effektive bulkmodulus for olie, slager, fittings osv. Volumenet  $V_s$  ændrer ligeledes størrelse og kontinuitetsligningen opstillet for dette, er givet ved (3.14):

$$\dot{P}_{s} = \frac{\beta}{V_{s,0} + A_{s} \cdot x_{cyl}} \cdot \left(-Q_{c} - A_{s} \cdot \dot{x}_{cyl}\right)$$
(3.14)

Kontinuitetsligningen opstillet for volumenet  $V_c$ :

$$\dot{P}_{c} = \frac{\beta}{V_{c}} \cdot \left(Q_{c} - Q_{v}\right) \tag{3.15}$$

Kontinuitetsligningen opstillet for volumenet  $V_{v}$ :

$$\dot{P}_{\nu} = \frac{\beta}{V_{\nu}} \cdot \left(Q_{\nu} - Q_{\tau}\right) \tag{3.16}$$

#### 3.3 Det mekaniske system

Fremgangsmåden, beskrevet i dette afsnit, følger det teoretiske grundlag redegjort for i [Nikravesh, 1988]. Det mekaniske system består af tre legemer forbundet af tre rotationsled og en translatorisk forbindelse. Systemets bevægelse foregår i ét plan, hvorfor dette modelleres som et sådan. Hvert legeme har derfor tre frihedsgrader, der samlet giver systemet ni frihedsgrader. Bindingerne mellem legemerne reducerer dog dette antal med to hver, hvilket giver systemet én tilbageblivende frihedsgrad som beskrevet ved (3.17):

$$n^{(DOF)} = 3 \cdot n^{(legemer)} - \sum_{led} n^{(bindinger, 2D)}$$

$$\downarrow \qquad (3.17)$$

$$1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 2 \cdot 2$$

Et globalt koordinatsystem placeres i kranarmens omdrejningspunkt, som illustreret på Figur 3.7. Hvert legeme tildeles et lokalt koordinatsystem, der placeres i dettes massemidtpunkt. De lokale koordinatsystemers placering i globale koordinater, gives ved positionsvektorer  $\underline{r}_i = [x, y]_i^T$  hvor indekset *i* angiver legemsnummeret. De stationære punkter defineres ved positionsvektorerne  $\underline{r}_{CB}$  og  $\underline{r}_O$ . Bemærk at  $\underline{r}_O$  er nul, da det globale koordinatsystem er placeret i dette punkt.



Legemernes lokale koordinatsystemer har to akser  $\xi_i, \eta_i$  samt en vinkel  $\theta_i$  i forhold til det globale koordinatsystem. I dette koordinatsystem indlægges lokale positionsvektorer, der definerer punkter på legemet. Figur 3.8 viser legeme 3 hvor punktet *CB* defineres ved vektoren  $\underline{s_3}^{CB} = \left[\xi^{CB}, \eta^{CB}\right]_3^T$ . Resterende legemer og positionsvektorer kan findes i appendiks B.



Figur 3.8: Legeme 3 med indlagt koordinatsystem, samt lokal og global positionsvektor.

Vektoren  $\underline{s}_{3}^{CB}$  er konstant, da punktet altid har samme placering i lokale koordinater. I globale koordinater ændrer vektoren position hvor denne er givet ved  $\underline{s}_{3}^{CB} = \underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{s}}_{3}^{CB}$ . Transformationsmatricen  $\underline{\underline{A}}_{i}$  er defineret som (3.18):

$$\underline{\underline{A}}_{i} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}_{i}$$
(3.18)

Systemets position angives af vektoren  $\underline{q}$ , der indeholder koordinater og vinkeldrejning for hvert legeme. Vektoren er givet ved (3.19):

$$\underline{q} = [x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2, x_3, y_3, \theta_3]^T$$
(3.19)

Tilsvarende indeholder vektorerne  $\underline{\dot{q}}$  og  $\underline{\ddot{q}}$  henholdsvis systemets hastighed og acceleration.

Systemets rotations- og translationsforbindelser repræsenteres ved kinematiske tvangsbindinger. Hver forbindelse opstiles som en vektorløkke, hvis sum til enhver tid er nul. Figur 3.9 viser rotationsleddet CT samt vektorerne, der benyttes til opstilling af tvangsbindingen for dette led.



CT.

Tvangsbindingen for ledet CT kan skrives som (3.20):

$$\Phi_{(1,2)} = \underline{r}_1 + \underline{\underline{A}}_1 \cdot \underline{\underline{s}}_1^{CT} - \underline{\underline{s}}_2^{CT} \cdot \underline{\underline{A}}_2 - \underline{\underline{r}}_2 = \underline{0}$$
(3.20)

Det benyttede indeks angiver tvangsbindingens nummer, samt antallet af ligninger denne indeholder. Resterende tvangsbindinger kan findes i appendiks B.

Kendes et antal koordinater til tiden, dog minimum svarende til antallet af frihedsgrader, kan positionsvektoren q bestemmes ved løsning af ligningssystemet givet ved (3.21):

Differentiation af (3.21) giver et ligningssystem, der beskriver systemets hastighed:

$$\underline{\Phi}_{q} \cdot \underline{\dot{q}} = \underline{0} \tag{3.22}$$

Hvor  $\Phi_{a}$  kaldes Jacobimatricen, som er givet ved (3.23):

$$\underline{\Phi}_{q} \equiv \frac{\partial \Phi}{\partial q} \tag{3.23}$$

Jacobimatricen er en koefficientmatrice, der indeholder de partielt afledte af tvangsbindingerne med hensyn til koordinaterne i  $\underline{q}$ . Den opstillede Jacobimatrice kan findes i appendiks B.

#### 3.3.1 Dynamik

Bestemmelse af systemets dynamiske opførsel tager udgangspunkt i Newtons anden lov. For et system af frie legemer er denne givet ved  $\underline{\underline{M}}_i \cdot \underline{\ddot{q}}_i = \underline{F}_i$  eller (3.24):

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & J_{\xi\xi} \end{bmatrix}_{i} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}_{i} = \begin{bmatrix} f_{x} \\ f_{y} \\ n \end{bmatrix}_{i}$$
(3.24)

Hvor *M* er legemets masse,  $J_{\xi\xi}$  er det polære inertimoment og *n* er et moment. For et system af koblede legemer gælder (3.25):

$$\underline{\underline{M}} \cdot \underline{\ddot{q}} - \underline{\underline{\Phi}}_{q}^{T} \cdot \underline{\lambda} = \underline{\underline{F}}$$
(3.25)

Hvor  $\underline{\Phi}_{q}^{T} \cdot \underline{\lambda}$  er reaktionskræfterne, der virker i bindingerne og  $\underline{F}$  er summen af de ydre kræfter og momenter der virker på legemerne. På hvert legeme i systemet virker tyngden defineret ved -g i Y-retningen. Ydermere virker kraften fra det hydrauliske tryk i cylinderen, på legeme to og tre som illustreret på Figur 3.10.



Figur 3.10: Cylinder med hydrauliske kræfter.

Summen af de ydre kræfter for hvert af legemerne er givet ved (3.26):

$$\underline{F}_{1} = \begin{bmatrix} 0, -g \cdot m_{1}, 0 \end{bmatrix}^{T}$$

$$\underline{F}_{2} = \begin{bmatrix} F_{hyd} \cdot \cos \theta_{2}, -g \cdot m_{2} \cdot F_{hyd} \cdot \sin \theta_{2}, 0 \end{bmatrix}^{T}$$

$$\underline{F}_{3} = \begin{bmatrix} -F_{hyd} \cdot \cos \theta_{3}, -g \cdot m_{3} \cdot F_{hyd} \cdot \sin \theta_{3}, 0 \end{bmatrix}^{T}$$
(3.26)

Systemets acceleration kan nu bestemmes ved isolering af  $\left[\frac{\ddot{q}}{2}, -\underline{\lambda}\right]^T$  i (3.27):

$$\begin{bmatrix} \underline{\underline{M}} & \underline{\underline{\Phi}}_{q}^{T} \\ \underline{\underline{\Phi}}_{q} & \underline{\underline{0}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{\underline{\ddot{q}}} \\ -\underline{\underline{\lambda}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{F} \\ \underline{\underline{\gamma}} \end{bmatrix}$$
(3.27)

Hvor  $\gamma$  er udtrykkene, der ikke afhænger af  $\ddot{q}$  når tvangsbindingerne afledes to gange.

### 3.4 Implementering i Matlab

Ovenstående ligninger er implementeret i Matlab Simulink, som er et simuleringsværktøj der er i stand til at håndtere ulineære ligninger. Den opstillede model kan findes på vedlagte CD-rom. Nedenfor beskrives implementeringen af henholdsvis det mekaniske og det hydrauliske system.

### 3.4.1 Hydraulik

Figur 3.11 illustrerer den overordnede struktur for den hydrauliske del af modellen. Inputtet er flowet fra PVG  $Q_r$  samt cylinderens position og hastighed der beregnes i den mekaniske model. Output er cylinderkraften  $F_{cyl}$ . Tryk i de enkelte volumener, initieres med værdier svarende til systemets ligevægt når kranarmen er i top.



Figur 3.11: Overordnet struktur for det hydrauliske system.

### 3.4.2 Mekanik

Figur 3.12 viser, hvorledes det mekaniske system er implementeret i Simulink. Inputtet til første blok er cylinderkraften  $F_{cyl}$  samt systemets position og hastighed, der initieres i et startpunkt hvor hastigheden er nul. Blokkens output er accelerationen  $\frac{\ddot{q}}{d}$  der bestemmes ud fra (3.27). To integratorblokke beregner systemets hastighed og position, som er input til blokken Cylinder. Yderligere returneres disse som udgangspunkt for næste iteration. Cylinderens position og hastighed beregnes i blokken Cylinder.



Figur 3.12: Det mekaniske system implementeret i Simulink.

## 3.5 Modelreduktion og verifikation

Den ulineære model danner basis for en lineær model og anvendes under som værktøj i den videre proces. Det er derfor essentielt, at dennes respons på et givent input, inden for en acceptabel afvigelse, er lig responset fra det fysiske system. For at verificere den samlede model, sammenlignes dennes respons på et givent input med responset fra det fysiske system for samme input. Dette gøres ved, at måle kranarmens position, tryk i cylinderens kamre, samt flow ind og ud af systemet mens denne sænkes med varierende hastigheder for herved, at eksertere systemets dynamik. Til formålet er kranen instrumenteret og et program til signalbehandling og dataopsamling er udarbejdet som beskrevet i appendiks F. Det målte flow fra PVG benyttes som input til den opstillede model og cylinderens position, tryk samt flow simuleres og sammenlignes med de målte værdier.

#### 3.5.1 Modelreduktion

For at minimere beregningstiden forbundet med brug af modellen, og dermed øge dennes anvendelighed som værktøj, ønskes den enkleste model der indenfor en acceptabel afvigelse, gengiver det fysiske systems respons på et givent input. Den opstillede model er derfor i forbindelse med verifikationsprocessen beskrevet nedenfor, reduceret som følger.

Den dynamiske ligevægt for glideren i OCV, givet ved (3.7), er reduceret til en statisk ligevægt, hvorudfra dennes position bestemmes som beskrevet ved (3.28):

$$x_{ocv} = \frac{1}{k} \cdot \left( P_r \cdot A_p + P_c \cdot A_c + P_v \cdot \left( A_{v1} - A_{v2} \right) - F_{pl} - F_{cc,ocv} - F_f \right)$$
(3.28)

Reduktionen vurderes ikke at påvirke modellens gengivelse af det fysiske system i nævneværdig grad, da dennes dynamik er meget hurtig sammenlignet med systemets øvrige dele. Yderligere er flowtransduceren, der er indsat mellem cylinderen og OCV, fjernet, hvorved volumenerne  $V_s$  og  $V_c$  er kombineret til et volumen. Trykfaldet over transduceren vurderes at være af en så ringe størrelse, at denne ændring er acceptabel. Resultaterne der præsenteres i følgende afsnit, er opnået ved implementering af de beskrevne reduktioner.

#### 3.5.2 Verifikation

Indledningsvist er der foretaget en positionsanalyse for den mekaniske del af modellen. Simulerede positioner er sammenlignet med målinger fra en CAD-model af det fysiske system. Yderligere er det kontrolleret, at den mekaniske energi i systemet er konstant, når energien tilført fra det hydrauliske system er fratrukket.

Modellen indeholder en række fysiske parametre, hvorom der råder usikkerhed. Dette drejer sig blandt andet om bulkmodulus, hvis størrelse afhænger af oliens vand og luftindhold samt slangernes stivhed. Som del af verifikationsprocessen er disse parametre, gennem en iterativ proces, justeret for herved at forbedre modellens repræsentation af det fysiske system. En dataserie er benyttet til justering af de enkelte parametre, hvorefter en anden dataserie er anvendt til endelig verifikation. Tabel 3.1 viser justerede parametre.

Parametre	Symbol	Start værdi	Slut værdi	Enhed
Bulk modulus	β	600	540	MPa
Olie densitet	ρ	870	870	$kg/m^3$
Tank tryk	$P_t$	$1 \cdot 10^{5}$	$3 \cdot 10^{5}$	Pa
Dæmpning i cylinder	B <sub>cyl</sub>	5000	70.000	Ns / m
Coulomb friktion	F	700	700	N

Tabel 3.1: Fysiske parametre justeret som del af verifikationsprocessen.

Bemærk at dæmpningskoefficienten er justeret markant. Dette vurderes, at skyldes, at cylinder og OCV er forbundet ved hjælp af relativt tynde rør og et større antal fittings, hvorved der skabes et betydeligt trykfald der afhænger af cylinderens hastighed.

Figur 3.13 viser cylinderens positions som funktion af tiden, hvor den grønne linie viser den målte position og den blå linie viser den simulerede.



På Figur 3.13 ses det, at den målte cylinderposition oscillerer betydeligt i perioden fra 5,5 til 7 sekunder. Dette indikerer at afvigelsen mellem den måle og simulerede cylinderposition kan skyldes fejlvisning fra det anvendte potentiometer. Dette underbygges

af, at der under betjening af kransystemet er observeret betydelig slør i kranarmens hængsling, hvor potentiometeret er placeret.

Figur 3.14 viser trykket  $P_r$  på cylinderens ringside som funktion af tiden, hvor den grønne linie viser den målte værdi og den blå linie viser den simulerede.



Figur 3.15 viser trykket  $P_s$  på cylinderens stempelside som funktion af tiden, hvor den grønne linie viser den målte værdi og den blå linie viser den simulerede.



Det ses på Figur 3.14, at det målte tryk på cylinderens ringside er væsentlig lavere end det simulere i ca. 1,5 sekund, hvorefter de to værdier bliver omtrent samstemmende. Samtidig ses det af Figur 3.15, at det målte tryk på cylinderens stempelside er væsentligt højere end det simulerede i samme periode. Dette skyldes at stemplet på den fysiske cylinder, under det udførte forsøg, er startet fra en situation hvor dette bliver presset mod cylinderens top. Det ses derfor ligeledes, at de simulerede og målte tryk nærmer sig hinanden når cylinderen begynder at ændre position.

Generelt ses det af ovenstående figurer, at den opstillede model på tilfredsstillende vis gengiver systemets dynamiske opførsel. Det ses dog ligeledes, at de simulerede og målte tryk i nogle situationer afviger fra hinanden. Dog vurderes det, at modellen gengiver steady-state værdier for disse tryk på tilstrækkelig vis. Afvigelsen mellem de målte og simulerede værdier kan skyldes, afhængigheden mellem inputflowet og returarealet genne PVG.

# 4 Lineær analyse

Dette kapitel beskriver en stabilitetsanalyse gennemført for et system svarende til det tidligere beskrevne. Analysen gennemføres med udgangspunkt i en lineær model der indledningsvis beskrives. Analysen gennemføres for at skabe et overblik over, hvorvidt systemet er stabilt, samt hvilke parametre der har indflydelse herpå.

## 4.1 Antagelser og forenklinger

Det hydrauliske system, der analyseres i dette kapitel, er illustreret på Figur 4.1 med relevante benævnelser. Det skal bemærkes at volumenerne  $V_s$  og  $V_c$  samles i volumenet  $V_{sc}$ . Tryk og flow benytter indeks svarende til volumenet, hvortil disse er tilknyttet.



Figur 4.1: Hydraulisk system til lineær analyse.

Ved opstilling af den lineære model, er der gjort visse antagelser for herved at forenkle modellen. Disse er listet nedenfor:

- Tryktransducere antages, at kunne udelades. Yderligere antages det, at OCV er forbundet direkte til tank, hvorved antallet af volumener reduceres til to.
- Trykfald i slanger antages at kunne udelades.
- Tryk i de enkelte volumener antages at være ensartet i hele volumenet.
- Temperatur samt oliens densitet antages at være konstant.

- Lækageflow i cylinder og OCV antages at kunne udelades.
- OCV gliderens masse udelades grundet sin ringe størrelse.
- Friktion samt dæmpning i OCV og cylinder udelades. Dette betyder at systemet vil optræde mindre stabilt i forhold til de faktiske forhold, da begge virker dæmpende.
- Forsyningstrykket  $P_r$  samt tanktrykket  $P_v$  antages at være konstant.

I det følgende beskrives den lineære models beskrivende ligninger.

#### 4.2 Lineær model

Et ulineært system kan approksimeres ved et lineært, hvis dette undersøges omkring et arbejdspunkt. Et sådan lineariseret system er ækvivalent til det ulineære, så længe dette undersøges inden for et begrænset område [Ogata, 2002, s.112]. I det følgende opstilles lineariserede ligninger, der beskriver systemet illustreret på Figur 4.1 omkring et arbejdspunkt. Input til modellen er flowet  $Q_r$  og outputtet defineres som cylinderstemplets hastighed. Denne er givet ved cylinderens deplacementflow  $Q_p$ .

#### 4.2.1 OCV

Flowet over OCV er en ulineær funktion af  $x_{ocv}$  og  $P_s$ . Dette er givet ved blændeformlen (4.1):

$$Q_{v} = C_{d,ocv} \cdot w \cdot x_{ocv} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(P_{sc} - P_{v}\right)}$$
(4.1)

Hvor  $C_{d,ocv}$  er flowkoefficienten og w er arealgradienten givet ved  $\pi \cdot d_{ocv} \cdot \sin(\alpha)$ .  $x_{ocv}$  er gliderens position og  $d_{ocv}$  gliderens diameter i ventilen. For at opnå en lineær approksimation af (4.1) kan udtrykket lineariseres i arbejdspunktet  $(\overline{x}_{ocv}, \overline{P}_{sc})$  ved en Taylor række som (4.2):

$$Q_{v} = \overline{Q}_{v} + \left[\frac{\partial Q_{v}}{\partial x_{ocv}} \cdot \left(x_{ocv} - \overline{x}_{ocv}\right) + \frac{\partial Q_{v}}{\partial P_{sc}} \cdot \left(P_{sc} - \overline{P}_{sc}\right)\right] + \frac{1}{2!} \cdot \left[\frac{\partial^{2} Q_{v}}{\partial x_{ocv}^{2}} \cdot \left(x_{ocv} - \overline{x}_{ocv}\right)^{2} + \frac{\partial^{2} Q_{v}}{\partial x_{ocv} \partial P_{sc}} \cdot \left(x_{ocv} - \overline{x}_{ocv}\right) \cdot \left(P_{sc} - \overline{P}_{sc}\right) + \dots + \frac{\partial^{2} Q_{v}}{\partial P_{sc}^{2}} \cdot \left(P_{sc} - \overline{P}_{sc}\right)^{2}\right] + \dots$$

$$(4.2)$$

Nær arbejdspunktet kan højreordensleddene negligeres, da disse vil være små. Dette betyder, at det lineariserede udtryk for flowet nær arbejdspunktet, kan skrives som (4.3):

$$Q_{v} - \overline{Q}_{v} = K_{q} \cdot \left( x_{ocv} - \overline{x}_{ocv} \right) + K_{qp} \cdot \left( P_{sc} - \overline{P}_{sc} \right)$$

$$(4.3)$$

Det lineariserede udtryk for blændeformlen i arbejdspunktet bliver derfor (4.4):

$$Q_{v} = K_{q} \cdot x_{ocv} + K_{qp} \cdot P_{sc}$$

$$(4.4)$$

Hvor de partielt afledte, er lineariseringskoefficienter, der repræsenterer henholdsvis flow gain  $K_q$  og flow-tryk koefficienten  $K_{qp}$ :

$$K_{q} = \frac{\partial Q_{v}}{\partial x_{ocv}} \bigg|_{\bar{x}_{ocv}, \bar{P}_{sc}} = C_{d, ocv} \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \bar{P}_{sc}}$$
(4.5)

$$K_{qp} = \frac{\partial Q_{v}}{\partial P_{sc}} \bigg|_{\overline{x_{ocv}, \overline{P}_{sc}}} = \frac{C_{d, ocv} \cdot w \cdot \overline{x_{ocv}}}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot \overline{P}_{sc}}}$$
(4.6)

Fordi modellen opstilles for en situation hvor kranarmen sænkes, betragtes OCV glideren og pilotstemplet som en samlet enhed. Fordi de to komponenters samlede masse er lille, vurderes det, at dynamikken for dennes bevægelse er meget hurtigere end det resterende system, hvorved denne kan udelades. Gliderenhedens kraftligevægt kan herved opstilles som (4.7):

$$P_r \cdot A_p + P_{sc} \cdot A_c = k \cdot x_{ocv} + F_f \tag{4.7}$$

Flowkraften  $F_f$  er under de givne antagelser en ulineær funktion af  $x_{ocv}$  og  $P_{sc}$ . Lineariseret kan denne udtrykkes ved (4.8):

$$F_f = K_{f1} \cdot x_{ocv} + K_{f2} \cdot P_{sc} \tag{4.8}$$

Hvor lineariseringskoefficienterne  $K_{f1}$  og  $K_{f2}$ , ved indførelse af konstanten  $k_f = 2 \cdot C_{d,ocv} \cdot w \cdot \cos(\alpha)$ , er givet ved henholdsvis (4.9) og (4.10):

$$K_{f1} = \frac{\partial F_f}{\partial x_{ocv}}\Big|_{\overline{x_{ocv}, \overline{P}_{sc}}} = 2 \cdot C_{d, ocv} \cdot w \cdot \cos(\alpha) = k_f \cdot \overline{P}_{sc}$$
(4.9)

$$K_{f1} = \frac{\partial F_f}{\partial P_{sc}}\Big|_{\bar{x}_{ocv}, \bar{P}_{sc}} = 2 \cdot C_{d, ocv} \cdot w \cdot \cos(\alpha) = k_f \cdot \bar{x}_{ocv}$$
(4.10)

Lineariseringskonstanterne indsættes i (4.7), som derved kan skrives som (4.11):

$$P_r \cdot A_p + P_{sc} \cdot A_c = \left(k + K_{f1}\right) \cdot x_{ocv} + K_{f2} \cdot P_{sc}$$

$$(4.11)$$

#### 4.2.2 Cylinder

Deplacementflowet der benyttes som udtryk for cylinderstemplets hastighed, kan skrives som (4.12):

$$Q_p = A_r \cdot \dot{x}_{cyl} \tag{4.12}$$

Transformeret til Laplacedomænet fremkommer (4.13):

$$Q_p = A_r \cdot s \cdot x_{cvl} \tag{4.13}$$

Med udgangspunkt i de førnævnte antagelser, kan stemplets dynamiske kraftligevægt opstilles som (4.14):

$$M_t \cdot \ddot{x}_{cyl} = P_r \cdot A_r - P_{sc} \cdot A_s \tag{4.14}$$

Ved indførelse af cylinderforholdet  $CR = A_s/A_r$  og transformation til Laplacedomænet, kan (4.14) skrives som:

$$M_t \cdot s^2 \cdot x_{cyl} = A_r \cdot \left(P_r - CR \cdot P_{sc}\right) \tag{4.15}$$

#### 4.2.3 Kontinuitet

Kontinuitetsligningen for volumenet  $V_r$  er opstillet i (4.16):

$$\dot{P}_{r} = \frac{\beta}{V_{r}} \cdot \left(Q_{r} - A_{r} \cdot \dot{x}_{cyl}\right)$$
(4.16)

Ved introduktion af den hydrauliske kapacitans  $C_r = V_r / \beta$  samt substitution af (4.13) i (4.16), kan denne skrives som (4.17):

$$C_r \cdot P_r \cdot s = Q_r - Q_p \tag{4.17}$$

For volumenet  $V_{sc}$  kan kontinuitetsligningen ved introduktion af  $C_{sc} = V_{sc}/\beta$ , cylinderforholdet  $CR = A_s/A_r$  samt substitution af (4.13) opstilles som (4.18):

$$C_{sc} \cdot P_{sc} \cdot s = CR \cdot Q_p - Q_v \tag{4.18}$$

Systemet illustreret på Figur 4.1 er nu beskrevet ved ligningerne (4.4), (4.11), (4.15), (4.17) samt (4.18).

#### 4.2.4 Reduktion af ligninger

I dette afsnit samskrives og reduceres ligningerne fra ovenstående afsnit, således at der opnås eksplicitte udtryk for systemets fysiske parametre.

Flowet over OCV findes ved isolation af  $x_{ocv}$ , der indsættes i den lineariserede blændeformel (4.4):

$$Q_{v} = \left(K_{qp} + \frac{A_{c} - K_{f2}}{k + K_{f1}}\right) \cdot P_{sc} + \frac{K_{q} \cdot A_{c}}{k + K_{f1}} \cdot PR \cdot P_{r}$$
(4.19)

Hvor pilotforholdet  $PR = A_p / A_c$ .  $K_{q0}$  samt  $K_{qr}$  introduceres som givet ved (4.20) og (4.22):

$$K_{q0} = \frac{K_q \cdot A_c}{k + K_{f1}} \tag{4.20}$$

$$K_{qf} = -\frac{K_q \cdot K_{f2}}{k + K_{f1}}$$
(4.21)

$$K_{qr} = K_{q0} + K_{qp} + K_{qf}$$
(4.22)

35
Indsættes  $K_{q0}$  og  $K_{qr}$  i (4.19) kan denne reduceres til (4.23):

$$Q_{v} = P_{sc} \cdot K_{qr} + P_{r} \cdot K_{q0} \cdot PR$$
(4.23)

Et udtryk for deplacementsflowet  $Q_p$  findes ved isolation af  $x_{cyl}$  i (4.13), samt substitution af denne ind i kraftligevægten for cylinderen givet ved (4.15). Slutteligt isoleres flowet:

$$M_{t} \cdot s^{2} \cdot \frac{Q_{p}}{A_{r} \cdot s} = A_{r} \cdot \left(P_{r} - CR \cdot P_{sc}\right)$$

$$\downarrow \qquad (4.24)$$

$$Q_{p} = \frac{A_{r}^{2}}{M_{t} \cdot s} \cdot \left(P_{r} - CR \cdot P_{sc}\right)$$

Et udtryk for trykket  $P_r$  kan findes ved isolation af denne i kontinuitetsligningen (4.17):

$$P_r = \frac{1}{C_r \cdot s} \cdot \left( Q_r - Q_p \right) \tag{4.25}$$

Ligeledes findes udtrykket for  $P_{sc}$  ved isolation i (4.18):

$$P_{sc} = \frac{1}{C_{sc} \cdot s} \cdot \left( Q_p \cdot CR - Q_v \right)$$
(4.26)

#### 4.2.5 Overføringsfunktion

En samlet overføringsfunktion for systemet opstilles således, at denne kan anvendes som udgangspunkt for stabilitetsanalysen. Overføringsfunktionen karakteriserer forholdet mellem input og output for et system, der kan beskrives ved lineære differentielligninger [Ogata, 2002, s.56].

De beskrevne ligninger opstilles i et blokdiagram som illustreret på Figur 4.2. Det samlede blokdiagram reduceres efterfølgende til én overføringsfunktion.



Figur 4.2: Blokdiagram for lineariserede ligninger.

En lukket sløjfe kan reduceres til én samlet overføringsfunktion ved brug af reduktionsreglen givet ved (4.27) [Ogata, 2002, s.60]:

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s) \cdot H(s)}$$
(4.27)

Hvor C(s) er outputtet, G(s) er overføringsfunktionen, H(s) er tilbageføringens overføringsfunktion og R(s) er referencen. Ved at benytte (4.27), kan inderste sløjfe  $G_1(s)$  reduceres til (4.28):

$$G_1(s) = CR \cdot \frac{1}{C_{sc} \cdot s + K_{qr}} = CR \cdot H_{rq}$$

$$(4.28)$$

Hvor  $H_{rq}$  defineres som (4.29):

$$H_{rq} = \frac{1}{C_{sc} \cdot s + K_{qr}} \tag{4.29}$$

Overføringsfunktionen for sløjfe  $G_2(s)$  bestemmes som (4.30):

$$G_2(s) = 1 + K_{q0} \cdot PR \cdot CR \cdot H_{rq} \tag{4.30}$$

Overføringsfunktionen for den tilbageværende sløjfe  $G_3(s)$  bestemmes ligeledes ved brug af (4.27):

$$G_{3}(s) = \frac{\frac{A_{r}^{2}}{M_{t} \cdot s}}{1 + CR^{2} \cdot H_{rq} \cdot \frac{A_{r}^{2}}{M_{t} \cdot s}}$$
(4.31)

Systemet på Figur 4.2 er nu reduceret til et enhedstilbagekoblet system, som illustreret på Figur 4.3, hvor overføringsfunktionen  $H_f = 1/(C_r \cdot s)$  er introduceret.



Figur 4.3: Enhedstilbagekoblet system.

Inden den samlede overføringsfunktion for systemet opstilles, bestemmes egenfrekvenser og forstærkninger for hver blok i det enhedstilbagekoblede system. Første blok indeholder funktionen  $H_f$  der består af en integrator 1/s samt forstærkningen K1:

$$K1 = \frac{1}{C_r} \tag{4.32}$$

Funktionen i blok nummer to omskrives til en forstærkning, samt to førsteordenssystemer (4.33):

$$B2 = K2 \cdot \frac{\frac{1}{\omega_{2t}} \cdot s + 1}{\frac{1}{\omega_{2n}} \cdot s + 1}$$
(4.33)

Ved indsættelse af  $H_{qr}$  bliver omskrivningen som givet ved (4.34):

$$B2 = \frac{C_{sc} \cdot s + K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_{sc} \cdot s + K_{qr}}$$

$$\Downarrow$$

$$B2 = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{K_{qr}} \cdot \frac{\frac{C_{sc}}{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR} \cdot s + 1}{\frac{C_{sc}}{K_{qr}} \cdot s + 1}$$

$$(4.34)$$

Forstærkningen K2, knækfrekvensen for tællerpolynomiet  $\omega_{2t}$  samt nævnerpolynomiets udæmpede egenfrekvens  $\omega_{2n}$  bestemmes ud fra (4.34) og er angivet nedenfor:

$$K2 = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{K_{qr}}$$
(4.35)

$$\omega_{2t} = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_{sc}}$$
(4.36)

$$\omega_{2n} = \frac{K_{qr}}{C_{sc}} \tag{4.37}$$

Det ses af (4.35), at forstærkningen er afhængig af en række lineariseringskonstanter. Dette gør sig ligeledes gældende for frekvenserne, der dog ligeledes er afhængige af volumenet  $V_{sc}$ . Funktionen i tredje blok omskrives til en kombination af et første- og andenordenssystem (4.38), hvor K3 er en forstærkning:

$$B3 = K3 \cdot \frac{\frac{s}{\omega_{2t}} + 1}{\frac{1}{\omega_{2n}^{2}} \cdot s^{2} + \frac{2 \cdot \zeta}{\omega_{2n}} \cdot s + 1}$$
(4.38)

Omskrivningen ses af (4.39):

$$B3 = \frac{1}{CR^2} \cdot \frac{C_{sc} \cdot s + K_{qr}}{\frac{M_t \cdot C_{sc}}{CR^2 \cdot A_r^2} \cdot s^2 + \frac{M_t \cdot K_{qr}}{CR^2 \cdot A_r^2} \cdot s + 1}$$

$$\downarrow$$

$$B3 = \frac{K_{qr}}{CR^2} \cdot \frac{\frac{C_{sc}}{K_{qr}} \cdot s + 1}{\frac{M_t \cdot C_{sc}}{CR^2 \cdot A_r^2} \cdot s^2 + \frac{M_t \cdot K_{qr}}{CR^2 \cdot A_r^2} \cdot s + 1}$$
(4.39)

Forstærkning K3, knækfrekvensen for tællerpolynomiet  $\omega_{3t}$ , nævnerpolynomiets udæmpede egenfrekvens  $\omega_{3n}$  samt dæmpningsforholdet  $\zeta$  bestemmes ud fra (4.39) som vist nedenfor:

$$K3 = \frac{K_{qr}}{CR^2} \tag{4.40}$$

$$\omega_{3t} = \frac{K_{qr}}{C_{sc}} \tag{4.41}$$

$$\omega_{3n} = \frac{A_r \cdot CR}{\sqrt{M_t \cdot C_{sc}}} \tag{4.42}$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \cdot \frac{K_{qr}}{A_r \cdot CR} \cdot \sqrt{\frac{M_t}{C_{sc}}}$$
(4.43)

Det ses at forstærkningen er afhængig af en række lineariseringskonstanter. Tællerpolynomiets egenfrekvens er ligeledes afhængig af disse, samt volumenet  $V_{sc}$ . Egenfrekvensen for nævnerpolynomiet, samt dæmpningsforholdet, er afhængig af cylinderens belastning samt volumen  $V_{sc}$ .

#### 4.3 Stabilitetsanalyse

Stabilitetsanalysen gennemføres for at identificere hvilke parametre, der har indflydelse på systemets stabilitet. Det er tidligere vist af [Andersen et al., 2005], at flowkraften kan have indflydelse på såvel systemets absolutte som relative stabilitet, hvorfor dette ønskes undersøgt som del af analysen. Indledningsvis undersøges systemets absolutte stabilitet, hvorefter den relative stabilitet undersøges.

#### 4.3.1 Absolut stabilitet

For at identificere hvilke parametre der har indflydelse på, hvorvidt systemet er stabilt eller ej, anvendes Routh-Hurwits stabilitetskriterium (RH). Kriteriet er en analytisk procedure, til bestemmelse af hvorvidt et polynomiums rødder alle har negative realdele. Kriteriet kan ikke anvendes til undersøgelse af systemets relative stabilitet, men kan dog anvendes til symbolsk parameteranalyse, hvorigennem den enkelte parameters indflydelse på systemets stabilitet kan undersøges. Stabilitetskriteriet tager udgangspunkt i systemets åbensløjfe overføringsfunktion, hvorfor denne bestemmes. De tre blokke sammenskrives indledningsvis til én. Nævneren i blok nummer to er identisk med tælleren i tredje blok, hvorfor overføringsfunktionen forkortes til (4.44):

$$G_{o}(s) = \frac{1}{C_{r} \cdot s} \cdot \frac{C_{sc} \cdot s + K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_{sc} \cdot s + K_{qr}} \cdot \frac{C_{sc} \cdot s + K_{qr}}{CR^{2} \cdot \left(\frac{M_{t} \cdot C_{sc}}{CR^{2} \cdot A_{r}^{2}} \cdot s^{2} + \frac{K_{qr} \cdot M_{t}}{CR^{2} \cdot A_{r}^{2}} \cdot s + 1\right)}$$

$$\downarrow$$

$$G_{o}(s) = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_{r} \cdot CR^{2}} \cdot \frac{\frac{C_{sc}}{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR} \cdot s + 1}{s \cdot \left(\frac{M_{t} \cdot C_{sc}}{CR^{2} \cdot A_{r}^{2}} \cdot s^{2} + \frac{K_{qr} \cdot M_{t}}{CR^{2} \cdot A_{r}^{2}} \cdot s + 1\right)}$$
(4.44)

Overføringsfunktionen står nu på formen som karakterligningen (4.45):

$$G_{o}(s) = K_{o} \cdot \frac{\frac{s}{\omega_{2t}} + 1}{s \cdot \left(\frac{s^{2}}{\omega_{3n}^{2}} + \frac{2 \cdot \zeta \cdot s}{\omega_{3n}} + 1\right)}$$
(4.45)

Hvor forstærkningen  $K_o$  er givet ved (4.46):

$$K_0 = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_r \cdot CR^2}$$
(4.46)

Åbensløjfeoverføringsfunktionen for det enhedstilbagekoblede system kan beregnes ved brug af (4.27) og er givet ved karakterligningen (4.47):

$$1 + G_o(s) = 0$$

$$\downarrow$$

$$\frac{1}{\omega_{3n}^2} \cdot s^3 + \frac{2 \cdot \zeta}{\omega_{3n}} \cdot s^2 + \left(1 + \frac{K_o}{\omega_{2t}^2}\right) \cdot s + K_o = 0$$
(4.47)

Karakterligningen er i generel form givet ved (4.48):

$$a_0 \cdot s^3 + a_1 \cdot s^2 + a_2 \cdot s + a_3 = 0 \tag{4.48}$$

Hvor de fire konstanter  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  og  $a_3$  er bestemt som henholdsvis (4.49), (4.50), (4.51) og (4.52):

$$a_0 = \frac{C_{sc} \cdot M_t}{A_s^2} \tag{4.49}$$

$$a_1 = \frac{K_{qr} \cdot M_t}{A_s^2} \tag{4.50}$$

$$a_2 = \frac{C_r \cdot CR^2 + C_{sc}}{C_r \cdot CR^2} \tag{4.51}$$

$$a_3 = \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_r \cdot CR^2}$$
(4.52)

RH tager udgangspunkt i koefficientmatricen (4.53). Hvis en af koefficienterne i første søjle af konstanter skifter fortegn, er systemet ustabilt.

Hvor koefficienterne  $b_1$  og  $c_1$  er givet ved henholdsvis (4.54) og (4.55):

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot a_2 - a_0 \cdot a_3}{a_1} \tag{4.54}$$

$$c_1 = \frac{b_1 \cdot a_3 - a_1 \cdot b_2}{b_1} = a_3 \tag{4.55}$$

Det ses, at for et stabilt system skal tælleren i (4.54) være positiv. Denne egenskab kan udnyttes til bestemmelse af, hvilke parametre der er bestemmende for systemets stabilitet. Ved indsættelse af udtrykkene (4.49), (4.50), (4.51) og (4.52) i tælleren, kan uligheden (4.56) opstilles:

$$a_{1} \cdot a_{2} - a_{0} \cdot a_{3} > 0$$

$$\downarrow$$

$$\frac{K_{qr} \cdot M_{t}}{A_{s}^{2}} \cdot \frac{C_{r} \cdot CR^{2} + C_{sc}}{C_{r} \cdot CR^{2}} - \frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot PR \cdot CR}{C_{r} \cdot CR^{2}} \cdot \frac{C_{sc} \cdot M_{t}}{A_{s}^{2}} > 0 \quad (4.56)$$

Ved reduktion af (4.56) og indsættelse af de hydrauliske kapacitansers definition, kan uligheden (4.57) opstilles:

Af uligheden ses det, at systemet med stor sandsynlighed vil være ustabilt når cylinderen er i yderstilling. Dette skyldes at volumenforholdet  $V_r/V_{sc}$  varierer med stemplets position og vil antage sin mindste værdi i yderstillingen. Volumen  $V_r$  er i denne stilling meget lille og udgøres af slangevolumen, samt eventuelt et lille dødvolumen i cylinderen. I samme stilling antager  $V_{sc}$  sin største værdi.

Det ses videre, at forholdet mellem pilotforholdet PR og cylinderforholdet CR er bestemmende for systemets stabilitet. Pilotforholdet bør derfor være mindst muligt, hvorimod cylinderforholdet bør være størst muligt. Yderligere er forholdet mellem PR og CR bestemmende for lineariseringskonstanternes indflydelse på stabiliteten.

Forholdet mellem de sammenskrevne konstanter  $K_{q0}$  og  $K_{qr}$  bør som det ses af (4.57), være mindst mulig for at opnå stabilitet. For yderligere at undersøge konstanternes indflydelse på systemets stabilitet, skrives disse som udtrykkene de repræsenterer:

$$K_{qr} = K_{qp} + \frac{K_q \cdot (A_c - K_{f2})}{k + K_{f1}} = K_{qp} \cdot \left(1 + \frac{K_q}{K_{qp}} \cdot \frac{A_c - K_{f2}}{k + K_{f1}}\right)$$
(4.58)

Forholdet mellem  $K_{q0}$  og  $K_{qr}$  kan efterfølgende skrives som (4.59):

$$\frac{K_{q0}}{K_{qr}} = \frac{\frac{K_q}{K_{qr}} \cdot \frac{A_c}{k + K_{f1}}}{1 + \frac{K_q}{K_{qr}} \cdot \frac{A_c - K_{f2}}{k + K_{f1}}}$$
(4.59)

Det ses af (4.59) at forholdet mellem lineariseringskonstanterne fra blændeformlen, der beskriver flowet gennem OCV indgår. Disse er afhængige af arbejdspunktet givet ved gliderens position  $\overline{x}_{ocv}$  samt trykket  $\overline{P}_{sc}$ . Forholdet mellem de to konstanter kan skrives og reduceres som givet ved (4.60):

$$\frac{K_q}{K_{qr}} = \frac{C_{d,ocv} \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \overline{P}_{sc}}}{\frac{C_{d,ocv} \cdot w \cdot \overline{x}_{ocv}}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot \overline{P}_{sc}}}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \overline{P}_{sc}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \overline{P}_{sc}}}{\overline{x}_{ocv}} = \frac{2 \cdot \overline{P}_{sc}}{\overline{x}_{ocv}}$$
(4.60)

Lineariseringskonstanterne tilknyttet udtrykket for flowkraften på glideren, er ligeledes afhængig af arbejdspunktet givet ved gliderens position  $\overline{x}_{ocv}$  samt trykket  $\overline{P}_{sc}$ . Indsættes udtrykkene for disse i (4.59) sammen med forholdet fundet i (4.60), kan udtrykket reduceres til forholdet givet ved (4.61):

$$\frac{K_{q0}}{K_{qr}} = \frac{\frac{2 \cdot \overline{P}_{sc}}{\overline{x}_{ocv}} \cdot \frac{A_c}{k + K_{f1}}}{1 + \frac{2 \cdot \overline{P}_{sc}}{\overline{x}_{ocv}} \cdot \frac{A_c - K_f \cdot \overline{x}_{ocv}}{k + K_f \cdot \overline{x}_{ocv}}} \\
\downarrow \\
\frac{K_{q0}}{K_{qr}} = \frac{2 \cdot \overline{P}_{sc} \cdot A_c}{1 + 2 \cdot \overline{P}_{sc} \cdot A_c + k \cdot \overline{x}_{ocv} - K_f \cdot \overline{x}_{ocv} \cdot \overline{P}_{sc}}$$
(4.61)

Forholdet givet ved (4.61) beskriver kræfterne, der virker på OCV glideren. Hvis forholdet skal minimeres for derved at opnå et større område, hvori systemet er stabilt, skal nævneren være størst mulig. Fjederkraften  $k \cdot x_{ocv}$  kan øges ved brug af en stivere fjeder med større fjederkonstant k. Det ses yderligere at en minimering af flowkraften beskrevet ved  $K_f \cdot \overline{x}_{ocv} \cdot \overline{P}_{sc}$  vil have stabiliserende effekt.

#### 4.3.2 Relativ stabilitet

Et fysisk system bør have en vis grad af relativ stabilitet således, at en lille ændring af en af systemets parametre, ikke gør systemet ustabilt. I frekvensdomænet er den relative stabilitet relateret til forstærkning og fasemargin, der i det følgende undersøges ved hjælp af et Bodeplot af systemets åbensløjfeoverføringsfunktion.

Det antages at førsteordenssystemet i overføringsfunktionens tæller kan udelades, hvorved (4.45) kan reduceres til (4.62), hvor nævneren består af en fri integrator samt et andenordenssystem:

$$G_o(s) = K_o \cdot \frac{1}{s \cdot \left(\frac{s^2}{\omega_{3n}^2} + \frac{2 \cdot \zeta \cdot s}{\omega_{3n}} + 1\right)}$$
(4.62)

Tællerpolynomiet kan konservativt udelades, da fasen fra andenordenssystemet henfalder meget hurtigere end bidraget fra førsteordenssystemet.

Forstærkningen i et generelt andenordenssystem kan findes som polynomiets længde hvor  $s = j\omega$  som givet ved (4.63) [Ogata, 2002, s.506]:

$$\left|G(j\omega)\right| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{3n}^2}\right)^2 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_{3n}}\right)^2}}$$
(4.63)

I resonanspunktet hvor frekvensen  $\omega$  er lig systemets egenfrekvens  $\omega_{3n}$ , kan forstærkningen reduceres til (4.64):

$$\left|G(j\omega)\right| = \frac{1}{2\cdot\zeta} \tag{4.64}$$

Ovenstående bidrager, som det ses på Figur 4.4, til asymptoten fra den fri integrator på Bodeplottet. Forstærkningen i resonanspunktet skal være mindre end én (0dB), hvis systemet skal forblive stabilt, hvorfor et stabilitetskriterium kan opstilles som (4.65):

$$\left|G\left(j\omega_{3n}\right)\right| = \frac{K_o}{2\cdot\zeta\cdot\omega_{3n}} < 1 \tag{4.65}$$

Ud fra (4.42) og (4.43) kan udtrykket i nævneren bestemmes som (4.66):

$$2 \cdot \zeta \cdot \omega_{3n} = \frac{K_{qr}}{C_{sc}} \tag{4.66}$$



Figur 4.4: Bodeplot for systemets forstærkning.

Indsættes ovenstående resultat i (4.65) sammen med udtrykket for  $K_o$  givet ved (4.46), kan kriteriet skrives som (4.67):

$$\frac{V_{sc}}{V_r} \cdot \frac{1}{CR^2} \cdot \left(\frac{K_{qr} + K_{q0} \cdot CR \cdot PR}{K_{qr}}\right) < 1$$
(4.67)

Kriteriet kan omskrives således, at forholdet mellem  $K_{q0}$  og  $K_{qr}$  er udtrykt eksplicit, hvorved dette ser ud som (4.68):

$$\frac{V_r}{V_{sc}} > \frac{1}{CR^2} \cdot \frac{PR}{CR} \cdot \frac{K_{q0}}{K_{qr}}$$
(4.68)

Udtrykkene for  $K_{q0}$  og  $K_{qr}$  blev bestemt som (4.61) og ved indsættelse af disse opnås kriteriet som givet ved (4.69):

$$\frac{V_r}{V_{sc}} > \frac{1}{CR^2} \cdot \frac{PR}{CR} \cdot \left( \frac{2 \cdot \overline{P}_{sc} \cdot A_c}{1 + 2 \cdot \overline{P}_{sc} \cdot A_c + k \cdot \overline{x}_{ocv} - K_f \cdot \overline{x}_{ocv} \cdot \overline{P}_{sc}} \right)$$
(4.69)

Udtrykket givet ved (4.69) bekræfter, at systemets kritiske arbejdsområde med hensyn til stabilitet, vil være omkring cylinderens yderstilling. Yderligere ses det at en minimering af flowkraften vil øge systemets relative stabilitet.

### 5 Modelforsøg

Dette kapitel beskriver en undersøgelse af flowkraftens betydning for kransystemets stabilitet. Et enhedsløst indeks for stabiliteten indføres og anvendes som reference.

Det er gennem den lineære analyse påvist, at en reduceret eller negativ flowkraft på OCV glideren bør have en stabiliserende effekt på kransystemet. For at undersøge effekten af en sådan ændring af flowkraften, gennemføres forsøg ved hjælp af den ulineære model af systemet. I forsøget korrigeres den modellerede flowkraft således at denne reduceres og ændrer fortegn. I det følgende beskrives hvorledes undersøgelsen er fore-taget.

#### 5.1 Inputflow

Som input til modellen er konstrueret en inputmodel, der beskriver flowet  $Q_r$  som funktion af tiden t over en periode på 10 sekunder. Modellen er sammensat af to ramper samt en konstant som givet ved (5.1), hvor outputtet er liter pr. minut:

$$Q_{r}(t) = \begin{cases} C_{1} \cdot t^{5} - C_{2} \cdot t^{4} + C_{3} \cdot t^{3} & \text{for } t \leq 2,5 \\ 10 & \text{for } 2,5 < t < 7,5 \\ -C_{1} \cdot (t - 7,5)^{5} + C_{2} \cdot (t - 7.5)^{4} - C_{3} \cdot (t - 7,5)^{3} + C_{4} & \text{for } t \geq 7,5 \end{cases}$$
(5.1)

Hvor konstanterne er givet ved (5.2):

$$C_1 = 0.3071999982$$
  
 $C_2 = 1.919999989$   
 $C_3 = 3.199999983$   
 $C_4 = 5$   
(5.2)

Figur 5.1 viser inputflowet som funktion af tiden. Som det ses af figuren stater flowet i nul og stiger på 2,5 sekunder til en konstant værdi uden pludselige ændringer. Rampen der beskriver flowet fra den konstante værdi til nul efter 10 sekunder, er spejlet men ellers identisk med startrampen. Det er valgt at skabe et jævnt inputflow, for herved at minimere systemets oscillatoriske opførsel.



#### 5.2 Oscillationsindeks

Da det er svært at kvantificere hvor oscillerende eller ustabilt et system opfører sig, indføres oscillationsindekset  $i_{ocv}$ . Indekset muliggør at vurdere, hvorvidt en reduktion af flowkraften har en stabiliserende effekt på systemets opførsel. Det opstillede indeks er enhedsløst og er givet ved (5.3):

$$\dot{i}_{ocv} = \frac{1000}{t} \cdot \int_{0}^{t} \frac{\left(\dot{x}_{cyl,t} - \dot{x}_{cyl,sim}\right)^{2}}{\dot{x}_{cyl,0}^{2}} dt$$
(5.3)

Hvor *t* er tiden simuleringen forløber over,  $\dot{x}_{cyl,t}$  er cylinderens teoretiske hastighed givet ved  $Q_r/A_r$ ,  $\dot{x}_{cyl,sim}$  er cylinderens simulerede hastighed og  $\dot{x}_{cyl,0}$  er den opnåede stady-state hastighed. Indekset bliver nul i tilfældet hvor systemet er stabilt, hvorimod det vokser desto mere oscillerende systemets opførsel bliver. Figur 5.2 viser et eksempel på en simulering, hvor den teoretiske hastighed (grøn) antager et profil svarende til inputflowet med den simulerede cylinderhastighed (blå) oscillerende omkring dette.



Figur 5.2: Teoretisk (Grøn) samt simuleret cylinderhastighed (blå). Den simulerede hastighed oscillerer omkring den teoretiske.

#### 5.3 Flowkraft korrektion

For at undersøge flowkraftens indflydelse på systemets stabilitet, korrigeres denne i modellen. I den ulineære model er flowkraften på OCV glideren modelleret som gengivet ved (5.4), hvori korrektionsfaktoren  $\psi$  er introduceret:

$$F_{f} = 2 \cdot C_{d,ocv} \cdot A_{ocv} \left( x_{ocv} \right) \cdot \left( P_{c} - P_{v} \right) \cdot \cos\left( \alpha \right) \cdot \psi$$
(5.4)

En serie på 21 simuleringer gennemføres, hvor korrektionsfaktoren  $\psi$  ændres i trin af 0,1 i intervallet mellem 1 og -1. Dette betyder, at første simulering gennemføres med fuld flowkraft, nummer to med 90% flowkraft og 21. simulering med en modsat rettet flowkraft svarende til 100% styrke. Figur 5.3 viser oscillationsindekset  $i_{ocv}$  for de 21 simuleringer plottet som funktion af flowkraftens korrektion.



Resultatet, der ses illustreret på Figur 5.3, bekræfter, at en reduktion af flowkraften virker stabiliserende på systemet. Reduceres flowkraften med 50% falder oscillationsindekset fra 6,5 til ca. 5. Reduceres kraften til nul, falder indekset til ca. 4. Det ses yderligere at en modsat rettet flowkraft ligeledes virker stabiliserende og kan reducere indekset til ca. 2,6. Indeksets værdi falder dog hurtigst omkring flowkraftens oprindelige størrelse, hvorudfra det kan konkluderes, at selv en begrænset reduktion af denne, er ønskværdig.

## 6 CFD Analyse

CFD analyse er anvendes i arbejdet, der dokumenteres i de følgende kapitler. Indledningsvist introduceres metoden kort, hvorefter en opbygget beregningsmodel beskrives sammen med overvejelserne, der ligger til grund for de opstillede randbetingelser.

CFD analyse anvendes i arbejdet der dokumenteres i de følgende kapitler. CFD analyse anvendes for at kunne bestemme tryk i OCV, samt flowkraften på dennes glider. Beregningsmodellen, der anvendes som udgangspunkt for disse undersøgelser, beskrives i det følgende. Indledningsvist introduceres metoden samt de beskrivende ligninger.

### 6.1 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) benyttes inden for en bred vifte af ingeniørapplikationer til at simulere flow, varmetransmission og lignende. CFD er en modelbaseret simulation af fysiske systemer eller numerisk approksimation af matematiske problemer. Grundideen er at nedbryde et kompliceret problem til mindre, separate og enklere dele, der normalt udgøres af kontrolvolumener. Disse volumener er tilstrækkelig enkle til, at kunne repræsenteres af en matematisk model. Det samlede system repræsenteres derfor af hver af disse deles respons samt deres interaktion.

CFD analyser gennemføres normalt ved hjælp af CFD-software, der består af en numerisk løser samt et brugerinterface. Normalt opdeles analyseprocessen i følgende tre trin:

- Pre-processering
- Løsning
- Post-processering

Under pre-processeringen opbygges en model af problemet der ønskes løst. Geometri modelleres og beregningsdomænet defineres og opdeles i kontrolvolumener, hvorved der skabes et net eller mesh af celler. Yderligere defineres væskeegenskaber og randbetingelser.

Under løsningsprocessen løses de beskrivende ligninger for hver celle i beregningsdomænet, ud fra de opstillede randbetingelser.

Under Post-processeringen behandles og præsenteres de opnåede resultater. Dette kan for eksempel være i form af kontur- eller XY-plots.

#### 6 CFD Analyse

Det skal bemærkes, at CFD resultater i bedste fald er en approksimation af et fysisk flow. Derfor bør kvaliteten af opnåede resultater vurderes og eventuelt verificeres ved hjælp af forsøg.

#### 6.1.1 Beskrivende ligninger

Dette afsnit præsenterer overordnet de beskrivende ligninger, der ligger til grund for CFD analyse. Alle væskestrømninger uden frioverfladeeffekter kan beskrives ved hjælp af principperne for massebevarelse og impulsbevarelse.

Princippet for massebevarelse kræver, at massen i et givent system forbliver konstant og er beskrevet ved kontinuitetsligningen, der i sin differentielle form er givet ved (1.1) for et kontrolvolumen [Munson et al., 2006, s.281]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho \cdot w)}{\partial z} = 0$$
(1.1)

Hvor det i kontrolvolumenets center gælder at  $\rho$  er væskens densitet, samt at u, v og w er dennes hastighedskomposanter, som vist på Figur 6.1. Ligningen er i den præsenterede form gældende for både konstant, vekslende, kompresibelt, samt ikke kompresibelt flow.



Figur 6.1: Differentielt fluidelement.

For et lille fluidelement formuleres impulsbevarelse ud fra Newtons anden lov som (1.2):

$$\overline{F} = \delta m \cdot \overline{a} \tag{1.2}$$

På fluidelementet virker både legemekræfter samt overfladekræfter. Legemekræfterne virker fordelt over hele elementet og udgøres normalt af væskens tyngde  $(\rho \cdot g)$ . Overfladekræfter virker på elementets overflader og hidrører fra dettes interaktion med omgivelserne.

Differentielligningen der beskriver impulsbevarelse i X-retningen for en ikke kompresibel Newtonskvæske, er givet ved (1.3):

$$\rho \cdot \underbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z}\right)}_{Acceleration} = \underbrace{-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho \cdot g_x + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)}_{Specifik kraft}$$
(1.3)

På tilsvarende vis kan der opstilles udtryk for henholdsvis y- og z- retningen. Disse ligninger er kendt som Navier-Stokes ligninger og danner sammen med kontinuitetsligningen, fire ligninger med fire ubekendte (u, v, w, P), der giver en komplet beskrivelse af fluiddomænet. Grundet ligningernes kompleksitet må disse løses ved hjælp af numeriske metoder.

En detaljeret beskrivelse af hvorledes ovenstående udtryk udledes, vurderes at falde udenfor rammerne af dette projekt, hvorfor dette ikke behandles yderligere. Der henvises derfor til [Munson, 2006, kapitel 6] for videre uddybelse.

#### 6.1.2 Finite Volume Metoden

Finite Volume Metoden er i dag den mest anvendte numeriske metode inden for CFD analyse. Finite volume metoden er en metode til at repræsentere og evaluere partielle differentiel ligninger som algebraiske ligninger. Som ved Finite Difference metoden beregnes værdier ved diskrete knuder i det celleinddelte domæne. Navnet referer til de små kontrolvolumener, der omgiver hver knude, som illustreret på Figur 6.1.

#### 6.2 Modelbeskrivelse

Den opstillede beregningsmodel er opbygget i softwaren Cosmos FloWorks 2006 (FloWorks), der installeres som et plug-in til CAD-softwaren SolidWorks 2006. Denne software er valgt af flere årsager; eventuelle geometriændringer implementeres let i en eksisterende model grundet softwarens integration med SolidWorks, yderligere er softwaren designet til praktiske ingeniørproblemstillinger og indeholder et større antal kon-

troller, der advarer brugeren mod uhensigtsmæssige randbetingelser, eller hvis vedkommende forbryder sig mod "best practice".

Modellen er opbygget i 3D og tager udgangspunkt i den oprindelige OCV geometri, hvor detaljer der vurderes ubetydelige er fjernet. Dette drejer sig blandt andet om kontraventil og ventilport. Figur 6.2 viser den opstillede model med indlagt koordinatsystem. Beregningsdomænet er påtegnet med stiplede linier og fluiddomænet er markeret med grå. Markerede punkter henviser til beskrivelsen af pålagte randbetingelser.



Figur 6.2: Model med koordinatsystem, fluid- og beregningsdomæne (Bemærk: tredje vinkel projektion).

Ventilens åbning kan varieres og er givet ved  $x_{ocv}$ , der er defineret positiv i det globale koordinatsystems negative X-retning. Beregningen gennemføres som steady-state i hver enkelt position.

#### 6.2.1 Randbetingelser

Nedenfor beskrives pålagte randbetingelser. Overvejelser omkring hver især diskuteres sideløbende.

#### Symmetri

Det er valgt at halvere fluiddomænet i dettes symmetriplan. Symmetri defineres derfor i XY-planet gående gennem origo.

Fluiddomænet er halveret for herved at reducere beregningstiden. Da OCV og de resterende randbetingelser er symmetriske omkring planet, hvori symmetri er defineret, samt at beregningen gennemføres som steady-state, vurderes dette ikke at påvirke de opnåede resultater i nævneværdig grad.

#### Indløb (A)

Volumenflow er defineret ind i beregningsdomænet normal på indløbet (Negativ Y-retning i globalt koordinatsystem).

Indløbet er placeret hvor enden af slange-fittingen presses mod OCV blokken. Det vurderes derfor, at flowet på dette punkt kan antages at være normal til åbningen. Brug af volumenflow randbetingelsen tillader, at trykket i volumen kan stige til en passende værdi.

#### Udløb (B)

Statisk tryk er specificeret på udløbet. Yderligere er afstanden mellem ventilåbningen og dette tryk forøget i forhold til den oprindelige geometri.

På den originale ventil strømmer olien fra ventilåbningen ud i et plenum, hvorfra denne ledes videre i slanger. Det antages derfor, at et statisk tryk på udløbet i en steady-state situation, repræsenterer trykket i plenumet tilstrækkeligt. Afstanden fra ventilåbningen til randbetingelsen er øget, for at sikre stabilt flow ved denne. Det øgede trykfald vurderes ikke at påvirke de opnåede resultater nævneværdigt.

#### Mur

Alle flader i kontakt med væsken er defineret med "no slip" randbetingelse.

Randbetingelsen definerer at hastigheden for fluidpartikler i kontakt med muren er nul. Der tages derfor ikke højde for den faktiske overfladeruhed på fladerne, hvilket dog vurderes at være uden betydning for de opnåede resultater.

#### 6.2.2 Materialedata

Modellen anvender fysiske data for hydraulikolien, Texaco Rando HD 46. Et datablad for denne olie er at finde som bilag 6. Den valgte olie er påfyldt det konkrete kransystem og anvendes typisk i applikationer som dette. Det er valgt at anvende data for olien ved  $40^{\circ}C$  da dette vurderes at være en realistisk arbejdstemperatur. Tabel 6.1 angiver de anvendte data.

#### 6 CFD Analyse

Egenskab	Symbol	Værdi	Enhed
Viskositet, dynamisk	μ	$40,48 \cdot 10^{-3}$	$Pa \cdot s$
Densitet	ρ	880	$kg/m^3$

Tabel 6.1: Data for hydraulikolien Texaco Rando HD 46 @40°C.

#### 6.2.3 Net og konvergens

For at minimere beregningstiden, er det valg at anvende "Multigridding", hvilket betyder at der anvendes flere net under løsningsprocessen. Indledningsvist dannes et groft net der forfines to gange. Resultaterne der opnå,s fra det enkelte net, anvendes som startbetingelse for den følgende beregning.

Hver af de gennemførte analyser er foregået på baggrund af forskellige net. Antallet af dannede celler i hver iteration er dog sammenlignelige og fordeler sig som følgende:

- 1) Ca. 6000 celler.
- 2) Ca. 35.000 celler.
- 3) Ca. 145.000 celler.

Det er ved konvergensanalyse bestemt, at ovenstående antal celler er tilstrækkelig til at give net-uafhængige resultater.

Da modellens primære formål er, at bestemme tryk i OCV samt kraftpåvirkningen på glideren, er disse parametre benyttet som konvergenskriterium. Kraftpåvirkningen på glideren er reduceret til at omhandle overfladerne, der er markeret på Figur 6.3, da disse antages overvejende at bidrage til denne.



Figur 6.3: Glider med flader der anvendes i konvergenskriterie.

## 7 Analyse af nuværende design

Dette kapitel dokumenterer analyser af det nuværende design. De opnåede resultater danner grundlag for redesign af OCV.

### 7.1 Trykanalyse

I forbindelse med modelleringen af systemet og OCV, er der gjort antagelser omkring hvilke tryk der virker på gliderens forskellige flader. For at skabe overblik over de faktiske forhold, analyseres OCV ved hjælp af CFD modellen, som er beskrevet tidligere. Som randbetingelser for modellen, er valgt typiske værdier for indløbsflow og modtryk, hvor glideren optræder i positioner i hele sit arbejdsområde. Følgende værdier er pålagt som randbetingelser for analysen, hvor det skal bemærkes, at indløbsflowet halveres, da modellens fluiddomæne udgøres af halvdelen af det faktiske volumen:

- a) Indløb:  $4 \cdot 10^{-4} m^3 / s \approx 2 \cdot 10^{-4} m^3 / s$
- b) Udløb:  $30 \cdot 10^5 Pa$

Analysen er gennemført ved fuld ventilåbning, samt med pilotstemplet i modellen, for herved at undersøge disse forholds indflydelse på flowet gennem OCV. Figur 7.1 viser trykfordelingen gennem det nuværende design.



Figur 7.1: Trykfordeling i nuværende design (XY-planet).

Af Figur 7.1 ses det, at den primære drøvling gennem OCV ikke foregår mellem glideren og ventilsædet i den simulerede situation. Denne foregår derimod i ventilsædet mellem dette og pilotstemplet. Det betyder, at flowet gennem OCV ikke foregår gennem én blænde men i stedet to blænder i serie.

#### 7.1.1 Modelundersøgelse

For at undersøge hvilken indflydelse dobbelt blændekonfigurationen har på systemets stabilitet, implementeres dette i den ulineære model. Beskrivelsen af flowet over OCV omskrives som (7.1):

$$Q_{v} = C_{d,ocv} \cdot A_{akv} \left( x_{ocv} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( P_{c} - P_{v} \right)}$$
(7.1)

Hvor blændearealet gennem OCV er erstattet med det ækvivalente areal for de to blænder i serie, som givet ved (7.2):

$$A_{akv}(x_{ocv}) = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{A_{vs}^{2}} + \frac{1}{A_{ocv}(x_{ocv})^{2}}}}$$
(7.2)

Hvor  $A_{\nu s}$  er det konstante blændeareal mellem ventilsædet og pilotstemplet og  $A_{oc\nu}$  er det variable areal mellem ventilsædet og glideren. På gliderens areal  $A_{\nu 1}$  (se evt. Figur 7.2) virker trykket mellem de to blænder. I modellen er trykket på fladen implementeret som trykket efter OCV, hvorfor dette erstattes med trykket  $P_{\nu,g}$  som givet ved (7.3):

$$P_{v,g} = P_v + \Delta P_{vs} \tag{7.3}$$

Hvor  $\Delta P_{vs}$  er trykfaldet over blænden, mellem ventilsæde og pilotstempel, som givet ved (7.4):

$$\Delta P_{vs} = \frac{Q_{v}^{2}}{A_{vs}^{2} \cdot C_{d}^{2} \cdot \frac{2}{\rho}}$$
(7.4)

For at teste konfigurationens indflydelse på systemets stabilitet, gennemføres en simulering med den tidligere beskrevne flowmodel som input. Oscillationsindekset for simuleringsresultatet beregnes, og kan nu sammenlignes med det tidligere bestemte indeks for enkelt blændekonfigurationen. Følgende indeks er bestemt:

- Enkelt blænde:  $i_{acv} = 6,5$
- Dobbelt blænde:  $i_{acv} = 5,3$

Fra det ovenstående kan det konkluderes, at dobbelt blændekonfigurationen har begrænset men dog stabiliserende effekt på systemet. Den modificerede model kan findes på vedlagte CD-rom.

### 7.2 Kraftanalyse

Flowkraften er det primære fokusområde i forbindelse med redesign af OCV. Denne analyseres derfor nærmere, for herved at skabe et udgangspunkt, samt en reference for et ændret design. Flowkraften analyseres ved hjælp af den tidligere beskrevne CFD model, med randbetingelser som beskrevet ovenfor. Analysen foretages uden pilotstemplet implementeret i modellen. Dette vil i et vist omfang påvirke de opnåede resultater, men da stemplet hovedsageligt vil skabe et øget modtryk for strømningen forbi glideren, vurderes dette at være acceptabelt.

Flowkraften bestemmes for fire forskellige ventilåbninger fordelt over gliderens arbejdsområde. Herved skabes overblik over, hvordan flowkraften udvikler sig som funktion af åbningen  $x_{ocv}$ . Det er valgt at analysere flowkraften i følgende fire åbninger:

- 4) 0,2 mm
- 5) 0,5 *mm*
- 6) 1,0*mm*
- 7) 1,7 mm

Flowkraften på glideren skabes som følge af en forøgelse af væskens hastighed når ventilen åbnes. Herved reduceres det nominelle tryk på gliderens flader, hvorved den resulterende kraft reduceres. Den nominelle kraft bestemmes ved (7.5), hvor der regnes positivt i gliderens bevægelsesretning:

$$F_{nom} = -P_c \cdot A_{v3} + P_c \cdot A_{v4} + P_v \cdot A_{v1}$$
(7.5)

Relevante flader på glideren er illustreret på Figur 7.2 nedenfor.



Figur 7.2: Trykpåvirkede arealer på glider.

Fra CFD modellen bestemmes det gennemsnitlige tryk, som virker på hver af de enkelte flader, hvilket er illustreret på Figur 7.3. Plot af trykfordelingen ved de fire åbninger kan findes på vedlage CD-rom.



Figur 7.3: Frit-legeme-diagram for glideren.

Flowkraften bestemmes efterfølgende som differencen mellem den nominelle kraft og kraften bestemt ud fra CFD resultaterne, som givet ved (7.6):

$$F_{f,CFD} = F_{nom} - F_{CFD} \tag{7.6}$$

Hvor kraften bestemt fra CDF er givet ved (7.7):

$$F_{CFD} = -A_{\nu_3} \cdot P_3 + A_{\nu_1} \cdot P_1 + A_{\nu_4} \cdot P_4$$
(7.7)

Figur 7.3 viser den beregnede flowkraft plottet som funktion af ventilåbningen (blå). Yderligere viser figuren flowkraften, som denne beregnes i den ulineære model (grøn).



Det ses af Figur 7.4, at flowkraften, mod forventning, virker med åbningsretningen indtil en åbning på 0,45*mm*. Herefter ændrer denne retning og vil virke mod åbningsretningen. Det ses yderligere, at der fra ca. 1*mm* åbning er god overensstemmelse mellem de simulerede værdier fra den ulineære model og resultaterne opnået på baggrund af CFD analysen.

Som det ses af Figur 7.3, er der gennem glideren lavet en kanal med udmunding i fladen  $A_{v1}$ . Dette betyder at trykket ved udmundingen forplanter sig gennem kanalen og virker som modtryk på fladen  $A_{v2}$ . For at undersøge effekten af denne detalje, beregnes den resulterende kraft på glideren for hver af de fire åbninger ved hjælp af (7.8):

$$F_{gr} = -A_{v3} \cdot P_3 - A_{v2} \cdot P_1 + A_{v1} \cdot P_1 + A_{v4} \cdot P_4$$
(7.8)

Det skal bemærkes, at ovenstående tryk er gennemsnitsværdier for hver enkelt flade, hvorfor trykket der virker på fladen  $A_{v2}$  reelt vil være mindre end gennemsnitstrykket på  $A_{v1}$ , da kanalens udmunding er placeret nær gliderens yderkant. Figur 7.5 viser de beregnede kræfter plottet som funktion af ventilåbningen  $x_{ocv}$  (blå). Yderligere viser figuren kraften, som denne beregnes i den ulineære model (grøn).



Det ses af Figur 7.5, at den resulterende kraft på glideren, som følge af trykpåvirkningen af denne, er positiv i hele gliderens arbejdsområde. Dette betyder, at det eksisterende design kompenserer for flowkraften, hvorved en stabiliserende effekt opnås for det samlede system. De viste værdier vil formentlige være større for den faktiske ventil ved større åbninger. Dette skyldes, at blændeeffekten mellem pilotstemplet og ventilsædet vil skabe et forhøjet tryk på fladen  $A_{v1}$ , der vil bidrage med en kraft i positiv retning. Modtrykket antages ikke at påvirkes nævneværdigt af dette, da dette tilbageføres fra fladens yderkant hvor trykket er lavt. Af Figuren ses videre en god overensstemmelse mellem resultaterne opnået på baggrund af den ulineære model og CFD analysen. Afvigelsen skyldes, at den ulineære model ikke tager højde for det reducerede modtryk.

Ud fra den gennemførte analyse kan det konkluderes, at det nuværende design er flowkraftkompenseret. Designet vil dog kunne forbedres, såfremt det er muligt, at reducere intervallet hvor flowkraften er negativ. Yderligere vil den resulterende kraft på glideren kunne forstørres, såfremt det er muligt, at reducere modtrykket på glideren når denne åbnes.

## 8 Alternativ ventilgeometri

Dette kapitel beskriver en undersøgelse af, hvorvidt et forbedret design af OCV kan opnås med en alternativ ventilgeometri. Fire forskellige geometrier analyseres, med det formål at udvælge en geometri til videre udvikling.

Det er tidligere vist at den eksisterende OCV er flowkraftkompenseret i hele gliderens arbejdsområde. Denne kompensering er opnået ved dels, at skabe en flowkraft der virker med åbningsretningen ved små åbninger, samt ved at reducere bagtrykket når olien strømmer gennem ventilen. Yderligere, skaber dobbelt blændekonfigurationen ved større ventilåbninger tryk på glideren, der vil virke i dennes åbningsretning. Ud fra ovenstående vurderes det, at en eventuel forbedring af OCV bør foregå ved udformning af en alternativ ventilgeometri. Denne ventil skal i forhold til den eksisterende, skabe en større resulterende kraft på glideren, virkende i dennes åbningsretning. Dette kan ske ved enten at reducere trykket, der ledes til gliderens bagside eller ved at skabe en større flowkraft rettet i åbningsretningen.

Da det er meget svært at forudsige, hvordan selv små ændringer af ventilens geometri påvirker væskens strømning, er det valgt at teste fire forskellige geometrier. Tidlige analyser, af det nuværende design, har indikeret, at der specielt for små åbninger var behov for ændringer af OCV nuværende design. Det har dog senere vist sig, at den resulterende kraft aftager ved større åbninger hvorfor især dette område er interessant for forbedring. Grundet ovenstående, er de fire geometrier analyseret ved en åbning på 0,2mm. For hver analyse kræves en omfattende beregningstid, hvorfor hvert design udelukkende er analyseret ved én åbning. Inden en eventuel løsning implementeres, bør denne dog analyseres i den resterende del af gliderens arbejdsområde. Analyserne er gennemført på baggrund af den tidligere beskrevne CFD model og randbetingelser. De fire ventilgeometrier er illustreret på Figur 8.1.



Figur 8.1: Undersøgte designændringer.

Ved hjælp af fremgangsmåden beskrevet i foregående kapitel, er flowkraft samt resulterende kraft for hver af de fire geometrier beregnet. Tabel 8.1 lister de opnåede resultater samt værdier for det nuværende design. Yderligere angiver tabellen det beregnede tryk ved modellens indløb.

Design:	Flowkraft, $F_f$ :	Resulterende kraft, $F_{gr}$ :	Indløbstryk, $P_c$ :
Nuværende	26,61N	146,7 <i>N</i>	$107 \cdot 10^5 Pa$
1	-4,21N	217,71 <i>N</i>	$129 \cdot 10^5 Pa$
2	12,94 <i>N</i>	165,65N	$110 \cdot 10^5 Pa$
3	-48,8N	226,59N	$146 \cdot 10^5 Pa$
4	-1,55N	145,84 <i>N</i>	$102 \cdot 10^5 Pa$

Tabel 8.1: Beregnede flow- og resulterende kræfter.

Det ses af Figur 8.1, at den resulterende kraft på glideren kan øges i forhold til den eksisterende geometri, ved brug af design 1, 2 eller 3 for den pågældende situation. Det ses ligeledes at indløbstrykket på disse geometrier er større end beregnet for den nuværende ventil. Dette betyder at energiforbruget ved indførsel af disse må formodes at stige, da trykfaldet over ventilen vokser. Geometri 2 reducerer flowkraften men giver samlet en større resulterende kraft på glideren. Det øgede trykfald er minimalt og vurderes at være uden praktisk betydning. På dette grundlag vurderes det, at OCV formentlig vil kunne opnå forbedrede egenskaber, hvis denne geometri implementeres efter yderligere analyse og formoptimering.

# 9 Konklusion

Dette projekt omhandler design af en hydraulisk lastholdeventil (OCV) og er gennemført med udgangspunkt i et fysisk system. Systemet er typisk for typen af systemer, der ofte anvendes på mobileapplikationer og hvor en PVG og en OCV anvendes i kombination. Sådanne systemer kan ofte have oscillerende eller direkte ustabil opførsel og formålet med det gennemførte arbejde har været at designe en OCV der kan mindske dette problem.

En ulineær model af det fluid-mekaniske system er opbygget og efterfølgende anvendt som værktøj i den videre proces. Fysiske parametre i modellen er korrigeret til passende værdier ved hjælp af målinger foretaget på det fysiske system. Med baggrund i disse målinger kan det ligeledes konkluderes, at modellen på tilfredsstillede vis gengiver det fysiske systems respons på et givent input.

På baggrund af systemets beskrivende ligninger, er der opstillet en lineær model af dette. Ved hjælp af stabilitetsanalyse baseret på Ruth-Hurwits stabilitetskriterium samt Bodeplot, er det identificeret, at reduktion eller fortegnsændring af flowkraften på OCV glideren har en gavnlig effekt på såvel absolut som relativ stabilitet.

Ved opstilling af et enhedsløst indeks for systemets oscillerende opførsel, er det ved hjælp af modelforsøg bekræftet, at systemet bliver mere stabilt hvis flowkraften reduceres eller vendes.

CFD analyse er anvendt til analyse af OCV eksisterende design. Fra analysen kan det konkluderes, at dette er hensigtsmæssigt og i stor grad kompenserer for flowkraften ved hjælp af en dobbelt blændekonfiguration, samt bagtryksreduktion ved strømning gennem ventilen.

Fire forslag til redesign af ventilgeometrien er analyseret ved hjælp af CFD analyse, hvorefter forslag nummer to er udvalgt for videre arbejde, da dette har vist sig bedst i forhold til at reducere bagtrykket med minimal stigning i trykfald over ventilen. Det konkluderes at OCV formentlig vil kunne opnå forbedrede egenskaber hvis den udvalgte ventilgeometri implementeres efter yderligere analyse og formoptimering.

## **10 Perspektivering**

I dette kapitel reflekteres over det udførte arbejde, samt de antagelser, som er gjort i forbindelse med dette. Herunder diskuteres fremtidige arbejdsopgaver, som bør udføres, før implementering af den ændrede ventilgeometri kan finde sted.

### 10.1 CFD analyse

CFD analyse er anvendt i forbindelse med bestemmelse af flowkræfter og resulterende kræfter på OCV glideren. Resultater der opnås på baggrund af en CFD analyse er i bedste fald en approksimation af de faktiske forhold, derfor bør resultaterne opnået ved hjælp af denne metode, verificeres gennem forsøg. Yderligere, bør der foretages sensitivitetsanalyse for de opstillede randbetingelser, hvor igennem det undersøges, i hvor høj grad en ændring af disse influerer på de opnåede resultater. Gennem en iterativ proces med forsøg og justering af randbetingelser, vil den bedst mulige approksimation af det faktiske flow gennem OCV kunne opnås.

### 10.2Ny ventilgeometri

En ny ventilgeometri er udvalgt til videre udvikling af OCV. Det har ikke været muligt inden for projektperioden at gennemføre analyser af den valgte ventilgeometri, hvorudfra det kan konkluderes, hvorvidt det valgte design kan forbedre OCV. For at fastslå dette, er det nødvendigt, at analysere den resulterende kraft på glideren i forskellige åbninger og ved forskellige flow. Yderligere, bør der som del af det videre arbejde udføres formoptimering af ventilgeometrien for herved at forbedre denne.

De opnåede resultater, samt udvælgelse af det nye design tager udgangspunkt i "perfekt geometri". I forbindelse med fremstilling af de forskellige emner, der indgår i en OCV, må der forventes afvigelser fra de specificerede mål i form af produktionstolerancer. Endvidere må det forventes, at delene i OCV slides i løbet af dennes levetid, hvilket ligeledes medfører afvigelser. Produktionstolerancerne samt slitage kan betyde, at strømningsforholdene vil afvige i forhold til det simulerede. Som del af det videre arbejde, bør det derfor undersøges hvor robust det opnåede design er, overfor produktionstolerancer og imperfektioner, således, at et funktionsdygtigt design opretholdes på trods af disse. Bestemmes de tilladelige tolerancer for hver enkel del, kan dette yderligere bidrage til en minimering af fremstillingsprisen, da det eventuelt vil være muligt at vælge en billig proces, der dog stadig overholder de fundne krav.

## Litteratur

Andersen, Torben O. & Hansen, Michael R. (2003). Fluid Power Systems: Modelling and Analysis (2nd Edition). Aalborg: Aalborg Universitet.

Andersen, Torben O. & Hansen, Michael R. (2004). Fluid Power Systems: System Design and Analysis (2nd Edition). Aalborg: Aalborg Universitet.

Nikravesh, Parviz E. (1988). **Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems.** New Jersey: Prentice-Hall, Inc.

Pedersen, Peder & Andersen, Torben (2000). **Stabilitet i hydrauliske lastholdesystemer.** Glostrup: TechMedia (Teknisk nyt special)

Persson, Tomas (1989). On Fluid Power Control: With Special Reference to Over-Center Valves. Linköping: Lindköping University, Department of Mechanical Engineering

Serway, Raymond A., Beicher, Robert J. & Jewett, John W. (2000). **Physics For Scientists and Engineers with Modern Physics (5. udgave).** Forth Worth: Saunders College Publishing.

Ogata, Katsuhiko. (2002). Modern Control Engineering (4th Edition). New Jersey: Prentice-Hall, Inc.

Fitch, E. C., Hong, I. T. (1998). **Hydraulic Component Design and Selection.** Oklahoma: BarDyne, Inc. (Computerized Fluid Power Design Series; 1).
# Design af hydraulisk lastholdeventil

Design af mekaniske systemer Michael Christensen 2007

# **APPENDIKS**



### Indhold

Append	iks A - Hydrauliske komponenter	3
A.1	Cylinder	3
A.2	Lastholdeventil	3
A.3	PVG	5
Append	iks B - Mekanik	7
<b>B</b> .1	Masser	7
B.2	Positionsvektorer	7
B.3	Tvangsbindinger	7
Append	iks C - Friktion i cylinder 1	1
C.1	Teori 1	1
C.2	Fremgangsmåde 1	2
C.3	Resultater 1	3
Append	iks D - Friktion i OCV 1	.5
Append	iks E - Blændeareal i PVG 1	7
Append	iks F - Instrumentering 1	9
F.1	Opstilling 1	9
F.2	Udstyr 2	20
F.3	Opkobling2	20
F.4	Signalbehandling 2	21
Append	iks G - Beregning af cylinderposition 2	23

# Appendiks A - Hydrauliske komponenter

Dette appendiks beskriver kort de enkelte komponenter, der indgår i kranens hydrauliske system. Beskrivelsen gives med vægt på komponenternes funktion, samt lastholdeventilen, da denne er central for det udførte arbejde.

### A.1 Cylinder

Den hydrauliske cylinder er en aktuator, der konverterer hydraulisk energi til mekanisk energi. I dette tilfælde benyttes cylinderen til at hæve og sænke kranens arm.

Cylinderen består af et stempel, der glider i en lukket cylinder med kamre på dettes over- og underside. Ledes olie ind i et af cylinderens kamre, opbygges der et tryk som virker på stemplets areal, hvorved der skabes en kraft. Er der tryk på begge sider af stemplet vil kraftens retning og størrelse være bestemt af differensen mellem produktet af tryk og stempelareal på henholdsvis over og underside. Disse benævnes normalt henholdsvis ring- og stempelside. Figur A.1 viser en illustration af en dobbeltvirkende hydraulisk cylinder.



Figur A.1: Dobbeltvirkende hydraulisk cylinder.

### A.2 Lastholdeventil

Lastholdeventilen kaldes også en overcenterventil (OCV), og benyttes inden for mange forskellige applikationer.

På Figur A.2 ses en gennemskåret OCV med relevante benævnelser. OCV har flere funktioner afhængig af driftssituationen. I den følgende beskrivelse, tages der udgangspunkt i ventilens funktion i fire forskelle situationer.



Figur A.2: Lastholdeventil. A) Ventilblok B) Ventilglider C) Pilotstempel D) Kontraventil E) Aktuatorport F) Pilotport G) Ventilport.

#### A.2.1 Hævning af kranarm

Når kranarmen hæves, ledes olie gennem OCV fra ventilporten G til aktuatorporten E gennem kontraventilen D. Trykfaldet over kontraventilen er normalt meget lille og regnes normalt som ubetydeligt [Persson, 1989]. Dette skyldes, at fjederen der presser kuglen mod ventilsædet er meget blød, hvorfor ventilen åbner ved en lille trykdifferens portene imellem. Grundet det ubetydelige trykfald influerer OCV ikke på det resterende system i denne driftssituation.

#### A.2.2 Fastholdelse

Under normale lastforhold fungerer OCV som fastholdelsesventil. Er trykket i aktuatorporten større end trykket i ventilporten, presses kuglen mod sædet i kontraventilen og gennemstrømning forhindres, hvorved cylinderens position fastholdes.

#### A.2.3 Sænkning af kranarmen

Når kranarmen sænkes, strømmer olien ind af aktuatorporten og kontraventilen lukkes som beskrevet. Ledes et flow ind på cylinderens ringside, opbygges et tryk i pilotporten og glideren vil åbne ventilen, når dette tryk er tilstrækkeligt stort. Det nødvendige tryk afhænger af fjederens stivhed og forspænding. Når ventilen åbnes, strømmer olien gennem denne til tanken. Trykfaldet over ventilen er betydeligt i denne situation. Fordi der behøves tryk for at sænke kranarmen, medfører brug af en OCV et øget energiforbrug sammenlignet med systemer uden en sådan.

Koblingen mellem cylinderens to sider kan skabe ustabilitet i et system indeholdende en OCV i kombination med en trykkompenseret proportionalventil. Dette skyldes, at trykket på pilotsiden kan variere, hvorved gliderens position og strømningen gennem ventilen ændres tilsvarende.

### A.2.4 Overbelastning

OCV fungerer som en sikring hvis kranarmen belastes mere end det maksimalt tilladelige. I så fald, vil trykket i aktuatorporten være meget større end trykket i ventilporten, hvorved ventilen åbnes uden at der nødvendigvis er tryk i pilotporten. Åbnes ventilen, falder trykket i aktuatorporten, da olien strømmer fra denne til ventilporten samtidig med, at kranarmen langsomt sænkes. Dette fortsætter indtil trykket i aktuatorporten falder tilstrækkeligt til, at ventilen igen lukkes.

### A.3 PVG

En trykkompenseret proportionalventil benyttes ofte, da denne leverer et konstant flow uafhængig af belastning. Dette betyder at systemets aktuator let kan kontrolleres af en operatør.

Figur A.3 viser en skematisk skitse af en trykkompenseret proportionalventil. Skitsen anvendes i den videre beskrivelse af PVG virkemåde.



Figur A.3: Skematisk skitse af en trykkompenseret proportionalventil.

Fra pumpen ledes olien ind i tryk-justeringsventilen, hvorfra den ledes retur til tanken så længe gliderne er i neutralposition. Flowet gennem tryk-justeringsventilen skaber et pumpetryk, der virker som "tomgangstryk" når styreventilen er i neutralposition. Akti-

veres en styreventil, opbygges lasttryk og dette ledes til fjedrekammeret i trykjusteringsventilen. Dette afbryder helt eller delvist forbindelsen til tanken, hvorved pumpetrykket gennem glideren ledes til kammeret til højre for denne. Herved holdes pumpetrykket, med en fast værdi, konstant højere end lasttrykket. Ved hver aktuator opretholder trykkompenseringsventilen et konstant trykfald over styreventilen, uafhængig af last og andre aktuatores lasttryk.

### Appendiks B - Mekanik

Dette appendiks indeholder supplerende informationer til afsnittet "Det mekanisk system" i kapitlet "Ulineær model". Data om systemet, positionsvektorer, tvangsbindinger og disse første og anden afledte præsenteres.

### **B.1 Masser**

Nedenstående tabel indeholder data for systemets legemer.

Legeme	Symbol	Masse	Enhed
1, Kranarm	$m_1$	254,4	kg
2, Cylinderstang	<i>m</i> <sub>2</sub>	11,2	kg
3, Cylinderbund	m <sub>3</sub>	32,1	kg

Tabel B.1: Legemernes masser.

### **B.2 Positionsvektorer**

Nedenstående tabel indeholder data for definerede positionsvektorer.

Vektor	Funktion	Værdi	Enhed
$\underline{s_1}^{O}$	Definerer punkt <i>O</i> på legeme 1	$\begin{bmatrix} -1,626978, 0,277709 \end{bmatrix}^T$	т
$\underline{S}_1^{CT}$	Definerer punkt <i>CT</i> på legeme 1	$\left[-1,226978,0,137709\right]^{T}$	т
$\underline{s}_2^{CT}$	Definerer punkt <i>CT</i> på legeme 2	$\begin{bmatrix} 0, 306560 \ , \ 0 \end{bmatrix}^T$	m
$\underline{s}_{3}^{CB}$	Definerer punkt <i>CB</i> på legeme 3	$\begin{bmatrix} -0,307600 \ , \ 0 \end{bmatrix}^{T}$	т
<u>r</u> <sub>0</sub>	Definerer punkt O	$\begin{bmatrix} 0, 0 \end{bmatrix}^T$	т
<u>r</u> <sub>CB</sub>	Definerer punkt CB	$[0,03,-0,795]^{T}$	т

Tabel B.2: Positionsvektorer.

### **B.3 Tvangsbindinger**

Følgende kinematiske tvangsbindinger er opstillet for systemet.

$$\Phi_{(1,2)} = \underline{r}_1 + \underline{\underline{A}}_1 \cdot \underline{\underline{s}}_1^{CT} - \underline{\underline{A}}_2 \cdot \underline{\underline{s}}_2^{CT} - \underline{\underline{r}}_2 = \underline{0}$$
(2.1)

$$\Phi_{(2,2)} = \underline{r}_1 + \underline{\underline{A}}_1 \cdot \underline{\underline{s}}_1^{o} - \underline{\underline{r}}_0 = \underline{0}$$
(2.2)

$$\Phi_{(3,2)} = \underline{r}_3 + \underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\underline{s}}_3^{\ CB} - \underline{\underline{r}}_{CB} = \underline{0}$$
(2.3)

$$\Phi_{(4,1)} = \theta_2 - \theta_3 = \underline{0} \tag{2.4}$$

$$\Phi_{(5,1)} = \underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{\hat{s}}}_{3}^{CTT} \cdot (\underline{\underline{r}}_{3} - \underline{\underline{r}}_{2}) = \underline{0}$$

$$(2.5)$$

#### **B.3.1 Afledte tvangsbindinger**

Nedenfor findes tvangsbindingernes første afledte.

$$\dot{\Phi}_{(1,2)} = \underline{\dot{r}}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot \underline{\underline{A}}_1 \cdot \underline{\hat{s}}_1^{\ CT} - \dot{\theta}_2 \cdot \underline{\underline{A}}_2 \cdot \underline{\hat{s}}_2^{\ CT} - \underline{\dot{r}}_2 = \underline{0}$$
(2.6)

$$\dot{\Phi}_{(2,2)} = \underline{\dot{r}}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot \underline{\underline{A}}_1 \cdot \underline{\hat{s}}_1^{O} - \underline{\dot{r}}_O = \underline{0}$$
(2.7)

$$\dot{\Phi}_{(3,2)} = \underline{\dot{r}}_3 + \dot{\theta}_3 \cdot \underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\hat{S}}_3^{\ CB} - \underline{\dot{r}}_{CB} = \underline{0}$$
(2.8)

$$\dot{\Phi}_{(4,1)} = \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 = \underline{0} \tag{2.9}$$

$$\dot{\Phi}_{(5,1)} = \dot{\theta}_3 \cdot \left(\underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\underline{s}}_3^{\ CB}\right)^T \cdot \left(\underline{\underline{r}}_3 - \underline{\underline{r}}_2\right) + \left(\underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\hat{\underline{s}}}_3^{\ CB}\right)^T \cdot \underline{\dot{\underline{r}}}_3 - \left(\underline{\underline{\underline{A}}}_3 \cdot \underline{\hat{\underline{s}}}_3^{\ CB}\right)^T = \underline{0}$$
(2.10)

Bemærk at  $\underline{\dot{r}}_{O}$  og  $\underline{\dot{r}}_{CB}$  er nul da disse er konstante positionsvektorer.

### B.3.2 Dobbelt afledte Tvangsbindinger

Nedenfor findes tvangsbindingernes anden afledte.

$$\ddot{\Phi}_{(1,2)} = \underline{\ddot{r}}_{1} + \ddot{\theta}_{1} \cdot \underline{\underline{A}}_{1} \cdot \underline{\hat{s}}_{1}^{\ CT} - \dot{\theta}_{1}^{\ 2} \cdot \underline{\underline{A}}_{1} \cdot \underline{\underline{s}}_{1}^{\ CT} - \ddot{\theta}_{2} \cdot \underline{\underline{A}}_{2} \cdot \underline{\hat{s}}_{2}^{\ CT} + \dot{\theta}_{2}^{\ 2} \cdot \underline{\underline{A}}_{2} \cdot \underline{\underline{s}}_{2}^{\ CT} - \underline{\ddot{r}}_{2} = \underline{0} \quad (2.11)$$
$$\ddot{\Phi}_{(2,2)} = -\underline{\ddot{r}}_{1} + \ddot{\theta}_{1} \cdot \underline{\underline{A}}_{1} \cdot \underline{\hat{s}}_{1}^{\ O} + \dot{\theta}_{1}^{\ 2} \cdot \underline{\underline{A}}_{1} \cdot \underline{\underline{s}}_{1}^{\ O} = \underline{0} \quad (2.12)$$

$$\ddot{\Phi}_{(3,2)} = \underline{\ddot{r}}_3 + \ddot{\theta}_3 \cdot \underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\hat{s}}_3^{\ CB} - \dot{\theta}_3^{\ 2} \cdot \underline{\underline{A}}_3 \cdot \underline{\hat{s}}_3^{\ CB} = \underline{0}$$
(2.13)

$$\ddot{\Phi}_{(4,1)} = \ddot{\theta}_2 - \ddot{\theta}_3 = \underline{0} \tag{2.14}$$

$$\begin{split} \ddot{\Phi}_{(5,1)} &= -\ddot{\theta}_{3} \cdot \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{s}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \left(\underline{\underline{r}}_{3} - \underline{\underline{r}}_{2}\right) - \dot{\theta}_{3}^{\ 2} \cdot \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\hat{\underline{s}}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \left(\underline{\underline{r}}_{3} - \underline{\underline{r}}_{2}\right) \\ &- \dot{\theta}_{3} \cdot \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{s}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \left(\underline{\underline{\dot{r}}}_{3} - \underline{\underline{\dot{r}}}_{2}\right) - \dot{\theta}_{3}^{\ 2} \cdot \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{s}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \underline{\dot{r}}_{3} + \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\hat{\underline{s}}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \underline{\ddot{r}}_{3} \\ &+ \dot{\theta}_{3} \cdot \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\underline{s}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \underline{\dot{r}}_{2} - \left(\underline{\underline{A}}_{3} \cdot \underline{\hat{\underline{s}}}_{3}^{\ CB}\right)^{T} \cdot \underline{\ddot{r}}_{2} = \underline{0} \end{split}$$

$$(2.15)$$

### **B.3.3 Jacobimatricen**

Nedenfor ses Jacobimatricen  $\underline{\Phi}_q$  der benyttes i de gennemførte beregninger.

### **Appendiks C - Friktion i cylinder**

Dette appendiks dokumenterer en eksperimentel bestemmelse af Coulomb-friktionen i den hydrauliske cylinder. Denne ønskes bestemt, for at kunne anvende den fundne størrelse i de opstillede modeller af systemet. Teori, fremgangsmåde og resultater præsenteres.

### C.1 Teori

Coulomb-friktionen antages at være en konstant værdi uafhængig af cylinderstemplets bevægelsesretning. Denne antagelse er gjort for at forenkle modelleringen af cylinderen og vurderes ikke at påvirke modellens validitet. Fysisk afhænger friktionen dog både af bevægelsesretning og hastighed.

Den statiske Coulomb-friktion er generelt større end den dynamiske friktion. Efterhånden som de berørte overfladers indbyrdes forskydningshastighed øges, aftager friktionen og antager en konstant værdi [Serway et al., 200, s.132]. Forskellige tryk i cylinderens kamre betyder, at friktionen mellem stempelpakninger og cylindervæg vil variere som funktion af bevægelsesretningen. Figur C.1 viser hvorledes den fysiske, samt den forenklede Coulomb-friktion ( $F_{cc}$ ) udvikler sig, som funktion af stemplets hastighed.



Figur C.1: Fysisk og antaget coulomb friktion.

Friktionen i cylinderen beregnes ud fra en kraftligevægt opstillet for stemplet, når dette bevæges frem og tilbage i cylinderen med lav og konstant hastighed. Den viskose friktion vurderes på dette grundlag at kunne udelades. Figur C.2 viser cylinderen, hvor kræfter og tryk der virker på stemplet er påført.



Figur C.2: Cylinder med kræfter og tryk på stemplet.

Når trykkene virker på arealerne  $A_r$  og  $A_s$  skabes en resulterende kraft på stemplet. Friktionskraften virker altid mod bevægelsesretningen, hvorimod cylinderkraften  $F_{cyl}$  ikke ændrer retning.

Kraftligevægten for stemplet, når kranarmen sænkes, kan opstilles som (3.1):

$$F_{cyl} = P_{s,ned} \cdot A_s + F_{cc} - P_{r,ned} \cdot A_r \tag{3.1}$$

Når kranarmen hæves bliver kraftligevægten som (3.2):

$$F_{cyl} = P_{s,op} \cdot A_s - F_{cc} - P_{r,op} \cdot A_r$$
(3.2)

Ud fra (3.1) og (3.2) kan der opstilles et udtryk for friktionen uafhængigt af cylinderkraften:

$$F_{cc} = \frac{1}{2} \cdot \left( A_r \cdot \left( P_{r,ned} - P_{r,op} \right) - A_s \cdot \left( P_{s,ned} - P_{s,op} \right) \right)$$
(3.3)

#### C.2 Fremgangsmåde

Følgende fremgangsmåde er benyttet under udførslen af eksperimentet. Under udførslen blev kranarmens position samt trykkene  $P_r$  og  $P_s$  logget. Kranarmen blev fra bundstillingen hævet til 60° på ca. et minut. Efterfølgende blev denne igen sænket til bundstillingen på ca. et minut. Proceduren blev gentaget fem gange og de loggede værdier gemt separat.

### C.3 Resultater

På baggrund af (3.3) og de målte tryk, er beregnet en gennemsnitlig friktionskraft  $F_{\rm cc}=700N$  .

### **Appendiks D - Friktion i OCV**

Dette appendiks dokumenterer hvorledes coulombfriktionen i OCV er bestemt. Friktionen bestemmes på baggrund af en hysteresekurve udleveret af professor Torben O. Andersen.

Coulomb-friktionen mellem glider og ventilhus i OCV bestemmes på baggrund af en hysteresekurve for denne. Kurven ses på Figur D.1, hvor aktuatortrykket  $P_c$  er plottet som funktion af flowet  $Q_v$ . Kurvens øvre og nedre del fremkommer ved trinvist at henholdsvis øge og sænke flowet. Det antages, at der ikke er opbygget tryk i henholdsvis pilotporten og ventilporten.



Figur D.1: Hysterese i OCV. Aktuatortryk som funktion af flow.

I den ulineære model af systemet, er friktionen modelleret som en kraft af konstant størrelse virkende mod gliderens bevægelsesretning, som givet ved (4.1):

$$F_{cc,ocv} = sign(\dot{x}_{ocv}) \cdot F \tag{4.1}$$

Kraften F antages at være uafhængig af gliderens bevægelsesretning og findes som halvdelen af trykdifferensen mellem øvre og nedre del af kurven, samt arealet på glideren, hvorpå trykket virker. Trykdifferensen aflæses til ca. 15 bar og kraften findes ved indsættelse i (4.2) til 15 N:

$$F = \frac{1}{2} \cdot \Delta P_c \cdot A_c = 15 [N]$$
(4.2)

### Appendiks E - Blændeareal i PVG

Dette appendiks dokumenterer hvorledes en funktion for blændearealet i PVG returløb er bestemt. Funktionen er bestemt eksperimentelt og anvendes i den ulineære model af kransystemet.

Åbningsarealet gennem PVG returløb er afhængig af flowet ind i systemet, da den benyttede ventil er en 1:1 ventil hvilket betyder, at blændearealet på ind- og returløb er lige store. Sammenhængen mellem inputflowet og blændearealet antages at kunne beskrives ved blændeformlen (5.1):

$$A_{pvg}\left(Q_{r}\right) = \frac{Q_{r}}{C_{d,pvg}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left(P_{p} - P_{pvg}\right)}}$$
(5.1)

Hvor  $P_{pvg}$  er trykket i volumenet mellem PVG og flowtransduceren, der er indsat mellem denne og cylinderen. Trykkene  $P_p$  og  $P_{pvg}$  er opmålt eksperimentelt ved et antal forskellige inputflow  $Q_r$ , hvorefter blændearealet for de enkelte flow er beregnet. Figur E.1 viser en plottet linie mellem de beregnede værdier, samt en indlagt tendenslinie.



Figur E.1: Blændeareal gennem PVG som funktion af indputflowet Qr.

Det vurderes ud fra dataene illustreret på Figur E.1, at tendenslinien er tilstrækkelig som repræsentation for blændearealet på retursiden af PVG. Ud fra denne er der derfor op-

stillet en lineær funktion, der beskriver blændearealet som funktion af inputflowet  $Q_r$ . Denne er givet ved (5.2):

$$A_{pvg}\left(Q_r\right) = 0,0344 \cdot Q_r \tag{5.2}$$

# **Appendiks F - Instrumentering**

Dette appendiks beskriver den instrumentering der er anvendt til dataopsamling under forsøg gennemført på kranen.

### F.1 Opstilling

Figur F.1 viser en illustration af mulige målepunkter på forsøgsopstillingen. På kranarmens omdrejningsaksel er monteret et potentiometer, der muliggør at måle dennes position. I det hydrauliske system er der integreret to flowtransducere, samt to tryktransducere. Tryktransducerne kan efter behov flyttes til hvert af de markerede målepunkter, som illustreret på figuren.



Figur F.1: Illustration af målepunkter.

I det følgende beskrives det benyttede udstyr, opkobling samt signalbehandling.

### F.2 Udstyr

Følgende udstyr er anvendt:

- 1 stk. Spectral potentiometer.
- 2 stk. Parker flowtransducere, model SCQ 060-0-2, se bilag 3.
- 2 stk. Parker tryktransducere, model SCPT 160, se bilag 4.
- 1 stk. DC spændingsforsyning CW Instek GPS 4303.
- 1 stk. Dataopsamlingskort DT302, se bilag 5.
- 1 stk. Terminalbord STP 300, se bilag 5.
- 1 stk. Computer Pentium II med Windows 98, se bilag 5.
- National Instruments LabVIEW 7.0 software.

### F.3 Opkobling

Figur F.2 viser et diagram for opkobling af de anvendte enheder. Transducerne er tilkoblet en ekstern DC spændingsforsyning, hvor flowtransducerne forsynes med 10V, tryktransducerne med 26V og potentiometeret med 5V. Hver transducer er tilkoblet terminalbordet, der er forbundet til dataopsamlingskortet gennem en parallelforbindelse.



Figur F.2: Diagram for opkobling af transducere.

Til opkobling af transducerne er anvendt single-end opkobling, hvor alle inputsignaler har samme stelreference. For at reducere støj er der anvendt skærmede kabler, hvis længde er forsøgt minimeret. Yderligere er disse ført med størst mulig afstand til AC- apparatur. Yderligere beskrivelse af opkoblingstyper, samt fordele og ulemper ved brug af disse, vurderes at være uden for fokusområdet for denne rapport og behandles derfor ikke videre.

### F.4 Signalbehandling

Signalbehandling samt logning af data er foretaget ved hjælp af softwaren National Instruments LabVIEW 7.0 (LabVIEW). LabVIEW er et grafisk programmeringssprog hvor blokdiagrammer med forprogrammerede funktioner samles til et program med de ønskede egenskaber.

Det udarbejdede program opsamler data fra dataopsamlingskortets kanaler. Brugeren definerer hvilke kanaler der ønskes anvendt samt hvilke parametre der logges på de enkelte kanaler. Yderligere defineres den ønskede samplingsfrekvens samt -tid. Under forsøg er anvendt en samplingsfrekvens på 1kHz for at undgå aliasing. De opsamlede data skrives til en tekstfil, der efterfølgende kan importeres til programmer, såsom MATLAB eller Microsoft Excel. Det udarbejdede program kan findes på vedlage CDrom. Bemærk at programmet udelukkende kan åbnes og eksekveres hvis LabVIEW er installeret på computeren hvor dette ønskes åbnet.

I programmet omregnes spændingssignalerne fra transducerne til værdier for de målte parametre som beskrevet i følgende afsnit.

### F.4.1 Tryktransducere

Ifølge databladet for de benyttede tryktransducere, giver disse en output spænding på 10V ved den maksimale trykgrænse på 160*bar*. Dette giver omregningsfaktoren givet ved (6.1):

$$K_{tryk} = \frac{160[bar]}{10[V]} = 16[bar/V]$$
(6.1)

#### F.4.2 Flowtransducere

Ifølge databladet, for de benyttede flowtransducere giver disse en output-spænding på 3V ved den maksimale flowgrænse på 60l/min. Dette giver omregningsfaktoren givet ved (6.2):

$$K_{flow} = \frac{60[l/\min]}{3[V]} = 20\frac{[l/\min]}{[V]}$$
(6.2)

#### **F.4.3 Potentiometer**

Kalibrering af kranarmens position er foretaget ved opmåling af henholdsvis kranarmens vinkel, i forhold til vandret, ved top- og bundstilling, samt spændingssignalet fra potentiometeret i disse stillinger. Forholdet mellem potentiometerets udgangsspænding og kranarmens vinkelposition bestemmes ved (6.3):

$$K_{\theta_{arm}} = \frac{\theta_{top} - \theta_{bund}}{U_{top} - U_{bund}} = 28, 2[^{\circ}/V]$$
(6.3)

### **Appendiks G - Beregning af cylinderposition**

Dette appendiks beskriver hvorledes cylinderens position beregnes på baggrund af kranarmens vinkel.

Cylinderens position  $x_{cyl}$  beregnes på baggrund af trekanten illustreret på Figur G.1. Kranarmens position er givet ved vinklen  $\theta_{arm}$ .



Figur G.1: Trekant for beregning af cylinderpositionen.

Cylinderpositionen beregnes ved hjælp af cosinusrelationen, som givet ved (7.1):

$$\left(\left|l_{cyl}\right| + \left|x_{cyl}\right|\right)^{2} = \left|cb\right|^{2} + \left|ct\right|^{2} - 2 \cdot \left|cb\right| \cdot \left|ct\right| \cdot \cos\left(\theta_{arm,0} + \theta_{arm}\right)$$
(7.1)

I ovenstående kan  $x_{cyl}$  isoleres og et udtryk for cylinderpositionen som funktion af kranarmens vinkel bestemmes:

$$\left|x_{cyl}\right| = \sqrt{\left|cb\right|^{2} + \left|ct\right|^{2} - 2 \cdot \left|cb\right| \cdot \left|ct\right| \cdot \cos\left(\theta_{arm,0} + \theta_{arm}\right)} - \left|l_{cyl}\right| \quad \left| \quad 3^{\circ} \le \theta_{arm} \le 80^{\circ} \tag{7.2}$$