

MASTER

Compressorregeling met model predictive control

Leenheers, G.J.C.C.M.

Award date:
1997

[Link to publication](#)

Disclaimer

This document contains a student thesis (bachelor's or master's), as authored by a student at Eindhoven University of Technology. Student theses are made available in the TU/e repository upon obtaining the required degree. The grade received is not published on the document as presented in the repository. The required complexity or quality of research of student theses may vary by program, and the required minimum study period may vary in duration.

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

Compressorregeling met Model Predictive Control

G.J.C.C.M. Leenheers, april 1997

Verslag van een afstudeeronderzoek verricht bij de vakgroep Energietechniek van de faculteit Werktuigbouwkunde, maart 1996 - april 1997.

Afstudeerhoogleraar: Prof. dr. ir. J.J. Kok
Begeleiding: Ir. H.A. van Essen

Met dank aan: Harm, Wim, Bas en alle studenten en medewerkers van de vakgroep Systeem- en Regeltechniek.

Samenvatting

In dit onderzoek zijn de mogelijkheden van Model Predictive Control (MPC) voor regeling van een compressorstation onderzocht.

Een compressorstation is een systeem dat gas comprimeert en toepassingen heeft in vele takken van industrie. In dit onderzoek is een parallel compressorstation gebruikt dat bestaat uit centrifugaalcompressoren. Centrifugaalcompressoren opereren in een klein werkgebied dat begrensd wordt door *surge* en *choke*, 2 schadelijke verschijnselen.

De begrenzing van het werkgebied is de belangrijkste reden om een compressorstation te regelen met MPC. Dit is een van de weinige regelmethoden die expliciet kan omgaan met begrenzingen of *constraints*. Daarnaast heeft MPC een anticiperende werking op bekende verstoringen en trajectories, wat voordelen op kan leveren.

MPC wordt gebruikt voor regeling van het systeem op werkniveau. Er zijn een aantal regelstrategieën afgeleid van industriële regelingen van compressorstations. Daarnaast zijn enkele nieuwe ideeën uitgewerkt. Het voornaamste doel van de strategieën is *load-balancing*, een verdeling van de totale last over de verschillende compressoren van het compressorstation onder invloed van bepaalde extra criteria. Deze criteria hebben betrekking op veilige operatie van het station, het rendement of energieverbruik.

Om de regelstrategieën te testen is een niet-lineair model afgeleid voor het compressorstation. De MPC-regelaar maakt ook gebruik van een model om het systeem te kunnen regelen. Hiervoor is een linearisatie van het niet-lineaire model gemaakt met behulp van MAPLE V.

De resultaten van het onderzoek bestaan uit simulaties van het geregelde systeem.

De anticiperende werking van MPC is goed bruikbaar bij het volgen van trajectories, en biedt voordelen bij compressorregeling.

Een nadeel van MPC bij toepassing op werkniveau is dat gebruik gemaakt wordt van ongewenste ingangen van het systeem, zoals het toegevoerde vermogen en de afblaaskleppen. De regeling biedt geen mogelijkheden om dit gebruik tegen te gaan zonder gebruik van deze essentiële ingangen fors te beperken.

Twee *load-balancing* strategieën zijn geïmplementeerd in de regelaar. Een voor veiliger operatie van het compressorstation en een om het toegevoerde vermogen te minimaliseren. Beide strategieën lijken hun doel te bereiken.

Inhoudsopgave

Hoofdstuk 1: Inleiding	1
1.1 Compressoren	1
1.2 Model Predictive Control	2
1.3 Doel van het afstudeeronderzoek	3
1.4 Methodiek en indeling van het verslag	3
Hoofdstuk 2: Model Predictive Control	5
2.1 Inleiding	5
2.2 Het principe van de MPC-regelmethode	5
2.3 Het optimalisatie-criterium	6
2.4 Onderverdeling soorten MPC	7
2.5 Tuning van de MPC-regelaar	9
2.5.1 De lengte van de predictie-horizon	9
2.5.2 De lengte van de regelhorizon	10
2.5.3 Weegfactoren: ingangen en uitgangen	10
2.5.4 Het constrained window	11
2.5.5 Control blocking	11
2.6 Het filter	12
2.7 MPC onder PRIMACS	13
2.7.1 Constraints onder PRIMACS	13
2.7.2 Oplossing MPC	14
Hoofdstuk 3: Compressor, problemen en strategie	15
3.1 Inleiding	15
3.2 De centrifugaalcompressor	15
3.2.1 Werking van de centrifugaalcompressor	15
3.2.2 De compressorkarakteristiek	16
3.2.3 Verschijnselen bij compressoroperatie	17
3.2.4 Compressorregeling	19
3.3 Het compressorstation	21
3.3.1 Mogelijke configuraties van compressorstations	21
3.3.2 Problemen bij de operatie van een compressorstation	23
3.3.3 Regeling van een compressorstation	24
3.4. Regelstrategieën: Compressorregeling met MPC	24
3.4.1 Regelen met MPC	24
3.4.2 Preventie van surge en choke	25
3.4.3 Load-balancing	26

Hoofdstuk 4: Opbouw van de modellen	28
4.1 Inleiding	28
4.2 Model van de compressor	28
4.2.1 Basismodel van een centrifugaalcompressor	28
4.2.2 Toestandsbeschrijving van het model	31
4.3 Model van een compressorstation	32
4.3.1 Koppeling van twee compressoren: het buffervat	32
4.3.2 De toestandsbeschrijving van het model	34
4.3.3 Keuze van het werkpunt	34
4.3.4 Stapresponsie van het model	35
4.3.5 Van identieke naar verschillende compressoren	36
4.4 Implementatie strategieën: extra uitgangen	37
4.4.1 Surge-preventie: <i>DEVSurge</i>	37
4.4.2 Gelijke afstand tot de surge-lijn: <i>DEVdif</i>	37
4.4.3 Minimalisatie van het toegevoerde vermogen: <i>DEVidpow</i>	37
4.5 Linearisatie	39
4.6 Schaling	40
Hoofdstuk 5: Simulaties	42
5.1 Inleiding	42
5.2 Eigenschappen van MPC	42
5.2.1 Simulatie: anticipatie en lengte van de predictie-horizon	42
5.2.2 Simulatie: lengte van de regelhorizon en control blocking	44
5.3. Beperken van de hoeveelheid afgeblazen massastroom	45
5.3.1 Simulatie: referentie	46
5.3.2 Simulatie: gewenste waarde voor de afgeblazen massastroom	47
5.3.3 Simulatie: gebruik van de afblaaskleppen verhinderen door weging	48
5.3.4 Afblazen beperken met een soft-constraint	49
5.4 Preventie van surge	50
5.4.1 Simulatie: referentie	50
5.4.2 Simulatie: constraint $DEVSurge = 0,93$	51
5.5 Load-balancing	53
5.5.1 Simulatie: gelijke afstand tot de surge-lijn	53
5.5.2 Simulatie: minimalisatie van het toegevoerde vermogen	55
Hoofdstuk 6: Conclusies en aanbevelingen	58
6.1 Conclusies	58
6.2 Aanbevelingen	59
Literatuurlijst	61
Symbolenlijst	63
Appendix 1: Oplossingen MPC	65
A1.1 Unconstrained Model Predictive Control	65
A1.2 Constrained Model Predictive Control	67

Appendix 2: De Compressorkarakteristiek	70
Appendix 3: Gegevens van het model	73
A3.1 Massa- en energiebalans van het plenum	73
A3.2 Numerieke gegevens van de modellen	75
Appendix 4: Linearisatie met MAPLE V	77
A4.1 Inleiding	77
A4.2 Linearisatie-methode	78
A4.3 Benodigde taal-elementen van MAPLE V	79
Appendix 5: Instellingen simulaties	81
A5.1 Standaard instellingen van de regelaar	81
A5.2 Instellingen van de simulaties	83
A5.2.1 Instellingen simulaties §5.2.1	83
A5.2.2 Instellingen simulaties §5.2.2	84
A5.2.3 Instellingen simulaties §5.3	85
A5.2.4 Instellingen simulaties §5.4	86
A5.2.5 Instellingen simulaties §5.5	86

Hoofdstuk 1

Inleiding

1.1 Compressoren

Een compressor is een werktuig waarmee men door arbeid te verrichten op een gas, dit kan verplaatsen of de druk ervan kan verhogen. Reeds in de Bronstijd werd met een uit dierenvellen vervaardigde blaasbalg de lucht angeblazen, welke voor het smelten van erts noodzakelijk was. Na de uitvinding van de stoommachine is de ontwikkeling van een effectieve compressor op gang gekomen. Dit werd vooral gestimuleerd door de snelle vooruitgang van de mijnbouw, de hoogovenbedrijven en de procesindustrie. Voorbeelden van toepassingen zijn:

- Gasunie, gastransport
- persluchtnetwerken in de industrie
- gasturbines.

Compressoren zijn op verschillende manieren in te delen. Onder andere naar het mechanisme dat gebruikt wordt om het gas op druk te brengen. Ingedeeld naar mechanisme bestaan er 2 soorten compressoren:

- verdringercompressoren
- turbocompressoren
 - centrifugaalcompressoren
 - axiaalcompressoren

Het verschil tussen deze 2 soorten is dat verdringercompressoren cyclisch een relatief kleine hoeveelheid gas op druk brengen. Een turbocompressor comprimeert continu een bepaalde gasstroom. De groep turbocompressoren is te verdelen in centrifugaal- en axiaalcompressoren. De namen axiaal en centrifugaal hebben betrekking op de in- en uitstroomrichting van het gas ten opzichte van de as van de compressor. Een axiaalcompressor versnelt het gas in axiale richting, een centrifugaalcompressor versnelt het gas in radiale richting. Deze laatstgenoemde wordt in dit onderzoek gebruikt. In hoofdstuk 3 wordt nader ingegaan op de werking van de compressor en specifieke eigenschappen.

Compressoren worden in verschillende afmetingen gebouwd, afhankelijk van de eisen van de gebruiker. Het is echter niet gebruikelijk compressoren op maat te bouwen. Vaak worden meerdere compressoren parallel of in serie gezet om aan de eisen te voldoen. Zo'n systeem met meerdere compressoren wordt een compressorstation genoemd. Als een gasstroom achtereenvolgens door twee compressoren geleid wordt, wordt een hogere drukverhouding behaald. Wordt de gasstroom verdeeld over 2 compressoren en daarna weer samengevoegd, kan twee keer zoveel gasstroom op druk gebracht worden. Belangrijke redenen om compressorstations te gebruiken zijn reparatie en onderhoudswerkzaamheden. Onderhoud aan compressorstations kan voor de afzonderlijke compressoren apart plaatsvinden. Daardoor kunnen de overige compressoren van het station blijven werken en hoeft het proces waar het compressorstation deel van uitmaakt niet stil te worden gelegd.

Elke toepassing van een compressor of een compressorstation stelt specifieke eisen aan de gasstroom of de druk na compressie. Bijvoorbeeld:

- een constante druk na compressie
- een minimale hoeveelheid gasstroom
- vermindering van de invloed van verstoringen zoals de inlaatdruk.

Om aan deze eisen te kunnen voldoen, wordt gebruikt gemaakt van compressorregeling. Naast deze eisen van de gebruiker dient de regeling in het geval centrifugaal compressoren ook rekening te houden met de specifieke eigenschappen van deze compressor. Een centrifugaal compressor heeft namelijk een klein stabiel werkgebied dat begrensd wordt door 2 ongewenste en buitengewoon schadelijke effecten: surge en choke. Deze worden nader besproken in hoofdstuk 3.

Alle problemen van een compressor zijn ook aanwezig wanneer een compressorstation geregeld moet worden. Er komt nu echter het probleem bij dat de last, in de vorm van totale gasstroom of totale drukverhouding, verdeeld wordt over meerdere compressoren. De last kan op talloze manieren verdeeld worden over de compressoren. Onder invloed van extra criteria kan de verdeling van de last worden vastgelegd. Dit wordt *load-balancing* genoemd.

Compressorregelingen bestaan al geruime tijd. In dit onderzoek worden mogelijkheden bepaald om compressorregeling met Model Predictive Control te realiseren.

1.2 Model Predictive Control

Het begrensde werkgebied van een compressor is de voornaamste reden om te kiezen voor Model Predictive Control als regelmethode. Het is namelijk een van de weinige regelmethode die kan omgaan met begrenzingen of *constraints*.

De methode regelt het systeem door gebruik te maken van een model van dat systeem. Met behulp van het model worden de waarden van toekomstige uitgangen berekend. Een optimalisatie routine minimaliseert vervolgens de afwijkingen tussen deze waarden en een gewenst werkpunt of trajectorie, door toekomstige ingangen te berekenen. De eerst berekende ingang wordt daadwerkelijk gebruikt, waarna de procedure zich herhaalt.

In het geval van compressorregeling 'ziet' de MPC-regelaar een overschrijding van het werkgebied al aankomen en heeft nog tijd om ingangen te kiezen die de

overschrijding voorkomt. Een conventionele regelaar zou de overschrijding pas ‘zien’ op het moment van overschrijden.

Een ander voordeel van het feit dat MPC ‘in de toekomst kan kijken’, is dat al regelacties ondernomen kunnen worden voor werkpuntswijzigingen, voordat deze wijzigingen daadwerkelijk doorgevoerd moeten worden. Dit is vooral gunstig bij systemen met dode tijd en interactie. In het vervolg zal blijken dat het model van een compressorstation sterke interactie vertoont.

Model Predictive Control kan op verschillende manieren het systeem regelen:

- op werkniveau, de regeling bestuurt rechtstreeks de ingangen van het systeem
- op een hoger niveau, de regeling berekent werkpunten die door overige regelingen gerealiseerd worden.

Dit onderzoek beperkt zich tot onderzoek naar een regeling op werkniveau.

1.3 Doel van het afstudeeronderzoek

In samenwerking met TNO-TPD wordt een onderzoek uitgevoerd met als doel het modelleren van turbomachines en de toepasbaarheid van model-gebaseerde regelmethoden, met name MPC, op deze machines. Dit afstudeeronderzoek is daar een onderdeel van. Het hoofddoel van dit onderzoek luidt:

Vaststellen of het mogelijk is Model Predictive Control toe te passen op een compressorstation en te onderzoeken wat de mogelijkheden van een dergelijke regeling zijn.

Voorafgaand aan dit onderzoek zijn er al verscheidene onderzoeken geweest naar de toepasbaarheid van MPC op verschillende processen. Zo is er aandacht geweest voor een toepassing op een kraakproces [PEE94] en op een thermo-hydraulisch proces [MEU95]. Gelijktijdig met dit onderzoek heeft een afstudeerproject plaatsgevonden naar de toepasbaarheid van MPC op een gasturbine-installatie [VRO97]. Daarnaast is in een voorgaand onderzoek een begin gemaakt met de MPC-regeling van een compressorstation [SAT96].

1.4 Methodiek en indeling van het verslag

Om het gestelde doel te bereiken is in dit onderzoek de onderstaande weg bewandeld:

1. Allereerst is theorie van Model Predictive Control bestudeerd om een beeld te vormen van de mogelijkheden van de regelmethode en de voorwaarden waaraan voldaan moet worden.
2. Vervolgens is gekeken naar de specifieke eigenschappen van een compressor en een compressorstation, met als doel strategieën te bedenken waarmee regeleisen gerealiseerd kunnen worden.
3. MPC is sterk afhankelijk van een model van het geregelde systeem. In het vervolg is een model van het compressorstation afgeleid.
4. De modellen zijn geïmplementeerd in PRIMACS, een MPC-applicatie onder Windows NT. PRIMACS is een door TNO-TPD ontwikkelde omgeving waarin, met MPC, geregelde systemen gesimuleerd kunnen worden.

5. Tenslotte is met behulp van simulaties de waarde van de ontwikkelde regelstrategieën bepaald.

Deze weg is in de opbouw van het verslag grotendeels terug te vinden. In hoofdstuk 2 wordt de benodigde MPC theorie behandeld en de implementatie in PRIMACS. Hoofdstuk 3 bevat de specifieke problemen van een centrifugaalcompressor en een compressorstation. Daarbij komen bestaande regelingen aan de orde en wordt de implementatie van bestaande regelingen en enige nieuwe ideeën besproken. In hoofdstuk 4 wordt de modellering van het compressorstation behandeld. Het hoofdstuk bevat het model dat gebruikt wordt om het compressorstation te simuleren en het model dat gebruikt wordt door de MPC-regelaar. De resultaten van dit onderzoek bestaan uit simulaties die in hoofdstuk 5 behandeld en geanalyseerd worden. In hoofdstuk 6 zijn de conclusies van het onderzoek opgenomen en worden aanbevelingen gegeven voor verder onderzoek.

Hoofdstuk 2

Model Predictive Control

2.1 Inleiding

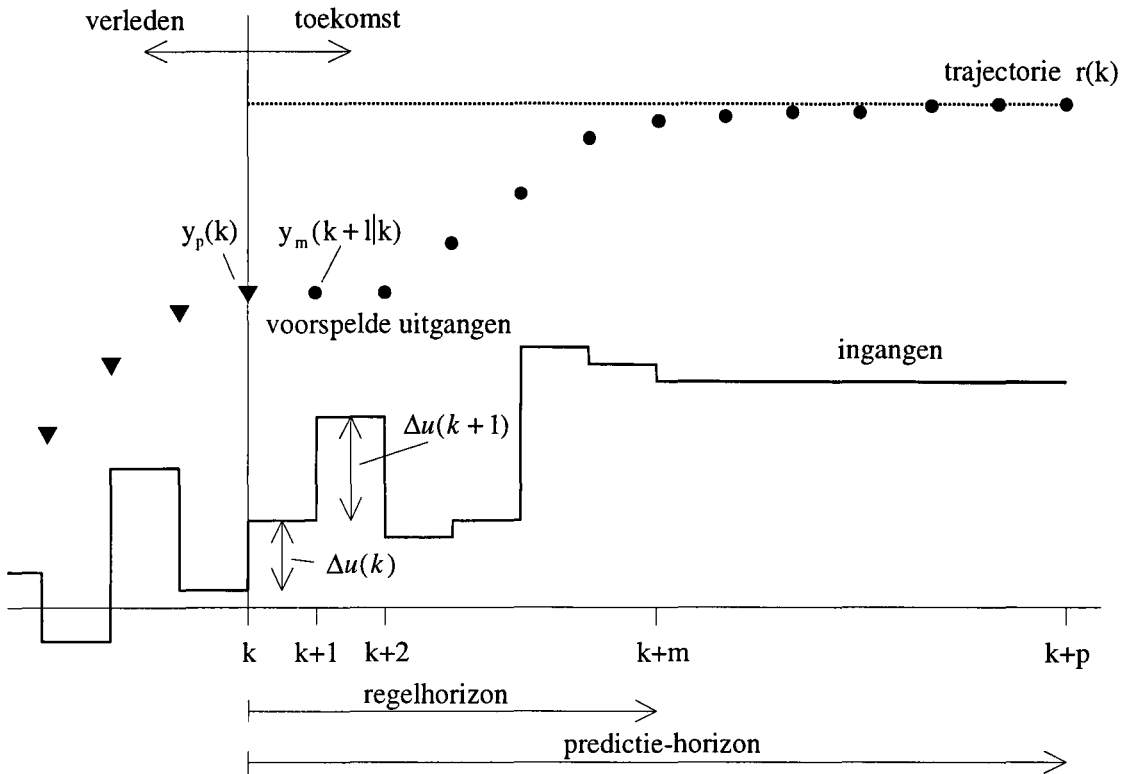
In de inleiding zijn slechts enkele opmerkingen en voornamelijk de voordelen van MPC opgemerkt. In relatief vage termen zijn concepten als ‘in de toekomst kijken’ en ‘anticiperende werking’ gelanceerd. Dit hoofdstuk behandelt de theorie van de MPC-regelmethode. Daarnaast is er aandacht voor het filter dat MPC gebruikt om informatie uit metingen te verwerken in de voorspelling. Het doel van dit hoofdstuk is enkele, voor dit onderzoek, belangrijke zaken uit de MPC-theorie aan de orde te stellen en aannemelijk te maken.

2.2 Het principe van de MPC-regelmethode

Model Predictive Control is een regelmethode die voor de regeling van een systeem gebruik maakt van een voorspelling van de uitgangen van dat systeem. Deze voorspelling wordt gemaakt met behulp van een model. De werking van MPC wordt het best geïllustreerd met een discreet systeem. Zie figuur 2.1.

De regelaar bepaalt elke tijdstap een voorspelling van de uitgangen van p tijdstappen. De parameter p wordt de lengte van de *predictie-horizon* genoemd. Met de voorspelling bepaalt de regelaar ingangen voor een interval van m tijdstappen. De parameter m wordt de lengte van de *regelhorizon* genoemd. De ingang die berekend is voor het tijdstap $k+1$ wordt aan het systeem opgelegd, daarna wordt de hele procedure herhaald. Dit wordt het *receding horizon*-principe genoemd, de regelaar gebruikt slechts de ingang berekend voor de eerstvolgende tijdstap.

De lengten van de predictie- en regelhorizon behoren tot de belangrijkste tuningparameters van de MPC-regelaar. In §2.5 worden ze nader besproken en worden tuningsregels gegeven.



Figuur 2.1: Het principe van MPC.

2.3 Het optimalisatie-criterium

MPC berekent toekomstige ingangen voor een systeem met behulp van een optimalisatie-criterium. De ingangen worden zodanig berekend dat de afwijking van de uitgangen ten opzichte van een trajectorie, samen met de benodigde regelspanning, over de predictie-horizon geminimaliseerd wordt. Het optimalisatie-criterium van MPC onder PRIMACS luidt:

$$\min_{\Delta u(k+1) \dots \Delta u(k+m)} \sum_{l=1}^p \left\| \Gamma^y [y(k+l|k) - r(k+l)] \right\|^2 + \sum_{l=1}^m \left\| \Gamma^u [\Delta u(k+l-1)] \right\|^2. \quad (2.1)$$

Hierin staat $y(k+l|k)$ voor de voorspelling van de uitgangvector op tijdstap $k+l$, $r(k+l)$ voor de gewenste waarde of trajectorie van de uitgangvector op tijdstap $k+l$, Γ_l^y voor de matrix met weegfactoren voor de afwijking van de uitgangvector ten opzichte van de trajectorie en $\Delta u(k+l-1)$ voor het verschil tussen de ingangen op tijdstap $k+m-2$ en $k+m-1$.

De eerste term van de formule betreft de afwijkingen van de uitgangen ten opzichte van de trajectorie, de tweede de regelspanning. Met de weegmatrices is het mogelijk afwijkingen van bepaalde uitgangen of ingangen zwaarder mee te wegen in het criterium. De weegmatrices zijn tuningparameters van de regeling en worden in §2.5 nader besproken.

Een verschil tussen het MPC optimalisatie-criterium en het LQG criterium is dat gebruik wordt gemaakt van de verschillen van de ingangen tussen 2 tijdstappen in plaats van de absolute waarde. Dit is gedaan om werkpuntwijzigingen beter te regelen.

Wanneer de absolute waarde van de ingangen meegewogen wordt, kan de bijdrage van de ingangen aan het criterium in vergelijking 2.1 nooit de waarde 0 krijgen. Er zal in de meeste gevallen altijd regelinspanning geleverd moeten worden. De regeling gaat dan zoeken naar een compromis. Een verlaging van de ingangen gaat gepaard met een afwijking van de uitgangen ten opzichte van de trajectorie. Door de verschillen van de ingang mee te wegen wordt dit probleem voorkomen. De bijdrage van de ingangen aan de waarde van het criterium kan gelijk worden aan 0 door de ingangen constant te houden.

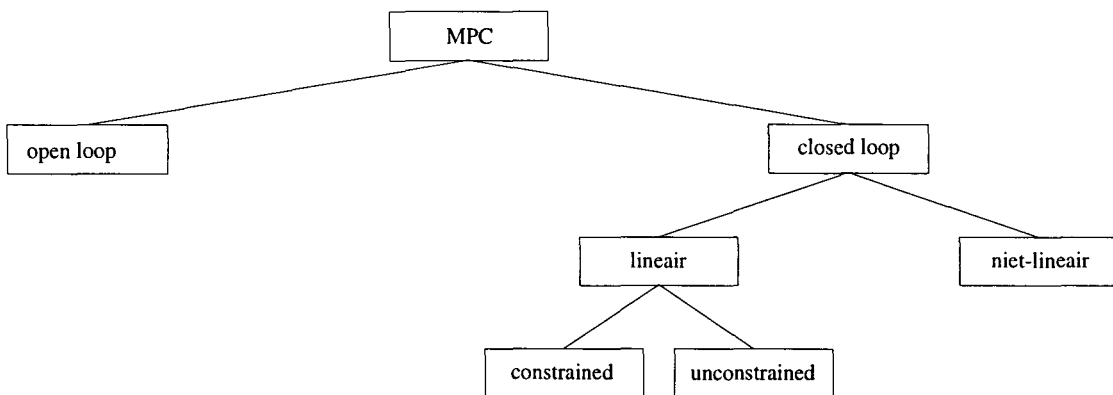
Naast het feit dat werkpuntswijzigingen beter geregeld worden, is het zo dat voor sommige ingangen de regelinspanning wordt weergegeven door het verschil van de ingang tussen 2 tijdstappen. Bijvoorbeeld bij kleppen, waar inspanning wordt geleverd bij het verstellen. Een nadeel van het criterium is dat voor ingangen, waarbij de regelinspanning gegeven wordt door de absolute waarde, de regelinspanning erg groot kan worden doordat de ingang op een onnodig hoge waarde constant kan blijven. In dit geval is de waarde van het optimalisatie-criterium lager als de ingang op een hoge waarde constant blijft dan als de waarde van de ingang wordt verlaagd.

Samenvattend kan gezegd worden dat door te optimaliseren met Δu :

- werkpuntswijzigingen met minder afwijkingen geregeld kunnen worden
- de regeling meer regelinspanning kost, omdat de bijdrage aan het optimalisatie-criterium gelijk aan 0 wordt, zodra de ingangen constant blijven.

2.4 Onderverdeling soorten MPC

De MPC-regelstrategie is te verdelen in een aantal categorieën. Zie figuur 2.2.



Figuur 2.2: Onderverdeling van MPC-methoden.

Allereerst is MPC te verdelen in *open loop* en *closed loop* MPC. Bij open loop wordt bij de bepaling van de voorspelling geen gebruik gemaakt van eventuele metingen. Aan het model en het systeem worden slechts dezelfde ingangen opgelegd. Closed loop MPC maakt wel gebruik van metingen om de uitgangen van het model en het systeem beter met elkaar in overeenstemming te brengen. Met behulp van een filter wordt de informatie van de metingen aan het model bekend gemaakt. Dit filter wordt in §2.6 nader behandeld.

Naast de verdeling in open loop en closed loop is er onderscheid te maken in het type model dat gebruikt wordt om de voorspelling en de optimalisatie te doen.

Lineaire MPC maakt gebruik van een lineair model voor zowel de voorspelling als de optimalisatie. Niet-lineaire MPC kan gebruik maken van een niet-lineair model voor beide berekeningen.

Voorbeelden van niet-lineaire MPC zijn:

- De voorspelling van de uitgangen met een niet-lineair model bepalen en de responsies van de ingangen daar lineair op te superponeren [SAT96].
- Elke tijdstap een nieuw lineair model te bepalen [SAT96], [VRO97]. Op deze wijze wordt de voorspelling niet-lineair bepaald en de optimalisatie lineair.

De voornaamste reden om te kiezen voor MPC als regelmethode is dat MPC expliciet kan omgaan met begrenzingen of *constraints* van grootheden. Voor in- en uitgangen kunnen de volgende constraints gedefinieerd worden:

1. minimum- en maximumconstraints voor de ingangen
2. maximumconstraints voor de stapgrootte van de ingangen
3. minimum- en maximumconstraints voor de uitgangen.

Zo kan rekening gehouden worden met:

1. verzadiging van ingangen zoals klepstanden
2. eindige snelheden voor het bewerkstelligen van ingangverschillen zoals klepstanden
3. een begrensd bereik van uitgangen, zoals de massastroom in het stabiele werkgebied van een centrifugaal compressor.

Als constraints gedefinieerd worden, gelden deze als randvoorwaarde van de minimalisatie van het optimalisatie-criterium.

Zonder constraints is de minimalisatie te berekenen met het kleinste kwadraten algoritme, deze oplossing wordt de *unconstrained* oplossing van MPC genoemd. In appendix 1 wordt deze oplossing nader behandeld. Het eindresultaat van deze oplossing luidt:

$$\Delta u(k) = \mathbf{K}_{MPC} \mathbf{E}_p(k+1|k). \quad (2.2)$$

Hierin staat \mathbf{K}_{MPC} voor de MPC versterkingsmatrix en $\mathbf{E}_p(k+1|k)$ voor de matrix met verschillen tussen de trajectorie en de modeluitgangen bij constante uitgangen.

De vector met toekomstige ingangverschillen wordt berekend met een matrixvermenigvuldiging. De MPC versterkingsmatrix hangt af van de weegmatrices, de modelvergelijkingen en de filterinstellingen. Wanneer allen onveranderd blijven gedurende de regeling is de MPC versterkingsmatrix constant. Het is dan voldoende om elke tijdstap het verschil tussen de trajectorie en de voorspelling van de uitgangen bij constante ingangen, $\mathbf{E}_p(k+1|k)$, te bepalen. Dit bespaart veel rekentijd.

Met constraints is de minimalisatie te schrijven als een *Quadratic Program* of QP-probleem. In appendix 1 wordt de uitwerking van optimalisatie-criterium naar een QP-probleem behandeld. Voor de oplossing van het QP-probleem wordt verwezen naar [PEE94] en [MOR91].

Samenvattend is MPC te verdelen naar :

1. het gebruik van metingen om het model te corrigeren met systeem-informatie:
open loop, closed loop
2. het model dat gebruikt wordt in de regelaar: lineair of niet-lineair
3. de aanwezigheid van constraints: unconstrained of constrained.

In dit onderzoek wordt gebruik gemaakt van closed loop, lineaire constrained MPC.

2.5 Tuning van de MPC-regelaar

In deze paragraaf wordt de tuning van de MPC-regelaar behandeld. In het voorgaande is al kennis gemaakt met tuningparameters:

- lengte van de predictie-horizon p
- lengte van de regelhorizon m
- weegmatrices van de in- en uitgangen Γ^u en Γ^y .

Daarnaast worden concepten besproken die MPC-regeling toepasbaar maken voor meerdere systemen. Zo is het *constraint-window* ontwikkeld om constrained MPC toepasbaar te maken voor systemen met een dode tijd en *control blocking* om op elegante wijze de rekentijd van de regeling te beperken.

2.5.1 De lengte van de predictie-horizon

De lengte van de predictie-horizon geeft aan voor hoeveel tijdstappen in de toekomst de regelaar de uitgangen bepaalt. Voor deze parameter zijn een aantal vuistregels afgeleid [MEU95],[SAT96],[VRO97]:

- de lengte moet groter zijn dan inverse responsie
- de lengte moet groter zijn dan de dode tijd van het systeem
- de lengte moet groter zijn dan de grootste tijdsconstante van het systeem.

De betekenis van deze regels is eenvoudig te begrijpen. Wanneer de lengte van de predictie-horizon kleiner zou zijn dan de inverse responsie van het systeem, zal de regelaar de ingangen de verkeerde kant op sturen. Het uiteindelijke effect van de ingangen wordt door de regelaar immers niet waargenomen. Voor systemen met een dode tijd geldt eenzelfde verklaring. Als de regelaar het effect van de ingangen niet kan waarnemen, zullen de ingangen constant blijven. Veranderingen hebben immers geen zichtbaar effect. Wanneer de lengte van de predictie-horizon langer wordt gekozen dan de grootste tijdsconstante van het systeem, neemt de regelaar in de voorspelling alle effecten van de regeling waar.

De invloed van de lengte van de predictie-horizon op de responsie van het geregelde systeem wordt gegeven in [MOR91] en [MEU95].

Door de lengte te vergroten wordt:

- de regeling minder agressief
- de stabiliteit van de regeling beter gewaarborgd.

Als de regelaar slechts het korte termijn effect van de ingangen waarneemt, zal de regelaar grotere ingangen voorschrijven en dus agressiever gaan regelen. Door de predictie-horizon te vergroten wordt het tegenovergestelde bereikt, de regelaar wordt minder agressief.

Het is te bewijzen dat de unconstrained oplossing van MPC nominaal stabiel is bij constante weegfactoren in de limiet dat de lengte van de predictie-horizon naar oneindig gaat [MEU96]. Hoewel dit niets zegt over de stabiliteit van constrained MPC of de stabiliteit bij een eindige predictie-horizon, wordt over het algemeen aangenomen dat de stabiliteit toeneemt door de lengte van de predictie-horizon te vergroten.

2.5.2 De lengte van de regelhorizon

De lengte van de regelhorizon bepaalt het aantal tijdstappen waarvoor de regelaar een ingang berekend. Voor deze parameter zijn vuistregels afgeleid wat betreft de grootte van de parameter met betrekking tot het geregelde systeem:

- de lengte mag een waarde hebben tussen 1 en de lengte van de predictie-horizon p
- de lengte van de regelhorizon mag een waarde hebben tussen $\frac{1}{3}$ en $\frac{1}{6}$ deel van de lengte van de predictie-horizon [MEU95].

De lengte van de regelhorizon moet tenminste een waarde 1 hebben om van een regeling te kunnen spreken. De lengte groter dan p te kiezen heeft geen enkele zin, omdat de regelaar dan het directe effect van de laatste ingangen niet kan waarnemen.

De invloed van de lengte van de regelhorizon op de responsie van het geregelde systeem wordt beschreven in [MOR91] en [MEU95].

Door de lengte van de regelhorizon te verlengen wordt:

- de regeling agressiever
- de stabiliteit van het systeem minder.

Wanneer de regelaar een korte regelhorizon heeft, moet met een klein aantal ingangen de trajectorie over de predictie-horizon bereikt worden. De regelaar gebruikt in dat geval kleine ingangen, zodat de trajectorie langzaam gehaald wordt. Naarmate de regelaar meer ingangen te beschikking krijgt om de regeling te realiseren, worden de berekende regelacties agressiever.

Voor de invloed van de lengte van de regelhorizon op de stabiliteit wordt verwezen naar [MOR91] en [MEU95].

2.5.3 Weegfactoren: ingangen en uitgangen

Met de weegmatrix van de ingangsverschillen Γ^u kan het gebruik van bepaalde ingangen 'afgestraft' worden. Door het verschil van de ingang, Δu te vermenigvuldigen met een grote weegfactor geeft dit verschil een grote bijdrage aan

het optimalisatie-criterium. Het gevolg is dat bij de minimalisatie de ingang minder veranderd wordt dan wanneer er met een kleine weegfactor vermenigvuldigd wordt.

Met de weegmatrix van de uitgangen Γ^y worden afwijkingen van de trajectorie 'afgestraft'. De uitgangen met een hoge weegfactor voldoen beter aan hun trajectorie dan uitgangen met een lage weegfactor.

Bij keuze van de weegfactoren zijn niet de absolute waarden maar de verhoudingen van de weegfactoren van belang. De verhoudingen binnen de weegmatrix Γ^y geven welke uitgang het best aan zijn trajectorie voldoet. De verhoudingen binnen de weegmatrix Γ^u geven aan welke ingang het minst veranderd mag worden.

De verhoudingen tussen de weegfactoren in Γ^u en Γ^y geven aan hoeveel regelspanning geleverd mag worden om de trajectories van de uitgangen te realiseren. Als bijvoorbeeld de weegfactoren in Γ^u orden van grootten kleiner zijn dan die in Γ^y , zal de regelaar grote regelacties berekenen om de trajectories nauwgezet te volgen.

De ingangen en uitgangen van het model worden geschaald, dit wordt in hoofdstuk 4 behandeld. Het gevolg van deze schaling is dat bij de keuze van de weegfactoren geen rekening gehouden hoeft te worden met de karakteristieke grootte van de ingang of uitgang. De verhoudingen van de weegfactoren geven direkt weer welke uitgangen het belangrijkste zijn en welke ingangen het minst veranderd mogen worden.

Bij de bepaling van de tuningparameters zijn de hier gegeven vuistregels slechts gebruikt als richtlijn. Tuning van het model heeft vooral plaats gevonden door 'trial and error'.

2.5.4 Het constrained window

Bij de berekening van een constrained oplossing komt het voor dat de regeling tijdens de eerste tijdstappen van de predictie-horizon niet aan de constraints kan voldoen. Bij systemen met een dode tijd kost het bijvoorbeeld minstens de lengte van de dode tijd voor de ingangen effect hebben en het systeem aan een bepaalde constraint kan voldoen. In zo'n geval kan het constraint-window uitkomst bieden. Het constraint window wordt gedefinieerd als dat deel van de predictie-horizon waarin de uitgangen aan de constraints moeten voldoen. In het geval van een dode tijd zal het constraint-window na de dode tijd beginnen en lopen tot het einde van de predictie-horizon.

In dit onderzoek wordt geen gebruik gemaakt van het constrained window.

2.5.5 Control blocking

Als een lange regelhorizon gewenst is, zonder de negatieve effecten zoals agressiviteit en lange reaktietijden, kan control blocking gebruikt worden. Dit houdt in dat de regelhorizon wordt verdeeld in blokken van een aantal tijdstappen. In zo'n blok blijft de waarde van de ingang constant. Op deze manier is het bijvoorbeeld mogelijk de lengte van de regelhorizon 2 keer zo groot te maken door blokken met een grootte van 2 tijdstappen te kiezen. In vergelijking met een regeling met een even lange regelhorizon zonder control blocking is deze regeling minder agressief.

De in deze paragraaf behandelde effecten van de verschillende tuningparameters en control blocking worden in hoofdstuk 5 in simulaties getoetst.

2.6 Het filter

Bij closed loop MPC worden metingen gebruikt om het model en het geregelde systeem beter op elkaar af te stemmen. Dit wordt gedaan door middel van een filter.

Mogelijke filters zijn:

- eerste orde filter
- Kalman filter
- extended Kalman filter.

In dit onderzoek is gebruik gemaakt van het eerste orde filter. In het onderstaande wordt de werking van het filter behandeld. De MPC-regelaar berekent met behulp van een constant lineair model de voorspelling van de uitgangen. In formule 2.3 wordt dit model weergegeven. Het bestaat uit een systeem matrix Φ , een ingangmatrix Γ en een uitgang matrix C , een toestand \mathbf{x} , een ingang \mathbf{u} en een modeluitgang \mathbf{y}_m .

$$\mathbf{x}(k+1) = \Phi\mathbf{x}(k) + \Gamma\mathbf{u}(k), \quad \mathbf{y}_m(k) = C\mathbf{x}(k). \quad (2.3)$$

Dit model kan het systeem nooit exact beschrijven. Er zullen altijd modelafwijkingen aanwezig zijn, bijvoorbeeld doordat sommige delen van het systeem niet in het model zijn opgenomen of door linearisatie. Om de afwijking tussen systeem- en modeluitgang niet te groot te maken, wordt bij eerste orde filtering de toestand van het model uitgebreid met een grootheid $\mathbf{z}(k)$ die het verschil beschrijft tussen de systeem- en de modeluitgang:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}(k+1) \\ \mathbf{z}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{z}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Gamma \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{u}(k) + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{K}_F \end{bmatrix} (\mathbf{y}_p(k) - \mathbf{y}_m(k|k-1)), \quad (2.4)$$

hierin staat \mathbf{y}_p voor de systeemuitgang en $\mathbf{y}_m(k|k-1)$ voor de modeluitgang gecorrigeerd met metingen tot en met tijdstap $k-1$.

De grootheid $\mathbf{z}(k)$ wordt iedere tijdstap vermeerderd met het resterende verschil tussen de systeem- en de modeluitgang vermenigvuldigd met de filterconstante. Voor de gefilterde modeluitgang geldt:

$$\mathbf{y}_m(k+1|k) = \begin{bmatrix} C & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(k+1) \\ \mathbf{z}(k+1) \end{bmatrix}. \quad (2.5)$$

Het filter heeft een integrerende werking. Het verschil tussen systeem- en modeluitgang wordt na verloop van tijd gelijk aan 0. De snelheid waarmee dit gebeurt is afhankelijk van de grootte van de filterconstante. \mathbf{K}_F is een matrix met op de diagonaal de filterconstanten van elke afzonderlijke uitgang. Voor de filterconstanten geldt:

$$0 \leq \text{filterconstante} \leq 1. \quad (2.6)$$

Als de filterconstante de waarde 1 heeft wordt elke tijdstap het gehele verschil tussen de systeem- en modeluitgang bij de grootheid $\mathbf{z}(k)$ opgeteld. Als men in dit geval gebruik maakt van metingen, zou dit betekenen dat de meetfout rechtstreeks in het

model terecht komt. Dit is ongewenst. Wanneer de filterconstante gelijk aan 0 is, wordt er met de informatie uit de systeemuitgangen niets gedaan. De filterconstanten moeten afhankelijk van de meetfouten gekozen worden.

In dit onderzoek is geen aandacht besteed aan metingen en meetfouten. In de simulaties worden ook geen meetfouten meegenomen. In feite is het dan ook geoorloofd om de filterconstanten gelijk aan 1 te kiezen. Om toch niet te veel van de werkelijkheid verwijderd te raken, wordt dit niet gedaan en worden de filterconstanten in de simulaties gelijk gekozen aan 0,1.

In PRIMACS is het eerste orde filter eenvoudig geïmplementeerd. Er is een parameter *efilter* gedefinieerd die elke tijdstap vermeerderd wordt met het verschil tussen de systeem- en de modeluitgang, vermenigvuldigd met de filterconstante.

efilter is dus gelijk aan de grootte z in de bovenstaande formules en een maat voor de modelafwijkingen.

De gecorrigeerde modeluitgang ontstaat door *efilter* op te tellen bij de modeluitgang berekend met het model van vergelijking 2.3.

2.7 MPC onder PRIMACS

Bij de implementatie van MPC onder PRIMACS zijn een aantal uitbreidingen toegepast van eerder geïntroduceerde begrippen. Zo zijn er binnen PRIMACS verschillende soorten constraints gedefinieerd en wordt bij de bepaling van de oplossing gebruik gemaakt van meerdere methoden.

2.7.1 Constraints onder PRIMACS

Wanneer er constraints gelden voor uitgangen van het geregelde systeem is het mogelijk dat bij een bepaalde trajectorie deze constraints overschreden worden. In dit geval is er geen constraint-oplossing voor het regelprobleem. Dit zou betekenen dat het systeem vanaf dat moment niet meer geregeld wordt. Deze situatie dient te allen tijde voorkomen te worden. In PRIMACS is voor een oplossing gekozen waarbij aan de constraints prioriteiten toegekend worden, zo ontstaan 2 soorten constraints:

- *hard constraints*, prioriteit = 100: deze mogen absoluut niet overschreden worden. Als dit toch gebeurt is de constrained oplossing niet te berekenen en valt de regeling uit. Het systeem moet vervolgens met de hand gestuurd worden.
- *soft constraints*, prioriteit $\in [1, 99]$: als de constrained oplossing niet bestaat, wordt de constraint met de hoogste prioriteit losgelaten en de constrained oplossing opnieuw berekend.

Het voordeel van gebruik van soft-constraints is dat de regeling altijd een oplossing heeft. Wanneer alle constraints losgelaten worden, wordt de unconstrained oplossing gebruikt.

Een nadeel is dat soft-constraints overschreden kunnen worden. Ze zijn toegevoegd om de regeling onder alle omstandigheden oplosbaar te houden. In de realiteit is het echter niet ondenkbaar dat constraints de fysieke grenzen van een systeem aangeven. Bijvoorbeeld een temperatuurlimiet. In zo'n geval is het beter dat als een constraint overschreden dreigt te worden, noodgrepen worden uitgevoerd om de uitgang aan de constraint te laten voldoen. Dit hoeft niet persé met de hand te gebeuren. Het zou ook door een aparte regeling verzorgd kunnen worden.

Om de responsies van het geregelde systeem te simuleren, zijn soft-constraints goed bruikbaar. Er kan immers een constraint-overschrijding plaatsvinden zonder dat de regeling uitvalt. In een nieuwe versie van PRIMACS is een andere definitie van soft-constraints opgenomen. Wanneer een constraint wordt overschreden, wordt de overschrijding meegewogen in het optimalisatie-criterium. De prioriteit van de constraint wordt gebruikt als weegfactor. Deze versie van PRIMACS wordt in dit verslag niet gebruikt.

2.7.2 Oplossing MPC

Bij oplossing van het regelprobleem maakt MPC onder PRIMACS gebruik van de onderstaande volgorde:

1. Bepaling van de predictie van de uitgangen bij constante ingangen.
2. Bepaling van de unconstrained oplossing.
3. Controleren of er constraints overschreden worden, is dit niet het geval dan wordt de unconstrained oplossing geïmplementeerd.
4. Als constraints overschreden worden, wordt de constrained oplossing van het probleem bepaald. Als deze bestaat, wordt hij geïmplementeerd.
5. In het geval dat de constrained oplossing van het probleem niet bestaat, worden de constraints met de laagste prioriteit losgelaten en wordt de constrained oplossing nogmaals bepaald. Dit wordt herhaald tot de oplossing bestaat of tot alle constraints zijn losgelaten.
6. Wanneer zelfs de unconstrained oplossing niet bestaat, is de regeling 'infeasible' of onoplosbaar en moet het systeem met de hand geregeld worden.

Bij deze opsomming is verondersteld dat geen gebruik wordt gemaakt van het constraint window.

Door het regelprobleem in deze volgorde aan te pakken, wordt benodigde rekentijd sterk verminderd. Er wordt slechts een constrained oplossing berekend als dit strikt noodzakelijk is. Dit heeft als gevolg dat tijd voor de berekening van de eerstvolgende uitgang niet altijd gelijk is. Dit heeft gevolgen voor een eventuele *real-time* implementatie.

Hoofdstuk 3

Compressor, problemen en strategie

3.1 Inleiding

In het vorige hoofdstuk is de benodigde MPC-theorie en de implementatie binnen PRIMACS behandeld. De volgende stap in de methodiek is de werking van de centrifugaalcompressor te doorgronden. Daarnaast wordt in dit hoofdstuk aandacht besteed aan de verschijnselen die optreden bij de operatie van een dergelijke compressor en bestaande regelingen. Na de behandeling van een enkelvoudige compressor wordt een compressorstation besproken. Verschillende configuraties worden getoond en kort besproken. In het vervolg komen karakteristieke problemen bij de operatie van een compressorstation aan de orde en worden bestaande regelingen behandeld.

Tenslotte worden de bestaande regelingen en enkele nieuwe ideeën omgewerkt voor gebruik in een MPC-regeling van een compressorstation.

3.2 De centrifugaalcompressor

3.2.1 Werking van de centrifugaalcompressor

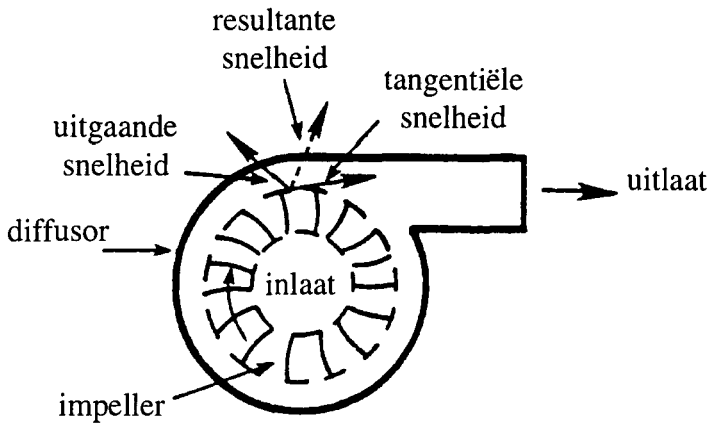
Een centrifugaal compressor brengt gas op een hogere druk door het eerst te versnellen en vervolgens de opgebouwde kinetische energie om te zetten in druk (potentiële energie.)

De belangrijkste onderdelen van een centrifugaalcompressor zijn:

- de impeller: een soort schoepenrad dat roteert en het gas versnelt
- de diffusor: een 'slakken-huis' om de impeller heen.

Zie figuur 3.1. Het gas komt in het centrum van de impeller de compressor binnen. Hier wordt het gas een roterende beweging opgedrongen en krijgt het een tangentiële snelheid. Door de centrifugale kracht krijgt het gas tevens een radiale snelheid. Het gas verlaat de impeller langs de rand en stroomt de diffusor in. In de diffusor wordt de richting van de gasstroom veranderd wat een vertragende werking heeft en de druk van het gas verhoogd.

Na het verlaten van de diffusor kan het gas de compressor uitstromen of het kan naar de impeller van een tweede compressie-trap getransporteerd worden.

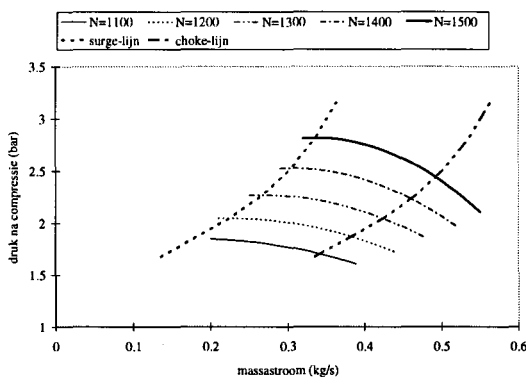


Figuur 3.1: Schematische weergave van de belangrijkste delen van een centrifugaalcompressor.

Figuur 3.1 is goed bruikbaar om de werking van een centrifugaal compressor uit te leggen. Het geeft echter een te eenvoudig beeld van de impeller en diffusor. Er bestaan vele soorten impellers en diffusors. Zo zijn er bijvoorbeeld diffusors met schoepen. Voor meer informatie wat betreft de onderdelen van een centrifugaalcompressor wordt verwezen naar [NIS82] en [ESS95a].

3.2.2 De compressorkarakteristiek

Na de werking van de centrifugaal compressor behandeld te hebben wordt in deze paragraaf de compressorkarakteristiek besproken. Deze grafiek bevat belangrijke informatie over de eigenschappen van de compressor. Hierin staat de drukverhouding of druk na compressie van de compressor uit tegen de gasstroom, of massastroom, bij verschillende waarden van het toerental van de impeller. Zie figuur 3.2.



Figuur 3.2: De curve-fit van de gebruikte compressorkarakteristiek. N staat voor het toerental, het aantal toeren per seconde.

In de figuur is de curve-fit van de gebruikte compressorkarakteristiek opgenomen. De lijnen voor constant toerental zijn bij lage massastromen vlak en lopen naar mate de massastroom groter wordt, steiler af. Aan de linkerkant van de figuur is de *surge-lijn*

gedefinieerd. Werkpunten van de compressor links van deze lijn vertonen *surge*. Surge is een onstabiele situatie die te allen tijde voorkomen dient te worden.

Voor grotere massastromen wordt de curve-fit minder goed. In werkelijkheid lopen de lijnen voor constant toerental veel steiler af. In dit deel van de karakteristiek treedt *choke* op. Choke is net als surge een ongewenst verschijnsel. Om het gebied waar choke optreedt zichtbaar te maken, wordt de *choke-lijn* gedefinieerd. Er wordt aangenomen dat werkpunten rechts van deze lijn niet mogelijk zijn.

Het stabiele werkgebied van een centrifugaalcompressor wordt begrensd door surge en choke, beide verschijnselen worden in de volgende paragraaf behandeld.

De gegevens van de curve-fit zijn opgenomen in appendix 2.

3.2.3 Verschijnselen bij compressoroperatie

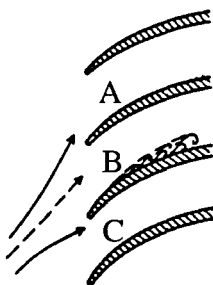
In de vorige paragraaf is vermeld dat het stabiele werkgebied van een centrifugaalcompressor aan beide zijden begrensd wordt door ongewenste verschijnselen. Zie figuur 3.2. In dit gedeelte komen achtereenvolgens aan de orde:

- rotating stall
- surge
- choke.

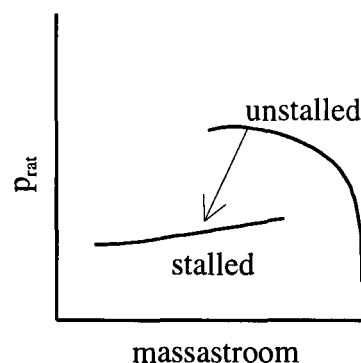
Rotating Stall

Rotating stall kan in het hele werkgebied optreden, maar er wordt aangenomen dat het verschijnsel zich vooral voordoet bij kleine snelheden van de massastroom door de compressor. Rotating stall wordt hier behandeld omdat het kan leiden tot surge.

Wanneer er instabiliteiten optreden in de aanstroomhoek van de massastroom uit de impeller ten opzichte van de diffusor, laat de stroming in een diffusor-kanaal los. Zie figuur 3.3. Door het loslaten van de stroming stagneert de stroming van gas in dat kanaal. De instabiliteit verplaatst zich in dezelfde richting als de rotor met een fractie van de rotor-snelheid. Het resultaat van rotating stall is dat bij een gelijke rotorsnelheid minder gas uit de compressor stroomt wat een daling betekent van het rendement van de compressor, zie figuur 3.4.



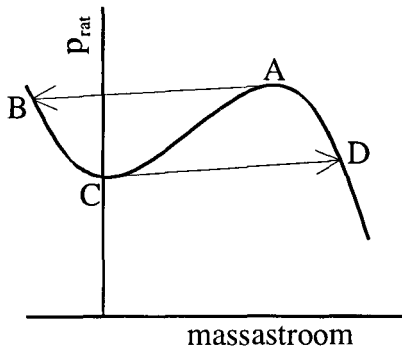
Figuur 3.3: Schematische voorstelling van het loslaten van de stroming in een kanaal door instabiliteiten in de aanstroomhoek.



Figuur 3.4: Vergelijking tussen een compressorkarakteristiek met en zonder stall.

Surge

De linkerzijde van het stabiele werkgebied van de compressorkarakteristiek wordt begrensd door surge, zie figuur 3.2. Surge is een verschijnsel dat optreedt als er een werkpunt ontstaat aan de zijde van de compressorkarakteristiek met een positieve helling, zie figuur 3.5.



Figuur 3.5: Verloop van het werkpunt in de compressorkarakteristiek tijdens surge.

In de onderstaande beschrijving van een surge-cyclus wordt aangenomen dat de compressor een constant toerental heeft en dat de gasstroom vanuit de compressor door een smoorklep naar de gebruiker gevoerd wordt [DUS76].

Stel dat de compressor zich bevindt in werkpunt A van de compressorkarakteristiek. Wanneer nu de smoorklep dichter wordt gezet, neemt de gasstroom naar de gebruiker af. Het overtollige gas kan niet in de compressor opgeslagen worden daar de druk in de compressor niet hoger kan worden dan de druk in punt A. Het enige proces dat plaats kan vinden, is dat het werkpunt ‘verspringt’ naar punt B. Tijdens dit proces keert de richting van de gasstroom om. Punt B is geen stabiel werkpunt, omdat er meer gas uit de compressor stroomt dan erin. Het werkpunt verplaatst zich nu langs de compressorkarakteristiek naar punt C. Vanuit punt C kan het werkpunt de karakteristiek niet meer volgen, daar er niet genoeg gas instroomt om de noodzakelijke drukverhoging te veroorzaken. Het enige proces dat plaats kan vinden, is dat het werkpunt ‘verspringt’ naar punt D. De gasstroom in de compressor is in punt D groter dan door de smoorklep stroomt, als gevolg neemt de druk toe tot het werkpunt zich in A bevindt. Het cyclus begint nu van voor af aan.

Er moet worden opgemerkt dat het verloop van compressorkarakteristiek links van het punt A slechts wordt aangenomen.

Omdat surge leidt tot fluctuaties in de gasstroom en druk die geleverd worden door de compressor, is het een verschijnsel dat vermeden moet worden. Naast mogelijke versterking van de processen die na compressie van het gas plaatsvinden, kan surge tot onherstelbare schade aan de interne onderdelen van de compressor leiden.

Choke

De rechterzijde van het stabiele werkgebied van een compressor wordt begrensd door choke (figuur 3.2.) In een echte karakteristiek lopen de lijnen voor constant toerental dermate steil af dat de, door de compressor, opgebouwde druk geheel wordt gebruikt om de grote massastroom door de compressor te persen. Nog grotere massastromen

zijn niet mogelijk. Dit is het gevolg van het bereiken van de kritische snelheid van de stroming in de kleinste doorsnede van de compressor.

3.2.4 Compressorregeling

De huidige regelingen van centrifugaalcompressoren bestaan uit 2 onderdelen:

- capaciteitsregeling
- anti-surge regeling.

Met capaciteitsregeling wordt de regeling bedoeld van:

- druk na compressie
- massastroom door de compressor
- verstoringen.

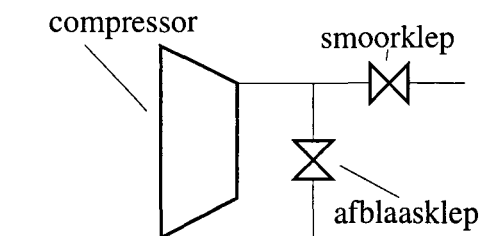
Voorbeelden van verstoringen op compressoroperatie zijn:

- omgeving condities
- verstoringen in de grootte van de inkomende massastroom
- samenstelling van de inkomende massastroom
- verstoringen in de druk aan de uitlaatzijde.

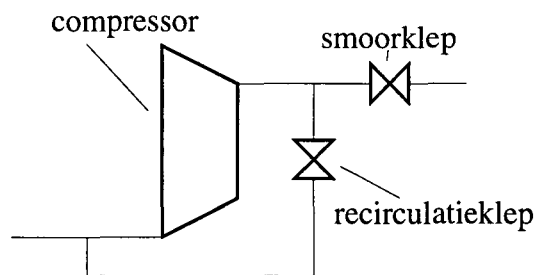
Met anti-surge regeling wordt surge voorkomen.

De ingangen die gebruikt worden bij de regelingen worden behandeld met behulp van twee mogelijke configuraties van een compressorinstallatie. Met compressorinstallatie wordt de compressor met bijbehorende toe- en afvoerbuizen bedoeld.

In figuren 3.6 en 3.7 zijn twee mogelijke configuraties.



Figuur 3.6: Schematische weergave van een compressor, waarbij een deel van de massastroom kan worden afgeblazen.



Figuur 3.7: Schematische weergave van een compressor, waarbij een deel van de massastroom gerecirculeerd kan worden.

De configuraties in figuren 3.6 en 3.7 verschillen slechts aan de uitlaatzijde van de compressor. In figuur 3.6 kan massastroom worden afgeblazen en in figuur 3.7 wordt massastroom gerecirculeerd. Zowel afblazen als recirculeren zijn essentieel voor surge-preventie, zoals later zal blijken.

De compressoren worden aangedreven door motoren of turbines. In dit onderzoek worden compressoren gebruikt die worden aangedreven door motoren.

De ingangen van deze compressorinstallaties zijn:

- de smoorklep
- de afblaas- of recirculatieklep
- het toegevoerde vermogen aan de motor.

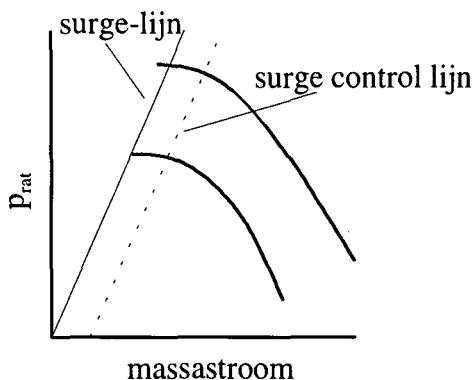
Bestaande capaciteitsregelingen meten een grootte van de compressor, bijvoorbeeld:

- de druk na compressie
- de inlaatdruk
- de massastroom door de compressor.

Vervolgens wordt het verschil bepaald tussen de meting en de gewenste waarde van de grootte. Met eenvoudige regelaars wordt een van de bovenstaande ingangen aangestuurd. Voorbeelden van capaciteitsregelingen zijn te vinden in [NIS82] en [ESS95a].

De meeste anti-surge regelingen voorkomen surge door een minimale massastroom door de compressor te verzorgen. Voor compressoren met een constant toerental is dit eenvoudig te realiseren. De surge-lijn uit figuur 2.3 reduceert in dit geval tot een *surge-punt*. Dit houdt in dat de massastroom door de compressor groter moet zijn dan een bepaalde constante waarde, de waarde van de massastroom in het surge-punt. Dit is met een eenvoudige regeling te realiseren.

Bij compressoren met een variabel toerental wordt op gelijke wijze surge voorkomen. De surge-lijn wordt in dit geval benaderd door een rechte lijn. Evenwijdig aan deze benadering wordt de *surge control lijn* geïntroduceerd, zie figuur 3.8.



Figuur 3.8: Benadering van de surge-lijn en ligging van de surge control lijn in een compressorkarakteristiek.

De surge control lijn is bij benadering slechts afhankelijk van het drukverschil over de compressor [ESS95a]. Door het drukverschil over de compressor te meten, wordt de minimale waarde van de massastroom door de compressor bepaald. De massastroom durch de compressor wordt met de afblaas- of recirculatieklep groter gehouden dan deze waarde. Tussen de surge-lijn en de surge control lijn is voor de veiligheid een

marge ingebouwd. Deze vorm van anti-surge regeling wordt *flow- Δp* regeling genoemd.

Meer geavanceerde anti-surge regelingen voeren regelacties uit afhankelijk van de snelheid waarmee het werkpunt de surge control lijn overschrijdt. Tevens is de grootte van de overschrijding van belang:

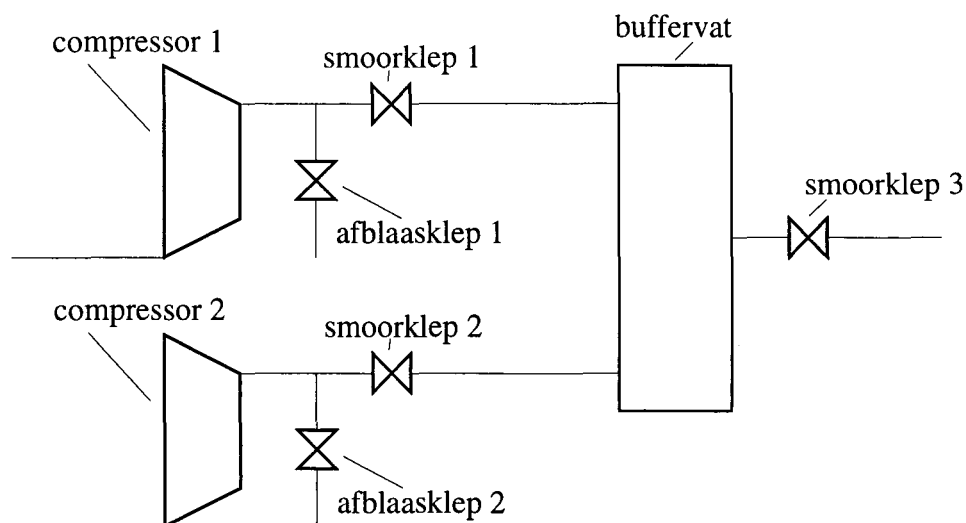
- Bij een kleine, langzame overschrijding van de surge control lijn wordt proportioneel met de overschrijding massastroom afgeblazen. Door de grotere massastroom wordt het werkpunt naar rechts verplaatst en komt weer in het stabiele werkgebied.
- Bij een grote, snelle overschrijding van de surge control lijn wordt de afblaasklep zo snel mogelijk open gezet, onafhankelijk van de grootte van de overschrijding. Vervolgens wordt de klep exponentieel dichtgezet en neemt de proportionele regelaar de regeling over.

In §3.4 worden capaciteits- en anti-surge regeling met MPC behandeld. Allereerst wordt aandacht besteed aan het compressorstation.

3.3 Het compressorstation

3.3.1 Mogelijke configuraties van compressorstations

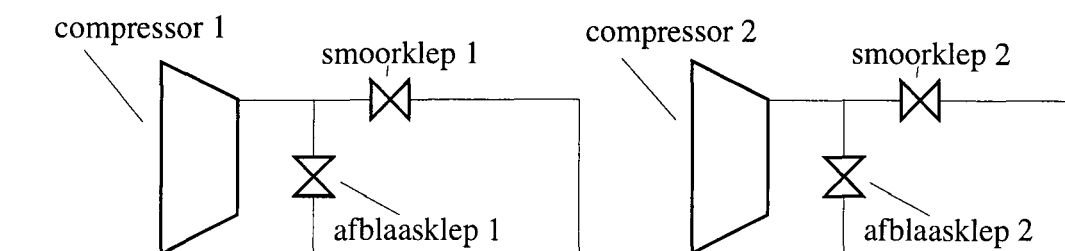
In hoofdstuk 1 zijn compressorstations met parallel en in serie geschakelde compressoren geïntroduceerd. In figuren 3.9, 3.10 en 3.11 zijn mogelijke configuraties van compressorstations opgenomen.



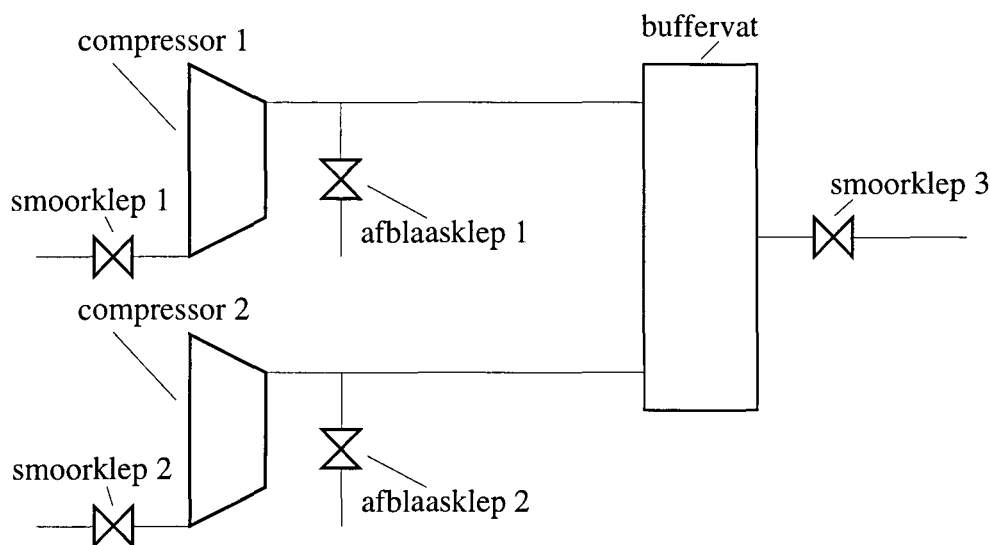
Figuur 3.9: Schematische weergave van een parallel compressorstation. De smoorkleppen bevinden zich aan de uitlaatzijde van de compressoren.

In figuur 3.9 is een configuratie van een parallel compressorstation opgenomen. De compressoren in dit systeem kunnen massastroom afblazen. De smoorkleppen bevinden zich aan de uitlaatzijde van de compressoren. De massastroom van beide compressoren wordt naar een buffervat geleid.

Vervolgens kan het via een smoorklep naar de gebruiker gevoerd worden.



Figuur 3.10: Schematische weergave van een serieel compressorstation.



Figuur 3.11: Schematische weergave van een parallel compressorstation. De smoorkleppen bevinden zich aan de inlaatzijde van de compressoren.

In figuur 3.10 is een configuratie van een serieel compressorstation gegeven. De massastroom wordt via een smoorklep van de uitlaat van de eerste compressor naar de inlaat van de tweede compressor geleid.

De configuratie in figuur 3.11 is met uitzondering van de positie van de smoorkleppen gelijk aan figuur 3.9. De smoorkleppen zitten nu aan de inlaatzijde van de compressoren. Dit heeft tot gevolg dat de massastroom door de compressor aan de inlaatzijde beïnvloed kan worden. Het voordeel hiervan is dat als een massastroomverlaging gewenst is, dit aan de inlaatzijde bewerkstelligd kan worden. Een overschot aan massastroom hoeft op deze manier niet gecomprimeerd te worden. Dit is kosten besparend.

Voor beide configuraties van een parallel compressorstation gelden dezelfde ingangen.

Per compressor:

- smoorklep
 - afblaas- of recirculatieklep
 - toegevoerde vermogen
- en
- smoorklep na het buffervat.

In totaal hebben de parallelle compressorstations in de figuren 7 ingangen.

De seriële configuratie heeft 6 ingangen, 3 voor elke compressor.

In dit onderzoek wordt alleen aandacht besteed aan een parallel compressorstation met een configuratie zoals in figuur 3.9.

3.3.2 Problemen bij de operatie van een compressorstation

Een compressorstation dat bestaat uit centrifugaalcompressoren heeft uiteraard te kampen met dezelfde problemen als een centrifugaalcompressor. Voor elke compressor waaruit het station is opgebouwd, geldt dat het een begrensd stabiel werkgebied heeft. Naast de problemen van de afzonderlijke compressoren heeft men bij een compressorstation de vrijheid om de last te verdelen over de beschikbare compressoren. Zo kunnen de compressoren van een compressorstation, naar mate de eisen voor de hoeveelheid massastroom toenemen, één voor één worden ingeschakeld, of kan de benodigde hoeveelheid massastroom over de compressoren verdeeld worden. Dit laatste wordt *load-balancing* genoemd.

Het voordeel van een load-balancing ten opzichte van het één voor één inschakelen van de compressoren is dat in het midden van het massastroombereik van het station niet hoeft te worden afgeblazen. Dit is als volgt in te zien.

Een compressor kan massastromen links van de surge-lijn leveren door het overschot af te blazen, zie figuur 3.2. De totale massastroom door de compressor blijft dan rechts van de surge-lijn.

Een compressorstation dat de compressoren één voor één inschakelt, schakelt een tweede compressor in, zodra de eerste compressor zijn maximale massastroom levert. Om massastromen te bereiken die iets groter zijn dan de maximale massastroom van de eerste compressor, moet de tweede compressor een aanzienlijk deel van zijn massastroom afblazen om niet in surge te raken.

Het gedeelte van de gecomprimeerde massastroom dat wordt afgeblazen, wordt niet nuttig gebruikt. Afblazen is om die reden erg duur en dient voorkomen te worden.

Als load-balancing wordt toegepast, is afblazen pas noodzakelijk bij veel kleinere waarden van de massastroom.

Load-balancing wordt bereikt door extra criteria op te leggen aan de regelaar. Om aan deze criteria te voldoen, zal de regelaar de last op een bepaalde manier over de compressoren verdelen. Voorbeelden van deze criteria zijn:

- maximalisatie van het rendement
- verhoging van de veiligheid (surge)
- minimalisatie van het toegevoerde vermogen.

De laatste 2 voorbeelden worden in §3.4 nader uitgewerkt voor regeling van een compressorstation met MPC.

3.3.3 Regeling van een compressorstation

Regelingen voor een compressorstation bestaan uit:

- capaciteitsregeling
- anti-surge regeling
- load-balancing.

Vaak wordt load-balancing en capaciteitsregeling in een regeling voor het hele systeem opgenomen. In dat geval heeft elke compressor een eigen anti-surge regeling. Een veel voorkomend concept om load-balancing te bereiken is de compressoren een werkpunt te laten innemen op gelijke afstand van hun specifieke surge-lijn. Op deze wijze hoeft pas te worden afgeblazen als de werkpunten van beide compressoren hun surge-lijn bereikt hebben. Dit is als volgt in te zien.

Als de massastroom door beide compressoren wordt verlaagd, bewegen de werkpunten in de compressorkarakteristieken naar links. Als de afstand tot de surge-lijn, gedurende de operatie van het compressorstation, voor beide compressoren gelijk gehouden wordt, bereiken beide werkpunten tegelijk de surge-lijn.

Op deze manier wordt voorkomen dat werkpunten slechts worden bereikt door veel af te blazen, zoals bij het één voor één inschakelen van de compressoren. Door afblazen te beperken wordt veel energie bespaard.

Voorbeelden van regelingen van een compressorstation zijn te vinden in [ESS95a].

3.4. Regelstrategieën: Compressorregeling met MPC

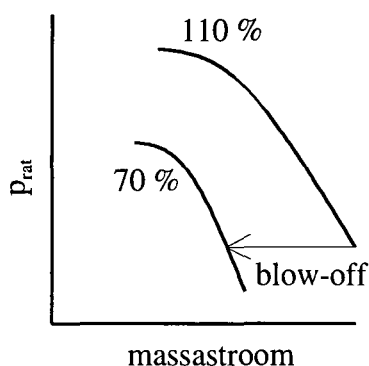
In deze paragraaf wordt compressorregeling met MPC besproken. Bestaande regelconcepten voor surge-preventie en load-balancing worden omgewerkt voor gebruik met MPC. Allereerst wordt de manier besproken waarop MPC het compressorstation regelt.

3.4.1 Regelen met MPC

Bestaande capaciteitsregelingen gebruiken één meting en één ingang om een gewenste trajectorie van één uitgang te realiseren. In dit geval is het altijd duidelijk met welke ingang het systeem geregeld wordt. Met MPC is dit niet het geval. In hoofdstuk 2 staat beschreven dat een MPC-regelaar de ingangen bepaald door het optimalisatiecriterium te minimaliseren. Voor regeling van bijvoorbeeld de druk in het buffervat en de massastroom uit het buffervat (figuur 3.9) heeft de regelaar 7 ingangen ter beschikking. Minimalisatie heeft tot gevolg dat de ‘beste’ ingangen gebruikt worden. De keuze van de ingangen is afhankelijk van het effect dat de ingangen hebben op de druk en de massastroom. Dit effect hangt sterk af van het werkpunt waar de compressor zich in bevindt.

De verwachting is dat de MPC-regelaar niet altijd de gewenste ingangen gebruikt om een trajectorie te realiseren. Dit wordt geïllustreerd in het volgende voorbeeld.

Stel er moet een bepaalde massastroom aan de gebruiker geleverd worden. Dit kan op 2 manieren gerealiseerd worden, zie figuur 3.12.



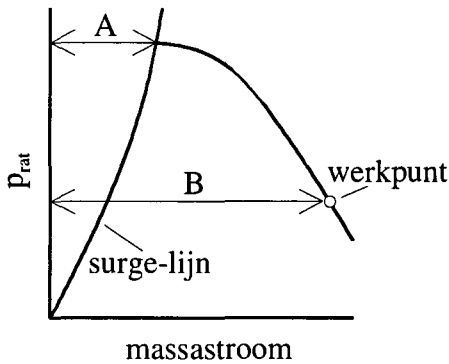
Figuur 3.12: Het bereiken van een werkpunt op 70 % van het nominale toerental, met 110 % toerental en afblazen.

Door een hoog toerental te kiezen met een grote massastroom waarvan veel wordt afgeblazen, is een zelfde werkpunt te realiseren als met een minder hoog toerental zonder een gedeelte af te blazen. Afblazen naar de omgeving is echter een direct verlies evenals het gebruik van een onnodig hoog toerental, wat veel vermogen kost. Dit voorbeeld wordt in hoofdstuk 5 ook behandeld.

De mogelijkheden die de MPC-regelaar heeft om ingangen te kiezen, moeten dusdanig beperkt worden dat de regeling het gewenste resultaat oplevert. Dit kan door tuning van de regelaar met de weegmatrices, maar ook met strategieën voor load-balancing.

3.4.2 Preventie van surge en choke

Surge-preventie met MPC maakt, net als bestaande regelingen, gebruik van de surge-lijn. De surge-lijn wordt berekend als de verbindingslijn van alle toppen van compressorkarakteristieken bij verschillend toerental. Er wordt verondersteld dat deze lijn bekend is. Om de ligging van het werkpunt ten opzichte van de surge-lijn te bepalen, wordt de grootheid DEV_{Surge} gedefinieerd. DEV_{Surge} is de verhouding van de massastroom op de surge-lijn en de massastroom in het werkpunt. Zie figuur 3.13. De reden om gebruik te maken van de verhouding en niet van het verschil wordt besproken in §3.4.3.



Figuur 3.13: De bepaling van DEV_{Surge} , de verhouding van de massastroom op de surge-lijn en de massastroom in het werkpunt op de compressorkarakteristiek bij een constant toerental: A/B .

De massastroom op de surge-lijn wordt gegeven door het snijpunt van de compressor karakteristiek bij het toerental in het werkpunt en de surge-lijn. Er is niet gekozen voor de massastroom op de surge-lijn bij gelijke druk, omdat een compressor nooit langs die weg in surge raakt. De berekende DEV_{Surge} zou in dat geval groter zijn dan de werkelijke DEV_{Surge} en de situatie niet goed weergeven. DEV_{Surge} heeft op de surge-lijn de waarde 1, en neemt bij grotere massastromen af tot 0 bij een oneindige massastroom. Voor beide compressoren wordt DEV_{Surge} als extra uitgang aan het model toegevoegd. Surge wordt voorkomen door een maximum constraint, met waarde 1, op beide uitgangen DEV_{Surge} te zetten.

Choke-preventie vindt plaats door naast een maximum constraint ook een minimum constraint op beide uitgangen DEV_{Surge} te zetten. De bovenstaande formulering komt erop neer dat zich evenwijdig aan de surge-lijn een choke-lijn bevindt, dit is in het algemeen niet het geval. Het wordt hier echter toch toegepast omdat een echte compressorkarakteristiek bij choke dermate steil is dat de gemaakte fout verwaarloosbaar klein is [VRO97]. Zie figuur 3.2.

3.4.3 Load-balancing

Alvorens load-balancing met MPC te bespreken moet worden opgemerkt dat ook zonder een extra criterium een regeling van het compressorstation met MPC de last verdeelt over beide compressoren. In §3.4.1, waar regeling met MPC aan de orde komt, staat dat MPC de 'beste' ingangen kiest om een trajectorie te bepalen. Bij regelingen van een compressorstation stuurt de regelaar ingangen van beide compressoren aan. Er is dus al sprake van load-balancing. De manier waarop de regelaar de last verdeelt is echter sterk afhankelijk van het werkpunt van het compressorstation. Om meer invloed uit te oefenen op de wijze waarop MPC de last verdeelt, worden 2 load-balancing strategieën besproken:

1. gelijke afstand tot de surge-lijn
2. minimalisatie van het toegevoerde vermogen.

Gelijke afstand tot de surge-lijn

In de MPC-regeling is een gelijke afstand tot de surge-lijn van de werkpunten van de compressoren te realiseren door gebruik te maken van de in §3.4.2 geïntroduceerde grootheid *DEVSurge*. Het verschil tussen de waarden *DEVSurge* van beide compressoren wordt als extra uitgang aan het model toegevoegd. Door te eisen dat het werkpunt van deze nieuwe uitgang 0 is, wordt afgedwongen dat de *DEVSurge*'s van beide compressoren aan elkaar gelijk zijn. De beide compressoren bevinden zich nu in werkpunten die, naar verhouding, op gelijke afstand hun specifieke de surge-lijn liggen.

Omdat de grootheid *DEVSurge* naast het voorkomen van surge in de compressoren afzonderlijk ook een belangrijke rol speelt bij load-balancing, is er voor gekozen *DEVSurge* te definiëren als de verhouding van massastroom op de surge-lijn en massastroom in het werkpunt, in plaats van het verschil. In de strategie om surge te voorkomen zijn beide formuleringen vrijwel equivalent. Bij load-balancing zou dat ook het geval zijn als er sprake was van identieke compressoren. Als echter verschillende compressoren worden gebruikt is het beter om een grootheid te definiëren die onafhankelijk is van de karakteristiek. Een bepaalde afstand tot de surge-lijn kan voor een compressor veilig zijn en voor een andere in verhouding te klein zijn.

minimalisatie van het toegevoerde vermogen

Een van de nadelen van het optimalisatie-criterium dat gebruikt wordt door MPC is dat de regelaar de absolute waarde van de ingangen niet meeweegt in het criterium. Het gevolg is dat de regelaar geen moeite doet om de absolute waarde van de ingangen zo laag mogelijk te houden. Bij het toegevoerde vermogen leidt dit tot hoge kosten.

Er zijn methoden om dit op te lossen. Zo kan het toegevoerde vermogen als extra uitgang van het model worden beschouwd. Er kan dan een gewenste waarde 0 voor geëist worden. Dit heeft echter het gevolg dat de overige uitgangen minder goed aan hun trajectorie zullen voldoen. Dit was de reden om in het MPC optimalisatie-criterium de ingangverschillen te wegen en niet de absolute waarde van de ingangen. Om toch enige invloed op het, aan de compressoren, toegevoerde vermogen te kunnen uitoefenen, wordt een dynamische ondergrens bepaald voor de totale benodigde hoeveelheid vermogen. Deze ondergrens is gelijk aan het minimale vermogen dat nodig is om een trajectorie te volgen. Als de werkelijke waarde van het totaal toegevoerde vermogen gelijk is aan deze ondergrens, wordt waarschijnlijk minder vermogen gebruikt

Om dit te bereiken krijgt het model van het compressorstation een extra uitgang, welke het verschil is tussen het totaal toegevoerde vermogen en deze referentiewaarde. Wanneer de regelaar dit verschil op 0 kan houden, is het totaal toegevoerde vermogen gelijk aan de ondergrens.

Voor een gedetailleerde behandeling van deze strategie is meer kennis nodig van het model. Vandaar dat de implementatie van deze en andere strategieën in §4.4 uitgebreid worden behandeld.

Hoofdstuk 4

Opbouw van de modellen

4.1 Inleiding

In dit hoofdstuk wordt de modellering van het parallel compressorstation behandeld. Dit geschiedt in een aantal stappen. Allereerst wordt het gebruikte basismodel van een centrifugaalcompressor behandeld. Vervolgens worden 2 modellen van een compressor gekoppeld tot een model van een compressorstation. De vergelijkingen die dit koppelen beschrijven worden besproken. Tenslotte wordt de implementatie van de strategieën voor surge-preventie en load-balancing behandeld.

4.2 Model van de compressor

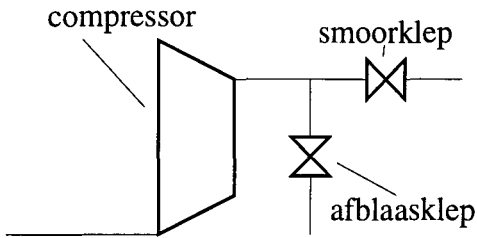
4.2.1 Basismodel van een centrifugaalcompressor

In [GRE76a] wordt een model voor een centrifugaalcompressor voorgesteld.

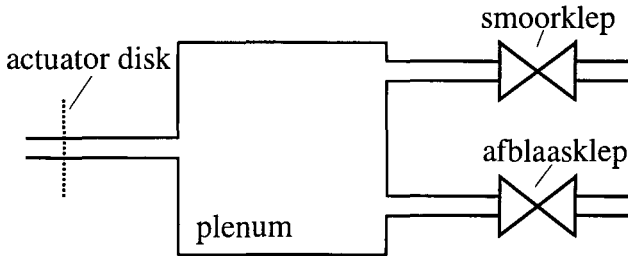
Dit model is ontwikkeld om surge en rotating stall te simuleren. In dit model wordt verondersteld dat de dynamica van de compressor is na te bootsen, door ze gescheiden op te nemen in een aantal onderdelen. In figuur 4.1 is de compressorinstallatie opgenomen zoals besproken in het vorige hoofdstuk en figuur 4.2 is een afbeelding van de verschillende componenten waarmee de dynamica van de 'echte' compressor wordt gesimuleerd.

Als de figuren worden vergeleken, is het eerste wat opvalt dat er een *plenum*, een soort buffervat, aanwezig is en dat er geen compressor te onderscheiden is.

De drukverhogende werking van de compressor is opgenomen in de vorm van een *actuator disk* zonder volume. Dit houdt in dat de verhouding van de drukken voor en na de actuator disk worden gegeven door de compressorkarakteristiek. Door de compressor op deze wijze te modelleren, wordt geen rekening gehouden met het volume van het apparaat. Dit is de reden voor de aanwezigheid van het plenum. Met het vat wordt het volume van de compressor verdisconteerd en worden de massa- en energiebalansen kloppend gemaakt. In appendix 3 is de energiebalans van het plenum gegeven.



Figuur 4.1: Schematische voorstelling van een compressor.



Figuur 4.2: Schematische voorstelling van het systeem waarmee de compressor gesimuleerd wordt.

Om de compressor te kunnen simuleren met een actuator disk, moet de compressorkarakteristiek bekend zijn. Voor de karakteristiek geldt:

$$C_{ss} = C_{ss}(\dot{m}_C, N, p_{in}, T_{in}), \quad (4.1)$$

hierin staat C_{ss} voor de druk na compressie, \dot{m}_C voor de massastroom door de compressor, N voor het toerental, p_{in} voor de inlaatdruk en T_{in} voor de inlaattemperatuur. De curve-fit van de gebruikte compressorkarakteristiek wordt gegeven in appendix 2.

Deze compressorkarakteristiek geeft de druk na compressie in plaats van de drukverhouding.

De relaties tussen de druk en temperatuur in het buffervat en van de inkomende massastroom zijn afkomstig uit de massa- en energiebalans:

$$\frac{dp_{pl}}{dt} = \frac{\gamma R}{V_{pl}} (\dot{m}_C T_{nc} - [\dot{m}_S + \dot{m}_A] T_{pl}), \quad (4.2)$$

$$\frac{dT_{pl}}{dt} = \frac{RT_{pl}}{p_{pl} V_{pl}} [\gamma (\dot{m}_C T_{nc} - [\dot{m}_S + \dot{m}_A] T_{pl}) - T_{pl} (\dot{m}_C - \dot{m}_S - \dot{m}_A)]. \quad (4.3)$$

In deze vergelijkingen staat p_{pl} voor de druk in het plenum, γ voor de verhouding van C_p en C_v , R is de gasconstante, V_{pl} staat voor het volume van plenum. \dot{m}_S en \dot{m}_A staan voor de massastroom die het plenum uitstroomt via respectievelijk de smoor- en de afblaasklep. T_{nc} staat voor de temperatuur na compressie en T_{pl} staat voor de temperatuur in het plenum.

Als de wet van Newton wordt toegepast op het massa-element in de leiding, volgt voor de versnelling van de massastroom tussen de actuator disk en het plenum:

$$\ddot{m}_C = \frac{A_C}{L_C} (C_{ss} - p_{pl}), \quad (4.4)$$

hierin staat A_C voor de doorsnede van de leiding, L_C voor de lengte van de leiding en p_{pl} voor de druk in het plenum. Deze differentiaalvergelijking geeft het verband tussen de versnelling van de massastroom in en het drukverschil over de leiding. Hierbij wordt wrijving verwaarloosd. Soortgelijke vergelijkingen zijn ook op te stellen voor de stroming door de smoor- en de afblaasklep. Daar wordt echter voor een statische oplossing gekozen.

Vergelijkingen 4.1 tot en met 4.4 beschrijven de gehele dynamica van het systeem in figuur 4.2. Er zijn echter een aantal additionele vergelijkingen nodig. Bijvoorbeeld voor de beschrijving van de aandrijving, de klepkarakteristieken en temperatuur van de massastroom na compressie. Deze worden achtereenvolgens besproken.

De compressor wordt aangedreven door een motor. De energie die aan de motor wordt aangeboden, wordt omgezet in rotatie-energie van de impeller. De volgende differentiaalvergelijking beschrijft het verband tussen het vermogen en het toerental van de compressor:

$$\dot{N} = \frac{(P - Wp)}{IN}, \quad (4.5)$$

met:

$$Wp = \dot{m}_C C_p (T_{nc} - T_{in}), \quad (4.6)$$

hierin staat P voor het aan de compressor toegevoerde vermogen, Wp voor het vermogen dat de massastroom tijdens het comprimeren opneemt en I voor het traagheidsmoment van de impeller.

Het vermogen dat door de massastroom wordt opgenomen, wordt berekend als de energie die het kost om de temperatuur van de massa, die per seconde door de compressor stroomt, te verhogen naar de temperatuur na compressie. In deze vergelijking zijn geen wrijvingstermen meegenomen.

De massastroom door de leidingen van de kleppen kan op soortgelijke wijze beschreven worden als de massastroom door de compressor, zie vergelijking 4.4. Het is echter gebruikelijk om de massastroom door een klep statisch te beschrijven met behulp van een klepkarakteristiek. Voor de massastromen door de smoor- en de afblaasklep geldt:

$$\dot{m}_S = \frac{q_S K v S_{max}}{7,0} \sqrt{\frac{\rho_n p_{uit} (p_{pl} - p_{uit})}{T_{pl}}}, \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_A = \frac{q_A K v A_{max}}{7,0} \sqrt{\frac{\rho_n p_{omg} (p_{pl} - p_{omg})}{T_{pl}}}. \quad (4.8)$$

In de vergelijkingen staan q_S en q_A voor de klepstanden van de smoor- en de afblaasklep, ρ_n staat voor de genormaliseerde dichtheid, KvS_{max} en KvA_{max} staan voor de maximale Kv -waarden van de kleppen die de maximale hoeveelheid massastroom die door de kleppen kan stromen bepalen. p_{uit} en p_{omg} staan respectievelijk voor de druk aan de uitlaatzijde van het buffervat en de druk in de omgeving.

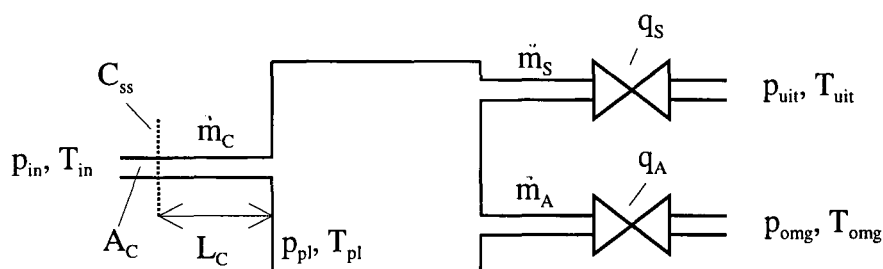
De temperatuur van de massastroom na compressie, T_{nc} , komt in veel van de bovenstaande vergelijkingen voor. Als aangenomen wordt dat de compressor polytropisch comprimeert, volgt voor de temperatuur na compressie:

$$T_{nc} = T_{in} \left(\frac{C_{ss}}{p_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_c}}, \quad (4.9)$$

hierin staat η_c voor het rendement van de compressor. Het rendement van de compressor wordt constant verondersteld.

De 4 differentiaalvergelijkingen en 5 statische vergelijkingen in deze paragraaf vormen een niet-lineair model van een centrifugaalcompressor.

In figuur 4.3 zijn de belangrijkste grootheden op hun plaats in het systeem gezet.



Figuur 4.3: Schematische weergave van het systeem met de symbolen van de gebruikte grootheden.

4.2.2 Toestandsbeschrijving van het model

Om de stap naar een toestandsbeschrijving van een parallel compressorstation te vergemakkelijken, wordt in deze paragraaf de toestandsbeschrijving van een compressor behandeld.

Vergelijkingen 4.1 tot en met 4.9 beschrijven de processen die zich in een compressor voordoen. Het geheel is echter niet zo overzichtelijk. Door de vergelijkingen om te zetten in een toestandsbeschrijving, wordt meer inzicht in het model verkregen. Zie vergelijkingen 4.10 en 4.11.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{X}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad \mathbf{y} = \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x} &= [\dot{m}_C \quad p_{pl} \quad T_{pl} \quad N], \\
 \mathbf{u} &= [q_S \quad q_A \quad P], \\
 \mathbf{y} &= [\dot{m}_S \quad p_{pl}].
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

In vergelijking 4.10 is de meest algemene vorm van toestandsbeschrijving gegeven. Hierin staat \mathbf{x} voor de toestandvector, \mathbf{u} voor de ingangvector en \mathbf{y} voor de uitgangvector.

De toestanden van het model zijn de grootheden die beschreven worden door een differentiaalvergelijking. Achtereenvolgens de massastroom door de compressor, de druk in het plenum, de temperatuur in het plenum en het toerental van de impeller.

De ingangen van het model zijn de smoorklep, de afblaasklep en het toegevoerde vermogen.

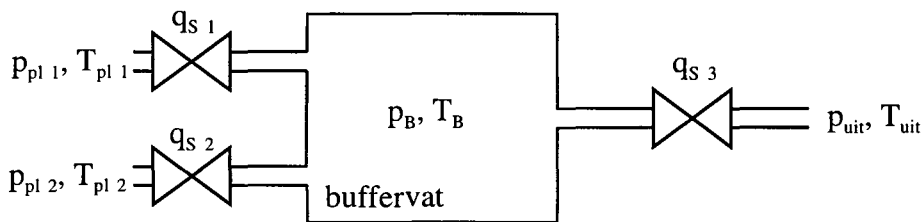
In de meeste toepassingen wordt een compressor gebruikt om massastroom met een bepaalde druk te leveren. De uitgangen van het model zijn de druk in en de massastroom vanuit het plenum.

4.3 Model van een compressorstation

In deze paragraaf wordt het model van het compressorstation behandeld. Dit model bestaat uit twee compressoren die beschreven worden door de vergelijkingen uit §4.2.

4.3.1 Koppeling van twee compressoren: het buffervat

In hoofdstuk 2 is al aan de orde gekomen dat een parallel compressorstation bestaat uit meerdere compressoren waarvan de massastromen worden opgevangen in een buffervat. Het compressorstation dat in dit onderzoek centraal staat bestaat uit 2 compressoren. In dit geval komen er 2 massastromen het vat in en komt er 1 uit. Zie figuur 4.4.



Figuur 4.4: Schematische weergave van het buffervat.

In de figuur zijn naast het buffervat en een smoorklep ook de smoorkleppen van de twee compressoren opgenomen. De namen van de grootheden uit de vorige paragraaf zijn uitgebreid met een index 1 of een 2 om aan te geven dat de grootheid betrekking heeft op compressor 1 of 2. p_B en T_B staan voor respectievelijk de druk en de temperatuur in het buffervat, q_{S3} staat voor de klepstand van de smoorklep van het buffervat.

De massastromen door de smoorkleppen van de beide compressoren worden beschreven door vergelijking 4.7. Als de vergelijking wordt aangepast voor de uitbreiding met het buffervat geldt:

$$\dot{m}_{s1} = \frac{q_{s1} K v S_{max1}}{7,0} \sqrt{\frac{\rho_n p_B (p_{pl1} - p_B)}{T_{pl1}}}, \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{s2} = \frac{q_{s2} K v S_{max2}}{7,0} \sqrt{\frac{\rho_n p_B (p_{pl2} - p_B)}{T_{pl2}}}. \quad (4.13)$$

Hierin zijn de drukken p_{uit} aan de achterzijde van de smoorkleppen vervangen door de druk p_B in het buffervat.

Aangezien het buffervat in wezen niets anders is dan een plenum, gelden voor de temperatuur en de druk in het buffervat dezelfde vergelijkingen. Zie vergelijkingen 4.14 en 4.15.

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{\gamma R}{V_B} (\dot{m}_{s1} T_{s1} + \dot{m}_{s2} T_{s2} - \dot{m}_{s3} T_B), \quad (4.14)$$

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{RT_B}{p_B V_B} [\gamma (\dot{m}_{s1} T_{s1} + \dot{m}_{s2} T_{s2} - \dot{m}_{s3} T_B) - T_B (\dot{m}_{s1} + \dot{m}_{s2} - \dot{m}_{s3})]. \quad (4.15)$$

Hierin staat \dot{m}_{s3} voor de massastroom vanuit het buffervat, V_B voor het volume van het buffervat en T_{s1} voor de temperatuur van de massastroom na de smoorklep van compressor 1.

De temperatuur van de massastroom die het buffervat in komt, is niet gelijk aan de temperatuur in het plenum. Na de klep zijn de druk en de temperatuur van de massastroom lager. De temperatuur na een klep wordt op dezelfde wijze berekend als de temperatuur na compressie in vergelijking 4.9.

$$T_s = T_{pl} \left(\frac{p_B}{p_{pl}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad (4.16)$$

deze vergelijking geldt voor T_s van beide compressoren, daarom zijn de indices 1 en 2 weggelaten. Er wordt verondersteld dat de druk adiabatisch daalt. Het verschil met vergelijking 4.9 is dat het rendement gelijk is aan 1 en dus weggelaten kan worden

Tenslotte geldt voor de massastroom door de smoorklep van het buffervat:

$$\dot{m}_{s3} = \frac{q_{s3} K v S_{max3}}{7,0} \sqrt{\frac{\rho_n p_{uit} (p_B - p_{uit})}{T_B}} \quad (4.17)$$

De vergelijkingen van 2 compressoren zoals gegeven in §4.2.1, uitgebreid met vergelijkingen in deze paragraaf vormen een niet-lineair model van een parallel compressorstation met 10 differentiaalvergelijkingen en 8 statische vergelijkingen.

4.3.2 De toestandsbeschrijving van het model

Wanneer de afgeleide vergelijkingen worden omgewerkt naar een toestandsbeschrijving geldt:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{X}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad \mathbf{y} = \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= [\dot{m}_{C1} \quad p_{pl1} \quad T_{pl1} \quad N_1 \quad \dot{m}_{C2} \quad p_{pl2} \quad T_{pl2} \quad N_2 \quad p_B \quad T_B], \\ \mathbf{u} &= [q_{S1} \quad q_{A1} \quad P_1 \quad q_{S2} \quad q_{A2} \quad P_2 \quad q_{S3}], \\ \mathbf{y} &= [\dot{m}_{S3} \quad p_B]. \end{aligned} \quad (4.19)$$

In vergelijking 4.18 is de meest algemene vorm van een toestandsbeschrijving gegeven.

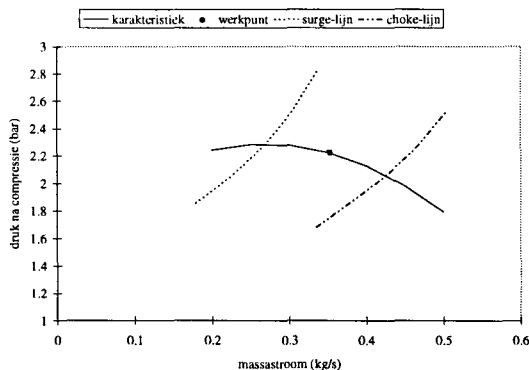
De toestanden zijn alle grootheden die bepaald worden door een differentiaalvergelijking. In dit geval 2 keer de toestanden van het model van een compressor aangevuld met de druk en temperatuur in het buffervat.

De ingangen van het model bestaan uit de ingangen van beide compressoren en de klepstand van de smoorklep van het buffervat.

Het compressorstation moet op de eerste plaats massastroom leveren met een bepaalde druk, dit houdt in dat de geregelde uitgangen de massastroom vanuit en de druk in het buffervat moeten zijn.

4.3.3 Keuze van het werkpunt

Wanneer het model beschreven wordt door differentiaalvergelijkingen, moet er een bepaald beginpunt zijn voor alle toestanden, een werkpunt. Dit werkpunt wordt gekozen met behulp van de compressorkarakteristiek. Zie figuur 4.5.



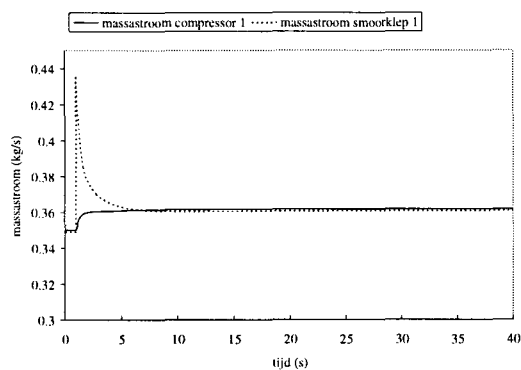
Figuur 4.5: Compressorkarakteristiek met werkpunt.

In deze paragraaf wordt er vanuit gegaan dat de compressoren identiek zijn. Voor beide compressoren wordt tamelijk willekeurig een werkpunt gekozen in de karakteristiek. De massastroom door de compressor in het werkpunt is $0,35 \text{ kg/s}$, de druk na compressie is $2,22 \text{ bar}$ bij een toerental van 1350 s^{-1} . Dit punt bevindt zich nagenoeg in het midden van het stabiele werkgebied van de compressor.

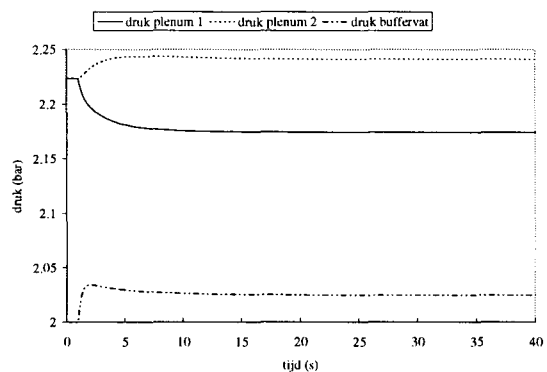
Als geëist wordt dat dit werkpunt stationair is, houdt dat in dat in het werkpunt alle afgeleiden van de toestanden gelijk aan 0 zijn. Door de waarde van de massastroom door de compressor en druk en toerental in te vullen in differentiaalvergelijkingen volgen de waarden van de overige grootheden uit het model. In appendix 3 zijn de numerieke waarden van het werkpunt voor identieke compressoren opgenomen.

4.3.4 Stapresponsie van het model

Om enkele kenmerken van het niet-lineaire model voor het compressorstation te laten zien, wordt een stapresponsie van het model getoond. Op $t = 1 \text{ s}$ wordt de smoorklep van compressor 1 25 % verder opengedraaid.

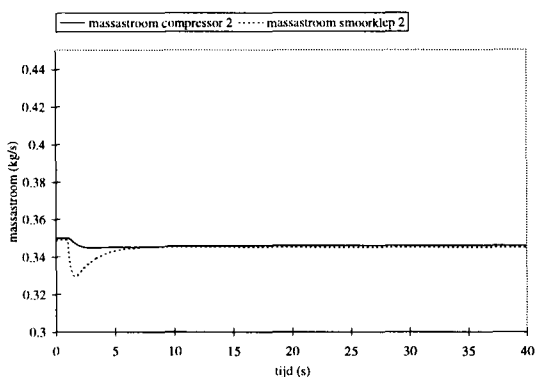


Figuur 4.6: Massastromen compressor 1

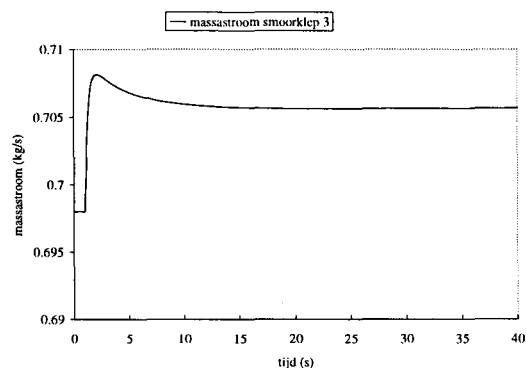


Figuur: 4.7: Drukken van het systeem.

In de figuur 4.6 en 4.7 is te zien dat de massastroom door smoorklep 1 meteen stijgt. Het gevolg is dat de druk in het plenum van compressor 1 daalt, met als gevolg dat de massastroom door de compressor iets toeneemt en de massastroom door smoorklep 1 meteen na het bereiken van de top weer daalt. Door de toename van massastroom door smoorklep 1 naar het buffervat stijgt hier de druk, zie figuur 4.7, met als gevolg dat de massastroom door smoorklep 2 daalt, zie figuur 4.8.



Figuur 4.8: Massastromen compressor2.



Figuur 4.9: Massastroom vanuit het buffervat.

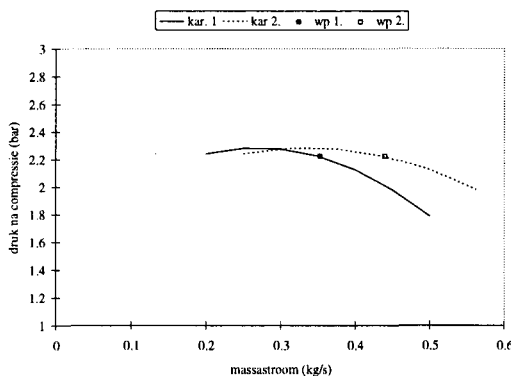
Vanwege de verminderde stroming door smoorklep 2, stijgt de druk in plenum 2, zie figuur 4.7, met als gevolg dat de massastroom door compressor 2 afneemt, zie figuur 4.8. In figuur 4.9 is te zien dat vanwege de drukverhoging in het buffervat, de massastroom vanuit het buffervat stijgt.

De beschrijving van de responsies naar aanleiding van een ‘simpele’ stap op de smoorklep van compressor 1 maakt de interactie van het model duidelijk. Via de druk in het buffervat worden de drukken en massastromen van beide compressoren gekoppeld. In figuur 4.7 wordt dit het best geïllustreerd. De druk in plenum 1 reageert het eerst, vervolgens stijgt de druk in het buffervat waarna de druk in plenum 2 stijgt. Deze interactie is een van de redenen om te kiezen voor MPC als regelmethodiek.

Naast de interactie is het verschil te zien tussen de responsie-snelheid van de massastromen en de drukken van het model. De drukken reageren langzamer dan de massastromen.

4.3.5 Van identieke naar verschillende compressoren

Uit voorbereidende simulaties is gebleken dat wanneer het compressorstation bestaat uit 2 identieke compressoren, de MPC regeling identieke regelacties berekend voor beide compressoren. Aangezien in de praktijk geen identieke compressoren voorkomen, worden de twee compressoren verschillend gemaakt. Dit wordt gedaan door de compressorkarakteristiek op te rekken. Zie figuur 4.9.



Figuur 4.9: Compressorkarakteristieken van compressor 1 en 2.

De massastroom-as van de karakteristiek van compressor 2 is vermenigvuldigd met een factor 1,25. Dit kan eenvoudig geïmplementeerd worden in de vergelijkingen. Voor de karakteristiek van compressor 2 geldt nu:

$$C_{ss,2} = C_{ss,2}((0,8 \dot{m}_C 2), N_2, p_{in}, T_{in}), \quad (4.20)$$

Met deze truc wordt een compressor ‘gemaakt’ met een grotere capaciteit, er wordt meer massastroom geleverd bij dezelfde drukverhouding.

In de figuur zijn tevens de werkpunten van beide compressoren opgenomen. Voor compressor 1 blijft de situatie ongewijzigd, voor compressor 2 wordt een werkpunt gekozen met dezelfde druk na compressie om de berekening van de overige grootheden te vereenvoudigen. In appendix 3 zijn de numerieke waarden voor het werkpunt van verschillende compressoren opgenomen.

4.4 Implementatie strategieën: extra uitgangen

Het model zoals tot nu toe besproken heeft maar 2 uitgangen, de massastroom vanuit en de druk in het buffervat. Dit zijn de grootheden die geregeld moeten worden. In §3.4 wordt bij de behandeling van de regelstrategieën gebruik gemaakt van ‘extra’ uitgangen. Vervolgens worden voor deze uitgangen gewenste waarden geëist of worden er constraints op gezet. Deze extra uitgangen worden in deze paragraaf behandeld.

4.4.1 Surge-preventie: *DEVSurge*

In §3.4.2 is een definitie gegeven van de afstand tot de surge-lijn:

De verhouding van de massastroom op de surgelijn bij hetzelfde toerental als in het werkpunt en de massastroom in het werkpunt.

Hierin is de massastroom op de surge-lijn gelijk aan de massastroom op de top van de karakteristiek bij hetzelfde toerental als in het werkpunt. De curve-fit van de compressorkarakteristiek is voor elk toerental een parabool, zie appendix 2, waarvan de top eenvoudig te berekenen is.

$$C_{ss}(\dot{m}_C, N, p_{in}, T_{in}) \approx A(N)\dot{m}_C^2 + B(N)\dot{m}_C + C(N),$$

$$\dot{m}_{C\ surge} = -\frac{B(N)}{2A(N)}. \quad (4.21)$$

In deze vergelijking zijn A , B en C coëfficiënten van de parabool en $\dot{m}_{C\ surge}$ staat voor de massastroom op de surgelijn.

Voor de afstand tot de surge-lijn *DEVSurge* geldt:

$$DEVSurge = \frac{\dot{m}_{C\ surge}}{\dot{m}_{C\ werkpunt}} \quad (4.22)$$

De grootheid *DEVSurge* wordt voor beide compressoren berekend en aan de uitgangvector toegevoegd.

4.4.2 Gelijke afstand tot de surge-lijn: *DEVdif*

Gelijke afstand tot de surge-lijn is een strategie om load-balancing te bereiken. In §3.4.3 wordt voorgesteld om een extra uitgang te definiëren die het verschil van de afstand tot de surge-lijn, *DEVSurge*, voor beide compressoren aangeeft. Deze is eenvoudig te maken. Voor de ‘extra’ uitgang *DEVdif* geldt:

$$DEVdif = DEVSurge_1 - DEVsurge_2. \quad (4.23)$$

Deze grootheid wordt in de uitgangvector opgenomen.

4.4.3 Minimalisatie van het toegevoerde vermogen: *DEVidpow*

In §3.4.3 is een idee besproken om het totaal verbruikte vermogen te verminderen. Door een ondergrens te bepalen voor het totaal verbruikte vermogen van beide compressoren en het verschil tussen deze ondergrens en het totaal gebruikte vermogen te minimaliseren, zou minder vermogen gebruikt moeten worden. Voor de bepaling van de ondergrens wordt uitgegaan van vergelijking 4.24.

$$Wt = \dot{m}_B C_p (T_{Bc} - T_{in}), \quad (4.24)$$

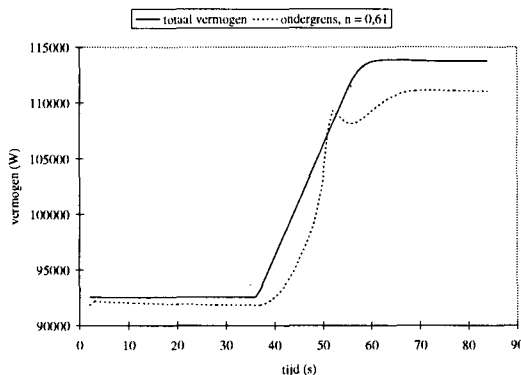
$$T_{Bc} = T_{in} \left(\frac{p_B}{p_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_s}}, \quad (4.25)$$

hierin staat Wt voor de ondergrens van het totale vermogen, T_{Bc} voor de gecorrigeerde temperatuur in het buffervat en η_s voor de schatting van het rendement van het totale systeem.

De ondergrens wordt gelijk gesteld aan het vermogen dat de massastroom, die uit het buffervat komt, heeft opgenomen, zie vergelijking 4.6. Voor de temperatuur in het buffervat wordt echter de waarde genomen, berekend volgens vergelijking 4.25. Dit geeft de mogelijkheid om een rendement van het totale systeem te definiëren.

Om een schatting te doen van het totale rendement is een simulatie gedaan, waarbij wordt aangenomen dat geen onnodig vermogen wordt gebruikt. Bijvoorbeeld een verhoging van de massastroom vanuit het buffervat. Dit kan alleen gerealiseerd worden door meer vermogen aan de compressoren toe te voeren.

Van deze simulatie zijn de som van het toegevoerde vermogen van beide compressoren, P_1 en P_2 , en de grootte Wt uitgezet tegen tijd. Door verschillende waarden voor η_s te proberen is getracht Wt zo dicht mogelijk bij de som van de twee vermogens te krijgen. Zie figuur 4.10.



Figuur 4.10: Bepaling van η_s , $\eta_s = 0,61$.

Voor de schatting van de waarde van het totale rendement volgt $\eta_s = 0,61$.

De gevolgde procedure voor de bepaling van η_s is nauwelijks een schatting te noemen. Er wordt slechts een idee verkregen van de waarde. Dit is echter niet ernstig omdat de waarde slechts gebruikt wordt voor de bepaling van de ondergrens van het toegevoerde vermogen. De waarde wordt niet gebruikt in het model van het compressorstation.

Het verschil tussen het werkelijk verbruikte vermogen en de ondergrens wordt beschreven door de grootte $DEvidpow$.

$$DEvidpow = P1 + P2 - Wt. \quad (4.26)$$

Deze grootte wordt toegevoegd aan de uitgangsvector.

Door aanvulling van de uitgangsvector met de uitgangen *DEVSurge1*, *DEVSurge2*, *DEVdif* en *DEVidpow* heeft het niet-lineaire model van het compressorstation 6 uitgangen.

4.5 Linearisatie

Tot nu toe is het niet-lineaire model van het compressorstation besproken. Dit model wordt gebruikt om het compressorstation te simuleren. Om MPC te kunnen toepassen, is ook een model nodig dat de regelaar gebruikt om de voorspellingen te doen. Hiervoor wordt een linearisatie van het niet-lineaire model gebruikt rond het werkpunt van het niet-lineaire model.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{X}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad \mathbf{y} = \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \quad (4.27)$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}(\mathbf{x}_{wp}, \mathbf{u}_{wp})\Delta\mathbf{x} + \mathbf{B}(\mathbf{x}_{wp}, \mathbf{u}_{wp})\Delta\mathbf{u}, \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}(\mathbf{x}_{wp}, \mathbf{u}_{wp})\Delta\mathbf{x} + \mathbf{D}(\mathbf{x}_{wp}, \mathbf{u}_{wp})\Delta\mathbf{u}. \end{aligned} \quad (4.28)$$

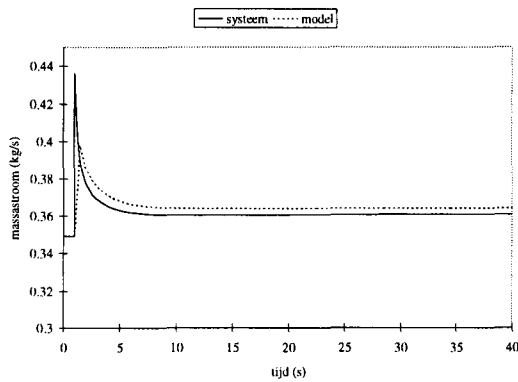
In deze vergelijkingen staat \mathbf{x}_{wp} voor de toestandvector in het werkpunt, \mathbf{u}_{wp} voor de ingangsvector in het werkpunt, $\Delta\mathbf{x}$ het verschil tussen de werkelijke toestand en de toestand in het werkpunt en $\Delta\mathbf{u}$ het verschil tussen de werkelijke ingang en de ingang in het werkpunt.

Het algemene model van vergelijking 4.27 wordt omgezet naar het lineaire model in vergelijking 4.28. De matrices \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} en \mathbf{D} bevatten de partiële afgeleiden van \mathbf{X} en $\boldsymbol{\gamma}$ naar de toestanden en ingangen in het werkpunt:

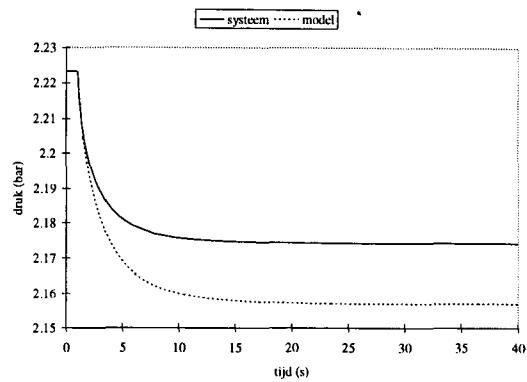
$$\mathbf{A}_{ij} = \left. \frac{\partial X_i}{\partial x_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{B}_{ij} = \left. \frac{\partial X_i}{\partial u_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{C}_{ij} = \left. \frac{\partial \gamma_i}{\partial x_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{D}_{ij} = \left. \frac{\partial \gamma_i}{\partial u_j} \right|_{wp}. \quad (4.29)$$

Omdat het niet-lineaire model veel statische vergelijkingen heeft die in de differentiaalvergelijkingen gesubstitueerd moeten worden alvorens de partiële afgeleiden berekend kunnen worden, zijn met behulp van het symbolisch rekenprogramma MAPLE V analytische uitdrukkingen bepaald voor alle matrix elementen. In appendix 4 wordt het gebruikte programma beschreven en de mogelijkheden van MAPLE V besproken.

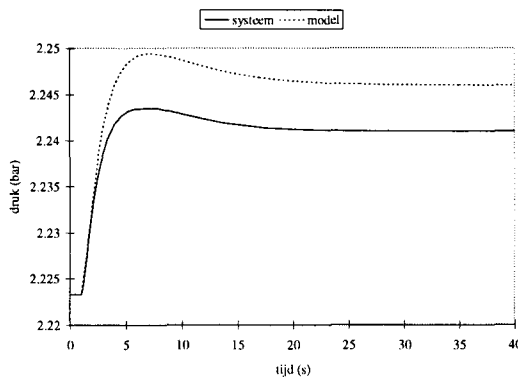
De MPC-regeling is sterk afhankelijk van het model dat gebruikt wordt om de uitgangen te voorspellen. Om een indruk te krijgen van de kwaliteit van het lineaire model worden in figuren 4.11 tot en met 4.14 stapresponsies van beide modellen met elkaar vergeleken. Op tijdstip $t = 10$ s wordt een stap van 25 % op de smoorklep van compressor 1 gezet. Dit is dezelfde stapresponsie als in §4.3.4 is besproken.



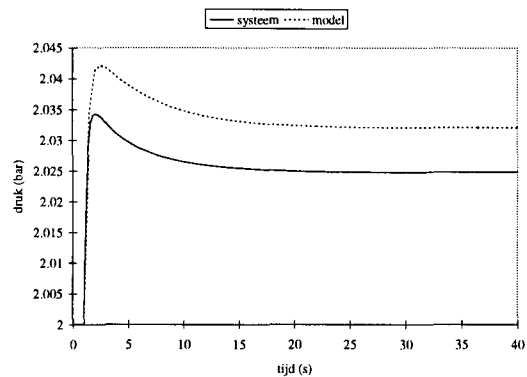
Figuur 4.11: Massastroom door de smoorklep van compressor 1.



Figuur 4.12: Druk in plenum 1.



Figuur 4.12: Druk in plenum 2.



Figuur 4.13: Druk in het buffervat.

In de figuren zijn de belangrijkste grootheden van de stapresponsie opgenomen. De lijnen voor het niet-lineaire model zijn aangeduid met *systeem* en de lijnen voor het lineaire model zijn aangeduid met *model*.

In de figuren valt op dat er een afwijking is tussen het niet-lineaire en het lineaire model. Gezien de schaal van de figuren is de afwijking, met uitzondering van de druk in plenum 1, niet groot. De snelheden van de responsies zijn vrijwel identiek. Dit betekent dat de tijdsconstanten van beide modellen overeenkomen.

De afwijking van het lineaire model wordt in de MPC-regeling verkleind door het eerste orde filter, dat gebruikt wordt om informatie van metingen mee te nemen in de voorspelling van de uitgangen.

4.6 Schaling

Binnen PRIMACS worden het lineaire en niet-lineaire model geschaald voor er berekeningen mee uitgevoerd worden. Dit schalen wordt in eerste instantie toegepast om rekenproblemen zoals, slechte conditionering van algoritmen te voorkomen.

Bij schaling wordt van de ingangen, uitgangen en toestanden van de modellen de gemiddelde waarde afgetrokken en gedeeld door het bereik van de grootheid.

Zo worden geschaalde grootheden verkregen met een gemiddelde waarde 0 en een bereik van 1:

$$\bar{x}_i = \frac{x_i - x_{i \text{ gemiddeld}}}{x_{i \text{ bereik}}}, \quad (4.30)$$

hierin staat \bar{x} voor de geschaalde grootheid, x voor de ongeschaalde grootheid, $x_{\text{gemiddeld}}$ voor de gemiddelde waarde en x_{bereik} voor het bereik van de grootheid.

Door zo te schalen worden tevens problemen voorkomen bij het minimaliseren van afwijkingen ten opzichte van een trajectorie. Verschillende grootheden hebben karakteristieke afwijkingen. Voor de temperatuur in het buffervat is een afwijking van 10° C heel normaal, terwijl voor de afgeblazen massastroom een afwijking van 0,1 kg/s veel is. Door met het bereik van de grootheden te schalen wordt voorkomen dat bepaalde afwijkingen zwaarder gewogen worden in het optimalisatie-criterium dan door de weegfactor wordt aangegeven.

Deze definitie van schaling wijkt af van de algemene waarbij geen gemiddelde waarde wordt afgetrokken, maar slechts gedeeld wordt door de gemiddelde waarde van de grootheid in plaats van het bereik.

Hoofdstuk 5

Simulaties

5.1 Inleiding

In dit hoofdstuk worden simulaties getoond en besproken. Allereerst worden enkele eigenschappen van MPC in simulaties toegelicht. Achtereenvolgens wordt het anticiperende gedrag van de regelaar, de invloed van de predictie-horizon, regelhorizon en control blocking besproken. Vervolgens wordt de waarde bepaald van de, in §3.4 ontwikkelde, regelstrategieën. De meest gebruikte instellingen van de regelaar en de instellingen van de afzonderlijke simulaties zijn opgenomen in appendix 5.

5.2 Eigenschappen van MPC

Een van de grootste voordelen van MPC voor regeling van het compressorstation lijkt anticipatie. Met anticipatie wordt bedoeld dat de regelaar regelacties berekend voor werkpuntswijzigingen of bekende verstoringen in de toekomst. Dit biedt de mogelijkheid om de afwijkingen van de trajectorie kleiner te maken dan wanneer niet geanticipeerd wordt, zoals bij meer conventionele regelaars.

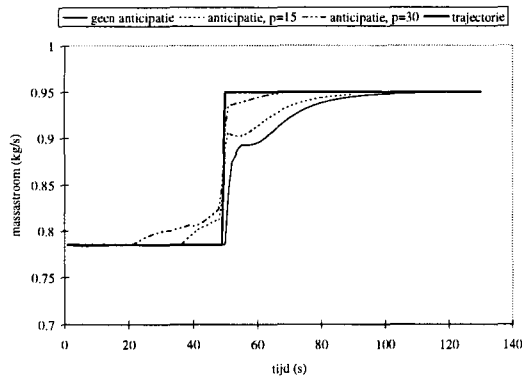
In hoofdstuk 2 is de tuning van de regelaar behandeld en vuistregels die daarbij een rol spelen. Voor de lengte van de predictie-horizon geldt dat de regeling agressiever wordt bij een langere regelhorizon. In de §5.2.1. zijn simulaties opgenomen die deze eigenschappen tonen.

Voor de lengte van de regelhorizon geldt dat de regeling agressiever wordt bij een langere regelhorizon. Een methode om dit te voorkomen is *control blocking*. Met control blocking worden de ingangen gedurende enkele tijdstappen constant gehouden. Door control blocking toe te passen wordt de regeling met een lange regelhorizon minder agressief. In §5.2.2 zijn simulaties opgenomen die deze eigenschappen laten zien.

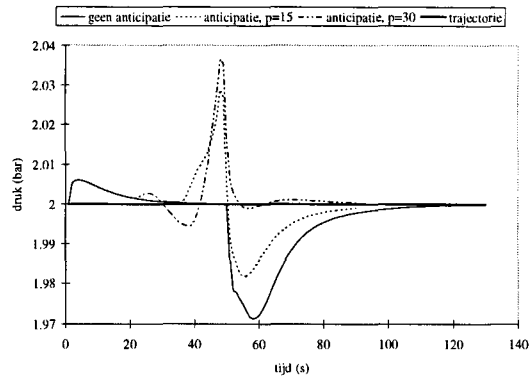
5.2.1 Simulatie: anticipatie en lengte van de predictie-horizon

In figuren 5.1 en 5.2 zijn de resultaten opgenomen van simulaties: zonder anticipatie, met anticipatie en een predictie-horizon met lengte $p = 15$ en met anticipatie en een predictie-horizon met lengte $p = 30$. De werkpuntswijziging die door de regelaar gerealiseerd moet worden luidt: Op $t = 50$ s moet de massastroom vanuit het buffervat

verhoogd worden van 0,7855 kg/s naar 0,95 kg/s terwijl de druk in het buffervat constant blijft.



Figuur 5.1: Massastroom vanuit het buffervat.



Figuur 5.2: Druk in het buffervat.

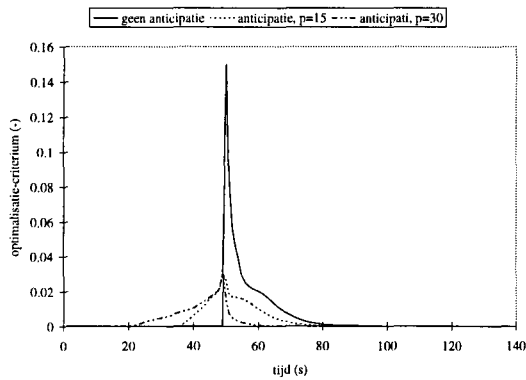
De anticiperende eigenschap van MPC laat zich het best illustreren door de responsie van de druk in het buffervat, figuur 5.2. Zonder anticipatie is er een drukval te zien op $t = 50$ s als de massastroom vanuit het buffervat verhoogd wordt, het vat ‘loopt leeg.’ Wanneer geanticipeerd wordt, wordt deze drukval ten dele voorkomen door vóór het tijdstip $t = 50$ s een drukbuffer op te bouwen.

Er moet worden opgemerkt dat de kleine drukverhoging voor $t \in [0 \text{ s}, 20 \text{ s}]$ wordt veroorzaakt doordat de waarden van de grootheden in het werkpunt niet in voldoende decimalen kunnen worden ingevoerd. Het model is niet in evenwicht.

Door de lengte van de predictie-horizon te vergroten wordt er eerder geanticipeerd. In figuur 5.1 is te zien dat de responsies van de massastroom vanuit het buffervat met een predictie-horizon met lengte $p = 15$ en $p = 30$, precies 15 s respectievelijk 30 s voor $t = 50$ s regelacties ondernemen.

Het gevolg van een langere predictie-horizon is dat de drukbuffer groter gemaakt kan worden en de afwijking van de druk in het buffervat kleiner wordt. Dit wordt veroorzaakt doordat meer tijd beschikbaar is om de buffer te realiseren en niet specifiek door een agressievere regelaar. De vuistregel wat betreft lengte van de predictie-horizon en agressiviteit van de regelaar kan hier niet bevestigd worden.

De prestatie van de regelaar wordt bepaald door het bijdragen aan het optimalisatie-criterium van de gerealiseerde regeling uit te zetten tegen de tijd. Het oppervlak onder de curven is een maat voor de grootte van het optimalisatie-criterium van de gerealiseerde regeling. Zie figuur 5.3.



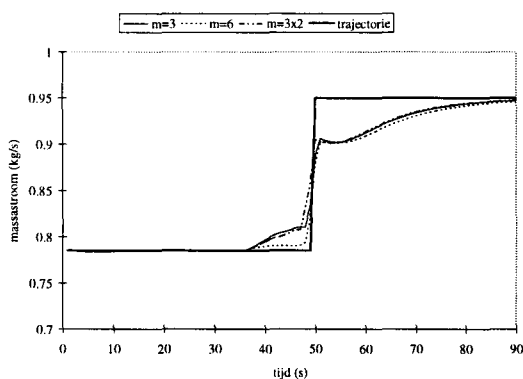
Figuur 5.3: Het optimalisatie-criterium van de verschillende regelingen.

In de figuur is de verbetering in prestatie van de regelaar door anticipatie duidelijk te zien. Met anticipatie en vergroting van de lengte van de predictie-horizon wordt het oppervlak onder de curven kleiner en dus de prestatie van de regelaar beter. In de figuur is tevens te zien dat door te anticiperen de afwijking tussen uitgang en trajectorie verspreid wordt over een interval voor en na $t = 50$ s.

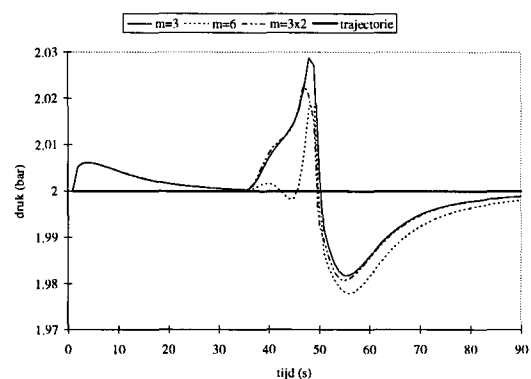
De figuur wordt berekend door op elke tijdstap de afwijking van de uitgangen ten opzichte van de trajectorie te bepalen en de ingangverschillen. Met deze waarden en de weegmatrices wordt de bijdrage aan het optimalisatie-criterium bepaald, zie vergelijking 2.1.

5.2.2 Simulatie: lengte van de regelhorizon en control blocking

In de onderstaande simulaties is dezelfde werkpuntswijziging voorgeschreven als in de vorige simulaties. In de figuren 5.4 en 5.5 zijn de responsies opgenomen van simulaties: met een regelhorizon met lengte 3, een regelhorizon met lengte 6 en een regelhorizon met lengte 6 waarbij control blocking is toegepast. Deze regelhorizon bestaat uit 3 blokken met een lengte van 2 tijdstappen.



Figuur 5.4: Massastroom vanuit het buffervat.



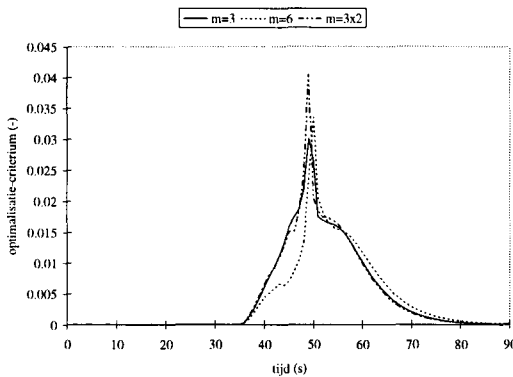
Figuur 5.5: Druk in het buffervat.

In de figuur 5.4 is te zien dat de regeling met lengte van de regelhorizon $m = 6$ de trajectorie voor de massastroom vanuit het buffervat voor het tijdstip $t = 50$ s beter volgt. Dit geldt ook voor de druk in het buffervat, zie figuur 5.5. Op $t = 50$ s wordt de druk feller opgebouwd. Na het tijdstip $t = 50$ s volgt de regeling de trajectorie voor druk vanuit het buffervat minder goed.

De regeling met een langere regelhorizon is dus agressiever en heeft als gevolg dat de regeling na $t = 50$ minder voldoet.

De regeling waarbij control blocking wordt toegepast, is vrijwel identiek aan de regeling met een regelhorizon met lengte $m = 3$ zonder control blocking.

Om de prestatie van de verschillende regelaars te vergelijken zijn de bijdragen aan het optimalisatie-criterium uitgezet tegen de tijd. Zie figuur 5.6.



Figuur 5.6: Het optimalisatie-criterium van de verschillende regelingen.

In de figuur is te zien dat de regeling met een lengte van de regelhorizon $m = 6$ vóór $t = 50$ s beter voldoet. De optimalisatie-criteria met control blocking en met een lengte van de regelhorizon $m = 3$ zijn vrijwel identiek. Met control blocking ontstaat echter een hogere piek op $t = 50$ s. Deze wordt veroorzaakt door krachtiger regelacties.

De regeling met een langere regelhorizon is agressiever. Dit komt overeen met de vuistregels van [MOR91] en [MEU95]. Control blocking is ten opzichte van de regeling met een regelhorizon met lengte $m = 6$ slomer. Het is echter geen beter alternatief voor de regeling met een lengte van de regelhorizon $m = 3$.

In het vervolg geldt voor de lengte van de predictie- en regelhorizon: $p = 15$ en $m = 3$.

5.3. Beperken van de hoeveelheid afgeblazen massastroom

In §3.4.1 is besproken dat door gebruik van het MPC optimalisatie-criterium de regelaar de neiging kan hebben om ongewenste ingangen te gebruiken, bijvoorbeeld de afblaaskleppen. Om overmatig gebruik van de afblaaskleppen te beperken kunnen 3 methoden gebruikt worden:

1. Een trajectorie verbinden aan de hoeveelheid afgeblazen massastroom.
2. Het gebruik van de afblaaskleppen verminderen middels het verhogen van de weegfactoren.
3. Een soft-constraint zetten op de hoeveelheid afgeblazen massastroom.

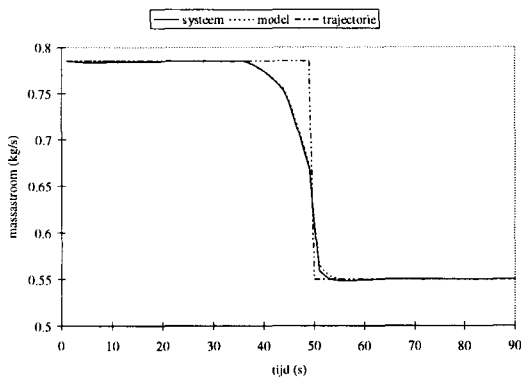
In deze paragraaf worden deze ideeën getest op bruikbaarheid. Allereerst wordt een simulatie uitgevoerd die moet dienen als referentie. In deze simulatie is te zien dat de afblaasklep gebruikt wordt om een massastroomverlaging te realiseren. Vervolgens worden simulaties gedaan waar de strategieën achtereenvolgens geïmplementeerd zijn. Tenslotte wordt er een waarde-oordeel uitgesproken over de bruikbaarheid van de afzonderlijke ideeën.

5.3.1 Simulatie: referentie

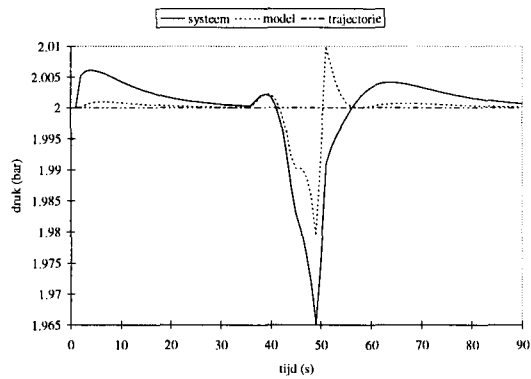
Op $t = 50$ s wordt een werkpuntswijziging doorgevoerd, de massastroom vanuit het buffervat wordt verlaagd van 0,7855 kg/s naar 0,55 kg/s terwijl de druk constant blijft op 2 bar. Zie figuren 5.7 tot en met 5.13.

De uitgangen berekend met het niet-lineaire model, ofwel het *systeem*, worden weergegeven door de getrokken lijn. De uitgangen berekend met het lineaire model, ofwel het *model*, worden weergegeven door de stippellijn. De trajectories zijn in de figuren opgenomen door middel van een streep-stippellijn.

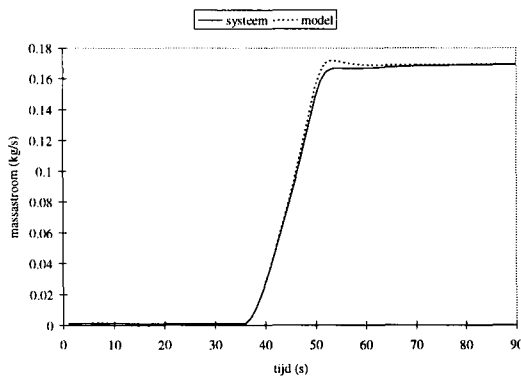
In de figuren waar ingangen in opgenomen zijn geldt: ingangen van compressor 1 worden door de getrokken lijn weergegeven, van compressor 2 door de stippellijn. De enige uitzondering vormt de klepstand van de smoorklep van het buffervat, deze wordt weergegeven in de figuur met de klepstanden van de overige smoorkleppen door een streep-stippellijn. Deze hier beschreven verklaring van de lijnen blijft de rest van dit verslag geldig, tenzij anders vermeld.



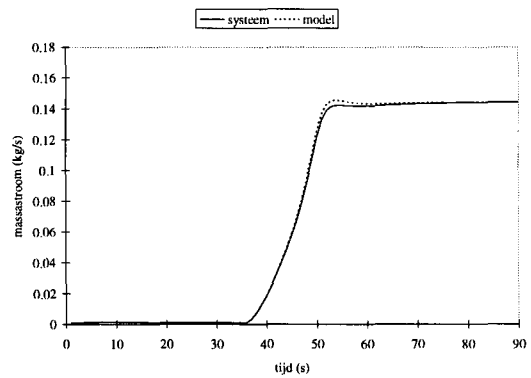
Figuur 5.7: Massastroom vanuit het buffervat.



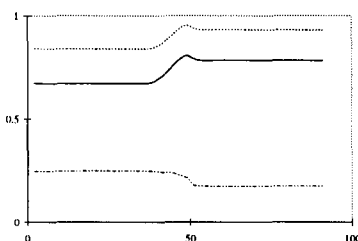
Figuur 5.8: Druk in het buffervat.



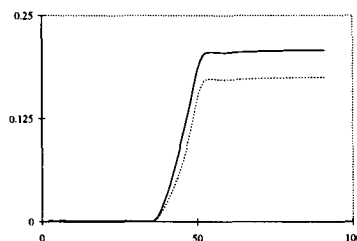
Figuur 5.9: Afgeblazen massastroom compressor 1.



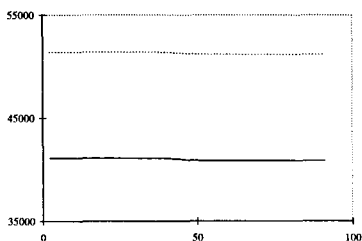
Figuur 5.10: Afgeblazen massastroom compressor 2.



Figuur 5.11: Klepstanden smoorkleppen.



Figuur 5.12: Klepstanden afblaaskleppen.



Figuur 5.13: Toegevoerde vermogen.

In de figuren is te zien dat de regelaar de gewenste trajectorie realiseert door de afblaaskleppen open te zetten. Een gevolg daarvan is dat de druk in de beide plenums daalt, wat een verlaging van de massastroom door de beide smookkleppen als gevolg heeft. Om deze daling voor het tijdstip $t = 50$ s enigszins op te vangen zet de regelaar de smookkleppen open zodat bij de lagere druk in de plenums toch nog massastroom naar het buffervat gaat. Door de smookklep van het buffervat dicht te draaien, daalt de massastroom vanuit het buffervat naar de gewenste waarde. Een gevolg van de vermindering van massastroom vanuit het buffervat, is dat nu meer massastroom in het vat komt dan eruit stroomt en de druk dientengevolge naar de gewenste waarde stijgt.

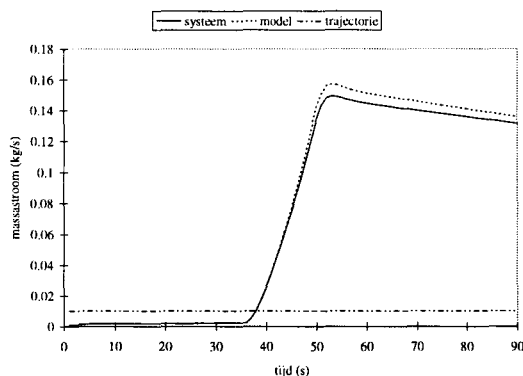
De afwijkingen tussen systeem- en modeluitgangen wordt weggefilterd. Dit gebeurt echter met een tamelijk kleine filterconstante zodat door de systeem- en modeluitgangen te vergelijken toch een uitspraak te doen is over de kwaliteit van het model.

In figuren is te zien dat het model de responsie van het systeem voor de massastromen goed kan volgen. Het model voor de druk heeft echter afwijkingen die door het filter verwijderd worden. Blijkbaar is de responsie van de druk te snel voor het lineaire model om goed te kunnen volgen.

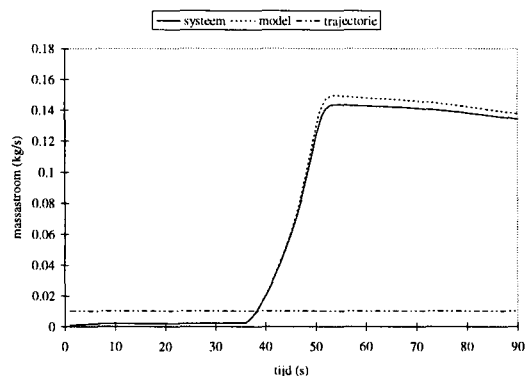
Deze simulatie dient als referentie-simulatie in §5.5.2.

5.3.2 Simulatie: gewenste waarde voor de afgeblazen massastroom

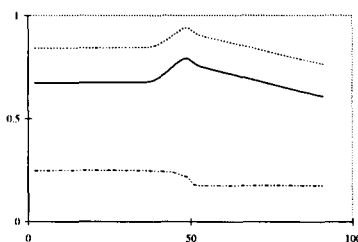
Door de hoeveelheid afgeblazen massastroom op te nemen in het gewenste werkpunt zou het mogelijk moeten zijn te voorkomen dat er overbodig veel wordt afgeblazen. In figuren 5.14 tot en met 5.20 zijn de resultaten van de simulatie te zien waarbij voor de hoeveelheid afgeblazen massastroom een gewenste waarde van 0,01 kg/s geldt, met weegfactor 0,01.



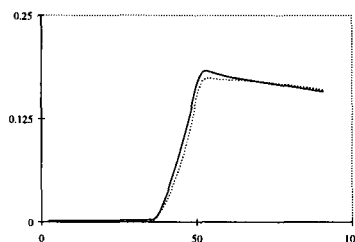
Figuur 5.14: Afgeblazen massastroom compressor 1.



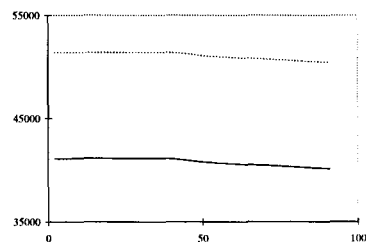
Figuur 5.15: Afgeblazen massastroom compressor 2.



Figuur 5.16: Klepstanden smookkleppen.



Figuur 5.17: Klepstanden afblaaskleppen.



Figuur 5.18: Toegevoerde vermogen.

In de figuren zijn niet de responsies van de massastroom vanuit en de druk in het buffervat meegenomen omdat deze vrijwel identiek zijn met de referentie-simulatie.

In de figuren is te zien dat de hoeveelheid afgeblazen massastroom weliswaar iets vermindert ten opzichte van de referentie-simulatie, maar de regelaar pas na $t = 50$ s regelacties onderneemt om de terug te keren naar de gewenste waarde van de hoeveelheid afgeblazen massastroom. Doordat de afgeblazen massastroom langzaam afneemt, moet de massastroom door de compressor ook afnemen. Dit wordt gerealiseerd door het toegevoerde vermogen te laten afnemen.

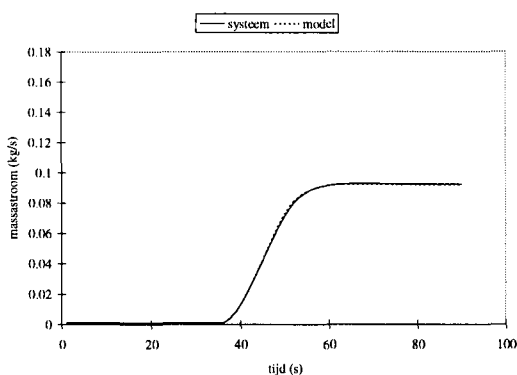
Het model kan de responsie van het systeem in deze simulatie goed volgen. Het model van de druk in het buffervat is echter vergelijkbaar met de situatie in de referentie-simulatie.

De regelaar stuurt de afgeblazen massastromen zeer langzaam terug naar de gewenste waarde. Dit is een gevolg van de kleine weegfactor van 0,01 ten opzichte van de andere weegfactoren die allen een waarde 1 hebben. Bij een zwaardere weging wordt de regeling echter *infeasible* of onhaalbaar. De regelaar kan onmogelijk de massastroom vanuit het buffervat verlagen zonder een gedeelte af te blazen.

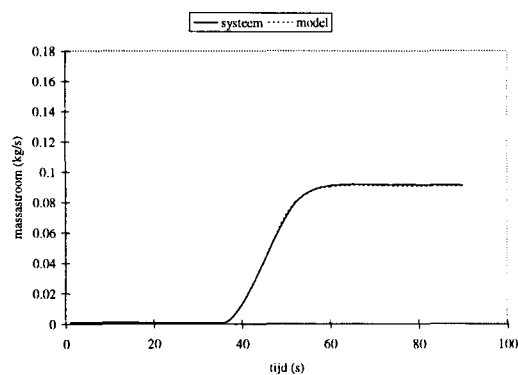
Het voordeel van deze oplossing is dat de afblaaskleppen niet open blijven staan. De werkpuntswijziging wordt echter op exact dezelfde wijze bereikt, zodat het geen wezenlijke verbetering is. Het nadeel van deze aanpak is dat het principieel ongewenst is om een constante waarde voor de hoeveelheid afgeblazen massastroom vast te stellen. Deze uitgangen moeten vrij zijn om gebruikt te kunnen worden voor surgepreventie.

5.3.3 Simulatie: gebruik van de afblaaskleppen verhinderen door weging

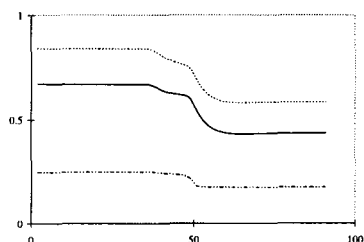
Als de weegfactoren van de afblaaskleppen worden verhoogd, zal in de oplossing van het optimalisatie-criterium minder gebruik gemaakt worden van deze kleppen. Het gevolg hiervan is dat er minder massastroom wordt afgeblazen. In figuren 5.19 tot en met 5.23 zijn de resultaten opgenomen van de simulatie. De waarde van de weegfactoren van de afblaaskleppen is 5.



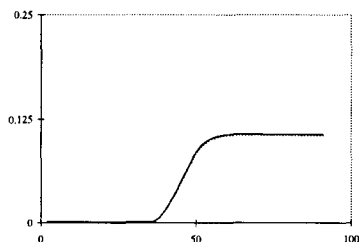
Figuur 5.19: Afgeblazen massastroom compressor 1.



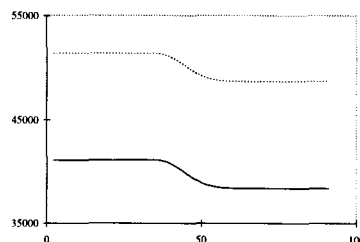
Figuur 5.20: Afgeblazen massastroom compressor 2.



Figuur 5.21: Klepstanden smoorkleppen.



Figuur 5.22: Klepstanden afblaaskleppen.



Figuur 5.23: Toegevoerde vermogen.

De responsies van de massastroom vanuit en de druk in het buffervat zijn wederom niet in een figuur opgenomen, daar ze niet wezenlijk verschillen van de referentie-simulatie.

In de figuur 5.22 is te zien dat de afblaaskleppen veel langzamer en niet zo ver geopend worden als in de referentie-simulatie. Een gevolg hiervan is dat in tegenstelling met de referentie, de druk in de beide plenums niet zo veel verminderd en dat de smoorkleppen dicht moeten worden gezet om een verlaging van de massastroom te veroorzaken. Een ander gevolg van de vermindering in de hoeveelheid afgeblazen massastroom is dat de massastroom door de compressor moet afnemen. Dit wordt bereikt door het toegevoerde vermogen te verminderen.

In deze simulatie wordt duidelijk dat de regelaar met verschillende ingangen dezelfde trajectorie kan realiseren als in de referentie-simulatie.

De beschreven methode geeft het verwachtte resultaat. De hoeveelheid afgeblazen massastroom wordt verminderd en een gunstige bijwerking is dat het toegevoerde vermogen afneemt. Een nadeel van de methode is dat de afblaaskleppen door de hoge weegfactor minder snel reageren. Dit is van belang omdat de kleppen ook gebruikt worden voor surge-preventie. Om surge te kunnen voorkomen moeten de kleppen snel reageren. Met de bovenstaande methode wordt dat bemoeilijkt.

5.3.4 Afblazen beperken met een soft-constraint

Door een soft-constraint te zetten op de hoeveelheid afgeblazen lucht zou onnodig gebruik voorkomen kunnen worden. Als het noodzakelijk is kan de constraint genegeerd worden en afblazen wordt vermeden wanneer een alternatief werkpunt mogelijk is. Deze methode wordt niet toegelicht in een simulatie omdat de methode met de huidige implementatie van soft-constraints niet voldoet.

Om het werkpunt van de referentie-simulatie te bereiken laat de regelaar de soft-constraint los. Na het bereiken van het werkpunt worden er echter geen regelacties berekend om aan de constraint te kunnen voldoen.

In de nieuwste versie van PRIMACS is dit probleem opgelost door de overschrijding van een constraint als uitgang op te nemen in het optimalisatie-criterium. De verwachting is dat het resultaat te vergelijken is met de simulatie in §5.3.2. Na het bereiken van het werkpunt worden regelacties berekend om aan de constraint te voldoen.

Op grond van de hier gepresenteerde resultaten voldoet de methode waarbij voor de hoeveelheid afgeblazen massastroom een gewenste waarde geldt het best. De snelheid van de afblaaskleppen wordt niet vertraagd en de afgeblazen massastroom wordt beperkt. Op dit moment is echter niet vast te stellen of hoe de responsie is met de nieuwe implementatie van de soft-constraint.

5.4 Preventie van surge

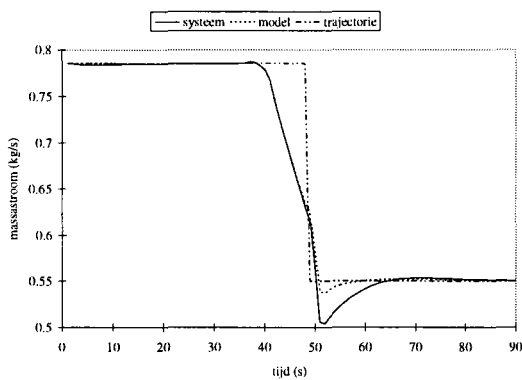
Surge is een verschijnsel dat grote schade aan de interne onderdelen van de compressor kan veroorzaken. In §3.4.2 is een strategie besproken om surge te voorkomen. Door een constraint te zetten op de uitgang *DEVSurge*, een maat voor de afstand tot de surge-lijn, wordt voorkomen dat de compressor in surge raakt.

De definitie van *DEVSurge* uit §3.4.2 houdt in dat de compressor in surge raakt als *DEVSurge* de waarde 1 heeft. Doordat het model te beperkt is kan surge niet gesimuleerd worden. Om de strategie voor surge-preventie te testen, worden 2 simulaties met elkaar vergeleken. Allereerst wordt een werkpuntwijziging opgelegd die het werkpunt van de compressoren richting de surge-lijn beweegt. Vervolgens wordt vastgesteld wat de grootste waarde is van de uitgang *DEVSurge*. In een volgende simulatie wordt dezelfde werkpuntwijziging opgelegd maar nu met een constraint op de uitgang *DEVSurge* met een waarde kleiner dan de grootste waarde uit de vorige simulatie. Op deze wijze zijn alternatieve regelacties om de constraint te ontwijken te herkennen.

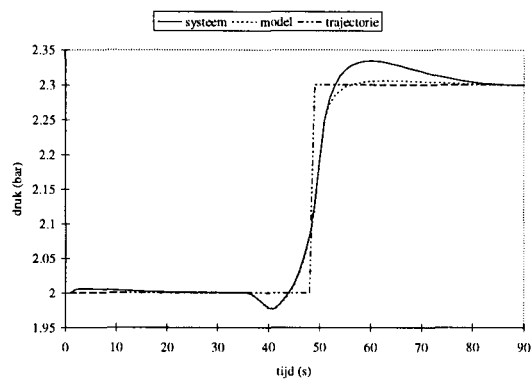
In beide simulaties worden de uitgangen *DEVSurge* gefilterd. De uitgangen zijn in de realiteit weliswaar niet direct te meten, maar er wordt aangenomen dat de uitgangen reconstrueerbaar zijn. De filterconstanten zijn 0,1.

5.4.1 Simulatie: referentie

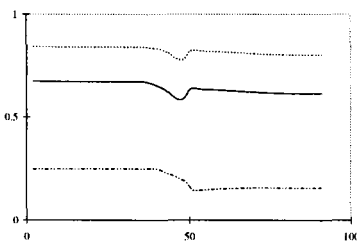
Op het tijdstip $t = 50$ s wordt een werkpuntwijziging doorgevoerd, de massastroom vanuit het buffervat wordt verlaagd van 0,7855 kg/s naar 0,55 kg/s terwijl de druk in het buffervat verhoogd wordt van 2 bar naar 2,3 bar. Zie figuren 5.24 tot en met 5.28.



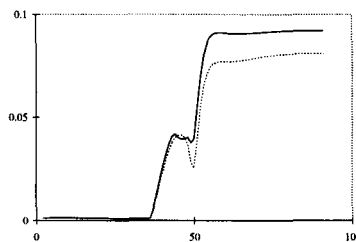
Figuur 5.24: Massastroom vanuit het buffervat.



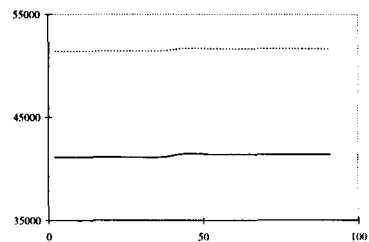
Figuur 5.25: Druk in het buffervat.



Figuur 5.26: Klepstanden smoorkleppen.



Figuur 5.27: Klepstanden afblaaskleppen.

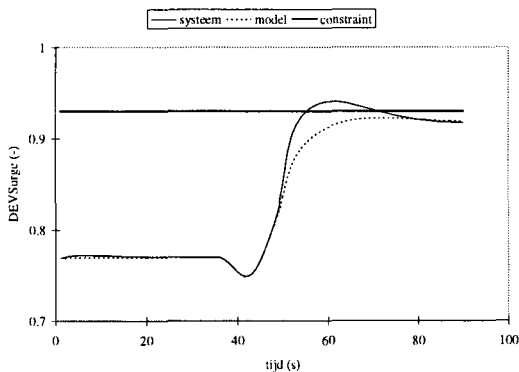


Figuur 5.28: Toegevoerde vermogen.

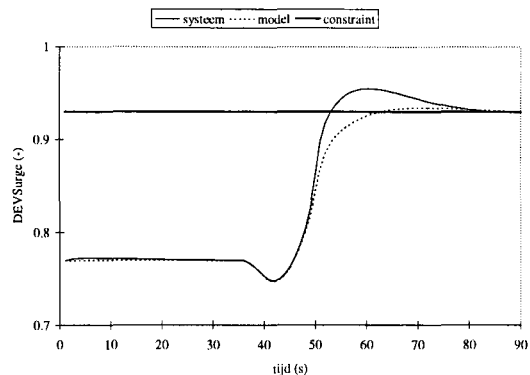
In de figuren 5.26 tot en met 5.28 is te zien dat de werkpuntswijziging geheel gerealiseerd kan worden door klepstanden te wijzigen. Vanaf $t = 40$ s worden de smookkleppen van beide compressoren dicht gezet. Dit heeft tot gevolg dat de drukken in de beide plenums stijgen. Een deel van de massastroom die nu niet naar de compressor gaat, wordt afgeblazen. Dit is af te lezen aan de verhoging van de klepstanden van de afblaaskleppen in figuur 5.27. De drukken in beide plenums worden verhoogd, zodat als de smookklep van het buffervat dicht wordt gezet de massastroom vanuit het buffervat afneemt en gelijktijdig de druk in het vat stijgt naar de gewenste waarde. Zie figuren 5.24 en 5.25.

Het model kan het systeem in deze simulatie goed volgen.

In figuren 5.29 en 5.30 zijn de grootheden *DEVSurge* uitgezet tegen de tijd.



Figuur 5.29: *DEVSurge* van compressor 1.



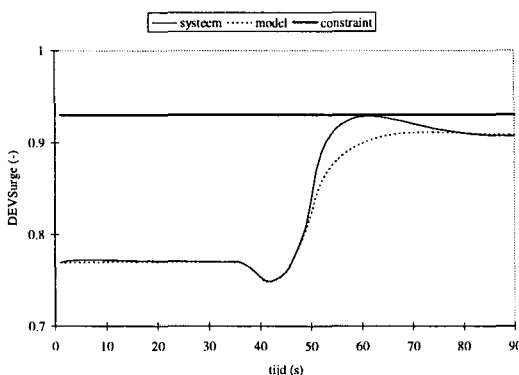
Figuur 5.30: *DEVSurge* van compressor 2.

In beide figuren is een lijn opgenomen op $DEVSurge = 0,93$, deze geldt nog niet als constraint.

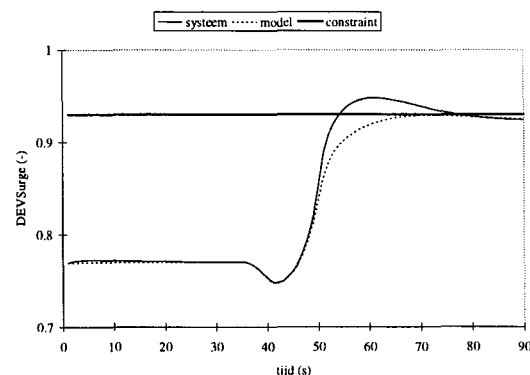
Wanneer de maximumconstraint van *DEVSurge* niet op 1 maar op 0,93 zou liggen, zou zowel het systeem als het model van compressor 2 de constraint overschrijden. Dit wordt in de volgende simulatie getest.

5.4.2 Simulatie: constraint *DEVSurge* = 0,93

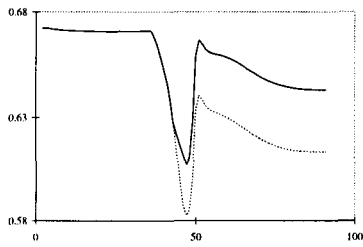
In deze simulatie wordt dezelfde werkpuntswijziging doorgevoerd, echter met een maximumconstraint op *DEVSurge* met een waarde 0,93. Zie figuren 5.31 tot en met 5.38.



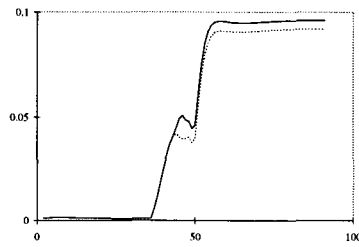
Figuur 5.31: *DEVSurge* van compressor 1.



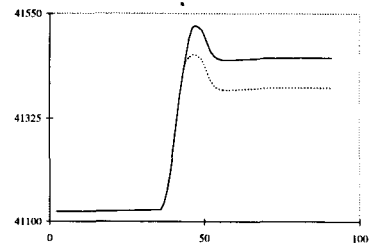
Figuur 5.32: *DEVSurge* van compressor 2.



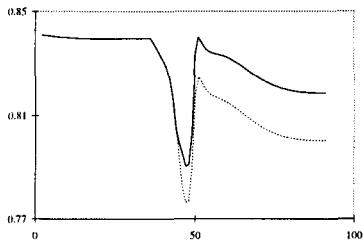
Figuur 5.33: Klepstanden smoorkleppen compressor 1.



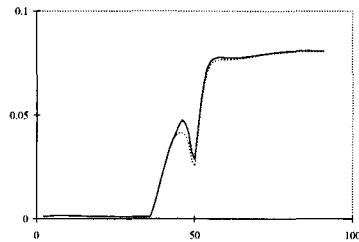
Figuur 5.34: Klepstanden afblaaskleppen compressor 1.



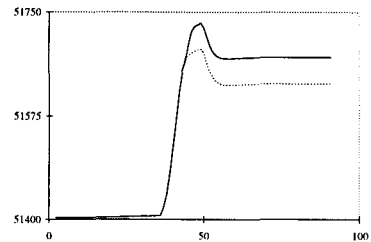
Figuur 5.35: Toegevoerde vermogen compressor 1.



Figuur 5.36: Klepstanden smoorkleppen compressor 2.



Figuur 5.37: Klepstanden afblaaskleppen compressor 2.



Figuur 5.38: Toegevoerde vermogen compressor 2.

In de figuren 5.33 tot en met 5.38 worden de ingangen van simulatie met en zonder constraint met elkaar vergeleken. De ingangen van de simulatie met de constraint zijn getekend als getrokken lijnen, de ingangen van de vorige simulatie, zonder constraint, zijn opgenomen als stippellijnen.

De figuren bevatten geen responsies van de massastroom vanuit, de druk in het buffervat en de klepstanden van de smoorklep na het buffervat omdat deze vrijwel identiek zijn aan de referentie-simulatie.

In figuren 5.31 en 5.32 is te zien dat het model van beide compressoren voldoet aan de constraint. Het systeem van compressor 1 voldoet ook, maar van compressor 2 niet.

De keuze van de ingangen is tot en met het tijdstip $t = 42$ s geheel identiek, vanaf dat moment voorspelt de regelaar de constraint overschrijding. Het gevolg is dat de smoorkleppen van beide compressoren langzamer dichtgaan en op een hogere waarde constant blijven, dit geldt in mindere mate ook voor de afblaaskleppen. Tevens wordt er meer vermogen aan de compressoren toegevoerd. Al deze wijzigingen van de ingangen hebben als gevolg dat er meer massastroom door de compressoren blijft stromen dan bij de referentie-simulatie en dat surge wordt afgewend. De regeling is echter niet voldoende omdat het niet-lineaire model van compressor 2, het systeem, de constraint tijdelijk overschrijd. Door de werkpuntwijziging, in plaats van een stap, meer geleidelijk te laten verlopen kan dit voorkomen worden.

Het is opvallend dat de regelaar voornamelijk de smoorkleppen gebruikt om surge te voorkomen. Het zou meer logisch zijn om de afblaaskleppen voor dit doel te gebruiken. Bij deze specifieke werkpuntwijziging kan dit echter niet omdat door het openzetten van de afblaaskleppen de druk in de compressoren te veel zou dalen waardoor de gewenste druk in het buffervat niet bereikt kan worden.

De waarde van de constraint is niet willekeurig gekozen, als de maximumconstraint een lagere waarde heeft dan 0,93 wordt de regeling onoplosbaar. Dit heeft te maken met de specifieke keuze van de werkpuntswijziging. Dit is als volgt in te zien.

In theorie zou surge bereikt kunnen worden door de massastroom door de compressoren te verlagen tot de surge-lijn bereikt wordt. Dit is echter niet te bereiken met een trajectorie voor de massastroom vanuit het buffervat. In de vorige paragraaf is gezien dat de MPC-regeling een verlaging van de massastroom vanuit het buffervat realiseert door de afblaaskleppen open te zetten. De enige manier om surge te benaderen is door gebruik van de afblaaskleppen af te straffen. Wanneer men dit echter doet wordt de meest effectieve methode om surge te voorkomen bemoeilijkt. De werkpuntswijziging die in de voorgaande simulaties aan het systeem is opgelegd, is in wezen niet anders dan een restrictie op het gebruik van de afblaaskleppen.

Om surge-preventie te testen moet de gebruik van de afblaaskleppen vermeden worden terwijl dit de meest effectieve ingangen zijn om surge te voorkomen. Als gevolg hiervan kan de strategie om surge te voorkomen niet goed getest worden.

5.5 Load-balancing

Met load-balancing wordt de totale massastroom onder invloed van een bepaalde strategie verdeeld over het compressorstation. In §3.4.3 is vermeld dat MPC op zichzelf al load-balancing toepast. In voorgaande simulaties is gezien dat trajectories gerealiseerd worden door gebruik te maken van beide compressoren. Hoe de regeling load-balancing realiseert, is niet bekend. Dit is waarschijnlijk sterk afhankelijk van de keuze van het werkpunt. In §3.4.3 zijn 2 strategieën behandeld welke de regelaar zou kunnen gebruiken om load-balancing te realiseren:

1. gelijke afstand tot de surge-lijn
2. minimalisatie van het toegevoerde vermogen.

Voor beide strategieën is een extra uitgang aangemaakt in het model.

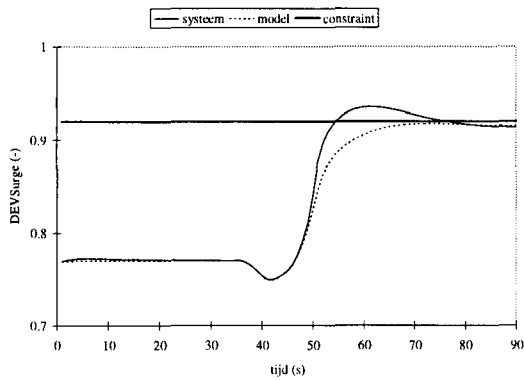
Gelijke afstand tot de surge-lijn wordt bereikt met de uitgang *DEVdif*, die het verschil beschrijft van de uitgangen *DEVSurge* van beide compressoren. Door in de trajectorie *DEVdif* gelijk aan 0 te eisen, komt het werkpunt van beide compressoren op gelijke afstand van de surge-lijn. Deze strategie wordt in bestaande regelingen toegepast en zorgt voor veiliger operatie van het compressorstation. Het voordeel blijkt vooral als de operatie wordt vergeleken met een compressorstation waarbij, afhankelijk van de eisen, de compressoren één voor één worden ingeschakeld. Dit voordeel is hier echter niet te demonstreren omdat MPC al load-balancing toepast.

Een ander voordeel van *gelijke afstand tot de surge-lijn* is dat de resulterende *DEVSurge* voor beide compressoren gelijk is aan het gemiddelde van de *DEVSurge*'s voor toepassing van de strategie. De compressor met het werkpunt het dichtst bij de surge-lijn komt op grotere afstand te liggen, dit is een veiliger situatie.

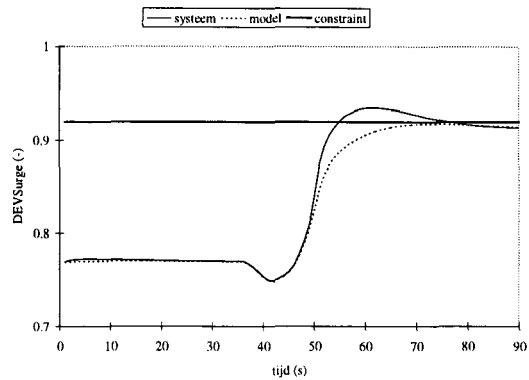
5.5.1 Simulatie: gelijke afstand tot de surge-lijn

In deze simulatie wordt dezelfde werkpuntswijziging doorgevoerd als in §5.4.2, maar in dit geval wordt een gewenste waarde 0 geëist voor de grootheid *DEVdif* met weegfactor 1. Er wordt een maximumconstraint met waarde 0,92 op *DEVSurge* gezet om aan te tonen dat dit wel mogelijk is als *gelijke afstand tot de surge-lijn* wordt toegepast.

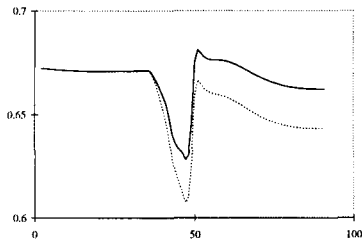
Naast de grootheden *DEVSurge* wordt ook de grootheid *DEVdif* gefilterd. De grootheid is weliswaar niet direct te meten, maar kan betrekkelijk eenvoudig gereconstrueerd worden. Zie figuren 5.67 tot en met 5.74.



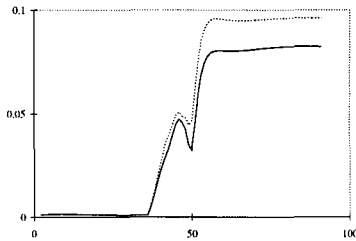
Figuur 5.67: DEVSurge van compressor 1.



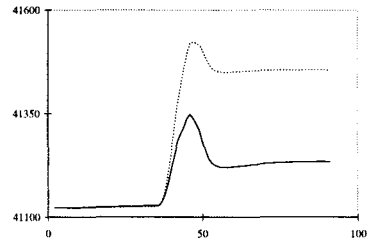
Figuur 5.68: DEVSurge van compressor 2.



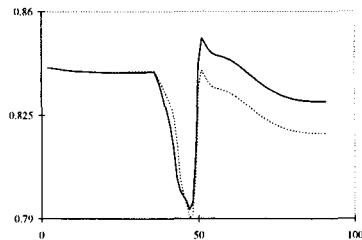
Figuur 5.69: Klepstanden smoorkleppen compressor 1.



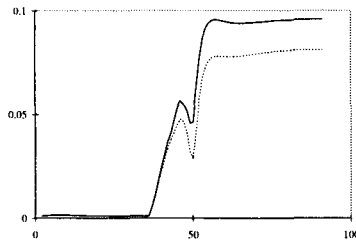
Figuur 5.70: Klepstanden afblaaskleppen compressor 1.



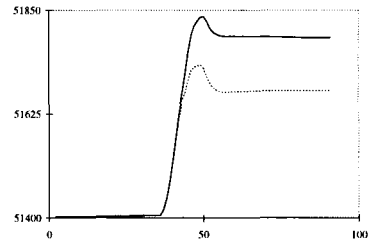
Figuur 5.71: Toegevoerde vermogen compressor 1.



Figuur 5.72: Klepstanden smoorkleppen compressor 2.



Figuur 5.73: Klepstanden afblaaskleppen compressor 2.



Figuur 5.74: Toegevoerde vermogen compressor 2.

In de figuren 5.69 tot en met 5.74 zijn alle ingangen van de simulatie met de strategie getekend als getrokken lijnen, de ingangen van de referentie-simulatie uit §5.4.2, zonder de strategie, zijn opgenomen als stippellijnen.

De figuren bevatten geen responsies van de massastroom vanuit, de druk in het buffervat en de klepstanden van de smoorklep na het buffervat omdat deze vrijwel identiek zijn aan de referentie-simulatie.

In figuur 5.67 en 5.68 is te zien dat de maximumconstraint voor *DEVSurge* met waarde 0,92 nu door de modellen van beide compressoren gehaald wordt. Dit kan omdat de afstanden tot de surge-lijn voor beide compressoren gelijk worden gehouden. De figuren zijn identiek.

Compressor 1 krijgt een werkpunt dicht bij zijn surge-lijn en compressor 2 krijgt een werkpunt verder van de surgelijn vandaan. Omdat compressor 2 verder van de surge-lijn ligt, kan de constraint door beide gehaald worden.

De keuze van de werkpuntwijziging en de vorm zijn wederom de reden dat de systemen niet aan de constraint voldoen.

In figuren 5.69 en 5.74 is te zien dat hetzelfde verloop van de ingangen wordt gekozen om aan de constraint te voldoen. Er is echter een duidelijke verdeling te zien. Compressor 1 blaast vergeleken met de vorige simulatie minder af en er wordt minder vermogen aan toegevoerd en compressor 2 blaast meer af en er wordt meer vermogen aan toegevoerd. Door implementatie van de strategie wordt naast een gemiddeld grotere afstand tot de surge-lijn ook de massastroom dusdanig verdeeld dat de compressor met de grootste capaciteit het zwaarst belast wordt.

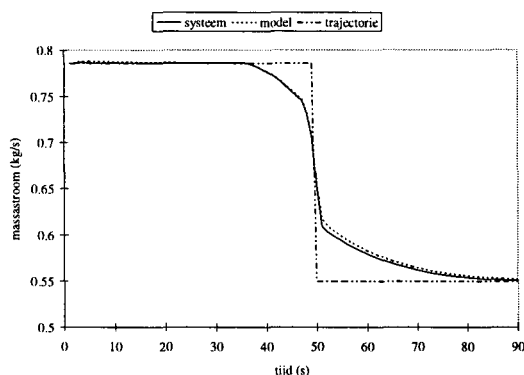
Minimalisatie van het toegevoerde vermogen wordt bereikt met de uitgang *DEvidpow*, die het verschil beschrijft tussen de dynamische ondergrens van het toegevoerde vermogen en de werkelijke waarde van het toegevoerde vermogen, zie §4.4.3. Door de uitgang *DEvidpow* in een trajectorie gelijk aan nul te eisen wordt het verschil zo klein mogelijk gemaakt. Deze strategie wordt toegepast om het, aan de compressoren, toegevoerde vermogen te beperken.

Een nadeel van het optimalisatie-criterium van MPC is dat het rekent met de veranderingen van ingangen. Blijft een ingang constant dan is aan het criterium voldaan. Bij ingangen als kleppen is dit zeer nuttig, omdat daar slijtage en dus kosten optreden bij het overmatig verstellen. Bij ingangen als vermogen is het nadelig. Wanneer een compressor minder massastroom hoeft te leveren, betekent dit niet automatisch dat de regeling het toegevoerde vermogen vermindert. Door toepassing van de strategie wordt dit wel afgedwongen, zoals in de volgende simulatie wordt aangetoond.

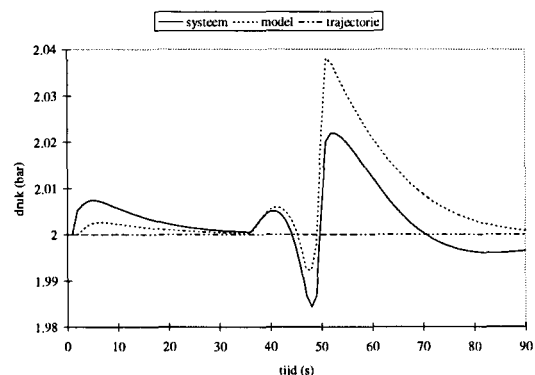
5.5.2 Simulatie: minimalisatie van het toegevoerde vermogen

In deze simulatie wordt dezelfde werkpuntwijziging doorgevoerd als in §5.3.1.

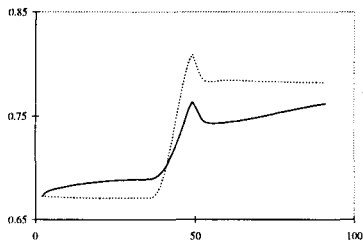
Op $t = 50$ s wordt de massastroom vanuit het buffervat verlaagd van 0,7855 kg/s naar 0,55 kg/s terwijl de druk constant blijft op 2 bar. Hier wordt echter een gewenste waarde 0 geëist voor de grootheid *DEvidpow* met weegfactor 1. De uitgang wordt tevens gefilterd, wederom is de uitgang niet direct te meten maar kan gereconstrueerd worden uit overige metingen. Ook de uitgang *DEVdif* wordt 0 geëist, zodat ook *gelijke afstand tot de surge-lijn* wordt toegepast. Zie figuren 5.75 tot en met 5.82.



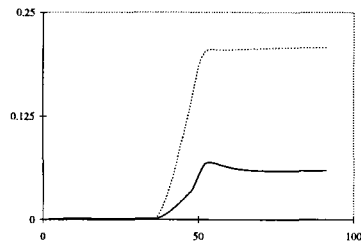
Figuur 5.75: Massastroom vanuit het buffervat.



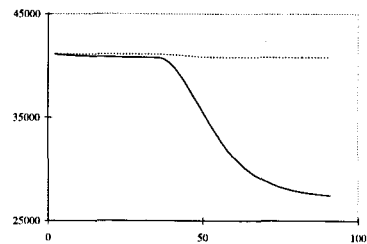
Figuur 5.76: Druk in het buffervat.



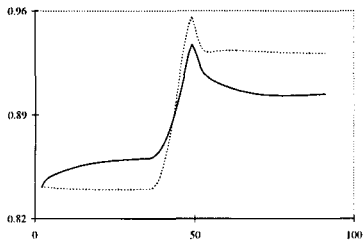
Figuur 5.77: Klepstanden smoorkleppen compressor 1.



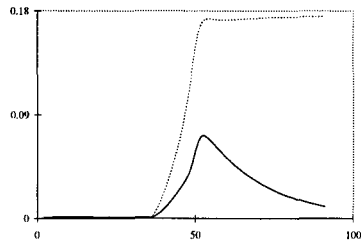
Figuur 5.78: Klepstanden afblaaskleppen compressor 1.



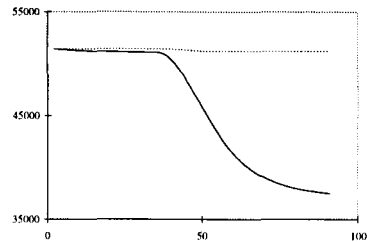
Figuur 5.79: Toegevoerde vermogen compressor 1.



Figuur 5.80: Klepstanden smoorkleppen compressor 2.



Figuur 5.81: Klepstanden afblaaskleppen compressor 2.



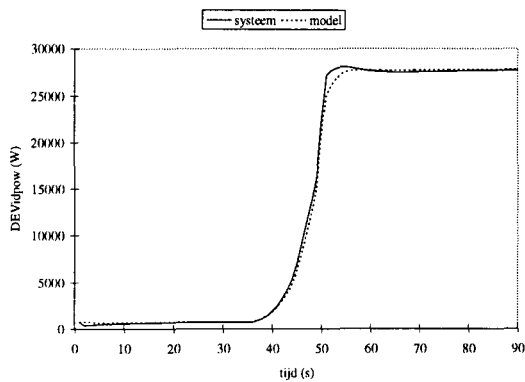
Figuur 5.82: Toegevoerde vermogen compressor 2.

In de figuren 5.77 tot en met 5.82 zijn alle ingangen van de simulatie met de strategie getekend als getrokken lijnen, de ingangen van de referentie-simulatie uit §5.3.1, zonder de strategie, zijn opgenomen als stippellijnen.

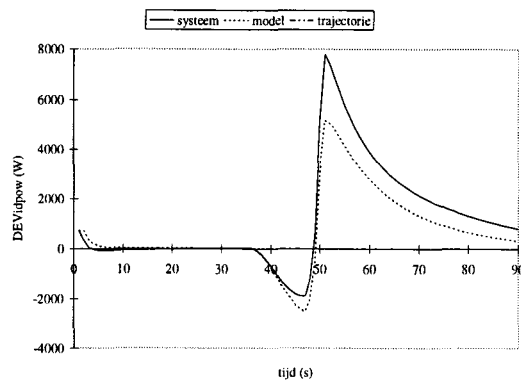
In figuren 5.75 en 5.76 is te zien dat de responsies van de massastroom vanuit en de druk in het buffervat trager verlopen dan in de referentie-simulatie.

Het model kan de responsie van de massastroom vanuit het buffervat goed volgen. De responsie van de druk is grilliger en daar voldoet het model minder goed.

In figuur 5.77 tot en met 5.82 is te zien dat ruim voor $t = 50$ s al regelacties ondernomen worden om het toegevoerde vermogen in het startpunt al gelijk te maken aan de ondergrens. De ingangen worden daarna vrijwel hetzelfde gekozen als in de referentie-simulatie om het werkpunt te bereiken. Na $t = 50$ s wordt het effect van de extra ingang duidelijk. Het toegevoerde vermogen wordt sterk verminderd. De massastroom door de compressoren neemt hierdoor dusdanig af dat van het resterende deel minder afgeblazen hoeft te worden. Dit is af te leiden uit figuren 5.78 en 5.81. De afblaaskleppen van compressor 2 gaan nagenoeg dicht terwijl de kleppen van compressor 2 na verloop van tijd constant blijven. Dit verschil wordt veroorzaakt doordat de compressoren op *gelijke afstand van de surge-lijn* moeten blijven.



Figuur 5.83: *DEVIDpow van de referentie-simulatie.*

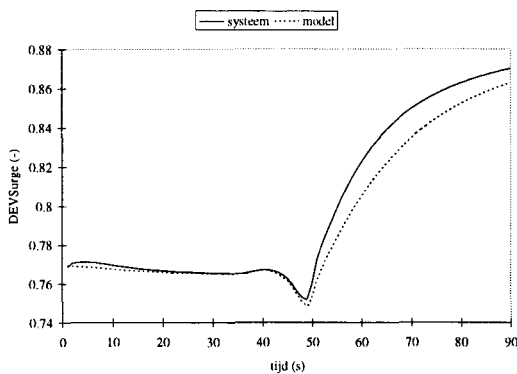


Figuur 5.84: *DEVIDpow van de simulatie met strategie.*

In figuren 5.83 en 5.84 zijn de uitgangen *DEVIDpow* uitgezet. In de figuren is de vermogensbesparing goed af te lezen.

Het model van de uitgangen kan de responsie in figuur 5.83 goed volgen. Bij implementatie van de vermogensminimalisatie is de responsie grilliger en voldoet het model minder goed.

Voor de vermindering van het toegevoerde vermogen moet wel een prijs betaald worden. De werkpunten van de compressoren liggen dichterbij de surge-lijn. Dit is op zichzelf niet bezwaarlijk zolang de surge-lijn niet overschreden wordt. Zie figuur 5.85.



Figuur 5.85: *DEVSurge van compressor 1.*

Doordat de compressoren op gelijke afstand van de surge-lijn liggen bevat het verloop van *DEVSurge* van compressor 2 geen extra informatie.

De simulatie toont aan dat door toepassing van de strategie het voornaamste doel, vermindering van het toegevoerde vermogen, overtuigend bereikt wordt. Het gaat echter ten koste van de snelheid van de responsies van de twee belangrijkste uitgangen, de massastroom vanuit en de druk in het buffervat. Daarnaast komen de werkpunten van de compressoren dichterbij de surge-lijn te liggen.

De resultaten van de load-balancing strategie: *minimalisatie van het toegevoerde vermogen* zijn sterk afhankelijk van de berekening van de ondergrens van het toegevoerde vermogen. De bepaling van het rendement van het totale systeem dat in deze berekening gebruikt wordt is zeer ad hoc. De resultaten van deze strategie vormen daarom slechts indicatie van de mogelijkheden.

Hoofdstuk 6

Conclusies en aanbevelingen

6.1 Conclusies

Het doel van dit onderzoek is de mogelijkheden van Model Predictive Control (MPC) voor compressorregeling te onderzoeken. Uit verschillende mogelijke configuraties is voor regeling van een parallel compressorstation gekozen. Daartoe is een niet-lineair model ontwikkeld dat het compressorstation beschrijft. Dit model is niet gevalideerd.

Voor gebruik in de MPC-regelaar is een linearisatie van het model gemaakt met MAPLE V. Deze methode is goed bruikbaar en eenvoudig te implementeren. De voordelen van deze aanpak blijken vooral als aanpassingen aan het model gedaan moeten worden. Er hoeft dan geen nieuwe handmatige linearisatie van het model gemaakt te worden.

Het gelineariseerde model kan het niet-lineaire model van het compressorstation goed volgen voor stappen op de ingangen van 25 %. Er is sprake van kleine afwijkingen, de tijdsconstanten lijken overeen te komen.

De modellen zijn geïmplementeerd in TNO's PRIMACS. Met lineaire closed-loop constrained MPC zijn vervolgens simulaties gedaan voor het geregelde systeem. Daaruit bleek dat het systeem de voorgestelde trajectories goed kan volgen.

De anticiperende werking van MPC is zeer goed te zien en biedt voordelen.

Daarnaast zijn de vuistregels voor de lengte van de predictie- en de regelhorizon, voorgesteld in [MEU95], getest. De vuistregels voor de regelhorizon kunnen bevestigd worden. Door de regelhorizon te verlengen wordt de regeling agressiever.

De vuistregels voor de predictie-horizon kunnen niet bevestigd worden.

De prestatie van de regelaar kan beoordeeld worden door het optimalisatie-criterium uit te zetten tegen de tijd. Op deze manier is in een oogopslag duidelijk welke van 2 mogelijke regelingen het best voldoet. Dit kan mogelijkheden bieden voor tuning van een MPC-regelaar. Door regelingen met verschillende tuningparameters te simuleren en de prestatie te vergelijken, kan de regeling geoptimaliseerd worden.

Het optimalisatie-criterium van de MPC-regelaar gebruikt de meest effectieve ingangen om een werkpuntswijziging te realiseren. Een nadeel hiervan is dat soms ongewenste ingangen gebruikt worden. Voorbeelden hiervan zijn overmatig gebruik van het toegevoerde vermogen en afblazen.

Wat betreft overmatig afblazen zijn 3 strategieën bedacht om dit probleem op te lossen. De best werkende methode is de hoeveelheid afgeblazen massastroom als uitgang mee te wegen in het optimalisatie-criterium. Dit is echter principieel ongewenst. De afblaaskleppen moeten zonder belemmering gebruikt kunnen worden om surge te voorkomen.

Het gebruik van constraints voor surge-preventie kan niet goed getest worden. De MPC-regeling zorgt er impliciet voor dat de compressoren van het compressorstation niet in surge raken, door gebruik te maken van de afblaaskleppen. Om surge te testen moeten restricties op de afblaaskleppen gezet worden, terwijl deze ingangen bij uitstek geschikt zijn om surge te voorkomen.

Zo wordt kan geen goed beeld gevormd worden van de mogelijkheden van surge-preventie met MPC.

Op grond van deze conclusie wat betreft afblazen rijst de vraag of bij MPC-regeling van een compressorstation de afblaaskleppen niet buiten de regeling gehouden moeten worden. Hier wordt in de aanbevelingen op terug gekomen.

Load-balancing is goed te realiseren met MPC. Het criterium waar het compressorstation aan moet voldoen, wordt vertaald naar een extra uitgang van het model. Met gewenste waarden voor of constraints op deze extra uitgangen wordt load-balancing bereikt.

De beide load-balancing strategieën die in dit onderzoek aan de orde komen voldoen aan de verwachtingen.

Gelijke afstand tot de surge-lijn heeft een veiliger operatie van het compressorstation als gevolg. De compressoren liggen, bij deze strategie, gemiddeld op grotere afstand van de surge-lijn en de last wordt zodanig over de compressoren verdeeld dat de compressor met de grootste capaciteit het zwaarst wordt belast.

Minimalisatie van het toegevoerde vermogen heeft een aanzienlijke daling van het toegevoerde vermogen als gevolg. Hierbij moet opgemerkt worden dat de ondergrens voor het toegevoerde vermogen die in deze strategie is gebruikt, zeer eenvoudig is vastgesteld. De invloed van bijvoorbeeld het rendement van de totale systeem is niet duidelijk. Deze strategie geeft om die redenen slechts een idee van de mogelijkheden van compressorregeling met MPC.

6.2 Aanbevelingen

De resultaten van dit onderzoek zijn behaald met een zeer eenvoudig model van het compressorstation. Uitbreiding van het niet-lineaire model kan een meer realistisch beeld geven van de mogelijkheden van de MPC-regeling.

Het model dat de MPC-regelaar gebruikt om voorspellingen te doen kan weer een linearisatie van dat niet-lineaire model zijn.

Daarnaast is in dit onderzoek slechts lineaire MPC gebruikt. Inmiddels is het mogelijk om niet-lineaire MPC toe te passen door herhaald te lineariseren [VRO97]. Voordeel hiervan is dat de regeling een beter model ter beschikking heeft om de voorspelling te bepalen. Dit lijkt voordelen te bieden voor surge-preventie met constraints.

De MPC-regeling voldoet voor ‘setpoint-tracking’, het volgen van een voorgestelde trajectorie. Naast setpoint-tracking is het interessant te zien hoe de regeling presteert als er verstoringen aanwezig zijn. In dit geval is te denken aan een verstoringpatroon over een bepaalde tijd. Bijvoorbeeld onregelmatig gebruik van een persluchtinstallatie over een dag.

Als verstoringen in het model geïntroduceerd worden is het aan te bevelen het eerste orde filter te vervangen door een Kalman filter.

In het onderzoek zijn mogelijkheden van compressorregeling bepaald met één mogelijke configuratie. Andere configuraties hebben waarschijnlijk andere mogelijkheden. Het lijkt zeker de moeite waard andere configuraties uit te proberen. Een basismodel voor een compressor is al afgeleid zodat uitbreiding naar een andere configuratie niet veel tijd lijkt te kosten.

Bij regeling van een compressorstation wordt vaak een minimale druk aan de uitlaatzijde gewenst. In onderzoek is steevast met trajectories gewerkt. Het echter mogelijk de druk slechts met een minimum- en maximum constraint te begrenzen. De druk kan dan vrij variëren tussen de constraints.

Tenslotte is uit het onderzoek naar voren gekomen dat MPC-regeling van het compressorstation op werkniveau nadelen heeft. Dit uit zich vooral in overmatig gebruik van de afblaaskleppen. Het lijkt mogelijk de regeling te splitsen in 2 niveau's. Op het bovenste niveau kunnen met MPC te werkpunten van de afzonderlijke compressoren bepaald worden. Op lager niveau kunnen de werkpunten gerealiseerd en surge voorkomen worden. De voordelen van MPC wat betreft anticipatie blijven op deze manier waarschijnlijk behouden terwijl nadelige effecten zoals overmatig afblazen voorkomen kunnen worden.

Literatuurlijst

- [BOS85] G.A. Bos, *Pompen en Compressoren*, Wolters-Noordhoff, 1985
- [BOT91] K.K. Botros, P.J. Campbell, B.B. Mah, Dynamic Simulation of Compressor Station Operation Including Centrifugal Compressor and Gas Turbine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **113** pp. 300-311, april 1991
- [DUS76] J.L. Dussourd, G.W. Pfannebecker and S.K. Singhania, Considerations for the Control of Surge in Dynamic Compressors Using Close Coupled Resistances, *Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge*, pp. 1-28, maart 1976
- [ESS95a] H.A. van Essen, Centrifugal compressor; principles of operation and control, *TUE rapport*, augustus 1995
- [ESS95b] H.A. van Essen, Model Predictive Control (MPC); Report on basic principles and algorithms, *TUE rapport*, november 1995
- [ESS95c] H.A. van Essen, Compressor modelling and control, *TUE rapport WOC-WET 95.056*, december 1995
- [GRE76a] E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors; part 1: Theoretical compression system model, *Journal of Engineering for Power*, **98**, pp. 190-198, april 1976
- [GRE76b] E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors; part 2: Experimental Results and Comparison with Theory, *Journal of Engineering for Power*, **98**, pp. 199-217, april 1976
- [MEU95] F. van der Meulen, Toepassing van model predictive control op een thermisch hydraulisch proefproces, *TUE afstudeerverslag NR1928*, december 1995
- [MOR91] M.Morari, C.E. Garcia, J.H. Lee en D.M. Prett, *Model Predictive Control*, Prentice-Hall, 1991 (nog te verschijnen)
- [MUS93] K.R. Muske and J.B. Rawlings, Model predictive control with linear models, *AIChE Journal*, **39**, pp. 262-287, 1993

- [NIS82] A. Eli Nisenfeld, Centifugal Compressors; Principles of Operations and Control, *Monograph series/ Instrument Society of America, no. 3, 1982*
- [PEE95] J.J.F.A. Peeters, The behavior of a MPC controller and the implementation in PRIMACS, *TUE afstudeerverslag, 1995*
- [SAT96] I.H.G. Satter, Model Predictive Control (MPC) in de PRIMACS-omgeving; een toepassing op centrifugaal compressoren, *LUW afstudeerverslag, augustus 1996*
- [STE84] George Stephanopoulos, Chemical Proces Control; An Introduction to Theory and Practice, *Prentice-Hall, 1984*
- [VEG90] John van de Vegte, Feedback Control Systems, *Prentice-Hall, 1990*
- [VRO97] B. G. Vroemen, Model Predictive Control of a Gas Turbine installation, *TUE afstudeerverslag, januari 1997*

Symbolenlijst

In deze symbolenlijst de symbolen opgenomen die betrekking hebben op het model van het compressorstation. De indices van grootheden van beide compressoren zijn weggelaten.

A_C	doorsnede van de leiding tussen de actuator disk en het plenum [m^2]
C_p	warmtecapaciteit van lucht bij constante druk [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
C_{ss}	druk na compressie uit de compressorkarakteristiek [bar]
$DEVdif$	verschil tussen <i>afstanden tot de surge-lijn</i> van beide compressoren [-]
$DEVidpow$	verschil tussen het toegevoerde vermogen en de ondergrens [W]
$DEVSurge$	maat voor de afstand tot de surge-lijn [-]
η_c	rendement van de compressor [-]
η_s	schatting van het rendement van het compressorstation [-]
γ	verhouding van C_p en C_v . [-]
I	traagheidsmoment van de impeller [$kg\ m^2$]
KvA_{max}	maximale Kv -waarde van de afblaasklep [$m^3\ hr^{-1}$]
KvS_{max}	maximale Kv -waarde van de smoorklep [$m^3\ hr^{-1}$]
L_C	lengte van de leiding tussen de actuator disk en het plenum [m]
\dot{m}_A	massastroom door de afblaasklep [$kg\ s^{-1}$]
\dot{m}_C	massastroom door de compressor [$kg\ s^{-1}$]
$\dot{m}_{C\ surge}$	massastroom op de surge-lijn [$kg\ s^{-1}$]
$\dot{m}_{C\ werkpunt}$	massastroom door de compressor in het werkpunt [$kg\ s^{-1}$]
\dot{m}_S	massastroom door de smoorklep [$kg\ s^{-1}$]
N	toerental van de impeller [s^{-1}]
P	toegevoerde vermogen aan de moter [W]
p_B	druk in het buffervat [bar]
p_{in}	inlaatdruk van de compressor [bar]
p_{omg}	druk van de omgeving [bar]
p_{pl}	druk in het plenum [bar]
p_{uit}	druk na de smoorklep van het buffervat [bar]
q_A	klepstand van de afblaasklep [-]
q_S	klepstand van de smoorklep [-]
R	gasconstante (lucht) [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
ρ_n	genormaliseerde dichtheid van lucht [$kg\ m^{-3}$]
T_B	temperatuur in het buffervat [K]
T_{Bc}	gecorrigeerde temperatuur in het buffervat [K]
T_{in}	inlaattemperatuur van de compressor [K]
T_{nc}	temperatuur na compressie [K]
T_{pl}	temperatuur in het plenum [K]

T_s	temperatuur na de smoorklep [K]
V_{pl}	volume van het plenum [K]
W_p	door de compressor verbruikte vermogen [W]
W_t	schatting van de ondergrens van het te verbruiken vermogen [W]

Appendix 1

Oplossingen MPC

A1.1 Unconstrained Model Predictive Control

In deze appendix wordt de unconstrained oplossing van MPC behandeld. De MPC-regelmethode minimaliseert een optimalisatie-criterium over de predictie-horizon met lengte p . Dit wordt bereikt door m toekomstige ingangen te berekenen, waarbij m de lengte van de regelhorizon is. Het optimalisatie-criterium luidt:

$$\min_{\Delta u(k+1), \dots, \Delta u(k+m)} \sum_{l=1}^p \left\| \Gamma_l^y [y(k+l|k) - r(k+l)] \right\|^2 + \sum_{l=1}^m \left\| \Gamma_l^u [\Delta u(k+l-1)] \right\|^2. \quad (\text{A1.1})$$

De MPC-regelmethode volgens Morari wordt afgeleid met behulp van lineaire constante stapresponsie-modellen. Deze modellen worden hier ook gebruikt. Het optimalisatie-criterium voor gebruik met stapresponsie-modellen luidt:

$$\min_{\Delta u(k)} \left\{ \left\| \Gamma^y [\mathcal{Y}(k+1|k) - \mathcal{R}(k+1)] \right\|^2 + \left\| \Gamma^u \Delta u(k) \right\|^2 \right\}, \quad (\text{A1.2})$$

waarin:

$$\mathcal{Y}(k+1|k) = \mathcal{M}\mathbf{Y}(k|k) + \mathcal{S}^d \Delta d(k) + \mathcal{S}^u \Delta u(k). \quad (\text{A1.3})$$

De gebruikte symbolen behoren tot een typische stapresponsie-notatie zoals gebruikt wordt door Morari. Voor de precieze betekenis van de symbolen wordt verwezen naar [MOR91]. Hier wordt volstaan met een korte beschrijving. De vector $\mathbf{Y}(k|k)$ bevat de informatie van vorige uitgangen, de ‘geschiedenis’ van het systeem. De vector $\Delta d(k)$ bevat de verstoringen op tijdstap k , $\Delta u(k)$ bevat de m te berekenen toekomstige ingangen van het systeem en $\mathcal{R}(k+1)$ bevat de gewenste trajectorie. $\mathcal{Y}(k+1|k)$ tenslotte, bevat de voorspelling van de uitgangen voor p tijdstappen in de toekomst gecorrigeerd met metingen tot tijdstap k . De matices \mathcal{M} , \mathcal{S}^d en \mathcal{S}^u zijn constant. De voorspelling wordt berekend door de invloeden van de vorige uitgangen, de toekomstige ingangen en de huidige verstoringen te sommeren. Dit kan alleen bij een lineair model.

De oplossing van vergelijking A1.2 wordt bepaald met behulp van het onderstaande stelsel vergelijkingen:

$$\begin{bmatrix} \Gamma^y [\mathcal{Y}(k+1|k) - \mathcal{R}(k+1)] \\ \Gamma^u \Delta \mathbf{u}(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.4})$$

Als vergelijking A1.3 hierin wordt gesubstitueerd, volgt:

$$\begin{bmatrix} \Gamma^y [\mathcal{M}\mathbf{Y}(k|k) + \mathcal{S}^d \Delta d(k) + \mathcal{S}^u \Delta \mathbf{u}(k) - \mathcal{R}(k+1)] \\ \Gamma^u \Delta \mathbf{u}(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.5})$$

Dit is te herschrijven als een overbepaald stelsel vergelijkingen voor $\Delta \mathbf{u}(k)$:

$$\begin{bmatrix} \Gamma^y \mathcal{S}^u \\ \Gamma^u \end{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) = \begin{bmatrix} \Gamma^y \mathbf{E}_p(k+1|k) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A1.6})$$

waarin:

$$\mathbf{E}_p(k+1|k) = \mathcal{R}(k+1|k) - \mathcal{M}\mathbf{Y}(k|k) - \mathcal{S}^d \Delta d(k). \quad (\text{A1.7})$$

Het residu van dit stelsel is:

$$\rho = \begin{bmatrix} \Gamma^y [\mathcal{M}\mathbf{Y}(k|k) + \mathcal{S}^d \Delta d(k) + \mathcal{S}^u \Delta \mathbf{u}(k) - \mathcal{R}(k+1)] \\ \Gamma^u \Delta \mathbf{u}(k) \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.8})$$

Minimaliseren van het kwadraat van dit residu komt neer op het minimaliseren van het optimalisatie-criterium in vergelijking A1.2. Als gebruik gemaakt wordt van de standaardvergelijking van de oplossing van minimalisering van de kleinste kwadraten van residuen [MOR91] volgt:

$$\Delta \mathbf{u}(k) = (\mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathcal{S}^u + \Gamma^{uT} \Gamma^u)^{-1} \mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathbf{E}_p(k+1|k). \quad (\text{A1.9})$$

Deze vector bevat m toekomstige ingangsverschillen. Bij het receding horizon principe wordt slechts de eerste ingang opgelegd aan het geregelde systeem. Voor deze eerste ingang geldt:

$$\Delta \mathbf{u}(k) = [\mathbf{I} \quad \mathbf{0} \quad \dots \quad \mathbf{0}] (\mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathcal{S}^u + \Gamma^{uT} \Gamma^u)^{-1} \mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathbf{E}_p(k+1|k). \quad (\text{A1.10})$$

De gehele uitdrukking voor de vector $\mathbf{E}_p(k|k+1)$ is constant zolang de modelvergelijkingen, weegmatrices en de filterconstanten onveranderd blijven. De uitdrukking voor $\Delta \mathbf{u}(k)$ kan zo herschreven worden tot:

$$\Delta \mathbf{u}(k) = \mathbf{K}_{MPC} \mathbf{E}_p(k+1|k). \quad (\text{A1.11})$$

Deze uitdrukking is gelijk aan vergelijking 2.2 uit §2.4 uit hoofdstuk 2.

A1.2 Constrained Model Predictive Control

Als constraints deel uitmaken van een systeem is MPC niet meer op te lossen met de kleinste kwadraten methode. Het moet omgewerkt worden naar een *Quadratic Program* (QP). In het algemeen wordt een QP probleem als volgt geformuleerd:

$$\min_{\mathbf{x}} \mathbf{x}^T \mathbf{H} \mathbf{x} - \mathbf{g}^T \mathbf{x}, \quad (\text{A1.12})$$

met:

$$\mathbf{C} \mathbf{x} \geq \mathbf{c}. \quad (\text{A1.13})$$

Hierin staat \mathbf{H} voor de Hessiaan, \mathbf{g} voor de gradiënt-vector, \mathbf{C} voor de ongelijkheid constraint matrix en \mathbf{c} voor de ongelijkheid constraint vector.

De constraints op de ingangen, de stapgrootte van de ingangen en de uitgangen moeten nu zodanig worden geformuleerd dat allen passen in een vergelijking van het type A1.13. Dit wordt bewerkstelligd in de onderstaande vergelijkingen. Voor de minimum- en maximumconstraints op de ingangen geldt:

$$\begin{bmatrix} -\mathbf{I}_L \\ \mathbf{I}_L \end{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \geq \begin{bmatrix} u(k-1) - u_{\max}(k) \\ \vdots \\ u(k-1) - u_{\max}(k+m-1) \\ u_{\min}(k) + u(k-1) \\ \vdots \\ u_{\min}(k+m-1) - u(k-1) \end{bmatrix}, \quad (\text{A1.14})$$

met:

$$\mathbf{I}_L = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & 0 & \dots & 0 \\ \mathbf{I} & \mathbf{I} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{I} & \mathbf{I} & \dots & \mathbf{I} \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.15})$$

De matrix \mathbf{I}_L wordt gebruikt om de ingangen van het proces uit de ingangsverschillen te bepalen.

Voor de constraints op de stapgrootte van de ingangen geldt:

$$\begin{bmatrix} -\mathbf{I} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \geq \begin{bmatrix} -\Delta u_{\max} \\ \vdots \\ -\Delta u_{\max}(k+m-1) \\ -\Delta u_{\max}(k) \\ \vdots \\ -\Delta u_{\max}(k+m-1) \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.16})$$

Voor de minimum- en maximumconstraints op de uitgangen geldt:

$$\begin{bmatrix} -S_u \\ S_u \end{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \geq \begin{bmatrix} M\mathbf{Y}(k|k) + S^d \Delta d(k) - \mathcal{Y}_{\max}(k+1) \\ -M\mathbf{Y}(k|k) - S^d \Delta d(k) + \mathcal{Y}_{\min}(k+1) \end{bmatrix}, \quad (\text{A1.17})$$

met:

$$\mathcal{Y}_{\min}(k+1) = \begin{bmatrix} y_{\min}(k+1) \\ y_{\min}(k+2) \\ \vdots \\ y_{\min}(k+p) \end{bmatrix}, \quad \mathcal{Y}_{\max}(k+1) = \begin{bmatrix} y_{\max}(k+1) \\ y_{\max}(k+2) \\ \vdots \\ y_{\max}(k+p) \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.18})$$

Voor het QP-probleem geldt nu:

$$\min_{\Delta \mathbf{u}(k)} \left\{ \left\| \Gamma^y \left[S^u \Delta \mathbf{u}(k) - \mathbf{E}_p(k+1|k) \right] \right\|^2 + \left\| \Gamma^u \left[\Delta \mathbf{u}(k) \right] \right\|^2 \right\}, \quad (\text{A1.19})$$

met:

$$C^u \Delta \mathbf{u}(k) \geq C(k+1|k). \quad (\text{A1.20})$$

De matrices C^u en $C(k+1|k)$ zijn als volgt opgebouwd uit de matrices in vergelijkingen A1.14, A1.16 en A1.17:

$$C^u = \begin{bmatrix} -\mathbf{I}_L \\ \mathbf{I}_L \\ -\mathbf{I} \\ \mathbf{I} \\ -S^u \\ S^u \end{bmatrix}, \quad C(k+1|k) = \begin{bmatrix} u(k-1) - u_{\max}(k) \\ \vdots \\ u(k-1) - u_{\max}(k+m-1) \\ u_{\min}(k) - u(k-1) \\ \vdots \\ u_{\min}(k+m-1) - u(k-1) \\ -\Delta u_{\max}(k) \\ \vdots \\ -\Delta u_{\max}(k+m-1) \\ -\Delta u_{\max}(k) \\ \vdots \\ -\Delta u_{\max}(k+m-1) \\ M\mathbf{Y}(k|k) + S^d \Delta d(k) - \mathcal{Y}_{\max}(k+1) \\ -M\mathbf{Y}(k|k) - S^d \Delta d(k) - \mathcal{Y}_{\min}(k+1) \end{bmatrix}. \quad (\text{A1.21})$$

Rest nog het optimalisatie-criterium om te zetten naar een QP-probleem:

$$\min_{\Delta \mathbf{u}(k)} \frac{1}{2} \Delta \mathbf{u}(k)^T \mathcal{H}^u \Delta \mathbf{u}(k) - \mathcal{G}(k+1|k)^T \Delta \mathbf{u}(k), \quad (\text{A1.22})$$

met:

$$\mathbf{C}^u \Delta \mathbf{u}(k) \geq \mathbf{c}(k+1|k). \quad (\text{A1.23})$$

De Hessiaan van dit probleem wordt gegeven door:

$$\mathcal{H}^u = \mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathcal{S}^u + \Gamma^{uT} \Gamma^u, \quad (\text{A1.24})$$

en voor de gradient-vector geldt:

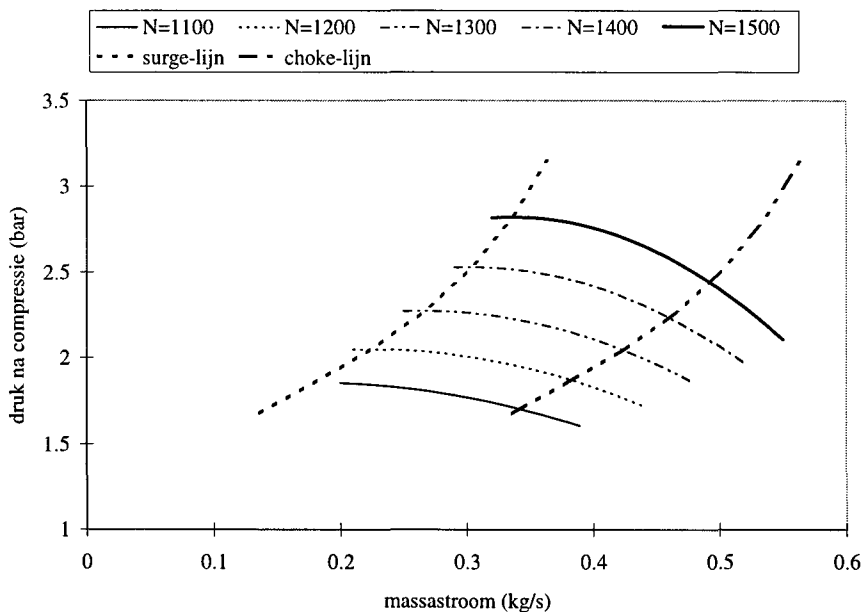
$$\mathcal{G}(k+1|k) = \mathcal{S}^{uT} \Gamma^{yT} \Gamma^y \mathbf{E}_p(k+1|k). \quad (\text{A1.25})$$

Voor de oplossing van het QP-probleem wordt verwezen naar [MOR91] en [PEE94]. Dit QP-probleem wordt in het constrained geval elke tijdstap opgelost. Als de modelvergelijkingen, de weegmatrices, constraints en de filterconstanten onveranderd blijven gedurende de regeling, is $\mathbf{E}_p(k|k+1)$ de enige grootte die varieert met de tijd. In dat geval hoeft de Hessiaan maar één keer berekend te worden. Dit bespaart veel rekentijd.

Appendix 2

De Compressorkarakteristiek

Bij de behandeling van de compressor is al aandacht besteed aan de compressorkarakteristiek. Deze grafieken bevatten de belangrijkste informatie van een compressor. In een oogopslag zijn grootheden als de typische massastromen, drukverhoudingen en toerentallen af te lezen. Naast de betekenis voor de compressor op zich, neemt de compressorkarakteristiek in de modelvorming een belangrijke plaats in. De gehele comprimerende werking is in de vorm van de compressorkarakteristiek in het model opgenomen. In figuur A2.1 is de curve-fit van de compressorkarakteristiek opgenomen.



Figuur A2.1: De curve-fit van de compressorkarakteristiek, bij een inlaatdruk van 1 bar.

De curve-fit van de karakteristiek is bepaald met de volgende procedure:

- De druk na compressie en de massastroom is worden voor elk toerental afzonderlijk gefit met een parabool.

Voor elk toerental wordt zo de volgende relatie gevonden:

$$C_{ss} = A \dot{m}_C^2 + B \dot{m}_C + C, \text{ voor constant toerental,} \quad (\text{A2.1})$$

in deze vergelijking staat C_{ss} voor de druk na compressie, \dot{m}_C voor de massastroom door de compressor, en A , B en C voor de coëfficiënten van de parabool.

- De coëfficiënten van de afzonderlijke parabolen en het bijbehorende toerental worden gefit met een polynoom van willekeurige orde.

Zo geldt voor de totale karakteristiek:

$$C_{ss} = A(N) \dot{m}_C^2 + B(N) \dot{m}_C + C(N) = C_{ss}(\dot{m}_C, N), \quad (\text{A2.2})$$

hierin staat N voor het toerental.

Voor de coëfficiënten geldt:

$$A(N) = A3 N^3 + A2 N^2 + A1 N + A0, \quad (\text{A2.3})$$

voor de coëfficiënten $B(N)$ en $C(N)$ geldt een zelfde vergelijking.

In tabel A2.1 zijn de numerieke waarden van de onder-coëfficiënten gegeven.

Tabel A2.1: Numerieke waarden van de onder-coëfficiënten.

coëfficiënt	waarde	coëfficiënt	waarde	coëfficiënt	waarde
A0	$-9,4907 \cdot 10^{-4}$	B0	$-2,2978 \cdot 10^{-2}$	C0	3,7373
A1	$1,8798 \cdot 10^{-8}$	B1	$2,6549 \cdot 10^{-6}$	C1	$-1,7237 \cdot 10^{-4}$
A2	$3,6447 \cdot 10^{-14}$	B2	$-7,2695 \cdot 10^{-11}$	C2	$3,6635 \cdot 10^{-9}$
A3	$-2,7882 \cdot 10^{-18}$	B3	$6.2636 \cdot 10^{-16}$	C3	$-2,3101 \cdot 10^{-14}$

- De invloed van de inlaatdruk en temperatuur worden verdisconteerd in een schaalfactor.

Voor de schaalfactor geldt:

$$scale = \frac{96174 \text{ Pa}}{p_{in}} \sqrt{\frac{T_{in}}{302,778 \text{ K}}} \cdot 0,4536, \quad (\text{A2.4})$$

hierin staan p_{in} voor de inlaatdruk temperatuur in Pa en T_{in} voor de inlaattemperatuur in K.

Voor de vergelijking van de compressorkarakteristiek geldt:

$$C_{ss}(\dot{m}_C, N, p_{in}, T_{in}) = A(N) (scale \dot{m}_C)^2 + B(N) scale \dot{m}_C + C(N). \quad (\text{A2.5})$$

De curve-fit van de compressorkarakteristiek die hier is afgeleid, geldt voor identieke compressoren. In §4.3.5 van hoofdstuk 4 wordt deze gebruikt om met een truc verschillende compressoren te maken.

Appendix 3

Gegevens van het model

A3.1 Massa- en energiebalans van het plenum

In hoofdstuk 4 wordt meerdere malen melding gemaakt van het feit dat de differentiaalvergelijkingen van de druk en de temperatuur in het plenum afkomstig zijn van de massa- en energiebalans. In het nu volgende deel worden deze vergelijkingen afgeleid.

De meest algemene energiebalans voor het plenum luidt:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + C_p T \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho C_p v \frac{\partial T}{\partial x} - C_p T \frac{\partial \rho v}{\partial x} + \frac{Dp}{Dt}, \quad (\text{A3.1})$$

met:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla). \quad (\text{A3.2})$$

In vergelijking A3.1 zijn afgeleiden naar plaatscoördinaten slechts weergegeven door de x-coördinaat.

Als wordt verondersteld dat het plenum ideaal gemengd is, geldt dat de temperatuur, druk en warmtecapaciteit in het volume homogeen verdeeld zijn. De temperatuur en druk van de uitgaande massastroom zijn gelijk aan de waarden in het vat. Slechts de druk en temperatuur van de inkomende massastroom kan variëren.

De inlaatdruk wordt echter al verdisconteerd in de vergelijking van de massastroomversnelling door de leiding, zie vergelijking 4.4 uit hoofdstuk 4. Om die reden wordt de term $\frac{\partial p}{\partial x}$ hier verwaarloosd. Verder wordt de massabalans in de energiebalans gesubstitueerd. Met al deze veronderstellingen volgt voor de energiebalans:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\rho C_p v \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (\text{A3.3})$$

Voor de snelheid v kan de massastroom gedeeld door de doorsnede van de buis en de dichtheid gesubstitueerd worden, de vergelijking wordt dan:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = -C_p \frac{\dot{m}}{A} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (\text{A3.4})$$

Als wordt aangenomen dat de ideale gaswet geldt volgt voor $\frac{\partial p}{\partial t}$:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{RT}{V} \frac{\partial M}{\partial t} + \frac{p}{T} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (\text{A3.5})$$

Door te integreren over het volume van het plenum volgt voor vergelijkingen A3.4 en A3.5:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{RT}{pV} \left[\dot{m}_{in} \left(\frac{C_{p\ in}}{C_p} T_{in} - T \right) + \frac{V}{C_p} \frac{\partial p}{\partial t} \right], \quad (\text{A3.6})$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{RT}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{uit}) + \frac{MR}{V} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (\text{A3.7})$$

Als deze vergelijkingen in elkaar gesubstitueerd worden volgt:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{RT}{pV} \left[\dot{m}_{in} \left(\gamma \frac{C_{p\ in}}{C_p} T_{in} - T \right) - (\gamma - 1) \dot{m}_{uit} T \right], \quad (\text{A3.8})$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{R\gamma}{pV} (\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{uit} T). \quad (\text{A3.9})$$

De resulterende vergelijkingen zijn in §4.2.1 uitgebreid met de massastroom door de afblaasklep.

A3.2 Numerieke gegevens van de modellen

In deze paragraaf zijn de getalswaarden van de modelparameters en de werkpunten gegeven.

Tabel A3.1: Numerieke waarden van de modelparameters.

modelparameter	waarde	modelparameter	waarde
I_1	$0,1 \text{ kg m}^2$	I_2	$0,1 \text{ kg m}^2$
A_{C1}	$0,018 \text{ m}^2$	A_{C2}	$0,018 \text{ m}^2$
L_{C1}	$5,5 \text{ m}$	L_{C2}	$5,5 \text{ m}$
V_{pl1}	$2,5 \text{ m}^3$	V_{pl2}	$2,5 \text{ m}^3$
$KvA_{\max 1}$	$100 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$	$KvA_{\max 2}$	$100 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$
$KvS_{\max 1}$	$100 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$	$KvS_{\max 2}$	$100 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$
V_B	$2,0 \text{ m}^3$		
$KvS_{\max 3}$	$400 \text{ m}^3 \text{ hr}^{-1}$		
γ	$1,4$		
η_c	$0,7$		
R	$287 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$		
C_p	$1040 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$		
ρ_n	$1,2 \text{ kg m}^{-3}$		

Tabel A3.2: Numerieke waarden van de omgevingsparameters.

omgeving parameters	
p_{in}	$1,0 \text{ bar}$
T_{in}	293 K
p_{omg}	$1,0 \text{ bar}$
T_{omg}	293 K
p_{uit}	$1,0 \text{ bar}$
T_{uit}	293 K

Tabel A3.3: Numerieke waarden van het werkpunt: identieke compressoren.

toestanden		ingangen		uitgangen	
\dot{m}_{C1}	$3,5000 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$	q_{S1}	$6,7240 \cdot 10^{-1}$	\dot{m}_{S3}	$6,9800 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$
p_{pl1}	$2,2233 \text{ bar}$	q_{A1}	$1,1900 \cdot 10^{-3}$	p_B	$2,0000 \text{ bar}$
N_1	$1,3050 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1}$	P_1	$4,1122 \cdot 10^4$		
T_{pl1}	$4,0597 \cdot 10^2 \text{ K}$	q_{S2}	$6,7240 \cdot 10^{-1}$		
\dot{m}_{C2}	$3,5000 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$	q_{A2}	$1,1900 \cdot 10^{-3}$		
p_{pl2}	$2,2233 \text{ bar}$	P_2	$4,1122 \cdot 10^4$		
N_2	$1,3050 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1}$	q_{S3}	$5,8465 \cdot 10^{-1}$		
T_{pl2}	$4,0597 \cdot 10^2 \text{ K}$				
p_B	$2,0000 \text{ bar}$				
T_B	$3,9388 \cdot 10^2 \text{ K}$				

Tabel A3.4: Numerieke waarden van het werkpunt: verschillende compressoren.

toestanden		ingangen		uitgangen	
\dot{m}_{C1}	$3,5000 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$	q_{S1}	$6,7240 \cdot 10^{-1}$	\dot{m}_{S3}	$7,8550 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$
p_{pl1}	$2,2233 \text{ bar}$	q_{A1}	$1,2000 \cdot 10^{-3}$	p_B	$2,0000 \text{ bar}$
N_1	$1,3050 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1}$	P_1	$4,1122 \cdot 10^4 \text{ W}$		
T_{pl1}	$4,0597 \cdot 10^2 \text{ K}$	q_{S2}	$8,4140 \cdot 10^{-1}$		
\dot{m}_{C2}	$3,5000 \cdot 10^{-1} \text{ kg/s}$	q_{A2}	$1,2000 \cdot 10^{-3}$		
p_{pl2}	$2,2233 \text{ bar}$	P_2	$5,1403 \cdot 10^4 \text{ W}$		
N_2	$1,3050 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1}$	q_{S3}	$2,4740 \cdot 10^{-1}$		
T_{pl2}	$4,0597 \cdot 10^2 \text{ K}$				
p_B	$2,0000 \text{ bar}$				
T_B	$3,8881 \cdot 10^2 \text{ K}$				

Appendix 4

Linearisatie met MAPLE V

A4.1 Inleiding

De linearisering van het niet-lineaire model van het compressorstation is zeer bewerkelijk. Dit wordt veroorzaakt door de statische vergelijkingen van het model. Deze moeten in de differentiaalvergelijkingen gesubstitueerd worden alvorens tot linearisatie kan worden overgegaan. Zo ontstaan ingewikkelde vergelijkingen waarvan de partiële afgeleiden naar toestanden of ingangen ‘monsterlijke’ afmetingen krijgen. Om de linearisatie eenvoudig en overzichtelijk te houden wordt gebruik gemaakt van het symbolisch rekenprogramma MAPLE V.

De voordelen van deze aanpak zijn:

- de procedure blijft overzichtelijk
- de kans op rekenfouten wordt sterk verminderd
- voor eventuele latere wijzigingen in het niet-lineaire model hoeft slechts het programma aangepast te worden
- er ontstaat een analytische uitdrukking voor het lineaire model dat slechts afhankelijk is van het werkpunt.

Dit laatste brengt toepassing van niet-lineaire MPC door herhaald lineariseren binnen handbereik (zie §2.4.)

Daarnaast is gebleken dat bij gebruik van MAPLE:

- het aantal benodigde taal-elementen zeer gering is en deze eenvoudig te begrijpen zijn
- de uitvoer (het lineaire model) geoptimaliseerd en omgezet kan worden in verscheidene programmeertalen waaronder C.

Deze C-code kan zonder problemen opgenomen worden in de C++-programma's van PRIMACS. Met geoptimaliseerde code wordt bedoeld dat het aantal rekenkundige bewerkingen in de uitvoer geminimaliseerd is. Dit wordt bewerkstelligd door de waarde van uitdrukkingen die meer dan 1 keer voorkomen, toe te kennen aan parameters en deze te gebruiken.

Een nadeel van het gebruik van deze geoptimaliseerde code is:

- eenmaal geoptimaliseerd is er geen enkele modelstructuur meer te herkennen.

Deze laatste opmerking houdt in dat de implementatie in MAPLE zeer nauwgezet uitgevoerd moet worden. Fouten in de implementatie zijn in de geoptimaliseerde code niet meer op te sporen.

In deze appendix wordt de methode behandeld waarmee het niet-lineaire model van het compressorstation gelineariseerd is. Vervolgens worden de gebruikte taal-elementen behandeld. Er wordt geen programma gegeven omdat dit te groot is om op te nemen in het verslag. De grootte wordt veroorzaakt door herhaling van dezelfde handelingen en het grote aantal vergelijkingen, niet door de complexiteit van het programma.

A4.2 Linearisatie-methode

In §4.6 van hoofdstuk 4 wordt het linearisatie met de volgende vergelijking beschreven:

$$\mathbf{A}_{ij} = \left. \frac{\partial X_i}{\partial x_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{B}_{ij} = \left. \frac{\partial X_i}{\partial u_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{C}_{ij} = \left. \frac{\partial \gamma_i}{\partial x_j} \right|_{wp}, \quad \mathbf{D}_{ij} = \left. \frac{\partial \gamma_i}{\partial u_j} \right|_{wp}, \quad (\text{A4.1})$$

hierin staat \mathbf{X} voor de vector met toestandsvergelijkingen, $\boldsymbol{\gamma}$ voor de vector met uitgangsvergelijkingen, \mathbf{x} voor de toestanden, \mathbf{u} voor de ingangen en \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} respectievelijk voor de systeem-, ingang-, uitgang-, en doorverbindingmatrix.

De partiële afgeleiden van \mathbf{X} en $\boldsymbol{\gamma}$ worden in aparte programma's berekend. Deze programma's hebben dezelfde structuur:

1. de 'basis'-vergelijkingen worden bekend gemaakt
2. de statische vergelijkingen worden gesubstitueerd in de 'basis'-vergelijkingen
3. de vergelijkingen worden gedifferentieerd naar toestanden en ingangen, en resulterende analytische uitdrukkingen worden in de matrix geplaatst
4. de matrices worden geoptimaliseerd in C-code en in de C++ programma's opgenomen.

Met de 'basis'-vergelijkingen worden de differentiaalvergelijkingen van de toestanden en de uitgangsvergelijkingen zonder substituties bedoeld.

In C++-programma's moeten alle gebruikte variabelen gedeclareerd worden. Nadat de C-code van het lineaire model in het programma is opgenomen, moeten de extra parameters, die door de MAPLE V gegenereerd worden, gedeclareerd worden. Dit moet met de hand gebeuren en is bewerkelijk. Het is de prijs die betaald moet worden voor het gemak van een analytische uitdrukking van de systeem-, ingang-, uitgang- en doorverbindingmatrix van het lineaire model.

A4.3 Benodigde taal-elementen van MAPLE V

In de bovenstaande aanpak zijn 4 operaties te herkennen:

- bekendmaken van vergelijkingen
- substitutie
- differentiëren
- optimaliseren.

De taal-elementen voor deze operaties worden in deze paragraaf behandeld. De beschrijvingen zijn geenszins volledig. Er wordt slechts duidelijk gemaakt hoe de commando's gebruikt kunnen worden.

Bekendmaken van vergelijkingen → :=

Met het teken := worden variabelen toegekend aan vergelijkingen. De vergelijking:

$$\ddot{m}_C = \frac{A_C}{L_C}(C_{ss} - p_{pl}), \quad (\text{A4.2})$$

wordt bijvoorbeeld 'vertaald' met:

$$mCddot := (Ac / Lc) * (C_{ss} - Ppl); \quad (\text{A4.3})$$

waarin de namen van variabelen afgeleid zijn van de symbolen in vergelijkingen A4.2.

Substitutie → subs

Met het commando **subs** wordt een substitutie uitgevoerd. Zo kan de uitdrukking voor C_{ss} gesubstitueerd worden in vergelijking A4.3 met:

$$mCddot := \text{subs}(C_{ss} = \dots, mCddot); \quad (\text{A4.4})$$

De variabele $mCddot$ staat nu voor de 'oude' vergelijking waar op iedere plaats waar de variabele C_{ss} in de vergelijking voorkwam, de uitdrukking voor C_{ss} wordt gesubstitueerd.

Differentiëren → diff

Het commando **diff** berekend analytisch de partiële afgeleide van een vergelijking naar een variabele. De vergelijkingen A4.1 worden 'vertaald' met:

$$A_{11} := \text{diff}(mCddot, mCdot); \quad (\text{A4.5})$$

dit is de partiële afgeleide van de toestandsvergelijking van de massastroom naar de massastroom.

Optimaliseren → optimized

Het optimaliseren vindt plaats met het commando **optimized**. Allereerst moet de juiste bibliotheek worden opgeroepen. Dit gebeurt met het commando **readlib**. Voor het oproepen van de C bibliotheek volgt:

$$\text{readlib}(C); \quad (\text{A4.6})$$

Hierna wordt de matrix **A** geoptimaliseerd met het commando:

$$\mathbf{C}(\mathbf{A}, \text{optimized}); \quad . \quad (\text{A4.7})$$

De letter **C** staat in deze vergelijking niet voor de matrix **C** maar voor de programmeertaal.

Wanneer het gewenst is om de uitvoer van de laatste vergelijking meteen naar een bestand te schrijven kan het commando

$$\mathbf{C}(\mathbf{A}, \text{optimized}, \text{filename} = \text{'bestandsnaam'}); \quad . \quad (\text{A4.8})$$

gebruikt worden.

Appendix 5

Instellingen simulaties

In deze appendix worden de precieze instellingen van de regelaar en simulaties getoond. Achtereenvolgens volgen de standaard instellingen voor de regelaar en de instellingen van de, in hoofdstuk 5 behandelde, simulaties.

A5.1 Standaard instellingen van de regelaar

De instellingen zijn opgenomen in tabel A5.1.1 tot en met A5.1.4. Na elke tabel wordt een verklaring gegeven voor de keuze van de instellingen.

Tabel A5.1.1: Instelling van de regelparameters.

parameter	waarde
predictie-horizon	15 samples
regelhorizon	3 samples
MPC sampletijd	1 sec

De predictie-horizon heeft een lengte van 15 samples naar aanleiding van de grootste tijdsconstante van het systeem, die 13 s bedraagt. De lengte van de regelhorizon wordt afgeleid van de predictie-horizon, en is 3 samples lang. De lengte van de regelhorizon is 1/5 van de lengte van de predictie-horizon, dit zorgt voor een ‘slome’ regelaar [MEU95], [SAT96].

Tabel A5.1.2: Instelling van weegfactoren en constraints van de ingangen.

Ingang	weegfactor	minimum constraint	maximum constraint	constraint op de stapgrootte
smoorklep compressor 1	1	0,001	1	0,05
afblaasklep compressor 1	1	0,001	1	0,05
vermogen compressor 1	1	40900 W	102500 W	500 W
smoorklep compressor 2	1	0,001	1	0,05
afblaasklep compressor 2	1	0,001	1	0,05
vermogen compressor 2	1	40900 W	102500 W	500 W
smoorklep buffervat	1	0,001	1	0,02

Alle ingangen hebben een weegfactor gelijk aan 1, om te zorgen dat er niet te agressief geregeld wordt. De constraints voor de kleppen zijn zeer goed te begrijpen. De klepstand kan immers alleen variëren tussen 0 en 1. De waarde van de minimumconstraints van de klepstanden is gelijk aan 0,001. Deze is niet gelijk aan nul gekozen omdat in de berekening van de simulaties gedeeld wordt door de waarde van de klepstand, de berekening zou met de waarde 0 onmogelijk kunnen worden. De constraints op de stapgrootte zijn afgeleid van het feit dat een klep binnen een tijdstap slechts over een beperkt bereik open of dicht kan worden gezet. Voor de smoor- en afblaaskleppen van beide compressoren wordt aangenomen dat binnen 1 s de klepstand kan variëren over 5 % van het totale bereik. Dit geeft een waarde van 0,05 voor de constraint op de stapgrootte. Voor de grotere smoorklep na het buffervat wordt aangenomen dat deze binnen 1 s niet zoveel veranderd.

Voor het aan de compressoren toegevoerde vermogen gelden in principe geen beperkingen voor de absolute waarde. De waarden van de constraints zijn overgenomen uit [SAT96]. Er kan echter binnen 1 s geen onbeperkt vermogen toegevoerd worden, zodat een constraint met waarde 500 W op de stapgrootte is gezet.

Tabel A5.1.3: Instelling van weegfactoren en constraints van de uitgangen.

uitgang	weegfactor	prioriteit	minimum constraint	maximum constraint
massastroom vanuit het buffervat	1	-	-	-
druk in het buffervat	1	-	-	-
verschil tussen afstanden tot de surge-lijn (<i>DEVdif</i>)	0	-	-	-
afstand tot de surge-lijn compressor 1 (<i>DEVSurge 1</i>)	0	100	0,574	1
afstand tot de surge-lijn compressor 2 (<i>DEVSurge 2</i>)	0	100	0,574	1
verschil tussen totaal verbruikt minimaal vermogen (<i>DEVidpow</i>)	0	-	-	-

De weegfactoren van uitgangen die gebonden zijn aan een trajectorie worden 1 gekozen. Er zijn slechts constraints van toepassing op de 'extra' uitgangen *DEVSurge*. De minimumconstraint is afgeleid van de ligging van de aangenomen choke-lijn zie §3.2.2. Wanneer *DEVSurge* de waarde 0,574 heeft ligt het werkpunt op 0,2 kg/s afstand van de surge-lijn en daarmee op de choke-lijn. De maximumconstraint heeft de waarde 1.

Tabel A5.1.4: Instellingen van het eerste orde filter.

uitgang	filterconstante
massastroom door smoorklep compressor 1	0,1
druk in plenum 1	0,1
rotatiefrequentie van compressor 1	0,1
massastroom door smoorklep compressor 1	0,1
druk in plenum 1	0,1
rotatiefrequentie van compressor 1	0,1
massastroom vanuit het buffervat	0,1
druk in het buffervat	0,1
temperatuur in het buffervat	0,1

De uitgangen waarmee de MPC-regelaar zijn model corrigeert, zijn opgenomen in de bovenstaande tabel. Deze keuze is gemaakt naar aanleiding van het criterium of een binnen het systeem gedefinieerde uitgang ‘in het echt’ meetbaar is, en dus ter beschikking staat voor de regelaar. Er is geen reden om verschillen aan te brengen in de filterconstanten onderling, vandaar dat allen gelijk gekozen zijn aan 0,1.

Bij de ontwikkeling van de regelstrategieën zijn zogenaamde ‘extra uitgangen’ aangemaakt in het model. Deze uitgangen zijn niet te meten. Om toch van deze uitgangen gebruik te maken wordt aangenomen dat deze te reconstrueren zijn. De opbouw van de uitgangen is tamelijk doorzichtig. Er is op dit moment geen reden aan te nemen dat deze uitgangen niet te reconstrueren zijn.

A5.2 Instellingen van de simulaties

A5.2.1 Instellingen simulaties §5.2.1

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,95 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B		2,0 bar	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR360
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1, DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$
Bijzonderheden:	geen anticipatie

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,95 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B		2,0 bar	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0290
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1, DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$
Bijzonderheden:	-

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,95 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B		2,0 bar	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0291
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 30
Filter:	alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1, DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$
Bijzonderheden:	-

A5.2.2 Instellingen simulaties §5.2.2

Trajectorie: \dot{m}_B $t = 50$ s $0,7855 \text{ kg s}^{-1} \rightarrow 0,95 \text{ kg s}^{-1}$ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1

PRIMACS no. NR0290
 Predictie-horizon $p = 15$
 Regelhorizon $m = 3$
 Filter: alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1,$
 $DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$

Bijzonderheden: -

Trajectorie: \dot{m}_B $t = 50$ s $0,7855 \text{ kg s}^{-1} \rightarrow 0,95 \text{ kg s}^{-1}$ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1

PRIMACS no. NR0329
 Predictie-horizon $p = 15$
 Regelhorizon $m = 6$
 Filter: alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1,$
 $DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$

Bijzonderheden: -

Trajectorie: \dot{m}_B $t = 50$ s $0,7855 \text{ kg s}^{-1} \rightarrow 0,95 \text{ kg s}^{-1}$ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1

PRIMACS no. NR0358
 Predictie-horizon $p = 15$
 Regelhorizon $m = 3 \times 5$
 Filter: alle uitgangen behalve: $\dot{m}_{C1}, \dot{m}_{C2}, \dot{m}_{A1}, \dot{m}_{A2}, DEVSurge_1,$
 $DEVSurge_2, DEVdif, DEVidpow$

Bijzonderheden: control blocking

A5.2.3 Instellingen simulaties §5.3

Simulatie §5.3.1

Trajectorie: \dot{m}_B t = 50 s 0,7855 kg s⁻¹ → 0,55 kg s⁻¹ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1

PRIMACS no. NR0328

Predictie-horizon p = 15

Regelhorizon m = 3

Filter: alle uitgangen behalve: \dot{m}_{C1} , \dot{m}_{C2} , \dot{m}_{A1} , \dot{m}_{A2} , *DEVSurge₁*,
DEVSurge₂, *DEVdif*, *DEVidpow*

Bijzonderheden: -

Simulatie §5.3.2

Trajectorie: \dot{m}_B t = 50 s 0,7855 kg s⁻¹ → 0,55 kg s⁻¹ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1
 \dot{m}_{A1} 0,01 kg s⁻¹ weegfactor: 0,01
 \dot{m}_{A2} 0,01 kg s⁻¹ weegfactor: 0,01

PRIMACS no. NR0340

Predictie-horizon p = 15

Regelhorizon m = 3

Filter: alle uitgangen behalve: \dot{m}_{C1} , \dot{m}_{C2} , \dot{m}_{A1} , \dot{m}_{A2} , *DEVSurge₁*,
DEVSurge₂, *DEVdif*, *DEVidpow*

Bijzonderheden: -

Simulatie §5.3.3

Trajectorie: \dot{m}_B t = 50 s 0,7855 kg s⁻¹ → 0,55 kg s⁻¹ weegfactor: 1
 p_B 2,0 bar weegfactor: 1

PRIMACS no. NR0334

Predictie-horizon p = 15

Regelhorizon m = 3

Filter: alle uitgangen behalve: \dot{m}_{C1} , \dot{m}_{C2} , \dot{m}_{A1} , \dot{m}_{A2} , *DEVSurge₁*,
DEVSurge₂, *DEVdif*, *DEVidpow*

Bijzonderheden: weegfactoren op de afblaaskleppen gelijk aan 5

A5.2.4 Instellingen simulaties §5.4

Simulatie §5.4.1

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,55 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B	t = 50 s	2,0 bar → 2,3 bar	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0317
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen
Bijzonderheden:	-

Simulatie §5.4.2

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,55 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B	t = 50 s	2,0 bar → 2,3 bar	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0322
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen
Bijzonderheden:	constraint op DEVSurge ₁ , DEVSurge ₂ = 0,93

A5.2.5 Instellingen simulaties §5.5

Simulatie §5.5.1

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,55 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B	t = 50 s	2,0 bar → 2,3 bar	weegfactor: 1
	DEVdif		0	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0325
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen
Bijzonderheden:	constraint op DEVSurge ₁ , DEVSurge ₂ = 0,92

Simulatie §5.5.1

Trajectorie:	\dot{m}_B	t = 50 s	0,7855 kg s ⁻¹ → 0,55 kg s ⁻¹	weegfactor: 1
	p_B	t = 50 s	2,0	weegfactor: 1
	DEVdif		0	weegfactor: 1
	DEVidpow		0	weegfactor: 1

PRIMACS no.	NR0315
Predictie-horizon	p = 15
Regelhorizon	m = 3
Filter:	alle uitgangen
Bijzonderheden:	-