

Optimalisatie van een anti- surge regeling bij een centrifugaalcompressor voor aardgas

Yarno VIAENE

Promotor: ing. K. Van Massenhove

Co-promotor: ing. E. Van Buggenhout

Begeleider: ing. S. Verstraete

Masterproef ingediend tot het behalen van de
graad van master of Science in de industriële
wetenschappen: *elektromechanica*

Academiejaar 2019-2020

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de promotor(en) als de auteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, kan u zich richten tot KU Leuven Campus Brugge, Spoorwegstraat 12, B-8200 Brugge, +32 50 66 48 00 of via e-mail iiw.brugge@kuleuven.be.

Voorafgaande schriftelijke toestemming van de promotor(en) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in deze masterproef beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut en voor de inzending van deze publicatie ter deelname aan wetenschappelijke prijzen of wedstrijden.

Voorwoord

Het verwezenlijken van deze masterproef is de laatste stap in mijn vierjarige opleiding industriële wetenschappen elektromechanica aan de KU Leuven Campus Brugge. In die vier jaar heb ik ontzettend veel bijgeleerd op alle vlakken. Deze kennis had ik nodig om mijn masterproef te realiseren.

Maar, zonder de nodige steun stond ik niet waar ik nu sta. Daarom had ik graag alle mensen bedankt die mijn gesteund hebben in het verwezenlijken van mijn studies, in het bijzonder mijn ouders, broer en zus.

Overigens wil ik nog ing. K. Van Massenhove, ing. S. Verstraete en ing. E. Van Buggenhout uitdrukkelijk bedanken voor de begeleiding tijdens mijn masterproef.

Tot slot had ik graag Fluxys bedankt om mij toe te laten bij hen het nodige onderzoek uit te voeren, alsook voor de begeleiding.

Yarno Viaene

Knokke-Heist, 27 mei 2020

Abstract Nederlands

Deze masterproef is uitgevoerd bij Fluxys te Zeebrugge met begeleiding vanuit KU Leuven Campus Brugge. Fluxys is een onafhankelijk gasinfrastructuurbedrijf met als kerntaken aardgasopslag, aardgasvervoer en terminalling van vloeibaar aardgas. Dit laatste gebeurt op de LNG-terminal in Zeebrugge, waar het vloeibaar aardgas wordt opgeslagen in geïsoleerde opslagtanks. Maar door de invloed van omgevingswarmte kunnen afkookgassen ontstaan. Omdat afkookgassen zorgen voor drukvariaties in de opslagtanks moeten ze soms verwerkt worden. De verwerking kan aan de hand van compressoren op verschillende manieren gebeuren. Eén van die compressoren is de Mannesmann Demag 103-JA centrifugaalcompressor. Dit onderzoek is dan ook toegespitst op deze compressor.

Bij het gebruik van die voormelde centrifugaalcompressor wordt vastgesteld dat de anti-surge regeling te vroeg in werking treedt. Dit probleem is opgetreden na de implementatie van een digitaal systeem. De anti-surge regeling bestaat uit een anti-surge klep die moet zorgen dat te allen tijde een minimaal debiet doorheen de compressor stroomt. Dit minimaal debiet is van belang om het fenomeen surge te vermijden. Om het onderzoek uit te voeren werden de volgende onderzoeksvragen opgesteld: 'Wat is de oorzaak dat de anti-surge regeling van een centrifugaalcompressor voor aardgas vroeger in werking treedt, na de implementatie van een digitaal systeem?' en 'Hoe kan de anti-surge regeling worden geoptimaliseerd?'.

Om een antwoord te kunnen formuleren op de onderzoeksvragen wordt eerst een literatuurstudie uitgevoerd. Dit is van belang om de werking van een centrifugaalcompressor en het fenomeen surge te begrijpen. Vervolgens brengt een analyse van de huidige situatie een klare kijk op de volledige anti-surge regeling. Met deze informatie kan een antwoord geformuleerd worden op de eerste onderzoeksvraag. De oorzaak is een verkeerd opgebouwde en gedimensioneerde proportionele regelaar. Om deze te optimaliseren, zoals gevraagd in de tweede onderzoeksvraag, moet bruikbare data worden verzameld. Er wordt een experiment opgezet met als doel de werkingscurve van de compressor te reconstrueren. Het is van belang dat de anti-surge klep volledig dicht blijft. Dit kan door het *setpoint* van de proportionele regelaar aan te passen. Het experiment werd stopgezet na het bereiken van het *operating point*, voor de veiligheid van de compressor. De belangrijkste parameters worden opgenomen zoals temperatuur, debiet, druk, toerental, klepstanden en andere.

De *process value* van de proportionele regelaar is functie van bepaalde opgenomen parameters, meer bepaald van de uitlaatdruk, uitlaattertemperatuur en drukval over de venturi aan de uitlaat. Die waardes moeten berekend worden bij het minimaal debiet om de *process value* uit te rekenen waarbij de klep volledig moet zijn geopend. Het minimaal debiet werd vastgelegd met behulp van een berekende veiligheidsmarge. Door het stopzetten van het experiment, na het behalen van het *operating point*, moeten de waardes bepaald worden aan de hand van de theoretische werkingscurve en regressieanalyses. Met die verwachte waardes kan de *process value* berekend worden. Het *setpoint* waarbij de klep moet beginnen openen is hetzelfde gebleven. Met een gekend *setpoint* en *process value* kan de proportionele band met de bijhorende proportionele versterking berekend worden. Hieruit volgde dan de nieuwe of geoptimaliseerde proportionele regelaar.

Bij de benadering van de *process value* moeten enkele bemerkingen worden gemaakt. Zo wijkt het toerental wat af en variëren de inlaatcondities (aanzuigdruk, molaire massa gas en andere). Er moeten ook bemerkingen gemaakt worden bij de regressieanalyses. Het is dus van belang op te merken dat de dimensionering van de proportionele regelaar een benadering is. Vooraleer die regelaar geïmplementeerd wordt, is het aanbevolen een experiment uit te voeren.

Keywords: centrifugaalcompressor, surge, anti-surge regeling, aardgas en LNG

Abstract Engels

This master's thesis was carried out at Fluxys under the guidance of KU Leuven Campus Bruges. Fluxys is an independent gas infrastructure company whose core business is natural gas storage, natural gas transmission and terminalling of liquefied natural gas. The latter takes place at the LNG Terminal in Zeebrugge, where the liquefied natural gas is stored in insulated storage tanks. Due to the heat, boil-off gasses can occur. These boil-off gasses cause pressure variations in the storage tanks, and must hence be processed. Processing can be done in various ways using compressors. One of these compressors is the Mannesmann Demag 103-JA centrifugal compressor, on which this research is focused on.

When using the aforementioned centrifugal compressor, the anti-surge controller opens the anti-surge valve too early. This problem occurred after the implementation of a digital system. The anti-surge controller consist of an anti-surge valve that ensures a minimum flow rate through the compressor. The minimum flow rate is critical to avoid the phenomenon of surge.

To carry out the research, the following research questions were drawn up: 'Why does the anti-surge controller of a natural gas centrifugal compressor opens the anti-surge valve too early, after the implementation of a digital system?' and 'How can the anti-surge controller be improved?'

To understand the operation of a centrifugal compressor and the phenomenon of surge, a literature survey was carried out in order to be able to formulate an answer to the research questions. After analysis of the current situation, it is deduced that the proportional controller has been incorrectly constructed and dimensioned. This is the answer to the first research question. In order to optimize it, data had to be collected.

An experiment is set up to characterize the compressor. It is important that the anti-surge valve remains completely closed to not affect the measurement. This is done by adjusting the setpoint of the proportional controller. The experiment was stopped after reaching the guarantee point for the safety of the compressor. The most important process parameters were recorded, such as temperature, flow, pressure, rotational speed, valve positions and others.

The process value of the proportional controller is function of certain recorded process parameters more specifically the discharge pressure, discharge temperature and pressure drop over the venturi. These values must be calculated at the minimum flow rate to calculate the process value at which the valve must be entirely open.

The minimum flow rate has been determined using a calculated safety margin. By stopping the experiment, after reaching the operating point, the values must be determined using the theoretical characteristic curve and regression analyses. With these expected values, the process value can be calculated. The setpoint, at which the valve should start to open, has remained the same. With a known setpoint and process value, the proportional band with the corresponding proportional gain can be calculated. This results in the new or optimized proportional controller.

Note that some remarks must be made when estimating the process value. For example, the rotational speed deviates slightly and the inlet conditions vary (suction pressure, molar mass of the gas and others). In addition, remarks must also be made on the regression analyses. It is important to note that the dimensioning of the proportional controller is an approximation. Before implementing the optimized controller, it is recommended to perform a series of acceptance tests.

Keywords: centrifugal compressor, surge, anti-surge controller, natural gas and LNG

INHOUD

Voorwoord	iv
Abstract Nederlands	v
Abstract Engels	vii
Lijst met symbolen	xii
Lijst met afkortingen	xiv
Lijst met figuren	xv
Lijst met tabellen	xvi
1 Inleiding	1
1.1 <i>Bedrijfsvoorstelling</i>	1
1.2 <i>Probleemstelling</i>	2
1.2.1 Eigenschappen van aardgas	2
1.2.2 Verwerking van afkookgas	3
1.2.3 Inleiding surge	4
1.3 <i>Onderzoeksvragen</i>	4
2 Literatuurstudie	5
2.1 <i>Soorten compressoren</i>	5
2.2 <i>Algemene theorie compressoren</i>	5
2.2.1 Thermodynamica	5
2.2.2 Algemene gaswetten	6
2.2.3 Dichtheid	8
2.2.4 Compressieproces	9
2.2.5 De <i>head</i>	10
2.2.6 Druk-enthalpiediagramman	11
2.3 <i>Centrifugaalcompressor</i>	12
2.3.1 Waaier	12
2.3.2 Diffusor	13
2.3.3 Leidschoepen	14
2.3.4 Tussenschotten	14
2.3.5 Werking	15
2.3.6 Compressorgrafiek	17
2.3.7 Surge	19

2.3.8	Anti-surge regelingen.....	21
2.3.9	Centrifugaalcompressor (103-JA)	24
3	Onderzoeksmethoden	26
3.1	<i>Korte herhaling probleemstelling</i>	26
3.2	<i>Vaststelling probleem</i>	26
3.3	<i>Analyse huidige situatie.....</i>	28
3.3.1	Algemeen	28
3.3.2	Anti-surge regeling.....	29
3.4	<i>Experiment.....</i>	34
3.4.1	Doelstelling.....	34
3.4.2	Opzet.....	34
3.4.3	Uitvoering	35
4	Resultaatverwerking.....	36
4.1	<i>Werkingscurve.....</i>	36
4.2	<i>Berekening volumedebiet inlaat.....</i>	36
4.3	<i>Berekening surge veiligheid.....</i>	37
4.4	<i>Berekening minimaal volumedebiet.....</i>	37
4.5	<i>Benadering proceswaardes bij minimaal volumedebiet.....</i>	38
4.5.1	FT001	38
4.5.2	TT001	40
4.5.3	PT001	40
4.5.4	Berekening FC001	41
4.6	<i>Dimensionering proportionele regelaar.....</i>	41
4.6.1	Proportionele band en K_p	41
4.6.2	Nieuwe of geoptimaliseerde P-regelaar	42
5	Conclusies en discussie.....	43
6	Aanbevelingen	45
	Referenties.....	46
	Bijlagen.....	47
Bijlage A	Afkookgasschema I	48
Bijlage B	Afkookgasschema II	49
Bijlage C	Doorsnede centrifugaalcompressor 103-JA [25]	50
Bijlage D	Werkingscurve I [25].....	51
Bijlage E	Werkingscurve II, uitgebreid [25].....	52

Bijlage F	HMI-scherm PLC	53
Bijlage G	P&ID: unloading compressor 103-JA	54
Bijlage H	Kalibratieformulier [25]	55
Bijlage I	Testcircuit	56
Bijlage J	Resultaten en verwerking	57
Bijlage K	Surge gegevens [25].....	59

Lijst met symbolen

c_p	soortelijke warmte bij constante druk	$J/(kg \cdot K)$
c_v	soortelijke warmte bij constant volume	$J/(kg \cdot K)$
$e(t)$	fout	
f_d	wrijvingscoëfficiënt	
g	valversnelling	m/s^2
h	hoogte	m
m	massa	kg
n	aantal mol	mol
n	polytrope exponent	
p	druk	Pa
p_d	<i>discharge pressure</i> (persdruk)	<i>bara</i>
p_s	<i>suction pressure</i> (zuigdruk)	<i>bara</i>
t	tijd	s
v	snelheid	m/s
A	oppervlak	m^2
D	diameter	m
H	enthalpie	J/kg
K_d	differentiërende versterking	
K_i	integrerende versterking	
K_p	proportionele versterking	
L	lengte	m
MM	molaire massa	g/mol
PR	<i>pressure ratio</i> (drukverhouding)	
Q	debiet	m^3/s
R	gasconstante	$J/(K \cdot mol)$
R_s	specifieke gasconstante	$J/(kg \cdot K)$
S	entropie	J/K
SV	surge veiligheid	%
T	temperatuur	K
U	omtreksnelheid	
V	absolute snelheid	

V	volume	m^3
V_r	radiale component van de absolute snelheid	
V_t	tangentiële component van de absolute snelheid	
W	relatieve snelheid	
$Y(t)$	output regelaar	
Z	compressibiliteitsfactor	
γ	gamma	
η	rendement	%
ρ	densiteit	kg/m^3

Lijst met afkortingen

<i>bara</i>	bar absoluut
<i>barg</i>	bar gauge (relatief)
DSC	<i>distributed control system</i>
<i>FC</i>	<i>flow controller</i>
<i>FI</i>	<i>flow indicator</i>
<i>FT</i>	<i>flow transmitter</i>
<i>HIC</i>	<i>manual indicating controller</i>
HMI	<i>human machine interface</i>
<i>HV</i>	<i>manual control valve</i>
<i>HY</i>	<i>transducer etc. on manual loop</i>
LNG	<i>Liquefied Natural Gas</i>
P	proportioneel
P&ID	<i>piping and instrumentation diagram</i>
<i>PI</i>	<i>pressure indicator</i>
PLC	<i>programmable logic controller</i>
<i>PT</i>	<i>pressure transmitter</i>
<i>PV</i>	<i>pressure control valve</i>
<i>PV</i>	<i>process value</i>
SO	<i>send out</i>
<i>SP</i>	<i>setpoint</i>
<i>TE</i>	<i>temperature element</i>
<i>TT</i>	<i>temperature transmitter</i>
<i>ZE</i>	<i>position sensor</i>

Lijst met figuren

Figuur 1.1: Luchtfoto LNG-terminal Zeebrugge [4].....	1
Figuur 1.2: Bedrijfslogo Fluxys [1].....	1
Figuur 2.1: Samenvatting drie gaswetten [14].....	7
Figuur 2.2: Thermodynamische en aerodynamische head [14].....	10
Figuur 2.3: Voorbeeld druk-enthalpiediagramma [17].....	11
Figuur 2.4: 3D centrifugaalcompressor [12]	12
Figuur 2.5: Aanduiding diffusors [18].....	13
Figuur 2.6: Druk- en snelheidsverloop diffusor [18].....	14
Figuur 2.7: Gasdeeltje in de waaier [18].....	15
Figuur 2.8: Af te leggen weg gasdeeltje [18]	15
Figuur 2.9: Snelheidsdriehoeken aan in- en uitrede [18]	16
Figuur 2.10: Opbouw grafiek stonewall [19]	17
Figuur 2.11: Opbouw grafiek werkingspunt [19].....	17
Figuur 2.12: Opbouw grafiek surgepunt [19]	18
Figuur 2.13: Algemene compressorgrafiek [19]	18
Figuur 2.14: Snelheidsdriehoek waaiertip [19]	19
Figuur 2.15: Af te leggen weg in een diffusor [19].....	20
Figuur 2.16: Anti-surge regeling [21]	21
Figuur 2.17: Aanduiding proportionele band [22]	23
Figuur 2.18: Mannesmann Demag compressor met inductiemotor en tandwielkast.....	25
Figuur 2.19: Centrifugaalcompressor zonder behuizing	25
Figuur 3.1: Vastelling probleem te vroeg openen anti-surge	27
Figuur 3.2: Proportionele regelaar voor optimalisatie.....	33
Figuur 4.1: Lineaire regressie, $FT001$ i.f.v. het kwadraat van het inlaatvolumedebiet	39
Figuur 4.2: Kwadratische regressie, $TT001$ i.f.v. het inlaatvolumedebiet.....	40
Figuur 4.3: Geoptimaliseerde proportionele regelaar	42

Lijst met tabellen

Tabel 1-1: Fysische eigenschappen methaan [6].....	2
Tabel 1-2: Samenstelling afkookgas [7].....	2
Tabel 3-1: Gebruikte sensoren met beschrijving	28
Tabel 4-1: Controlepunten werkingscurve	36
Tabel 4-2: Samenvatting proceswaardes bij minimaal volumedebiet.....	41

1 INLEIDING

1.1 Bedrijfsvoorstelling

Fluxys is een onafhankelijk gasinfrastructuurbedrijf en staat in voor de ontwikkeling, financiering, bouw, exploitatie en onderhoud van gasinfrastructuur. De onderneming is een belangrijke operator in de internationale doorvoer van aardgas en biedt een combinatie van aardgasvervoer, aardgasopslag en terminalling van vloeibaar aardgas (LNG). [1][2]

Fluxys Belgium, één van de dochterondernemingen van Fluxys, exploiteert de LNG-terminal in Zeebrugge en een opslaginstallatie in Loenhout. [1][2][3]



Figuur 1.1: Luchtfoto LNG-terminal Zeebrugge [4]

De LNG-terminal in Zeebrugge is één van de weinige terminals ter wereld die alle LNG-schepen in de omvaart kan ontvangen, van de kleinste ($7500 m^3$) tot de grootste ($266000 m^3$). Op de terminal worden schepen geladen en gelost met LNG. Het aardgas wordt er in de vloeibare fase opgeslagen in geïsoleerde opslagtanks. Een terminal gebruiker kan het aardgas verhandelen of vervoeren via het Belgische net van Fluxys. Via pijpleidingen, die vertrekken vanuit Zeebrugge, kunnen de Belgische markt of andere eindgebruikers in Europa bevoorrad worden. [1][3][5]



Figuur 1.2: Bedrijfslogo Fluxys [1]

1.2 Probleemstelling

1.2.1 Eigenschappen van aardgas

Zoals beschreven in punt 1.1 wordt er op de terminal in Zeebrugge vloeibaar aardgas opgeslagen. Het hoofdbestandsdeel van aardgas is methaan (CH₄).

In tabel 1-1 worden de eigenschappen van vloeibaar aardgas toegelicht.

Tabel 1-1: Fysische eigenschappen methaan [6]

Kookpunt	-161 °C
Smeltpunt	-182 °C
Relatieve dampdichtheid	0,61 (bij 20 °C)
Relatieve dichtheid	0,43 (bij -161 °C)
Moleculaire massa	16,04 $\frac{g}{mol}$
Explosiegrenzen	5 – 15 vol%
Minimale ontstekingsenergie	0,25 mJ

Het vloeibaar aardgas, dat opgeslagen wordt in de geïsoleerde opslagtanks, is onderhevig aan omgevingswarmte. Aangezien de opslag- en kooktemperatuur van aardgas dicht bij elkaar liggen, ontstaan er door die warmte gassen. Deze gassen worden afkookgassen genoemd. De samenstelling van de afkookgassen verschilt van deze van LNG. De meest vluchtige stoffen verdampen eerst. Tabel 1-2 toont de typische samenstelling van het afkookgas. Dit is immers niet altijd hetzelfde. Het is afhankelijk van de samenstelling van LNG. Die samenstelling wijzigt in functie van het gebied waar het gas vandaan komt. [7]

Tabel 1-2: Samenstelling afkookgas [7]

Naam	Brutoformule	% aanwezig	Molaire massa in g/mol
Stikstofgas	N ₂	6,297	28,01
Methaan	CH ₄	93,680	16,04
Ethaan	C ₂ H ₆	0,023	30,07

Door het gevormde afkookgas, wijzigt de druk in de opslagtanks. Tevens zullen schommelingen in atmosferische druk, door verschillende weersomstandigheden, invloed hebben op de tankdruk. [7]

1.2.2 Verwerking van afkookgas

De afkookgassen zorgen, zoals eerder vermeld, voor drukvariaties in de opslagtanks. De drukken in de opslagtanks mogen vrij variëren zolang de toegestane grenzen niet overschreden worden. Daarvoor worden deze drukken constant gemonitord en beschikken de opslagtanks over drukregelsystemen.

De toegestane drukken verschillen echter in de opslagtanks van elkaar (de naamgeving van de opslagtanks zijn terug te vinden in Bijlage A en Bijlage B). De opslagtanks 101 – FA, B & C zijn ontworpen om een minimale onderdruk van 5 *mbar* en een maximale overdruk van 230 *mbar* toe te laten. De grenzen van de exploitatiedrukken liggen tussen de 40 en de 205 *mbar* overdruk. De recentere opslagtanks 101 – FD & E zijn anders ontworpen, waarbij de minimale onderdruk 2,5 *mbar* en de maximale overdruk 290 *mbar* is. De grenzen van de exploitatiedrukken liggen tussen de 40 en de 250 *mbar* overdruk. [7][8]

Indien de grenzen in één of meerdere opslagtanks overschreden worden, moeten de afkookgassen verwerkt worden. De verwerking kan op verschillende manieren gebeuren. Bijlage A en Bijlage B tonen een deel van het schema. De verwerking kan gebeuren als volgt:

- Een eerste methode, tevens ook de duurste, is affakkelen van afkookgassen van opslagtanks 101 – FA, B, C, D & E. De gassen worden via leidingen naar de toorts gebracht. Daar worden ze verbrand in de atmosfeer. Dit gebeurt door middel van het ontsteken van het ideale gasmengsel van lucht en aardgas (zie explosiegrenzen in tabel 1-1);
- Als tweede methode kunnen afkookgassen via leidingen, tijdens het lossen van het vloeibaar aardgas, naar het schip gestuurd worden. Dit zowel naar aanlegsteiger 1 (JETTY 1), als naar aanlegsteiger 2 (JETTY 2). Een schip dat zijn opslagtank lost moet gevuld worden met een ander gas, anders implodeert de tank. Afkookgassen kunnen hiervoor dan ook nuttig gebruikt worden;
- Als laatste methode kunnen afkookgassen ook onder druk gebracht worden door middel van compressoren. Vooraleer de gassen gecompriëerd worden, worden ze door een ontoververhitter (102-E of 112-E) gestuurd. Daar wordt het gas gekoeld door LNG. De afkookgassen kunnen nu verwerkt worden door de hoge of lage druk compressoren (HD 105-J en LD 103-JA, 103-JB, 104-JA & 104-JB). De hoge druk compressoren kunnen het gas dan rechtsreeks uitzenden op het aardgasnet via de pijpleidingen (S0 1 & S0 2). De lage druk compressoren, onder andere de centrifugaalcompressoren (103-JA en 103-JB), worden gebruikt als tussenstap voor de verwerking. Enerzijds kan, na compressie tot ongeveer drie bar overdruk, via de hercondensoren (101-E & 103-E) aardgas terug vloeibaar gemaakt worden. Deze wordt dan terug opgeslagen. Anderzijds kan het ook naar de hoge druk compressoren (119-E & 123-J) gestuurd worden, die op hun beurt het gas uitzenden op het aardgasnet. [7][8][9][10]

1.2.3 Inleiding surge

Voor de verwerking van afkookgassen kunnen onder andere centrifugaalcompressoren worden gebruikt. Bij het gebruik van dergelijke compressoren kunnen zich problemen voordoen. Hiervan is het fenomeen surge een voorbeeld. Indien de compressor niet genoeg druk kan produceren om de opgelegde weerstand te overwinnen of indien er onvoldoende debiet beschikbaar is, stroomt het gas voor een ogenblik terug door de compressor. Dit fenomeen wordt surge genoemd en is schadelijk voor de compressor. Via een anti-surge bescherming kan dit vermeden worden. [11]

In punt 2.3.7 wordt het fenomeen grondiger besproken.

1.3 Onderzoeksvragen

Zoals eerder vermeld, kunnen bij de verwerking van de afkookgassen compressoren nodig zijn. Er worden verschillende types compressoren gebruikt waaronder een centrifugaalcompressor (103-JA). Deze compressor is beveiligd tegen het fenomeen surge. Na het overschakelen van een analoog systeem naar een digitaal systeem ondervinden de operatoren op de terminal dat de centrifugaalcompressor vroeger in veiligheid gaat dan voorheen.

Gelet op het bovenstaand probleem, luiden de onderzoeksvragen als volgt:

1. Wat is de oorzaak dat de anti-surge regeling van een centrifugaalcompressor voor aardgas vroeger in werking treedt, na de implementatie van een digitaal systeem?
2. Hoe kan de anti-surge regeling worden geoptimaliseerd?

2 LITERATUURSTUDIE

In de literatuurstudie wordt er dieper ingegaan op de werking van compressoren, in het bijzonder de centrifugaalcompressoren.

Algemeen kan gesteld worden dat een compressor een machine is die zorgt voor een drukstijging van stromende gassen. [12]

2.1 Soorten compressoren

Er bestaan verschillende soorten compressoren. De keuze van de compressor hangt af van de toepassing. Er wordt onderscheid gemaakt tussen verdringer- en turbocompressoren.

Verdringercompressoren verplaatsen periodiek volumes gas door middel van roterende - of heen- en weergaande verdringers. Schroef- en scrollcompressoren zijn voorbeelden van de roterende verdringers. Voorbeelden van heen- en weergaande verdringers zijn zuiger- en membraamcompressoren.

Turbocompressoren, zoals axiaal- en centrifugaalcompressoren, geven kinetische energie mee aan het gas om hiermee de druk te verhogen. [13]

2.2 Algemene theorie compressoren

De basisprincipes van compressoren, die hierna besproken worden, steunen op de hoofdwetten van de thermodynamica, de ideale gaswetten en andere.

2.2.1 Thermodynamica

De eerste hoofdwet van de thermodynamica stelt dat energie niet gemaakt of vernietigd kan worden tijdens processen zoals compressie of expansie. Energie kan wel worden omgezet in andere vormen.

De tweede hoofdwet stelt dat energie in diverse vormen aanwezig is. Die energie zal altijd van een hoger naar een lager energieniveau bewegen.

Wanneer een gas van de ene stabiele toestand naar de andere stabiele toestand wordt gebracht, zal dit niet gebeuren zonder verliezen.

In de thermodynamica worden ook de termen entropie en enthalpie gebruikt. Entropie S , uitgedrukt in J , is een maat voor de wanorde in een systeem. Enthalpie H , uitgedrukt in J , is de hoeveelheid energie die één kg gas bevat. [12][14]

Verder wordt in de thermodynamica ook de grootheid soortelijke warmte gebruikt. Voor gassen wordt een onderscheid gemaakt tussen c_p en c_v . De eerste (c_p) is de soortelijke warmte van een gas bij een constante druk. De laatste (c_v) is de soortelijke warmte van een gas bij een constant volume. Beide geven aan hoeveel energie nodig is om de temperatuur van één kg gas met één Kelvin te laten stijgen. De eenheid van c_p en c_v is met andere woorden $J/(kg \cdot K)$. De verhouding van de soortelijke warmtes wordt weergegeven in formule (2-1). Deze verhouding is dimensieloos en temperatuurafhankelijk. [12][14]

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2-1)$$

waarbij γ verhouding van de soortelijke warmtes
 c_p soortelijke warmte bij constante druk in $J/(kg \cdot K)$
 c_v soortelijke warmte bij constant volume in $J/(kg \cdot K)$

2.2.2 Algemene gaswetten

Een ideaal gas is een gas waarop de wetten van Boyle, Gay-Lussac en andere van toepassing zijn. Hieronder worden deze wetten toegelicht.

De wet van Boyle stelt dat bij een constante temperatuur de volumes zich omgekeerd evenredig verhouden met de drukken. In formule (2-2) is deze vergelijking weergegeven. [14]

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (2-2)$$

waarbij p druk in pa
 V volume in m^3

De eerste wet van Gay-Lussac stelt dat bij een constante druk de volumes zich recht evenredig verhouden tot de temperaturen. In formule (2-3) is deze vergelijking weergegeven. [14]

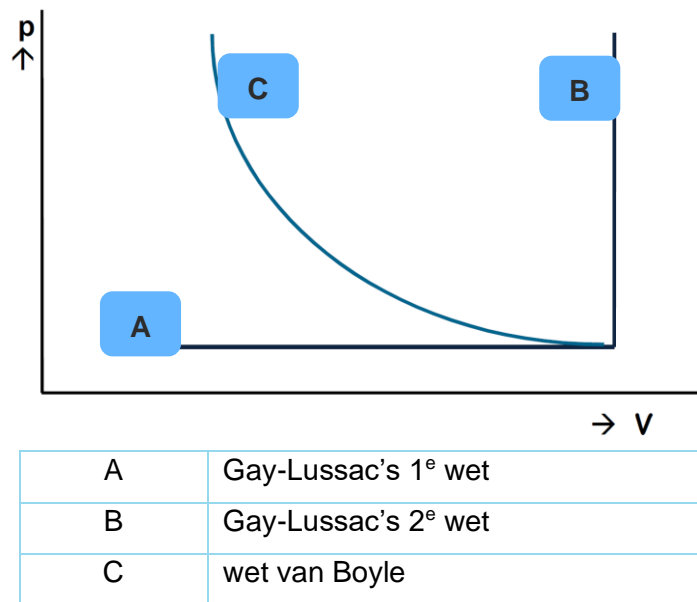
$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \text{constante} \quad (2-3)$$

waarbij T temperatuur in K

De tweede wet van Gay-Lussac stelt dat bij een constant volume, de drukken zich recht evenredig verhouden met de temperaturen. In formule (2-4) is deze vergelijking weergegeven. [14]

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} = \text{constante} \quad (2-4)$$

De drie wetten worden samengevat in figuur 2.1.



Figuur 2.1: Samenvatting drie gaswetten [14]

Een combinatie van deze drie gaswetten levert ons de ideale gaswet op. Deze is terug te vinden in formule (2-5). [14]

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (2-5)$$

waarbij n aantal mol

R gasconstante: $8,314 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$

De ideale gaswet kan ook op een andere manier geschreven worden. Deze is terug te vinden in formule (2-7). Er wordt gewerkt met een specifieke gasconstante R_s . [14]

$$R_s = \frac{R}{MM} = c_p - c_v \quad (2-6)$$

waarbij R_s specifieke gasconstante in $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

MM molaire massa in kg/mol

$$p \cdot V = m \cdot R_s \cdot T \quad (2-7)$$

waarbij m massa in kg

Een gas kan ook een mengsel zijn van verschillende soorten gassen. De totale druk van het mengsel is gelijk aan de som van alle partiële drukken van de aanwezige gassen. Dit is de wet van Dalton, weergegeven in formule (2-8). De wet van Amagat, weergegeven in formule (2-9), stelt dat het volume van het mengsel gelijk is aan de som van de volumes dat ieder gas afzonderlijk zou innemen bij de totale druk en temperatuur. [14]

$$p = p_a + p_b + \dots + p_n \quad (2-8)$$

waarbij p_a, p_b en p_n partiële drukken van de gassen

$$V = V_a + V_b + \dots + V_n \quad (2-9)$$

waarbij V_a, V_b en V_n volumes van ieder gas apart

2.2.3 Dichtheid

De dichtheid van een gas verandert naargelang de toestand waarin het zich bevindt. Het is afhankelijk van de druk, soort gas en de temperatuur. Startende vanuit de algemene gaswet, zoals beschreven in punt 2.2.2, kan de dichtheid van het gas berekend worden, zoals aangetoond in afleiding 1.

Afleiding 1

$p \cdot V = m \cdot \frac{R}{MM} \cdot T$	vergelijking (2-7) met R_s ingevuld
$\frac{m}{V} = \frac{p \cdot MM}{R \cdot T}$	herschreven
$\rho = \frac{p \cdot MM}{R \cdot T}$	met $\frac{m}{V} = \rho$

waarbij ρ dichtheid van het gas in kg/m^3

Het eindresultaat van afleiding 1 is terug te vinden in formule (2-10).

$$\rho = \frac{p \cdot MM}{R \cdot T} \quad (2-10)$$

2.2.4 Compressieproces

Een gas kan in theorie gecomprimeerd worden als een isentroop (constante entropie) of als een isotherm (constante temperatuur). Dit zijn omkeerbare processen, maar in praktijk bestaan deze niet. Daarom is een adiabaat nooit isentropisch (een isentroop is per definitie een omkeerbare adiabaat). [14][15][16]

Een systeem dat perfect geïsoleerd is, wisselt geen warmte uit met de omgeving. Perfecte isolatie tussen het systeem en de omgeving bestaat praktisch niet. Er zal dus altijd warmte uitgewisseld worden. Ook zullen er tijdens compressie gasmoleculen botsen met de interne delen van de compressor (bijvoorbeeld met de waaier). Die ontstane warmte, door het botsen, zal zorgen voor een entropiestijging. [14][15][16]

Een polytroop kan vrijwel alle processen (omkeerbaar of niet omkeerbaar) beschrijven. Een polytropisch proces wordt beschreven aan de hand van formule (2-11). [14][15][16]

$$p \cdot V^n = \text{constante} \quad (2-11)$$

waarbij n polytrope exponent

Met behulp van de algemene gaswet kunnen vergelijkingen gevonden worden die voor compressor-berekeningen vaak van toepassing zijn. Formules (2-12) tot en met (2-14) tonen die vergelijkingen. [14]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n-1/n} \quad (2-12)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \quad (2-13)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n} \quad (2-14)$$

De polytrope exponent is afhankelijk van het soort proces [14]:

- $n = \gamma$ bij isentropische processen, volgens formule (2-1)
- $n = 0$ bij isobare processen
- $n = 1$ bij isothermische processen
- $n = \infty$ bij isochorische processen
- $n =$ exacte waarde volgens formule (2-15)

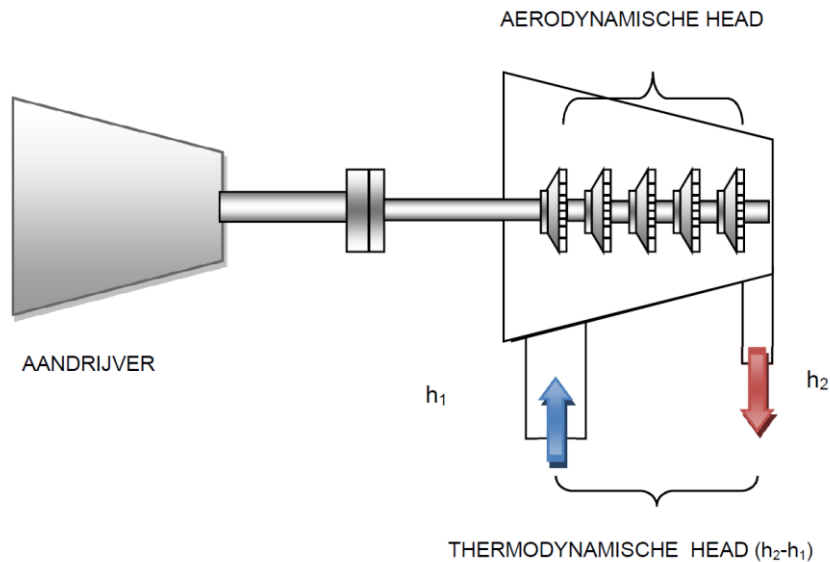
$$\eta_p = \frac{n/n - 1}{\gamma/\gamma - 1} \quad (2-15)$$

waarbij η_p polytropisch rendement

2.2.5 De head

De *head* bepaalt hoeveel energie er aan één kg gas wordt toegevoegd. Er wordt een onderscheid gemaakt tussen de thermodynamische en aerodynamische *head*. [14]

De aerodynamische *head* wordt in de compressor gevormd door het gas energie te geven onder de vorm van kinetische of potentiële energie. De thermodynamische *head* wordt bekeken aan de buitenkant van de compressor, waarbij het enthalpieverschil van belang is. Figuur 2.2 toont de thermodynamische en aerodynamische *head*. [14]



Figuur 2.2: Thermodynamische en aerodynamische head [14]

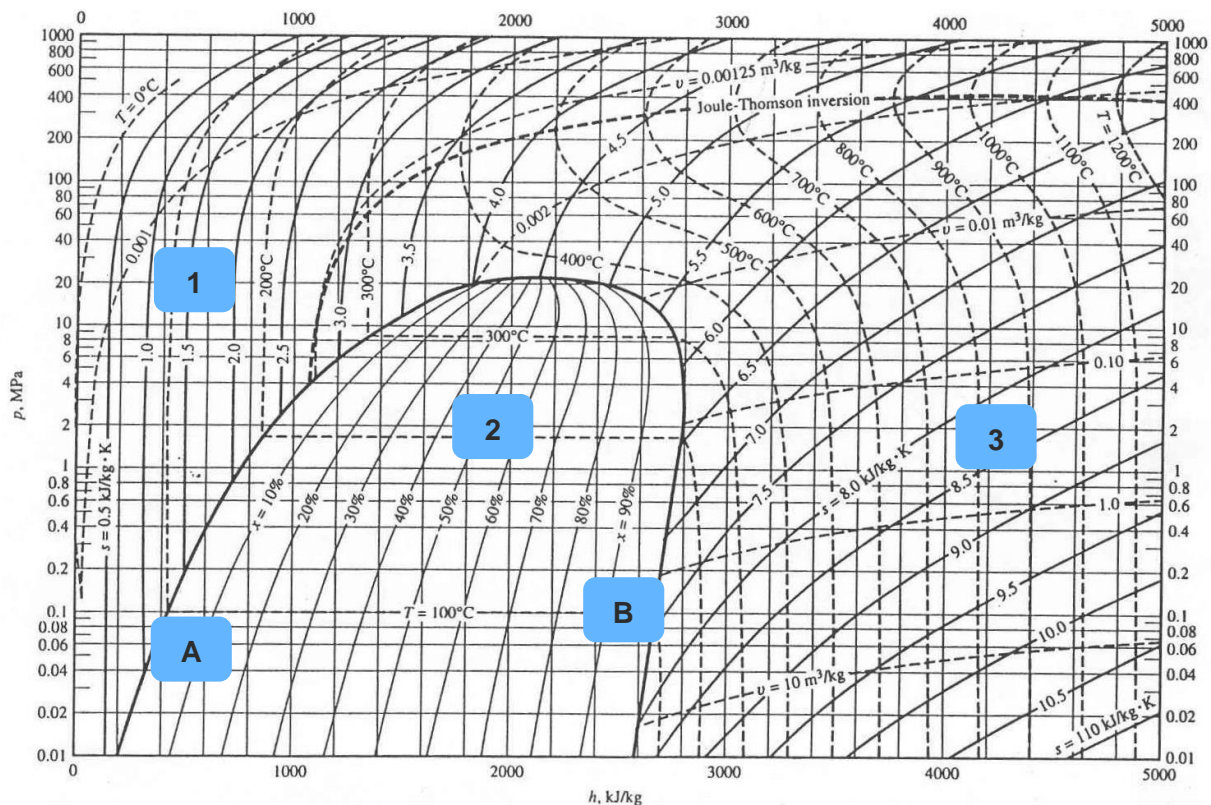
In formule (2-16) staat de algemene formule om de thermodynamische *head* te berekenen. [14]

$$\Delta H = Z \cdot R_s \cdot T \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right] \quad (2-16)$$

waarbij ΔH specifieke enthalpieverandering in J/kg
 p_s zuigdruk in Pa
 p_d persdruk in Pa

2.2.6 Druk-enthalpiediagramman

Om enthalpieën af te lezen in een bepaalde situatie, worden bij compressoren vaak gebruikt gemaakt van druk-enthalpiediagrammen. De diagramma's zijn telkens opgesteld voor één soort gas. Een voorbeeld wordt weergegeven in figuur 2.3. Tevens zijn op figuur 2.3 de verschillende gebieden aangeduid. [14]



1	vloeistofgebied
2	co-existentgebied
3	onverzadigd dampgebied
A	vloeistoflijn
B	verzadigde damplijn

Figuur 2.3: Voorbeeld druk-enthalpiediagramma [17]

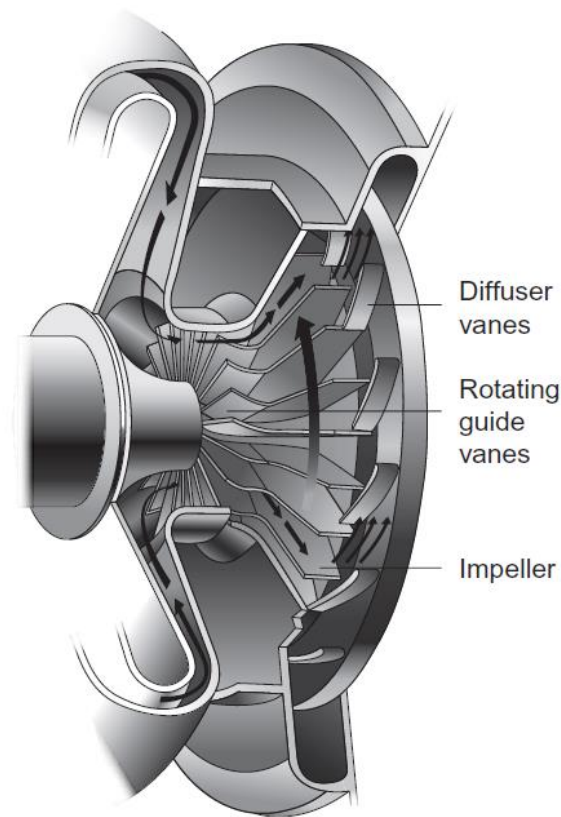
Het diagram op figuur 2.3 bevat de vloeistoflijn die de grens aangeeft tussen het vloeistof- en het co-existentgebied. De verzadigde damplijn geeft de grens aan tussen het co-existentgebied en het onverzadigd dampgebied. De vloeistoflijn en de verzadigde damplijn ontmoeten elkaar in het kritische punt.

Het vloeistofgebied bevindt zich aan de linkerkzijde van de vloeistoflijn. In dat gebied komt enkel vloeibare vorm voor. Aan de rechterzijde van de verzadigde damplijn, komt enkel damp voor. In het co-existentgebied komen zowel vloeistof als damp voor.

In die verschillende gebieden staan ook lijnen van constante entropie, enthalpie, temperatuur en andere getekend. Voor een gegeven toestand kunnen die verschillende grootheden afgelezen worden. [14]

2.3 Centrifugaalcompressor

De essentie van een centrifugaalcompressor is het omzetten van de meegegeven kinetische energie naar statische drukenergie. [12]



Figuur 2.4: 3D centrifugaalcompressor [12]

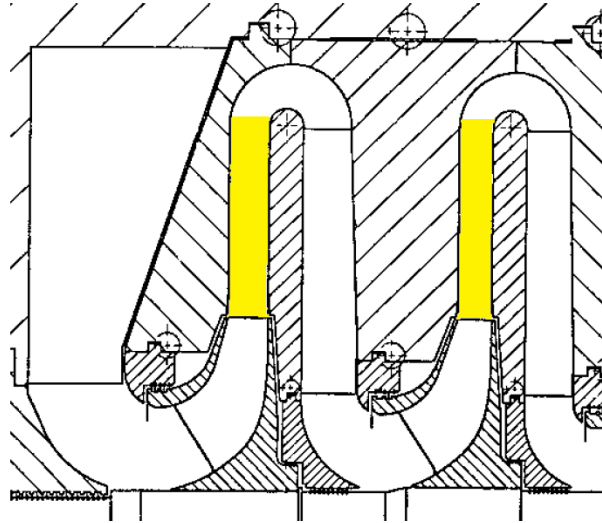
2.3.1 Waaier

Een centrifugaalcompressor kan uitgerust zijn met verschillende waaertypes. Er bestaan open, halfopen en gesloten waaiers. Deze worden gekozen afhankelijk van de toepassing. De waaier zorgt ervoor dat er snelheid kan worden meegegeven aan de gasdeeltjes. [18]

In de literatuur wordt veelal de Engelse term *impeller* gebruikt.

2.3.2 Diffusor

Het doel van een diffusor is de in de waaier toegevoegde kinetische energie gedeeltelijk om te zetten in drukenergie. Het is een divergerend kanaal dat door de voor- en achterkant van de tussenschotten gevormd wordt. Op figuur 2.5 zijn de diffusors aangeduid in het geel. [18]



Figuur 2.5: Aanduiding diffusors [18]

Een divergerend kanaal betekent dat het oppervlak in dwarsdoorsnede toeneemt. Volgens de wet van Bernoulli en de formule voor volumedebiet, respectievelijk formule (2-18) en (2-17), kan er gesteld worden dat voor een toename in oppervlak een snelheidsreductie zal zijn met een hogere statische druk als gevolg. [18]

$$Q = v \cdot A \quad (2-17)$$

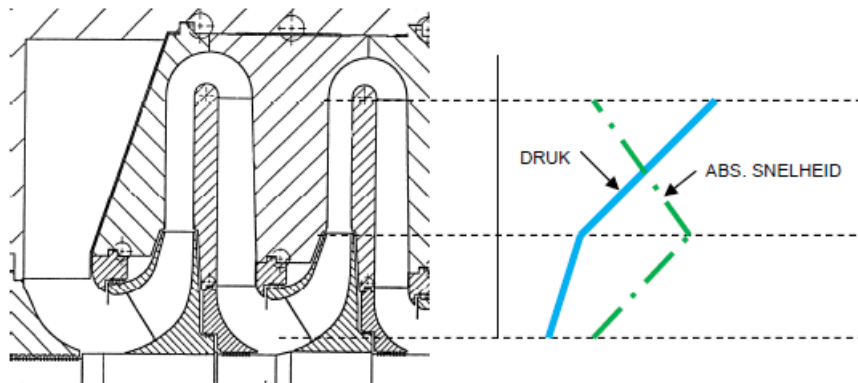
waarbij Q debiet in m^3/s
 v snelheid van het gas in m/s
 A oppervlak dwarsdoorsnede in m^2

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h + p = \text{constante} \quad (2-18)$$

waarbij g valversnelling van $9,81 \text{ m/s}^2$
 h hoogte in m
 p statische druk in Pa

De wet van Bernoulli bestaat uit drie delen: een dynamische druk, gravitatie-druk en een statische druk. Deze komen respectievelijk overeen met het eerste, tweede en derde deel van formule (2-18).

In figuur 2.6 is de drukstijging visueel weergegeven in de diffusor. Er is ook een absolute snelheidsdaling. [18] De uitleg van de snelheden zijn beschreven in punt 2.3.2.



Figuur 2.6: Druk- en snelheidsverloop diffusor [18]

2.3.3 Leidschoepen

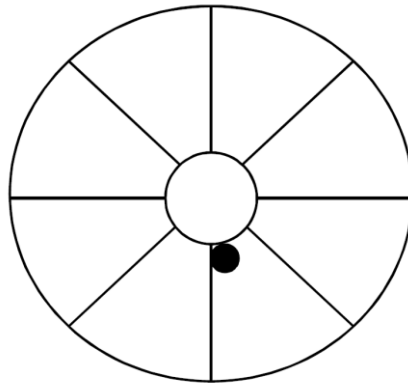
De Engelse term voor leidschoepen is *guide vanes*. Ze zorgen ervoor dat het gas onder de juiste hoek naar het eerste compressorwiel wordt gebracht. [18]

2.3.4 Tussenschotten

Een tussenschot is het stationaire gedeelte tussen de diverse trappen.

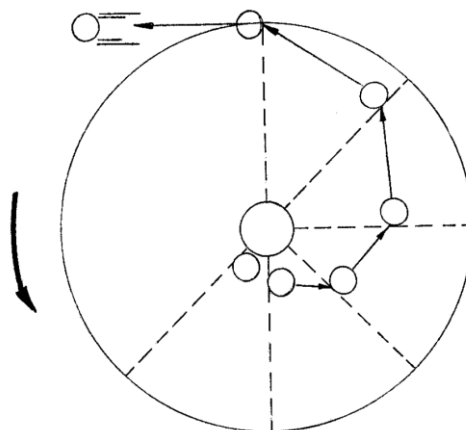
2.3.5 Werking

Om de werking van een centrifugaalcompressor te begrijpen wordt er in onderstaande redenering verondersteld één gasdeeltje te zijn. Op figuur 2.7 staat de waaier afgebeeld met één gasdeeltje dicht bij het centrum. [18]



Figuur 2.7: Gasdeeltje in de waaier [18]

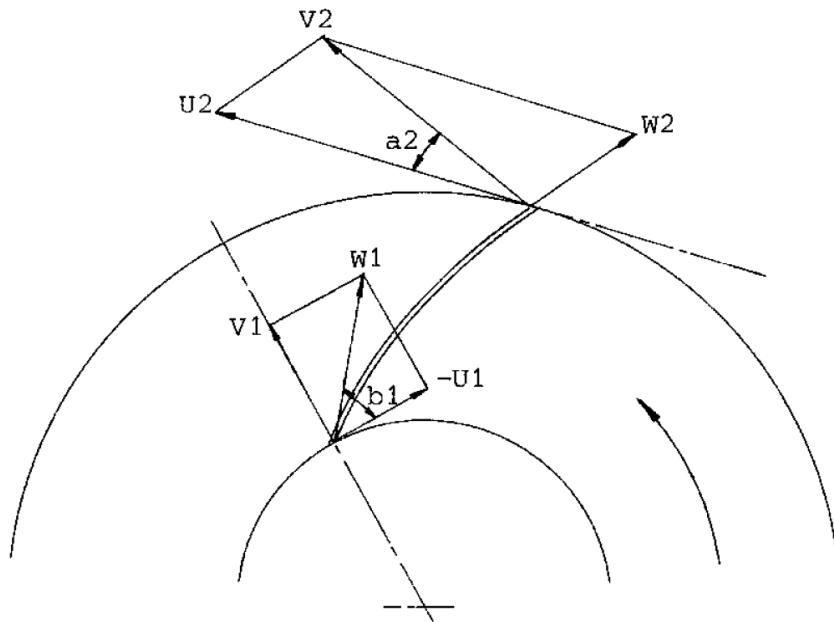
Wanneer de waaier draait, zal het gasdeeltje tegen een schoep worden gedrukt. Het gasdeeltje zal zich bewegen naar de buitenzijde. Omdat een lichaam dat in beweging wordt gezet en geen weerstand ondervindt altijd een rechte lijn zal volgen, verwijdert het gasdeeltje zich ook rechthoekig naar de buitenzijde toe. De kracht die aanwezig is om het deeltje vanuit het centrum te verwijderen wordt de centrifugaalkracht genoemd. Tevens zal de tangentiële snelheid van het gasdeeltje toenemen omdat de af te leggen weg aan de buitenzijde groter is dan die in het centrum. Figuur 2.8 toont welke weg het gasdeeltje aflegt. [18]



Figuur 2.8: Af te leggen weg gasdeeltje [18]

Bovenstaande redenering werd opgebouwd aan de hand van simpele rechte schoepen. De snelheid en de richting van het uitstromende gas worden bepaald door de vorm en hoek van de schoepen. Zo zijn er voor- of achterwaarts gebogen schoepen en korte of lange schoepen. [18]

Om de snelheid van een gas ten opzichte van de schoep zichtbaar te maken, worden snelheidsdriehoeken toegepast. Op figuur 2.9 zijn twee snelheidsdriehoeken getekend aan de in- en uittrede van de schoep. Er wordt gebruik gemaakt van de omtreksnelheid U , de absolute snelheid V en de relatieve snelheid W . De omtrek- of sleepsnelheid zijn respectievelijk de snelheden van de waaiertip en van het gas ten opzichte van de stilstaande omgeving. De relatieve snelheid is de snelheid van het gas ten opzichte van de bewegende omgeving, in dit geval het draaiend compressorwiel. [18]



Figuur 2.9: Snelheidsdriehoeken aan in- en uittrede [18]

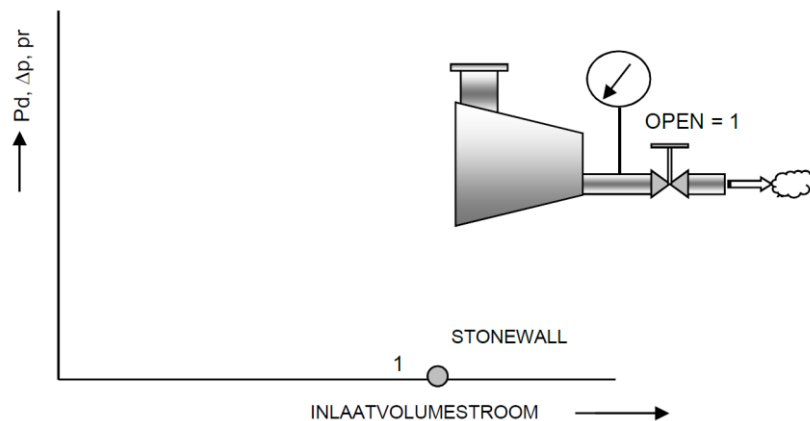
Aan de uittrede van de schoep is de hoek tussen de omtreksnelheid U_2 en absolute snelheid V_2 , de schoepenhoek aan de uittrede. [18]

Bij veranderingen van volumestromen en vormen van waaiers zullen de snelheidsdriehoeken veranderen. Veranderingen hebben bepaalde grenzen. Deze staat bekend bij centrifugaalcompressoren als surge en stonewall. [18]

2.3.6 Compressorgrafiek

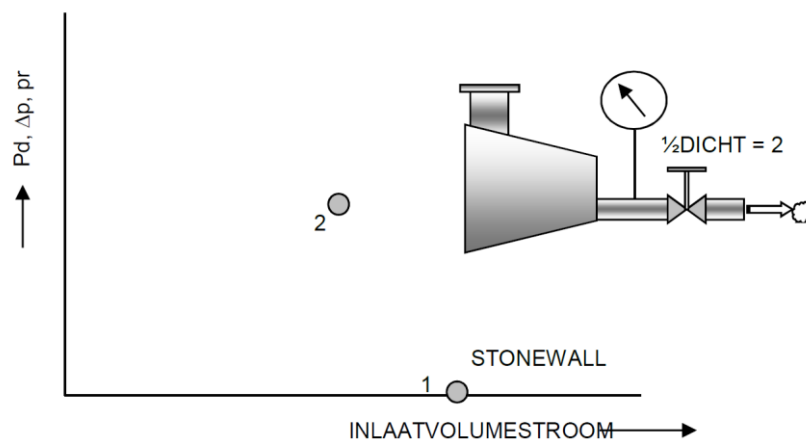
De opbouw van een compressorgrafiek wordt duidelijk gemaakt aan de hand van een simpel voorbeeld. Hieronder worden drie situaties voorgesteld waar de tegendruk wordt geregeld en gesimuleerd met een afsluiter. [19]

Het eerste punt wordt gevonden bij de opstart van de compressor. Dit noemt stonewall. Hier ondervindt de compressor geen weerstand. Dit komt overeen met een afsluiter die volledig openstaat en een uitlaatdruk die gelijk is aan de inlaatdruk. [19]



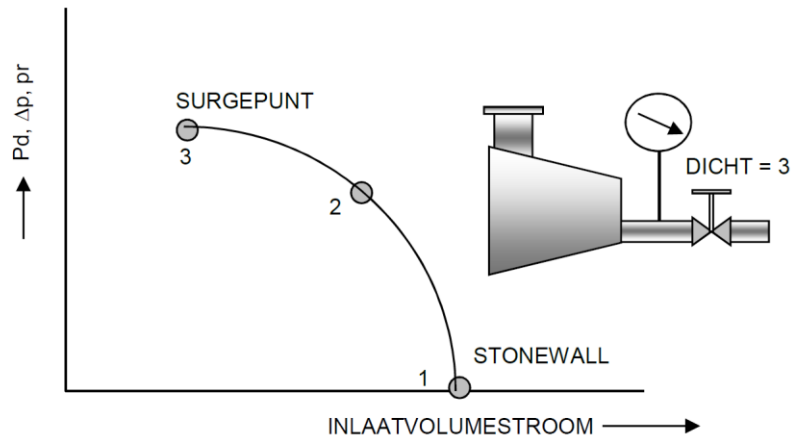
Figuur 2.10: Opbouw grafiek stonewall [19]

Om het tweede punt te vinden wordt de afsluiter deels dichtgedraaid. Hierdoor zal er een drukverschil ontstaan tussen de in- en uitlaat. Dit is het normale werkingpunt.



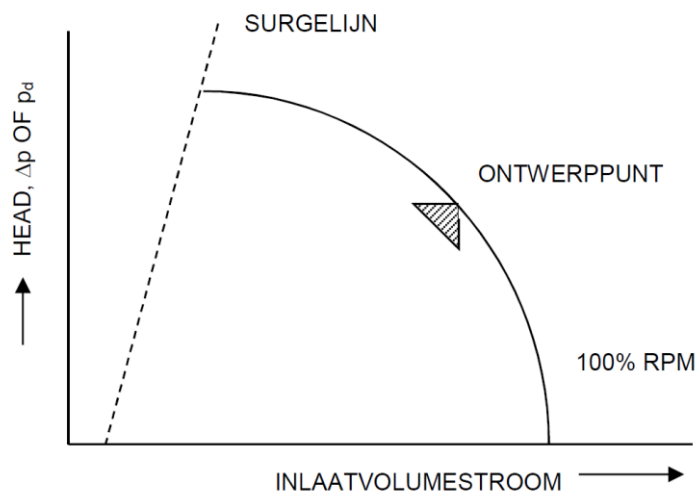
Figuur 2.11: Opbouw grafiek werkingpunt [19]

De persdruk zal toenemen indien de afsluiter verder dichtgedraaid wordt. Op een gegeven moment is de druk zover opgelopen dat de compressor er niet meer tegenop kan pompen en het gas zal terugstromen in de waaier. Het punt waarop het gas zal terugstromen wordt het surgepunt genoemd. Dit is het volgende punt op de grafiek. [19]



Figuur 2.12: Opbouw grafiek surgepunt [19]

Op figuur 2.13 is een algemene grafiek terug te vinden bij 100% van het ontwerptoerental. Door middel van frequentieregelaars of tandwielkasten kan het toerental worden aangepast. Tevens is op die figuur 2.13 een surgelijn te vinden. Indien het toerental aangepast is, kan aan de hand van de surgelijn het surgepunt bepaald worden. [19]



Figuur 2.13: Algemene compressorgrafiek [19]

De vorm en helling van de compressorcurve is afhankelijk van verschillende factoren. De schoepenhoek, type gas (verandering van molaire massa), toerental en andere zorgen ervoor dat de curve anders komt te liggen. [19]

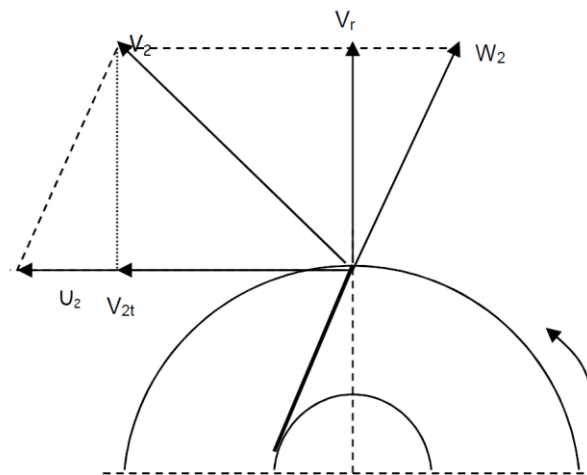
Surge en stonewall zijn de twee punten van instabiliteit. Respectievelijk zorgt de ene voor instabiliteit bij minimale volumestromen en de andere bij maximale volumestromen. Deze fenomenen moeten worden vermeden. [19]

Omdat de onderzoeksvragen zich toespitsen op surge, wordt enkel dit fenomeen verder besproken.

2.3.7 Surge

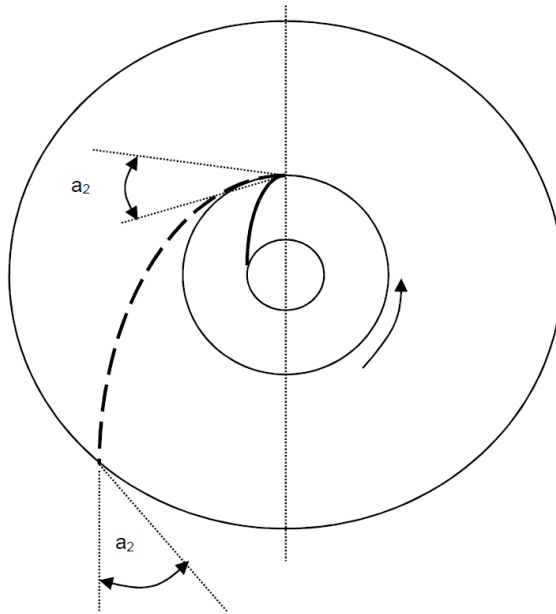
Surge of pompen van een compressor komt voor wanneer de compressor niet genoeg druk kan produceren om de opgelegde weerstand te overwinnen. Wanneer dit gebeurt, stroomt het gas van de persleiding voor een ogenblik terug door de compressor. Dit kan ook gebeuren wanneer er onvoldoende debiet beschikbaar is voor de compressor. Wanneer de compressor exact in surge gaat, hangt af van de snelheid en het actueel debiet dat het ontvangt. Surge is schadelijk voor de compressor en wordt opgemerkt door hoge vibraties en diepe hoestgeluiden. Dit moet voorkomen worden door de compressor te beschermen. Elke centrifugaalcompressor kan worden uitgerust met een anti-surge bescherming. [11]

De redenering begint in punt 2.3.5, waar er wordt bepaald dat er grenzen zijn aan de veranderingen van de snelheidsdriehoeken. Figuur 2.14 toont een snelheidsdriehoek, getekend aan de waiertip. Hierbij is U_2 de omtreksnelheid, V_2 de absolute snelheid en W_2 de relatieve snelheid aan de uitrede. V_{2t} en V_r zijn respectievelijk de tangentiële en radiale componenten van de absolute snelheid V_2 . [19]



Figuur 2.14: Snelheidsdriehoek waiertip [19]

Wanneer de volumestroom vermindert, bij een constante rotatiesnelheid, zal de relatieve snelheid W_2 afnemen. Bijgevolg zal de vector V_r proportioneel kleiner worden terwijl V_{2t} toeneemt. De uitstroomhoek, de hoek tussen de absolute snelheid en de omtreksnelheid, zal verkleinen. Kleinere uitstroomhoeken zorgen voor een langer af te leggen weg in de diffusor. Dit komt doordat de uitstroomhoek constant blijft doorheen een regulier diffusorkanaal en het gas bijgevolg een logaritmische spiraalweg aflegt (zie figuur 2.15). [19]



Figuur 2.15: Af te leggen weg in een diffusor [19]

Wanneer de weg te lang is (dikke zwarte stippellijn op figuur 2.15) zal de gassnelheid in de diffusor, door wrijving, te klein worden. Er komt echter een toestand waarbij de snelheid te gering is geworden om er nog druk van te kunnen maken. Het gas zal bijgevolg terugstromen. Dit verschijnsel wordt dan surge genoemd. [19]

Er kunnen verschillende oorzaken zijn:

- Hogere weerstand (persafsluiter “dicht”);
- Vervuiling van diffusorkanalen;
- Te weinig toevoer van gas (aan de zuigzijde).

Het toerental, zoals hierboven vermeld, is één van de bepalende factoren voor de volumestroom en de *head*. De volumestroom is evenredig met de snelheid of het toerental. Daarentegen is de *head* evenredig met de snelheid of het toerental in het kwadraat. [19]

Surge moet worden vermeden en dit kan gebeuren door een minimaal volumedebiet te garanderen. Dit gebeurt door de anti-surge regeling.

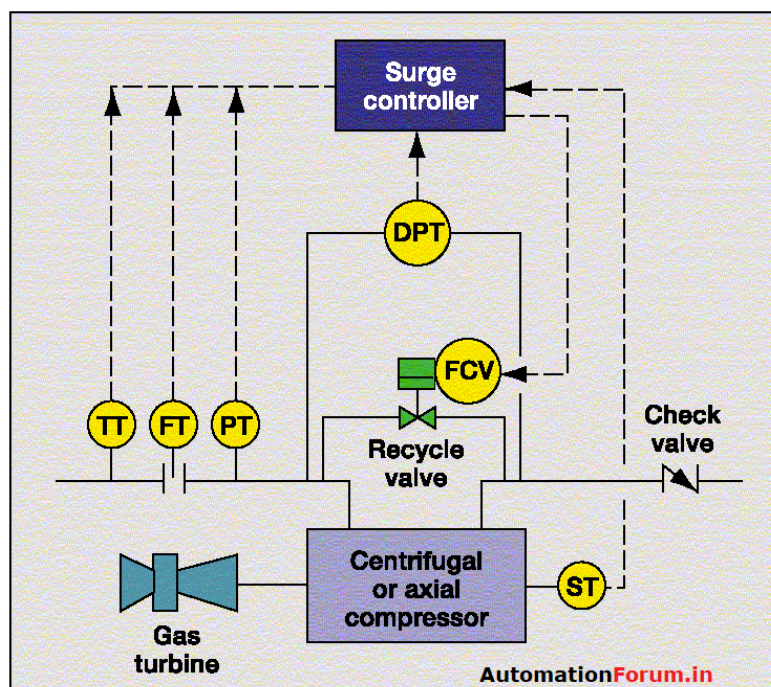
2.3.8 Anti-surge regelingen

2.3.8.1 Algemeen

Surge ontstaat wanneer de volumestroom door de compressor te laag is in vergelijking met het ontwerpdebiet. Het anti-surgesysteem is er op gericht om te allen tijde ervoor te zorgen dat er een voldoende grote stroming door de compressor zal blijven bestaan. Er bestaan verschillende systemen, maar hun doel blijft hetzelfde. [20]

Op figuur 2.16 staat een typisch anti-surge regelschema getekend. Op het regelschema zijn verschillende sensoren gekoppeld aan een controlesysteem. Aan de hand van de voorgeprogrammeerde waarden zal het systeem beslissen of de klep (van de pers naar de zuig) al dan niet moet worden geopend. Die beslissing gebeurt op basis van de verkregen waarden van de sensoren. Door de klep te openen wordt surge vermeden omdat de volumestroom toeneemt aan de zuigzijde.

Aan de zuigzijde wordt de temperatuur (TT), het debiet (FT) en de druk (PT) gemeten. Ook het toerental (ST) van de compressor wordt gemonitord, net zoals de *head* over de compressor (DPT). Er kunnen nog extra sensoren geplaatst worden aan de perszijde, zoals temperatuur en druk. Aan de hand van de verkregen waarden kan de klep worden aangestuurd (FCV : *flow control valve*). [21]



Figuur 2.16: Anti-surge regeling [21]

De anti-surge klep mag pas worden geopend zo dicht mogelijk bij de surgelijijn, rekening houdend met een veiligheidsmarge, om de efficiëntie en capaciteit van de compressor te maximaliseren.

2.3.8.2 PID-regelaar

Een PID-regelaar is een veel gebruikte regelaar in de industrie. Deze bestaat uit drie acties: een proportionele actie, een integrerende actie en een differentiërende actie. [22]

- De proportionele actie (of P-actie) is het verschil van de gewenste waarde en de gemeten waarde versterkt met K_p , de proportionele versterker. [22]
- De integrerende actie (of I-actie) zorgt voor het elimineren van de fout ten opzichte van de gewenste waarde. Dit gebeurt door het sommeren van de fouten die voorgekomen zijn doorheen de tijd. Naarmate de fout wordt bijgesteld, zal de integrerende term kleiner worden. [22][23]
- De differentiërende actie (of D-actie) reageert op de snelheid van verandering. [22]

De algemene formule voor een PID-regelaar is weergegeven in formule (2-19). [22]

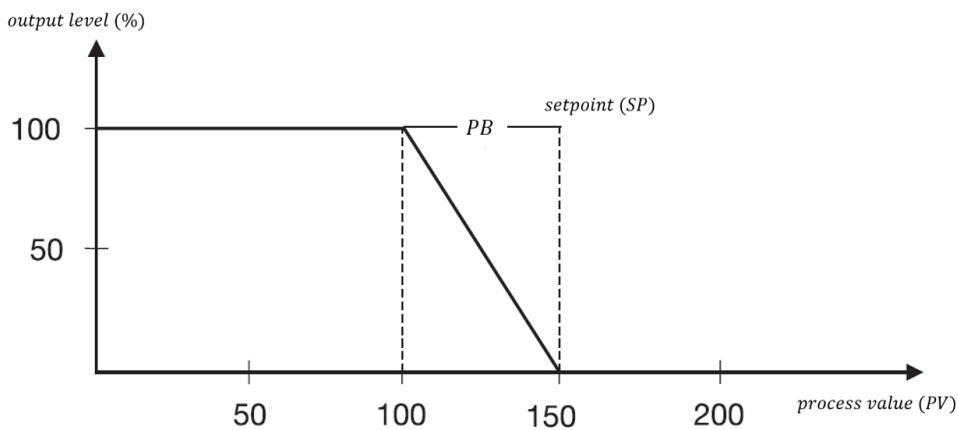
$$Y(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int_0^t e(t') \cdot dt' + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (2-19)$$

waarbij $Y(t)$ stuursignaal van de regelaar
 K_p proportionele versterking, zie formule (2-21)
 $e(t)$ fout, zie formule (2-20)
 K_i integrerende versterking
 K_d differentiërende versterking

$$e(t) = SP(t) - PV(t) \quad (2-20)$$

waarbij $SP(t)$ *setpoint*
 $PV(t)$ *process value*

In figuur 2.17 wordt de aanduiding van een proportionele band weergegeven. Hierbij is het *setpoint* en eindwaarde van cruciaal belang. Op de x-as staat de 'process value' en op de y-as de 'output level'. De maximale *output level* is 100%, het minimum is 0%. [22]



Figuur 2.17: Aanduiding proportionele band [22]

Met een gekende proportionele band (PB) kan dan de bijhorende K_p worden berekend. Dit kan via formule (2-21). [22]

$$K_p = \frac{1}{PB} \cdot 100\% \quad (2-21)$$

waarbij PB proportionele band

Indien enkel een proportionele regelaar van toepassing is, wordt formule (2-19) herleid naar formule (2-22) door middel van formules (2-20) en (2-21). [22]

$$Y(t) = K_p \cdot e(t) = \frac{100\%}{PB} \cdot (SP(t) - PV(t)) = K_p \cdot (SP(t) - PV(t)) \quad (2-22)$$

Het systeem regelt dan lineair over de vastgelegde proportionele band en zal afvlakken op een minimum van 0% en een maximum van 100%. [22]

2.3.9 Centrifugaalcompressor (103-JA)

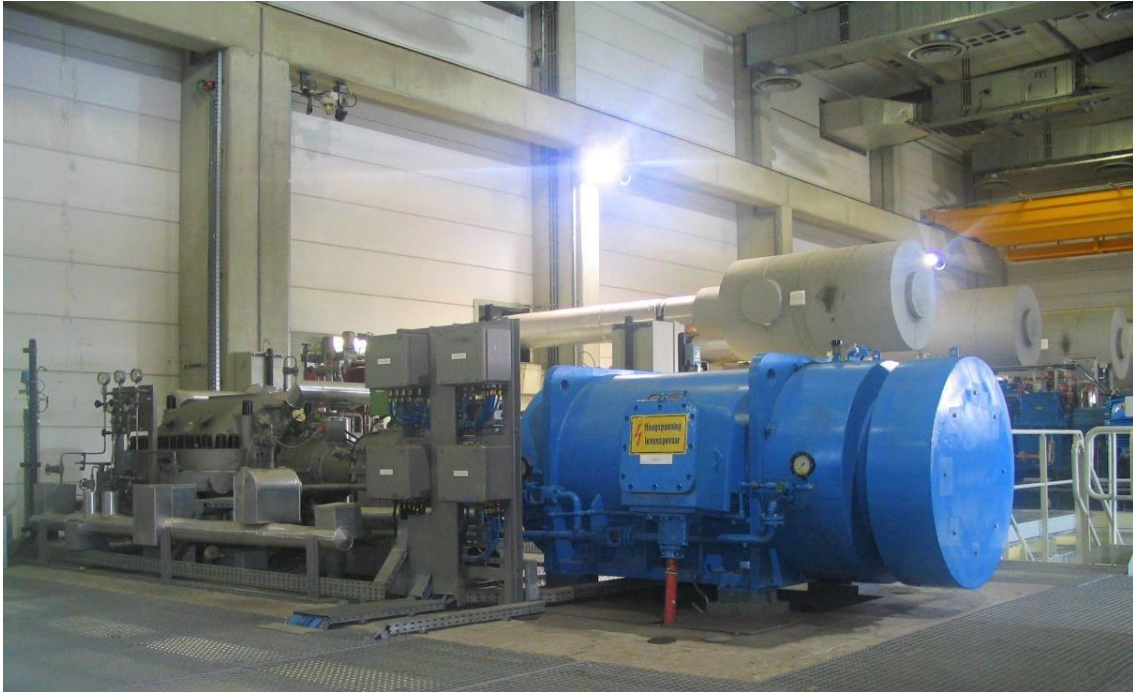
De Mannesmann Demag compressor is een ongekoelde viertraps centrifugaalcompressor geschikt voor cryogeen gas. In Bijlage C is een doorsnede gegeven.

Bij een zuigtemperatuur van $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ en een zuigdruk van $0,96\text{ bara}$ is het zuigdebiet $14626\text{ m}^3/\text{h}$. Op het *guarantee point* is de persdruk $4,8\text{ bara}$ en de uitlaattemperatuur $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$. De compressor heeft een toerental van 7888 rpm . [7]

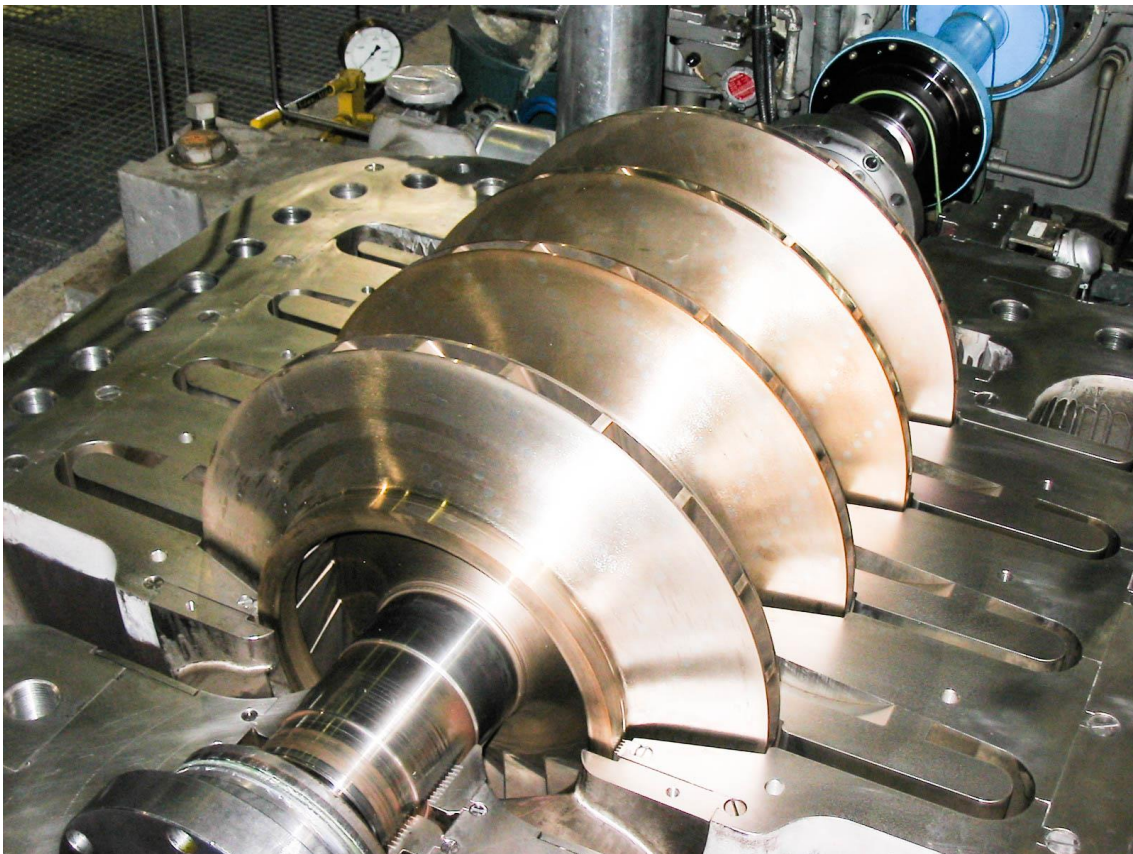
De machine wordt aangedreven door een inductiemotor ($3f/50\text{ Hz}/6000\text{V}$) van 1700 kW . Het toerental van 1494 rpm wordt opgedreven naar de eerder vermelde 7888 rpm aan de hand van een tandwielkast. De compressor heeft een frequentieregelaar waarmee de frequentie kan worden aangepast met een bereik van 30 tot 50 Hz . [7]

In Bijlage D is de werkingscurve van de Mannesmann Demag compressor terug te vinden. Bijlage E is de uitgebreide versie. Deze toont werkingscurves bij verschillende toerentallen. Verder kan ook de uitlaatdruk worden afgelezen in functie van de diverse molaire massa's en de aanzuigdrukken.

Op figuur 2.18 staan de inductiemotor, tandwielkast en centrifugaalcompressor gekoppeld aan elkaar. Daarentegen staat op figuur 2.19 de compressor met open behuizing. Merk op dat de waaiers, diffusorkanalen en as zichtbaar zijn.



Figuur 2.18: Mannesmann Demag compressor met inductiemotor en tandwielkast



Figuur 2.19: Centrifugaalcompressor zonder behuizing

3 ONDERZOEKSMETHODEN

Om een antwoord te bieden op de onderzoeksvragen wordt in dit hoofdstuk het gevoerde onderzoek uitgelegd. Een combinatie van een theoretische en praktische aanpak zal uiteindelijk leiden tot een voorstel tot optimalisatie.

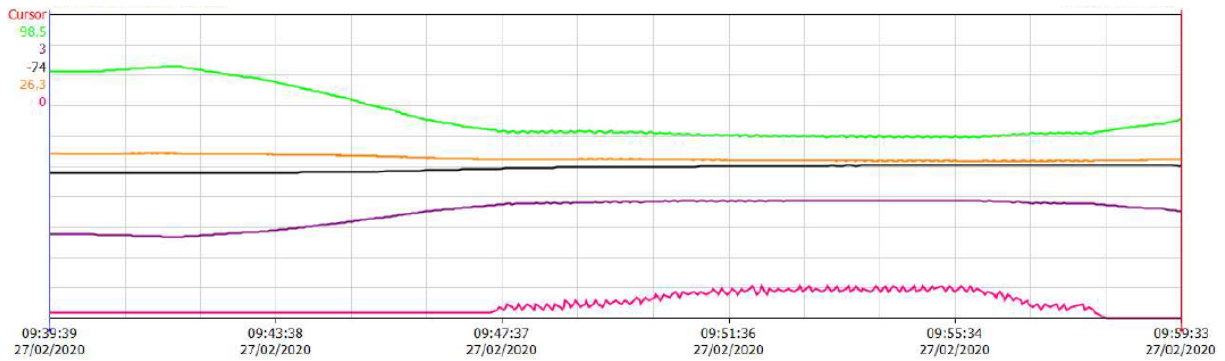
3.1 Korte herhaling probleemstelling

Zoals beschreven in de inleiding wordt een centrifugaalcompressor onder andere gebruikt voor de verwerking van afkookgassen. Die centrifugaalcompressor wordt ook gebruikt voor andere doeleinden, zoals het laden en lossen van schepen. Maar telkens de compressor wordt gebruikt, wordt dezelfde opmerking gemaakt: 'de compressor gaat te vroeg in anti-surge bescherming'. De anti-surge klep, die moet zorgen voor een voldoende grote toevoer van volume, gaat met andere woorden te vroeg open. Deze masterproef is er dan ook op gericht om anti-surge bescherming van de centrifugaalcompressor te optimaliseren zodat de compressor terug op de normale werkingspunten kan werken.

3.2 Vaststelling probleem

Om het onderzoek te staven werd het probleem effectief vastgesteld. De opzet was om de tegendruk van de compressor te verhogen. De aanzuigleiding van de compressor kwam van de desuperheater (102-E). De persleiding van de compressor was verbonden met de LNG recondensor (101-E of 103-E). De afkortingen zijn terug te vinden in Bijlage A en Bijlage B.

In deze opzet werd gekozen om de tegendruk van de compressor te verhogen. Een hogere weerstand aan de perszijde van de compressor zorgt voor het sneller in surge gaan. Indien de situatie ongunstig is, zal de anti-surge klep openen. Het resultaat van die test is terug te vinden op figuur 3.1.



Figuur 3.1: Vastelling probleem te vroeg openen anti-surge

Bij de analyse van het probleem werden twee parameters in het oog gehouden. Enerzijds de persdruk van de compressor (*PT001*, paarse lijn) en anderzijds de stand van de anti-surge klep (*HV001*, roze lijn). In regime draaide de compressor op dat ogenblik bij een persdruk van ongeveer 2,1 *bara*. De output van de klep was 0%. Stilaan werd de persdruk, aan de hand van de recondensor, verhoogd tot ongeveer 3,1 *bara*. Hier wordt vastgesteld dat de klep begint te openen.

In ideale omstandigheden moet de compressor een persdruk van 4,8 *bara* leveren bij een aanzuigdruk van 0,96 *bara*. Dit werd reeds beschreven in punt 2.3.9.

Hieruit kan besloten worden dat de anti-surge klep te vroeg opent. Bijgevolg kan het *garantie point A₂* (zie Bijlage D) niet gehaald worden.

3.3 Analyse huidige situatie

Om een analyse te maken van de huidige situatie werd beroep gedaan op handleidingen, piping and instrumentation diagram (P&ID's) en andere.

3.3.1 Algemeen

Bij Fluxys Zeebrugge wordt er gebruik gemaakt van twee digitale systemen. Enerzijds wordt gewerkt met programmable logic controllers (PLC's) en anderzijds met een distributed control systems (DCS's). De PLC's worden gebruikt voor machinebesturing. De lokale panelen van de DCS's zorgen voor de procesbesturing. Het proces wordt gestuurd vanuit de controlezaal op de terminal. Zowel op de human machine interface schermen (HMI-schermen) van de PLC's (voorbeeld in Bijlage F), als op de lokale panelen van de DCS's kunnen de sensorwaardes (druk, temperatuur en andere) worden afgelezen. Bijkomend worden alle data, afkomstig van de sensoren, opgeslagen in Wonderware. Ook dat systeem wordt gebruikt om processen te beheren.

In Bijlage G staat de P&ID van de *unloading compressor* 103-JA weergegeven. Op deze schema's worden pijpleidingen, kleppen, compressoren, pompen, sensoren en andere grafisch afgebeeld. Via het coördinatensysteem (combinatie van een letter en een cijfer), kan de plaats van een object teruggevonden worden. Zo staat op plaats C6 de centrifugaalcompressor 103-JA.

Om de toestand waarin de compressor draait in kaart te brengen, worden verschillende parameters gemonitord. Dit zowel aan de zuig- als aan de perszijde. De voornaamste sensoren zijn terug te vinden in tabel 3-1, telkens met hun beschrijving.

Tabel 3-1: Gebruikte sensoren met beschrijving

Naam sensor	Locatie P&ID (Bijlage G)	Beschrijving	Eenheid
31PT005	/	(= 31PI005), inlaatoverdruk	<i>bar_g</i>
31TT029	E7	(= 31TI029), inlaattemperatuur	<i>°C</i>
31PT023	E7	(= 31PI023), inlaatdruk	<i>bar_a</i>
31PT001	E4	persdruk	<i>bar_g</i>
31TT001	E5	(= 31TE001), perstemperatuur	<i>°C</i>
31FT001	E4	drukval over de venturi aan perszijde	<i>mbar</i>
31ZE013	/	toerental compressor	<i>rpm</i>

De anti-surge klep is op de P&ID en op de digitale schermen terug te vinden als de 31HV001. De 31HV001 is de output van de klep. Indien de klep gesloten is, is de waarde van de klep 0%. Indien de klep volledig openstaat, noteert de 31HV001 een waarde van 100%. De klepwaarde kan dus variëren tussen 0% en 100%.

De waarde die toegekend wordt aan de 31HV001 is afhankelijk van drie uitgangen:

1. Waarde van de 31HY001B (= 31HIC001B);
2. Waarde van de 31HY001A (= 31HIC001A);
3. Berekende waarde voor de output van de anti-surge klep, afkomstig van de anti-surge regeling.

De grootste waarde wordt naar de anti-surge klep gestuurd.

Uitgangen 1 en 2 kunnen manueel ingesteld worden. Uitgang 2 is de berekende waarde afkomstig van de anti-surge regeling. De werking van de anti-surge regeling wordt hieronder, in punt 3.3.2, verklaard.

3.3.2 Anti-surge regeling

De anti-surge regeling bestaat uit twee delen. Een eerste deel, punt 3.3.2.1, omvat een berekening waarbij een equivalent volumedebiet (31FC001) wordt berekend. Het tweede deel, punt 3.3.2.2, is de proportionele regeling. De proportionele regelaar stuurt dan de opening van de klep.

In navolgende tekst zal het getal 31, voorafgaand aan het tagnummer, ter vereenvoudiging worden weggelaten.

3.3.2.1 Equivalent volumedebiet

In eerste instantie wordt de waarde 31FC001 berekend aan de hand van de geprogrammeerde formule in de PLC. Deze is weergegeven in formule (3-1).

$$FC001 = \frac{\left(\left(\left((TT001 + 150) \cdot 0,05 \right) \cdot 0,224782 \right) + 1,384646 \right) \cdot (FT001 \cdot 0,08)}{(PT001 \cdot 0,454002) + 0,4599077} \cdot 10 \quad (3-1)$$

waarbij $FC001$ in %

$TT001$ in °C, zie tabel 3-1

$PT001$ in barg, zie tabel 3-1

$FT001$ in mbar, zie tabel 3-1

In formule (3-1) staan verschillende, tot nu toe, onverklaarde factoren. Merk op dat de drukval over de venturi en de temperatuur in de teller staan. Enkel de gasdruk staat in de noemer. Met behulp van afleiding 2 kan opgemerkt worden dat dit een maat voor het volumedebiet is. Dit debiet is noodzakelijk om een anti-surge regeling uit te werken.

Afleiding 2

$h_L = f_d \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$	drukval in meter
$\Delta p = f_d \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$	drukval in Pascal
$v^2 = \Delta p \cdot \frac{2}{f_d} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{1}{\rho}$	herwerken formule
$v_{ref}^2 = \Delta p_{ref} \cdot \frac{2}{f_d} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{1}{\rho_{ref}}$	referentiewaardes
$\frac{v^2}{v_{ref}^2} = \frac{\Delta p \cdot \frac{2}{f_d} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{1}{\rho}}{\Delta p_{ref} \cdot \frac{2}{f_d} \cdot \frac{D}{L} \cdot \frac{1}{\rho_{ref}}} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{ref}} \cdot \frac{\rho_{ref}}{\rho}$	
$v[\%] = \sqrt{\frac{\Delta p[\%] \cdot \rho_{ref}}{\rho}}$	
$\dot{V} \sim v[\%] = \sqrt{\frac{\Delta p[\%] \cdot p_{ref} \cdot T}{p \cdot T_{ref}}}$	met $\rho = \frac{p}{R_s \cdot T}$ surge control (volumedebiet)
$\dot{m} \sim \sqrt{\frac{\Delta p[\%] \cdot p_{ref} \cdot p}{T \cdot T_{ref} \cdot R_s}}$	maal ρ massadebietsaanduiding in DCS

waarbij f_d wrijvingscoëfficiënt
 L lengte in m
 D diameter in m
 \dot{V} een volumedebiet
 \dot{m} een massadebiet

Om formule (3-1) te controleren wordt beroep gedaan op Bijlage H, waarin een kalibratiepapier staat waarmee de formule kan gereproduceerd worden. De reproductie van de formule is terug te vinden in afleiding 3.

Afleiding 3

$FT001$ (of A) \rightarrow 0 tot 125 mbar $TT001$ (of B) \rightarrow 123,2 tot 323,2 K of -150 tot 50 °C $PT001$ (of C) \rightarrow 0 tot 10 barg	meetbereik transmitters
$A = \frac{FT001}{125}$ $B = \frac{(150 + TT001)/2}{100}$ $C = \frac{PT001}{10}$	procent weergegeven als decimaal getal
$5 \cdot D = \frac{5 \cdot A \cdot (1,38465 + 2,2478 \cdot B)}{0,45991 + 4,45009 \cdot C}$	voltage equation for internally generated voltage (Bijlage H)
$D = \frac{\frac{FT001}{125} \cdot \left(1,38465 + 2,2478 \cdot \frac{(150 + TT001)/2}{100} \right)}{0,45991 + 4,45009 \cdot \frac{PT001}{10}}$	percentages als decimaal getal invullen
$D = \frac{0,00019804 \cdot FT001 \cdot (TT001 + 273,2)}{PT001 + 1,013}$	vereenvoudigen
$FC001 = D \cdot 100\%$ $= \frac{0,019804 \cdot FT001 \cdot (TT001 + 273,2)}{PT001 + 1,013}$	in procent

waarbij A, B, C en D variabelen

De vereenvoudigde formule (3-1) is terug te vinden in formule (3-2).

$$FC001 = 0,019804 \cdot \frac{FT001 \cdot (TT001 + 273,2)}{PT001 + 1,013} \quad (3-2)$$

Er kan besloten worden dat formule (3-1) en formule (3-2) gelijk zijn. Hierbij wordt verwezen naar het resultaat van afleiding 3.

De vereenvoudigde formule (3-2) bevat een logische opbouw. De temperatuur wordt omgezet naar graden Celsius en de druk wordt omgezet van relatieve druk naar absolute druk met de opgegeven atmosferische druk in Bijlage H. De andere constanten in formule (3-1) zijn vervangen door één constante waarde die voorop staat.

3.3.2.2 Proportionele regelaar

In tweede instantie wordt de klep aangestuurd door een proportionele regelaar. De huidige formule voor de regeling is terug te vinden in formule (3-3).

$$Y = 100 - 1,79 \cdot (FC001 - 36) \quad (3-3)$$

waarbij	Y	output van de regelaar
	100	bias
	1,79	proportionele versterking
	$FC001$	<i>process value (PV)</i> , zie formule (3-1) en (3-2)
	36	<i>setpoint (SP)</i>

Het is de berekende uitgang Y , die naar de klep gestuurd wordt, indien dit de grootste waarde is van de drie uitgangen (zie punt 3.3.1).

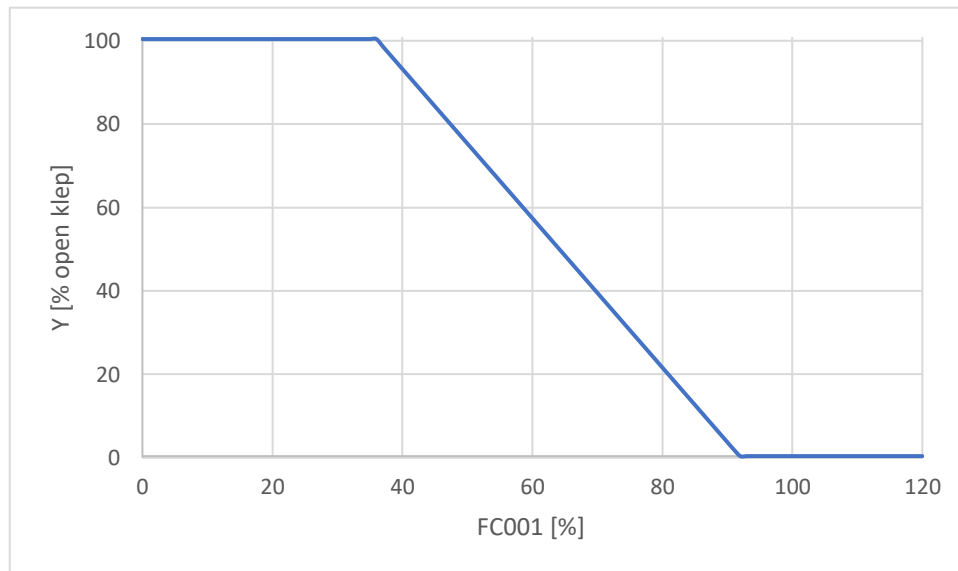
Om te voldoen aan de algemene formule (2-22) moet de formule anders geschreven worden. Het binnenbrengen van het minteken in de haakjes, levert formule (3-4) op.

$$Y = 100 + 1,79 \cdot (36 - FC001) \quad (3-4)$$

In het eerste stuk van formule (3-4) wordt een bias meegegeven. In het tweede deel wordt het verschil tussen het *setpoint (SP)* en de *process value (PV = FC001)* versterkt met de proportionele versterker (K_p). Afhankelijk van de waarde van de $FC001$, zal de output Y veranderen.

Er wordt vastgesteld dat formule (2-22) functie is van de tijd. In formule (3-4) is de *process value FC001* afhankelijk van de *flow*, de temperatuur en de druk. Die variëren op hun beurt, afhankelijk van de toestand van de compressor. Die toestand wijzigt doorheen de tijd. Het *setpoint* is in deze situatie wel onafhankelijk van de tijd. Het is een vaste vergelijkende waarde in de regeling. Er kan dus gesteld worden dat de output Y onrechtreeks functie is van de tijd. Om praktische redenen en gelet op bovenstaande uitleg zal de 'functie van de tijd' worden weggelaten.

Op figuur 3.2 is visueel waarneembaar wanneer de anti-surge klep begint te openen en wanneer de klep volledig is geopend.



Figuur 3.2: Proportionele regelaar voor optimalisatie

Er dienen toch enkele bemerkingen gemaakt worden over deze proportionele regelaar. Het systeem vertoont hetzelfde gedrag als op figuur 2.17. Een kleinere *process value* resulteert in een grotere *output level*. Dus hoe kleiner de *FC001*, hoe meer de anti-surge klep zal openen. Bemerkt daarom dat de bias van 100, weergegeven in formule (3-3) en (3-4), foutief is. Indien de bias wordt weggelaten, klopt de regelaar niet meer. De anti-surge klep zou pas volledig openstaan bij negatieve waarden voor de *FC001*. Dat is niet mogelijk aangezien het meetbereik van de transmitters geen negatieve waarden kunnen bevatten. De proportionele regelaar is met andere woorden ongeschikt voor het regelen van het proces. Om een nieuwe regelaar te dimensioneren zijn er geschikte data nodig. Vanuit dit perspectief wordt een experiment opgezet waarbij bruikbare data zullen worden opgenomen. De doelstelling en de opzet van het experiment worden beschreven in punt 3.4.1 en 3.4.2.

3.4 Experiment

Dit experiment werd opgezet om uiteindelijk een geoptimaliseerde proportionele regelaar te dimensioneren. Om het eindelijke doel te bereiken waren de eerder opgemeten data ongeschikt. Een voorbeeld hiervan zijn de werkingscurves die enkele jaren geleden opgenomen zijn bij verschillende frequenties. Die data en werkingscurves zijn onbruikbaar omdat toen dezelfde anti-surge regeling in werking was. De anti-surge klep was met andere woorden deels geopend. Uiteindelijk werd een nieuw experiment uitgevoerd op 10 maart 2020.

3.4.1 Doelstelling

Een belangrijke doelstelling was het reconstrueren van de werkingscurve bij 50 Hz. Aan de hand van die data en met de theoretische werkingscurve kan een nieuwe regeling ontworpen worden.

Tevens zal dit een controle zijn of de centrifugaalcompressor het *operating point* nog kan halen.

3.4.2 Opzet

Om het uiteindelijke doel te bereiken werd een gesloten circuit opgezet. Het testcircuit is terug te vinden in Bijlage I. Het is zo opgesteld dat de tegendruk van de compressor kan geregeld worden aan de hand van een klep (39PV004), die stelselmatig dichtgesnoerd wordt.

Hieronder wordt het testcircuit beschreven:

- De uitlaat van de compressor is verbonden met de klep 39PV004, waarmee de tegendruk geregeld wordt;
- De klep 39SP034 is gesloten;
- Van de 39PV004 gaat het via een pijpleiding naar de toorts (*boil-off to flare*);
- De klep 39SP142 is geopend en de klep 29SP141 is gesloten;
- Van daaruit gaat het naar de desuperheater 102-E (*boil-off from flare*). De klep 29SP033 is gesloten;
- De uitlaat van de desuperheater 102-E is verbonden met de inlaat van de centrifugaalcompressor 103-JA.

Dit testcircuit werd gekozen omwille van de goede beheersbaarheid. Via de 39PV004 kan de tegendruk geregeld worden. Indien de uitlaat van de compressor verbonden zou zijn met een recondensor zouden er teveel schommelingen zijn in de druk. Ook de lengtes van de leidingen zijn relatief kort, om leidingverliezen zo klein mogelijk te houden.

Om de tankdrukken te beheren werden de hogedrukcompressoren 110-JA/B/C/D in werking gesteld. Hierbij kon ook de inlaatdruk van de centrifugaalcompressor 103-JA zo constant mogelijk en onder controle gehouden worden.

Tijdens het experiment was het van cruciaal belang dat de anti-surge klep 31HV001 dicht gehouden werd. Dit gebeurde door het *setpoint*, dat standaard op 36 staat ingesteld in de proportionele regeling, aan te passen. Hiervoor werd door het *automation team* het PLC programma gemodificeerd, zodoende dat het *setpoint* kan aangepast worden op het HMI scherm.

Tijdens het experiment werden alle data opgeslagen in Wonderware. Ook werd een logblad handmatig bijgehouden. Bij stabiele toestanden werden telkens de tijd en de waardes van de *PT005*, *TT029*, *PT023*, *PT001*, *TT001*, *FT001*, *FC001*, *HV001*, *ZE013* en *PV004* opgenomen. Bijkomend werd de output *Y* van de proportionele regelaar en het *setpoint* bijgehouden.

3.4.3 Uitvoering

Vóór de uitvoering van de proef was het belangrijk dat de temperatuur, zowel aan de in- als de uitlaat, stabiel is. Ook de uitlaatdruk en debiet moeten constant zijn. Indien er een stabiel systeem bereikt is, kan het experiment gestart worden. De *39PV004* wordt stelselmatig dichtgesnoerd. Telkens de klep iets meer gesloten wordt, moet er worden gewacht tot de parameters stabiel zijn. Indien alle waardes van dat stabiel systeem opgenomen zijn, mag de klep iets meer gesloten worden. Het is belangrijk om de anti-surge klep (*31HV001*) in het oog te houden. Indien deze open komt te staan, moet het *setpoint* aangepast worden op de HMI van de PLC. Eens het *operating point* bereikt is, wordt de test stopgezet. Dit omdat de centrifugaalcompressor niet beveiligd is tegen surge tijdens het experiment.

4 RESULTAATVERWERKING

De resultaten van het experiment zijn terug te vinden in Bijlage J. Het doel van de resultaatverwerking is het bepalen van een *FC001 – waarde* waarbij de anti-surge klep volledig geopend moet zijn. Hiermee kan dan een nieuwe P-regelaar gedimensioneerd worden.

4.1 Werkingscurve

Aan de hand van de opgenomen data, kan de theoretische werkingcurve gecontroleerd worden. Hiervoor werden vier werkingpunten afgelezen op de originele compressorkarakteristiek in Bijlage E. Deze staan genoteerd in tabel 4-1.

Tabel 4-1: Controlepunten werkingcurve

Inlaatdebiet in m^3/h	p_s in <i>bara</i>	p_d/p_s
9350	1,1	5,75
14626	1,1	5,1
15900	1,1	4
16350	1,1	2,9

4.2 Berekening volumedebiet inlaat

Het massadebiet aan de uitlaat werd geregistreerd in Wonderware. Dit werd later aan het logblad toegevoegd. Omdat de theoretische gegevens van de compressor als volumedebiet aan de inlaat worden weergegeven, wordt het massadebiet aan de uitlaat omgezet naar een volumedebiet aan de inlaat.

De hoeveelheid gas aan de in- of uitlaat blijft gelijk. Enkel de toestand is gewijzigd. Aan de hand van formule (4-1) kan de toestand aan de inlaat worden berekend.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4-1)$$

waarbij \dot{V} volumedebiet (inlaat) in m^3/h

\dot{m} massadebiet in kg/h

ρ dichtheid volgens formule (2-10) met inlaatcondities in kg/m^3

De berekende volumedebieten, met behulp van formule (4-1), zijn terug te vinden in Bijlage J.

4.3 Berekening surge veiligheid

In Bijlage K is voor de Mannesmann Demag centrifugaalcompressor (103-JA) het volumedebiet waarbij surge optreedt gegeven ($9350 \text{ m}^3/\text{h}$). Hierbij moet een veiligheid worden ingebouwd. De berekening van de veiligheid of marge gebeurt via formule (4-2).

$$SV = \frac{PR_{surge} - PR_{op}}{PR_{op}} \cdot 100 \quad [24] \quad (4-2)$$

waarbij SV surge veiligheid in %

PR_{surge} *pressure ratio* bij surge

PR_{op} *pressure ratio* op het *operating point*

De berekende surge veiligheid voor de centrifugaalcompressor (103-JA) is 12,75%. De berekening gebeurde met een PR_{surge} van 5,75 en een PR_{op} van 5,1.

4.4 Berekening minimaal volumedebiet

Met de berekende surge veiligheid, in punt 4.3, kan het minimaal volumedebiet berekend worden. Bij het minimaal volumedebiet moet de anti-surge klep volledig openstaan.

Het surge veiligheidspercentage wordt van het volumedebietbereik van de compressor genomen. Het bekomen veiligheidsdebiet wordt opgeteld bij het volumedebiet waarbij surge optreedt. De berekening is hieronder uitgewerkt.

$$\text{volumedebietbereik} = 16500 \text{ m}^3/\text{h} - 9350 \text{ m}^3/\text{h} = 7150 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{veiligheidsdebiet} = 7150 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 12,75\% = 911,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{minimaal volumedebiet} = 9350 \text{ m}^3/\text{h} + 911,6 \text{ m}^3/\text{h} = 10261,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Het minimaal volumedebiet wordt na afronding $10500 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.5 Benadering proceswaardes bij minimaal volumedebiet

Het minimaal volumedebiet is, in punt 4.3, berekend en vastgelegd op $10500 \text{ m}^3/\text{h}$. Omdat de opgemeten en berekende data in Bijlage J niet tot een volumedebiet van $10500 \text{ m}^3/\text{h}$ lopen, wordt geopteerd om onder andere via regressieanalyse waardes voor $FT001$, $TT001$ en $PT001$ te berekenen.

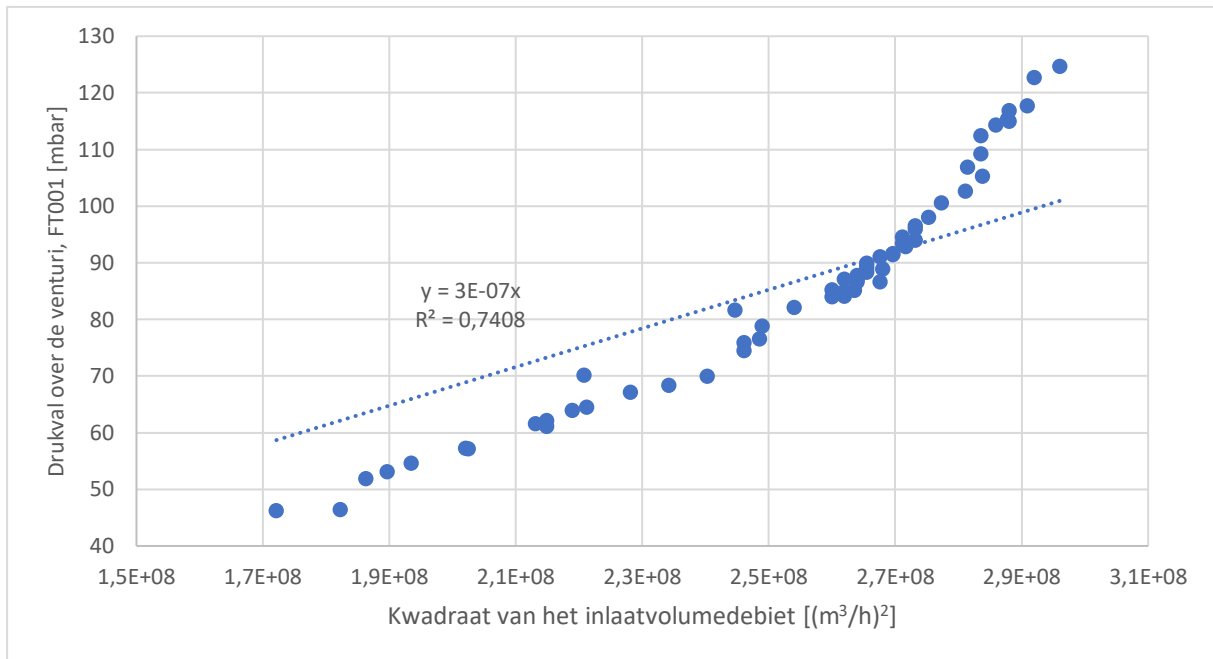
4.5.1 FT001

De debietmeting aan de uitlaat gebeurt aan de hand van een venturi. Het drukverschil over die venturi geeft een maat voor het debiet weer. Om een waarde voor $FT001$ te bekomen bij het minimale volumedebiet, wordt een lineaire regressieanalyse uitgevoerd. Hierbij staat de drukval over de venturi in functie van het inlaatvolumedebiet in het kwadraat. Afleiding 4 toont waarom dit zo benaderd mag worden.

Afleiding 4

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2$	via formule (2-18), Bernoulli
$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 = p_2 - p_1$	met $h_1 = h_2$
$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2)$	met $p_2 - p_1 = \Delta p$
$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q^2}{A_1^2} - \frac{Q^2}{A_2^2} \right)$	met formule (2-17), snelheid invullen
$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right)$	debiet Q afzonderen
$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot Q^2$	met $A = \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right)$
$\Delta p \sim Q^2$	drukval is functie van het debiet in het kwadraat

De lineaire regressie is weergegeven in figuur 4.1.



Figuur 4.1: Lineaire regressie, FT001 i.f.v. het kwadraat van het inlaatvolumedebiet

De vergelijking, bekomen door de lineaire regressie, is weergegeven in formule (4-3). Hierbij werd het snijpunt (0,0) ingesteld omdat er geen drukval gemeten kan worden als er geen volumedebiet doorheen stroomt.

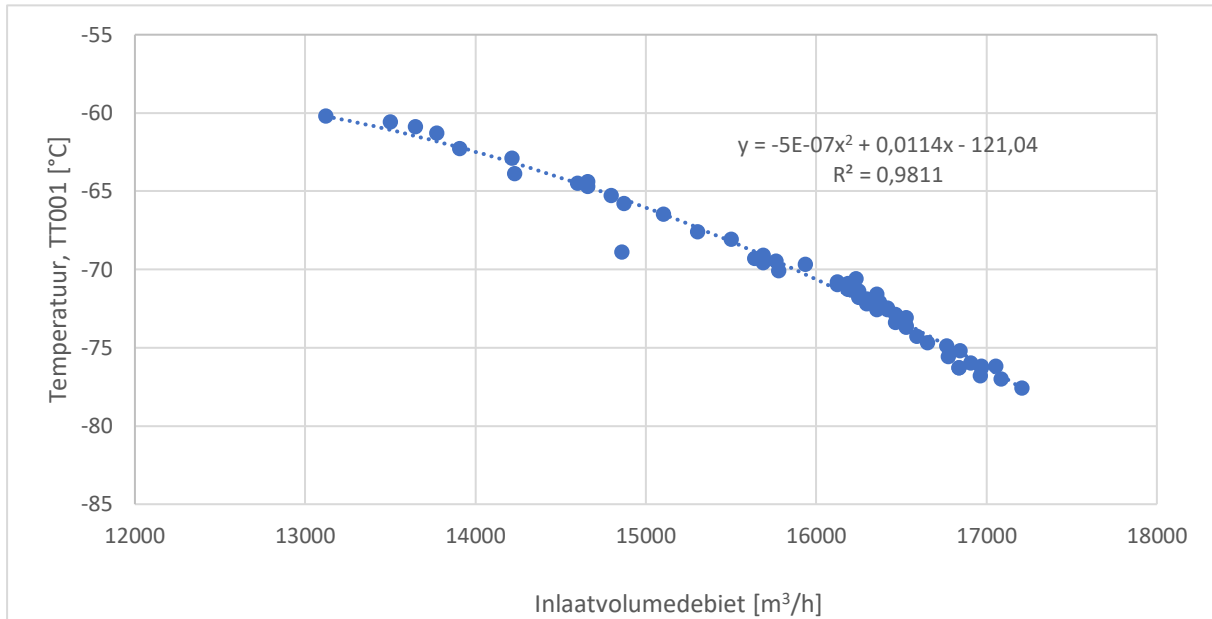
$$FT001 = 3 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 \quad (4-3)$$

waarbij Q^2 inlaatvolumedebiet in $(m^3/h)^2$, zie afleiding 4

Door het invullen van het minimaal volumedebiet van $10500 m^3/h$ in formule (4-3), wordt een FT001 van $33,075 mbar$ bekomen.

4.5.2 TT001

Om een temperatuur te bepalen bij het minimaal volumedebiet, wordt een regressieanalyse uitgevoerd. Hierbij staat de uitlaattemperatuur $TT001$ in functie van het inlaatvolumedebiet. De geplote data met de bijhorende kwadratische regressie is weergegeven in figuur 4.2.



Figuur 4.2: Kwadratische regressie, $TT001$ i.f.v. het inlaatvolumedebiet

De vergelijking, bekomen door de kwadratische regressie, is weergegeven in formule (4-4).

$$TT001 = -5 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2 + 0,0114 \cdot Q - 121,04 \quad (4-4)$$

waarbij Q inlaatvolumedebiet in m^3/h

Bij een minimaal volumedebiet van $10500 m^3/h$ is de verwachte uitlaattemperatuur, berekend aan de hand van formule (4-4), gelijk aan $-56,5^{\circ}C$.

4.5.3 PT001

Bij het minimaal volumedebiet kan de persdruk $PT001$ afgelezen worden met behulp van Bijlage E. Met een volumedebiet van $10500 m^3/h$, een toerental van 100%, een molaire massa van $16 g/mol$ en een inlaatdruk van $1,1 bara$ is de persdruk ongeveer $6,1 bara$. Omdat de $PT001$ de eenheid bar_g heeft (zie tabel 3-1), moet van de $6 bara$ persdruk de atmosferische druk ($1,013 bar$) worden afgetrokken. Dit geeft een waarde voor de $PT001$ van $4,987 bar_g$.

4.5.4 Berekening FC001

De proceswaardes van punten 4.5.1, 4.5.2 en 4.5.3 zijn samengevat in tabel 4-2.

Tabel 4-2: Samenvatting proceswaardes bij minimaal volumedebiet

Naam	Proceswaarde	Eenheid
Minimaal volumedebiet	10500	m^3/h
FT001	33,075	mbar
TT001	-56,5	°C
PT001	4,987	barg

Met de gegevens in tabel 4-2 kan de FC001 berekend worden aan de hand van formule (3-1) of (3-2).

$$FC001 = 0,019804 \cdot \frac{33,075 \cdot (-56,5 + 273,2)}{4,987 + 1,013} = 23,7\%$$

Indien de FC001 een waarde van 23,7% bereikt moet de klep volledig open staan, om het minimaal volumedebiet te garanderen.

4.6 Dimensionering proportionele regelaar

Nu de waarde bekend is waarbij de anti-surge klep volledig geopend moet zijn, kan een nieuwe proportionele regelaar gedimensioneerd worden. De opbouw van een P-regelaar is terug vinden in formule (2-22). Zoals eerder vermeld, in punt 3.3.2.2, wordt de 'functie van de tijd' in de formule weggelaten.

4.6.1 Proportionele band en K_p

De proportionele band is het *setpoint*, waarbij de anti-surge klep net niet geopend is, minus de *process value* waarbij de klep volledig geopend moet zijn. Het *setpoint* is 36%. Deze wordt behouden vanuit de oude regelaar. Dit is de FC001 waarbij, zoals eerder vermeld, de anti-surge klep net niet geopend is. De resultaten in Bijlage J tonen ook aan dat een FC001 van 36% na het *operating point* valt. De *process value* waarbij de klep, zoals eerder vermeld, volledig open moet staan is 23,7%. Dit werd berekend in punt 4.5.4.

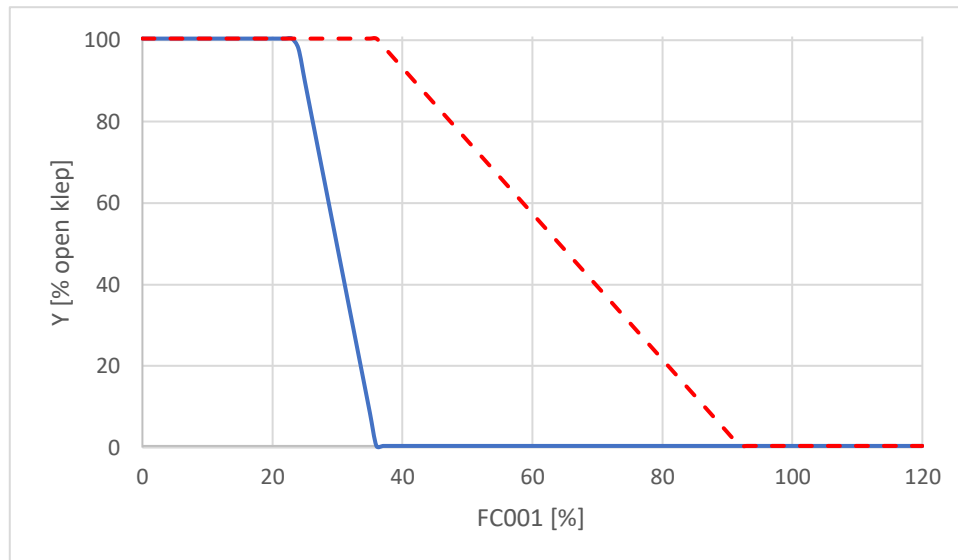
De proportionele band is bijgevolg gelijk aan 12,3%. De bijhorende K_p – waarde, berekend aan de hand van formule (2-21), is 8,13.

4.6.2 Nieuwe of geoptimaliseerde P-regelaar

Met het gekende *setpoint* en de berekende K_p – *waarde* kan de proportionele regelaar gedimensioneerd worden. De nieuwe of geoptimaliseerde P-regelaar is weergegeven in (4-5).

$$Y = 8,13 \cdot (36 - FC001) \quad (4-5)$$

Het verschil tussen de oude regelaar en de nieuwe of geoptimaliseerde regelaar wordt weergegeven in figuur 4.3. De geoptimaliseerde proportionele regelaar wordt grafisch weergegeven met de blauwe lijn. De rode stippellijn duidt de oude regelaar aan.



Figuur 4.3: Geoptimaliseerde proportionele regelaar

5 CONCLUSIES EN DISCUSSIE

Om conclusies te trekken werd teruggegrepen naar de eigenlijke onderzoeksvragen: ‘Wat is de oorzaak dat de anti-surge regeling van een centrifugaalcompressor voor aardgas vroeger in werking treedt, na de implementatie van een digitaal systeem?’ en ‘Hoe kan de anti-surge regeling worden geoptimaliseerd?’.

Het antwoord op de eerste onderzoeksvraag werd beantwoord tijdens het bestuderen van de volledige anti-surge regeling in punt 3.3. Daar werd duidelijk dat de oorzaak, voor het te vroeg openen van de anti-surge klep, ligt aan de verkeerd gedimensioneerde proportionele regelaar. Voor de zekerheid werd de formule voor de berekening van de $FC001$ gecontroleerd. Deze vertoont geen fouten en wordt als correct beschouwd.

Om de proportionele regelaar te optimaliseren, zoals gevraagd in de tweede onderzoeksvraag, diende er bruikbare data te worden verzameld. Aangezien de beschikbare data niet geschikt waren, werd een nieuw experiment opgezet. Het experiment werd beschreven in punt 3.4.

Als het minimaal volumedebiet wordt bereikt, is het cruciaal dat de anti-surge klep volledig open staat. Het minimaal volumedebiet werd berekend en vastgelegd op $10500 \text{ m}^3/\text{h}$. Dit gebeurde door middel van het berekenen van een veiligheidsmarge. Merk op dat de werkingscurve, indien er opgeschoven wordt naar het surgepunt, redelijk plat komt te liggen. Het verschil tussen het minimaal debiet en surge zou klein beschouwd kunnen worden. Toch is er genoeg veiligheidsmarge in rekening gebracht. Dit wordt onder andere nog duidelijk bij de discussie van de bepaling van de $FT001$.

Bij het minimaal volumedebiet moet de bijhorende $FC001$ berekend worden. De $FC001$ is functie van $PT001$ (druk), $TT001$ (temperatuur) en $FT001$ (drukval over de venturi). Aangezien het experiment uit veiligheidsoverwegingen na het behalen van het *operating point* stopgezet is, moeten de druk, temperatuur en de drukval over de venturi bepaald worden bij het minimaal volumedebiet.

De bepaling van de $PT001$ is gebeurd op basis van de theoretische werkingscurve. Bij het bepalen van die druk dient er toch een bemerking gemaakt te worden. Sommige opgemeten punten zijn gecontroleerd met voor opgestelde punten in tabel 4-1. Hier kunnen afwijkingen vastgesteld worden. Deze afwijkingen kunnen te wijten zijn aan een combinatie van verschillende factoren. Ten eerste wijkt het toerental wat af (in theorie 7888 rpm , in praktijk 7920 rpm). Ten tweede variëren de inlaatcondities (aanzuigdruk, molaire massa gas en andere). Tot slot kan de ouderdom van de compressor ook een invloed hebben.

De bepaling van de uitlaattemperatuur is gebeurd via regressieanalyse. De temperatuur werd uitgezet in functie van het inlaatvolumedebiet. De geplotte dataset vertoonde een kwadratisch verloop. Met de kwadratische regressie werd een functie bekomen met een R^2 van 0,9811. Dit is aanneembaar om de temperatuur te bepalen bij het minimaal volumedebiet.

De bepaling van de drukval over de venturi is ook gebeurd via regressieanalyse. De drukval over de venturi werd uitgezet in functie van het inlaatvolumedebiet in het kwadraat. Dit liet toe om een lineaire regressie uit te voeren. De bekomen functie heeft een R^2 van 0,7408. Hierbij kunnen enkele bemerkingsen gemaakt worden. Rond $16000 \text{ m}^3/\text{h}$ of $2,56 \cdot 10^8 (\text{m}^3/\text{h})^2$ is er een knik in de dataset waar te nemen. Een eventuele verklaring hiervoor zou kunnen zijn dat door hogere uitlaatdrukken, de massadichtheid stijgt. Dit zorgt voor een verandering van de dynamische druk. Ook andere effecten zouden invloed kunnen hebben, maar een sluitend antwoord kan niet geformuleerd worden. Het effect van de knik vertaalt zich wel in de slechte R^2 . Daarom werd zowel van het linker als van het rechter stuk van $16000 \text{ m}^3/\text{h}$ of $2,56 \cdot 10^8 (\text{m}^3/\text{h})^2$ een aparte R^2 berekend. Deze zijn respectievelijk 0,9537 en 0,9719. De bekomen R^2 'en zijn apart wel aanneembaar. Toch werd er voor gekozen om op de volledige dataset de lineaire regressie uit te voeren. Een belangrijk argument hiervoor is de veiligheid van de centrifugaalcompressor. De verwachte waarde, berekend met de bekomen functie, zal hoger liggen dan wat werkelijk gemeten zal worden. Indien de $FC001$ berekend wordt, waarbij de klep volledig open moet staan, zal dit resulteren in een hogere waarde. Dit wil zeggen dat proportionele band kleiner wordt en het systeem dus sneller gaat regelen. De klep zal met andere woorden vroeger volledig open komen te staan. De regressieanalyse zal dus geen onveiligheden met zich meebrengen.

Met de gekende $PT001$, $TT001$ en $FT001$ is de $FC001$ berekend, waarbij de klep volledig geopend moet zijn. Met het gekende $setpoint$ en $FC001$, waarbij de klep 100% geopend is, wordt een proportionele band berekend met de bijhorende K_p – waarde. De nieuwe of geoptimaliseerde proportionele regelaar wordt vergeleken met de huidige regelaar in figuur 4.3. Daarin is te zien dat de huidige regelaar te vroeg opent en dat de geoptimaliseerde regelaar pas opent na het *operating point* ($FC001$ – waarde van ± 41).

Tot slot kunnen er nog twee bemerkingsen gemaakt worden. Als eerste werd de proportionele regelaar gedimensioneerd met de opgenomen data van het experiment, bij 50 Hz . Zoals aangehaald in de literatuurstudie, wordt de motor via een frequentieregelaar gevoed. Dit laat toe om bij lagere toerentallen de compressor te laten draaien. Na nader onderzoek is gebleken dat de compressor oorspronkelijk enkel bij 50 Hz draaide en dat de frequentieregelaar later gemonteerd werd. Niet tegenstaande kan de compressor nog draaien bij lagere toerentallen. Enkel zal de anti-surge regeling vroeger ingrijpen omdat het minimaal volumedebiet sneller bereikt zal worden. Dit komt met andere woorden niet ten koste van de veiligheid van de centrifugaalcompressor. Als tweede en laatste bemerking is het experiment omwille van veiligheidsoverwegingen stopgezet na het bereiken van het *operating point*. Indien het experiment toch verdergezet zou zijn, kon de berekening van de $FC001$, waarbij de anti-surge klep volledig open moet staan, nauwkeuriger gebeuren.

6 AANBEVELINGEN

Om een concrete oplossing te bieden wordt verwezen naar de geoptimaliseerde proportionele regelaar in punt 4.6.2. De huidige formule voor de proportionele regelaar, terug te vinden in formule (3-3), moet vervangen worden in alle digitale systemen (PLC en DSC) door formule (4-5).

De proportionele regelaar werd opgebouwd zoals beschreven in de literatuurstudie. Hiervoor is de keuze van de proportionele band van cruciaal belang. Uit de resultaten bleek dat het *setpoint* van 36 hetzelfde mag blijven. De anti-surge klep zal met andere woorden beginnen openen voor waarden van $FC001$ die kleiner zijn dan 36. Omdat het *setpoint* hetzelfde blijft kunnen de twee centrifugaalcompressoren 103-JA en 103-JB, indien nodig, parallel blijven draaien. Kortom, beide anti-surge regelingen zullen niet op hetzelfde moment in werking treden.

Verder is het aangeraden om de compressor op 50 Hz te laten draaien. Lagere frequenties zullen resulteren in lagere toerentallen. Indien het toerental daalt, zal de werkingscurve (zie Bijlage E) op een andere plaats komen te liggen (opgeschoven naar onder en naar links). Het minimaal volumedebiet zal sneller bereikt worden en de anti-surge regeling zal in werking treden.

Het is aanbevolen vooraleer de proportionele regeling definitief te implementeren een experiment uit te voeren. Het testcircuit kan hetzelfde zijn zoals in Bijlage I. Dat circuit is ook beschreven in punt 3.4. Het experiment kan worden gestart bij het *operating point*. Door geleidelijk aan de tegendruk te verhogen met de 39PV004, kan worden getest als de anti-surge klep wel degelijk opent. De tegendruk wordt verhoogd tot de anti-surge klep volledig geopend is. Indien de compressor geen problemen ondervindt, kan de proportionele regelaar definitief geïmplementeerd worden.

Het is van belang op te merken dat de berekening van de $FC001$, waarbij de klep volledig geopend moet zijn, een benadering is. Let wel, bij die berekeningen werden er bemerkingen gemaakt. Deze zijn beschreven in punt 5 (conclusies en discussie).

Tot slot is deze regeling uitgewerkt voor de centrifugaalcompressor 103-JA. Zoals eerder vermeld is het *setpoint* hier ingesteld op 36. Indien dezelfde regeling overgenomen wordt voor de centrifugaalcompressor 103-JB, moet de proportionele band met de bijhorende K_p – waarde herberekend worden, omdat het *setpoint* daar op 33 is ingesteld.

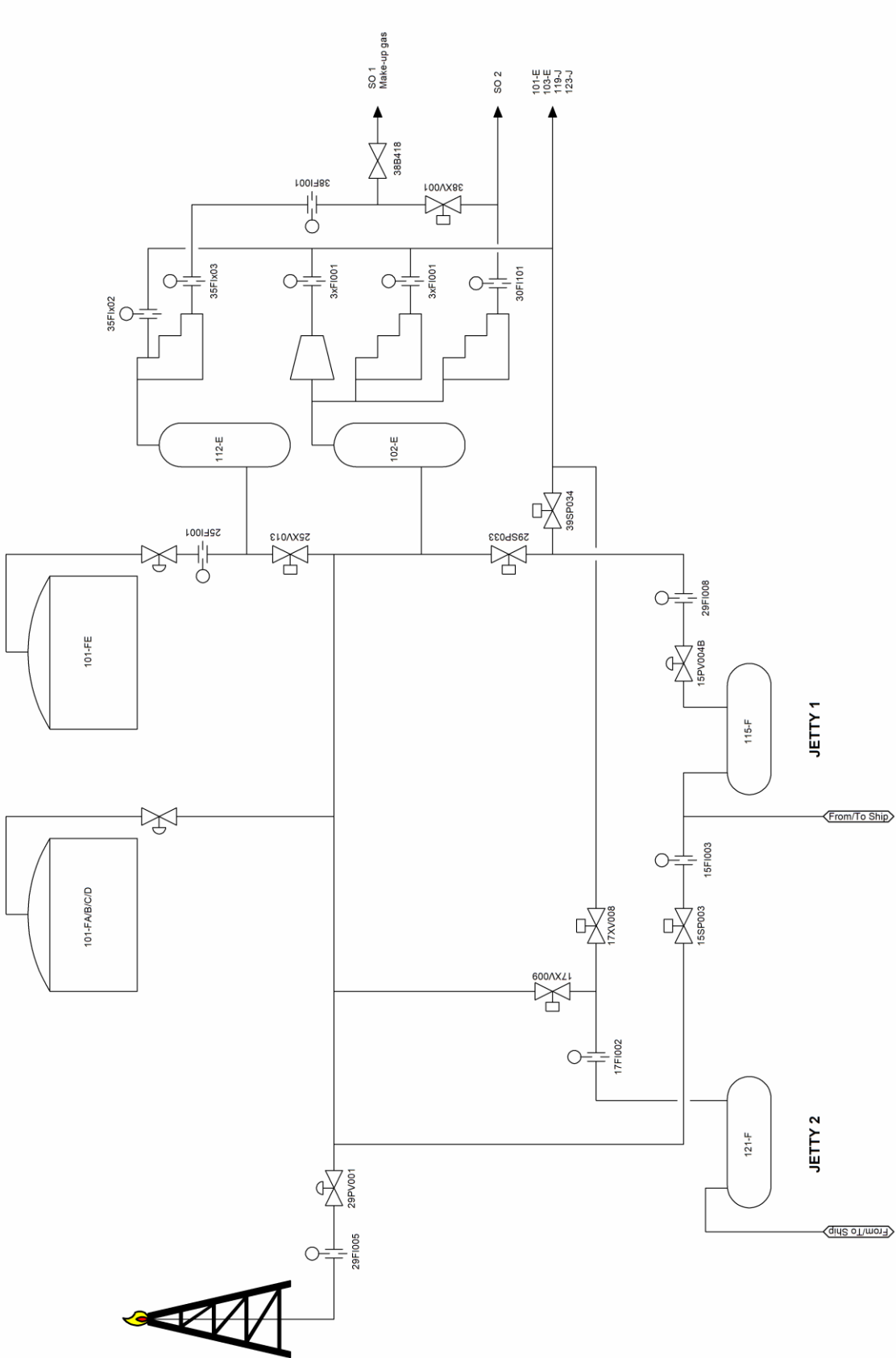
Referenties

- [1] Fluxys, “Shaping together a bright energy future”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.fluxys.com/nl>. [Geraadpleegd: 20-feb-2020].
- [2] Fluxys, “Jaarlijks Financieel Verslag 2014”. 2014.
- [3] Fluxys, “Onze activiteiten”. pp. 2–3, 2019.
- [4] Fluxys, “Onze infrastructuur”. 2019.
- [5] Fluxys, “De LNG-terminal van Zeebrugge De LNG-terminal van Zeebrugge”. pp. 1–4, 2019.
- [6] BIG, “Brandweer Interventieboek Gevaarlijke Stoffen”, 19de–20ste ed., .
- [7] Fluxys, “Afkookgasverwerking”. .
- [8] Fluxys, “LNG-tankmanagement”, 2019.
- [9] Fluxys, “Afkookgasbehandeling”, vol. 4. 2019.
- [10] Fluxys, “Gasrecuperatie en behandeling”, 2019.
- [11] Mannesmann Demag, “Surge and Stonewall”, pp. 82–84.
- [12] S. L. Dixon en C. A. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, 7th edition*. Elsevier Inc., 2013.
- [13] K. Van Massenhove, “Indeling pompen”. 2019.
- [14] Howden Group, “Centrifugaalcompressorcursus theorie”.
- [15] Atlas Copco België, “Toestandsverandering van gassen”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.atlascopco.com/nl-be/compressors/wiki/compressed-air-articles/changes-of-state-gases>. [Geraadpleegd: 07-apr-2020].
- [16] Atlas Copco België, “Twee basisprincipes van compressie: verdringingscompressie en dynamische compressie”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.atlascopco.com/nl-be/compressors/wiki/compressed-air-articles/displacement-and-dynamic-compression>. [Geraadpleegd: 28-apr-2020].
- [17] “Mollier Diagram”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/saturated-methane-vapor-t1-150-k-undergoes-isenthalpic-compression-process-p2-20-mpa-please-q27671193>.
- [18] Howden Group, *Centrifugaalcompressorcursus inleiding*. .
- [19] Howden Group, *Centrifugaalcompressorcursus de compressorgrafiek*. .
- [20] Howden Group, *Centrifugaalcompressorcursus regelingen*. .
- [21] “What is anti-surge control?”, 2019. [Online]. Beschikbaar op: <https://automationforum.in/t/what-is-anti-surge-control-and-how-surge-effects-compressors/6466>. [Geraadpleegd: 16-dec-2019].
- [22] M. Schleicher, *Control Engineering - a Practical Guide*. .
- [23] JUMO, “Integrerende actie”. [Online]. Beschikbaar op: http://www.jumo.be/nl_BE/support/faq-cursussen/faq/regelaars/T2/Q5.html.
- [24] A. Hafaifa, B. Rachid, en G. Mouloud, “Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: Experimental analysis for control”, *Syst. Sci. Control Eng.*, vol. 2, nr. 1, pp. 632–641, 2014, doi: 10.1080/21642583.2014.956269.
- [25] Mannesmann Demag, “Operating manual”.

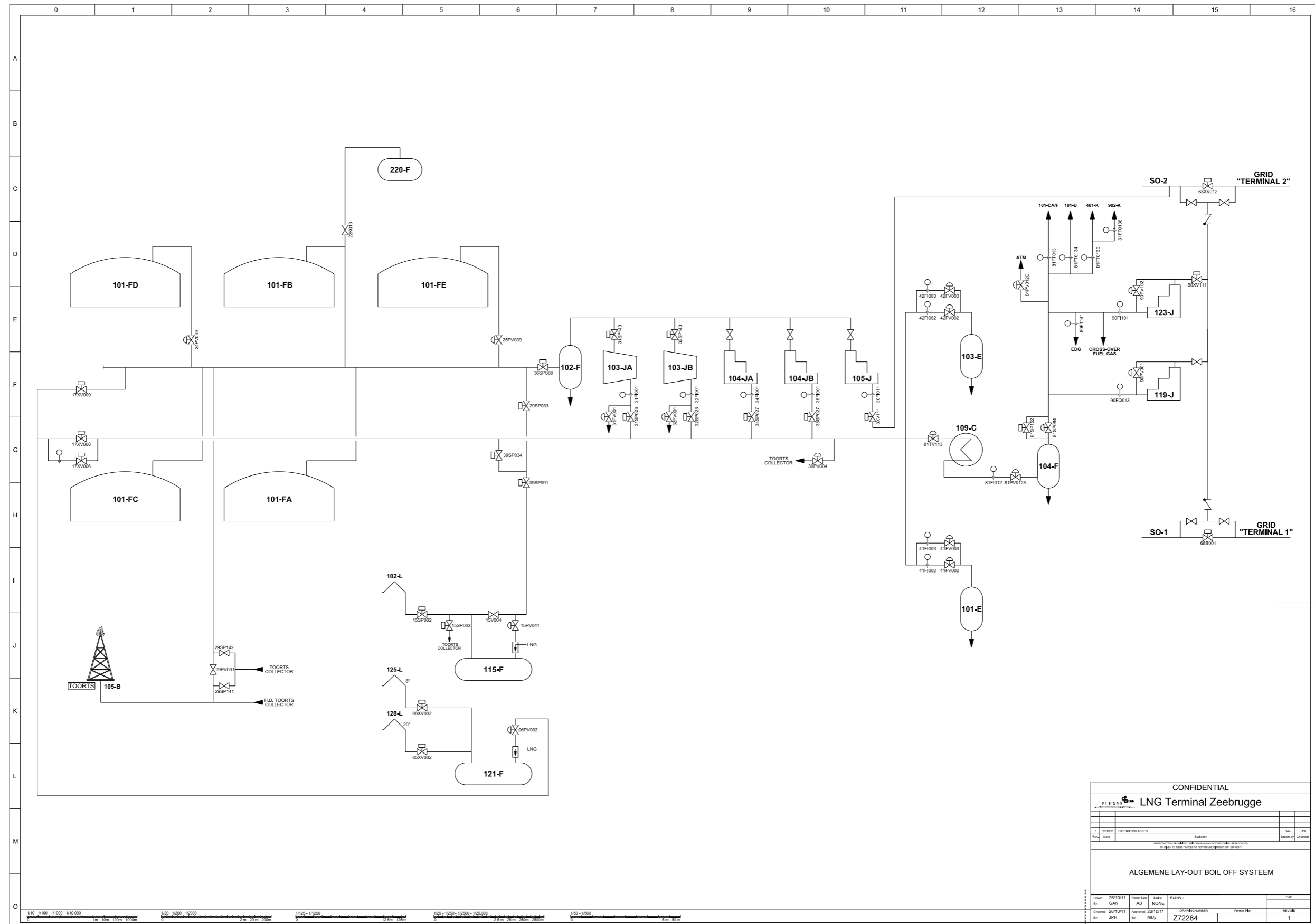
Bijlagen

Bijlage A	Afkookgasschema I
Bijlage B	Afkookgasschema II
Bijlage C	Doorsnede centrifugaalcompressor 103-JA [25]
Bijlage D	Werkingscurve I [25]
Bijlage E	Werkingscurve II, uitgebreid [25]
Bijlage F	HMI-scherm PLC
Bijlage G	P&ID: unloading compressor 103-JA
Bijlage H	Kalibratieformulier [25]
Bijlage I	Testcircuit
Bijlage J	Resultaten en verwerking
Bijlage K	Surge gegevens [25]

Bijlage A AFKOOKGASSCHEMA I

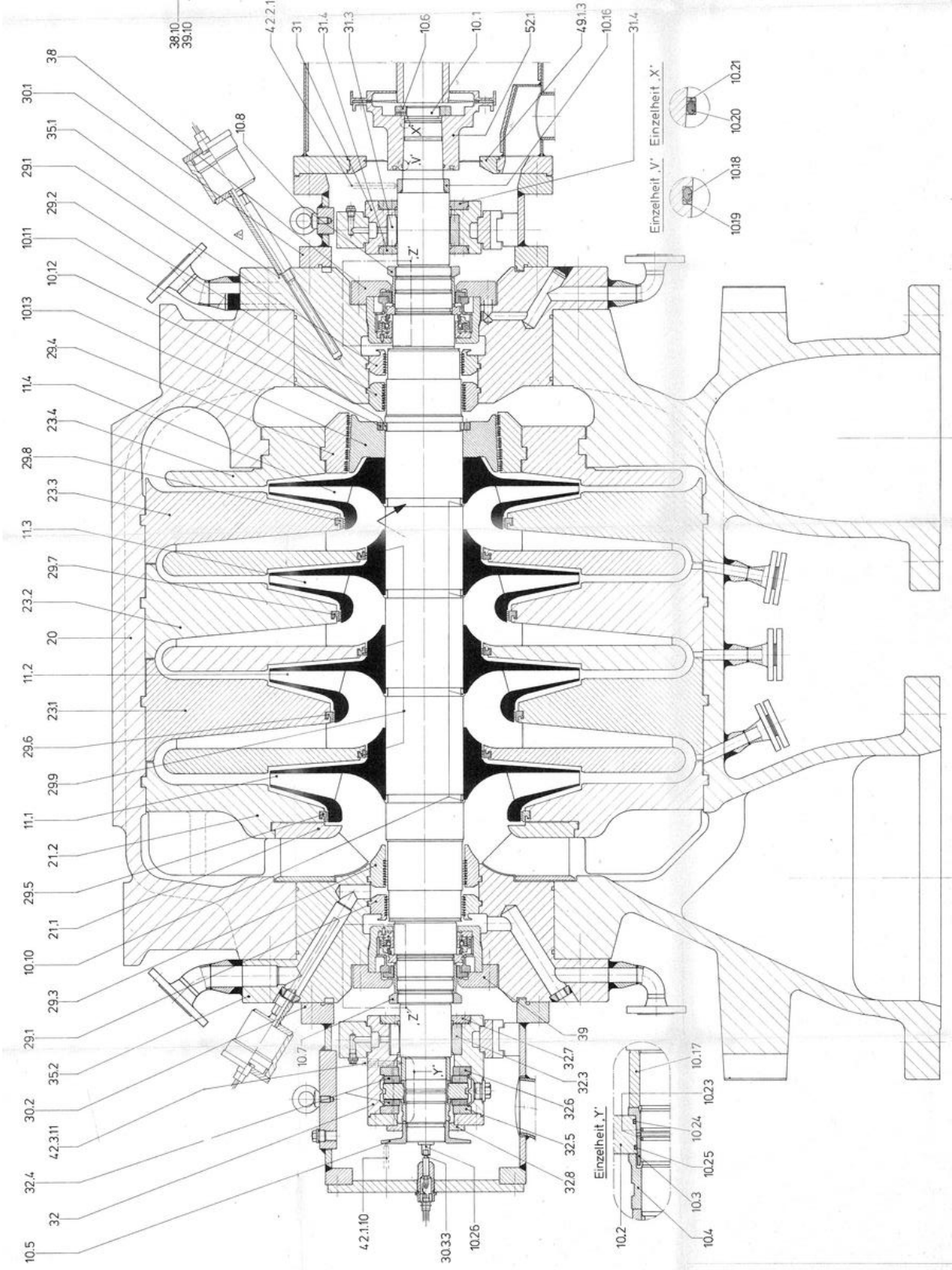


Bijlage B AFKOOKGASSCHEMA II

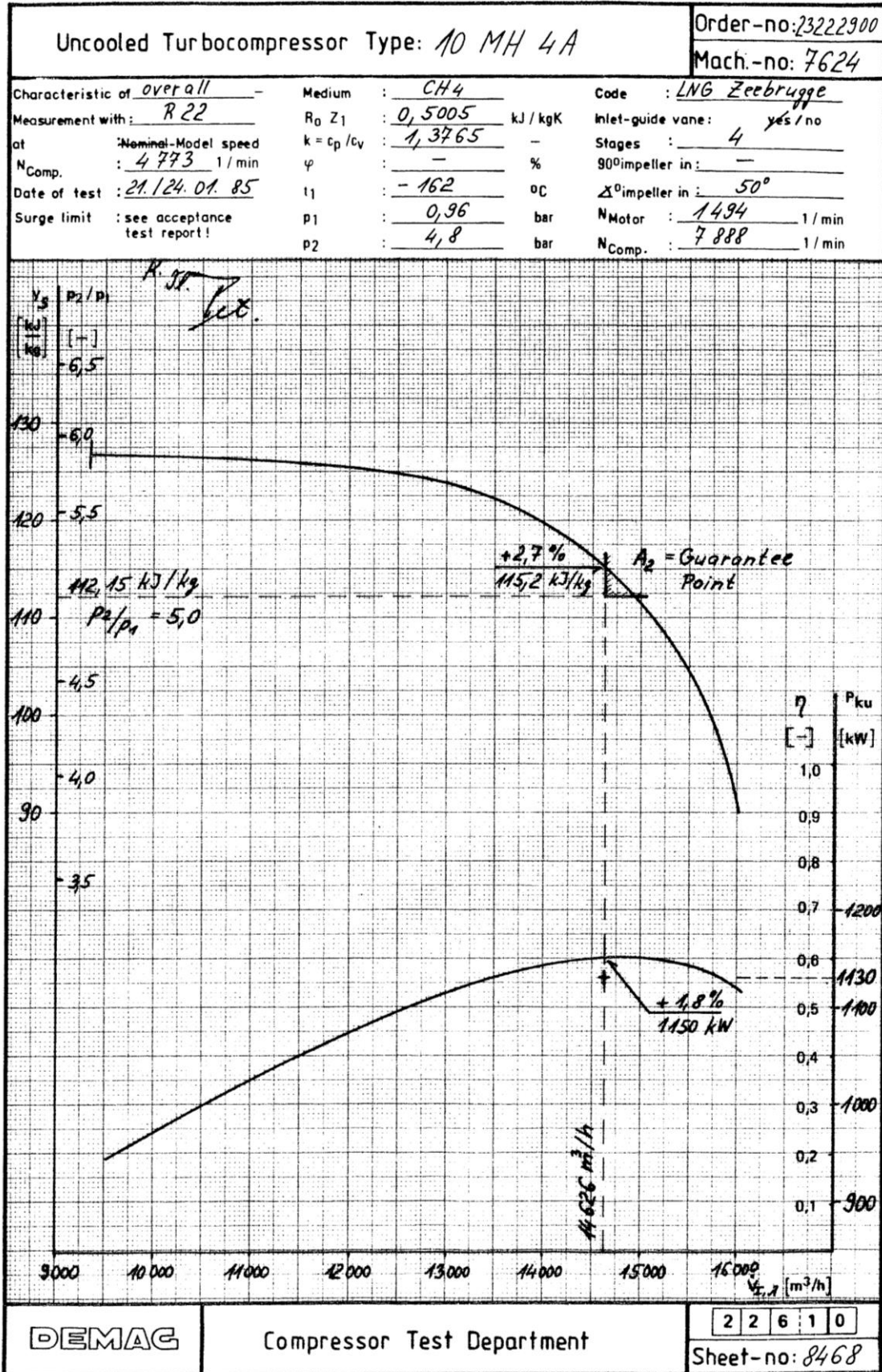


CONFIDENTIAL			
FLUXYS LNG Terminal Zeebrugge			
Rev	Date	Entered by	Checked by
1	26/10/11	EXTENDING ANDER	JPH
<p>APPROVED FOR CONSTRUCTION: This document is for construction purposes only. It is not to be used for any other purpose. Changes to this drawing will be indicated by a revision number.</p>			
ALGEMENE LAY-OUT BOIL OFF SYSTEM			
Drawn	26/10/11	Scale	AS SHOWN
By	GAh	Appr	NONE
Checked	26/10/11	Appr	26/10/11
By	JPH	By	MUy
Z72284		Form No.	REVISION
			1

Bijlage C DOORSNEDE CENTRIFUGAALCOMPRESSOR 103-JA [25]



Bijlage D WERKINGSCURVE I [25]



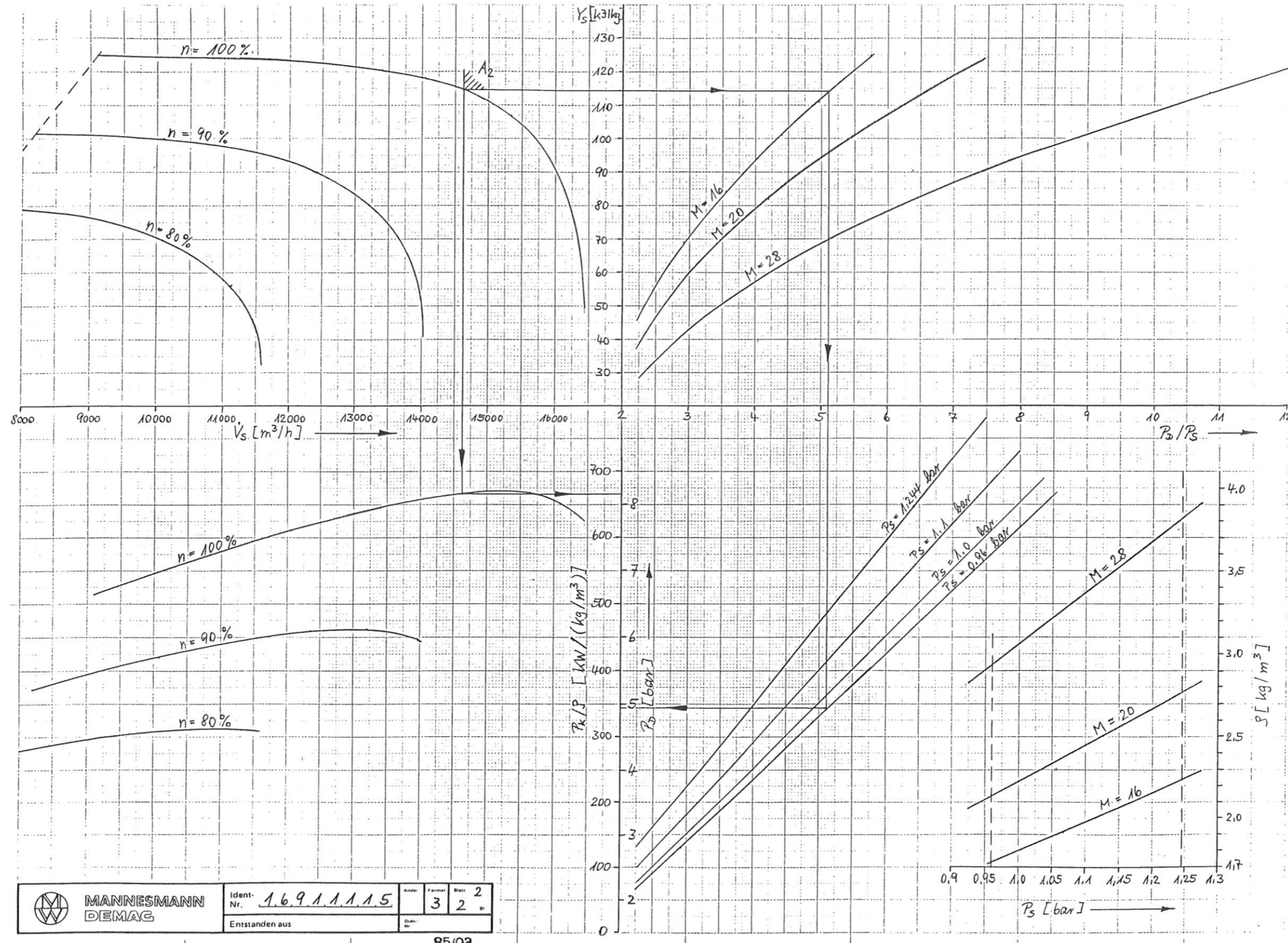
DEMAG

Compressor Test Department

2 2 6 1 0

Sheet-no: 8468

Bijlage E WERKINGSCURVE II, UITGEBREID [25]



	Ident-Nr.	1.6.9.1.1.1.1.5	Ander	3	Formal	2	Blatt	2
	Entstanden aus		Ordn-Nr.					

85/03

Bijlage F HMI-SCHERM PLC

SIEMENS

SIMATIC MULTI PANEL

TOUCH

STARTSCHERM

V 0 - 3 12:54:51 11/02/2020

0 Standby

Torn

Volgende

Afbreken

Stop

Timer Tornen 0 min

Timer Remote 0 s

Timer Stop 0 min

Timer Vrijgave 0 h

0

Trillingen

Temperatuur

Parameters

Conditie

Conditie

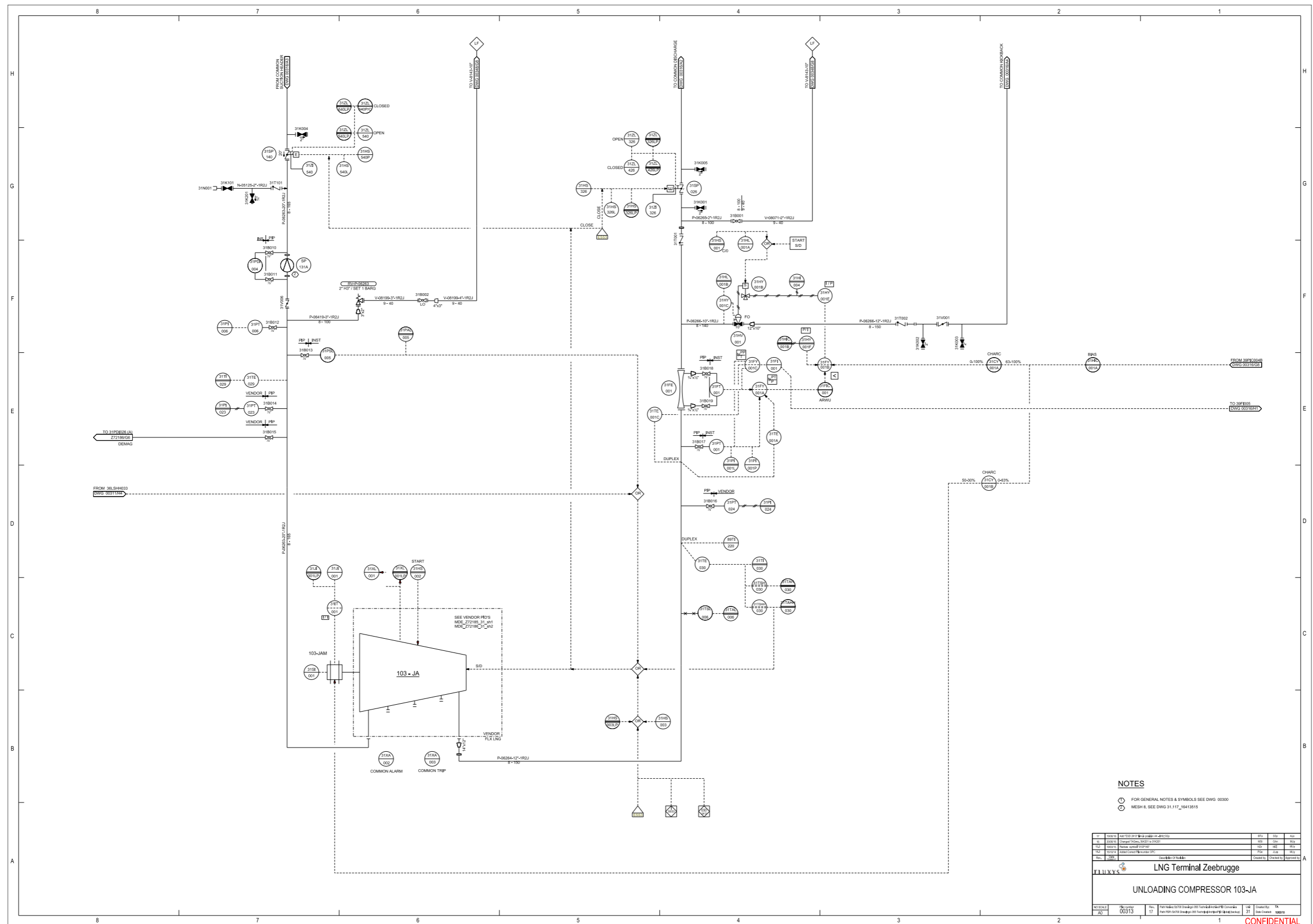
SDHS002

Alarm

Ack

Tag

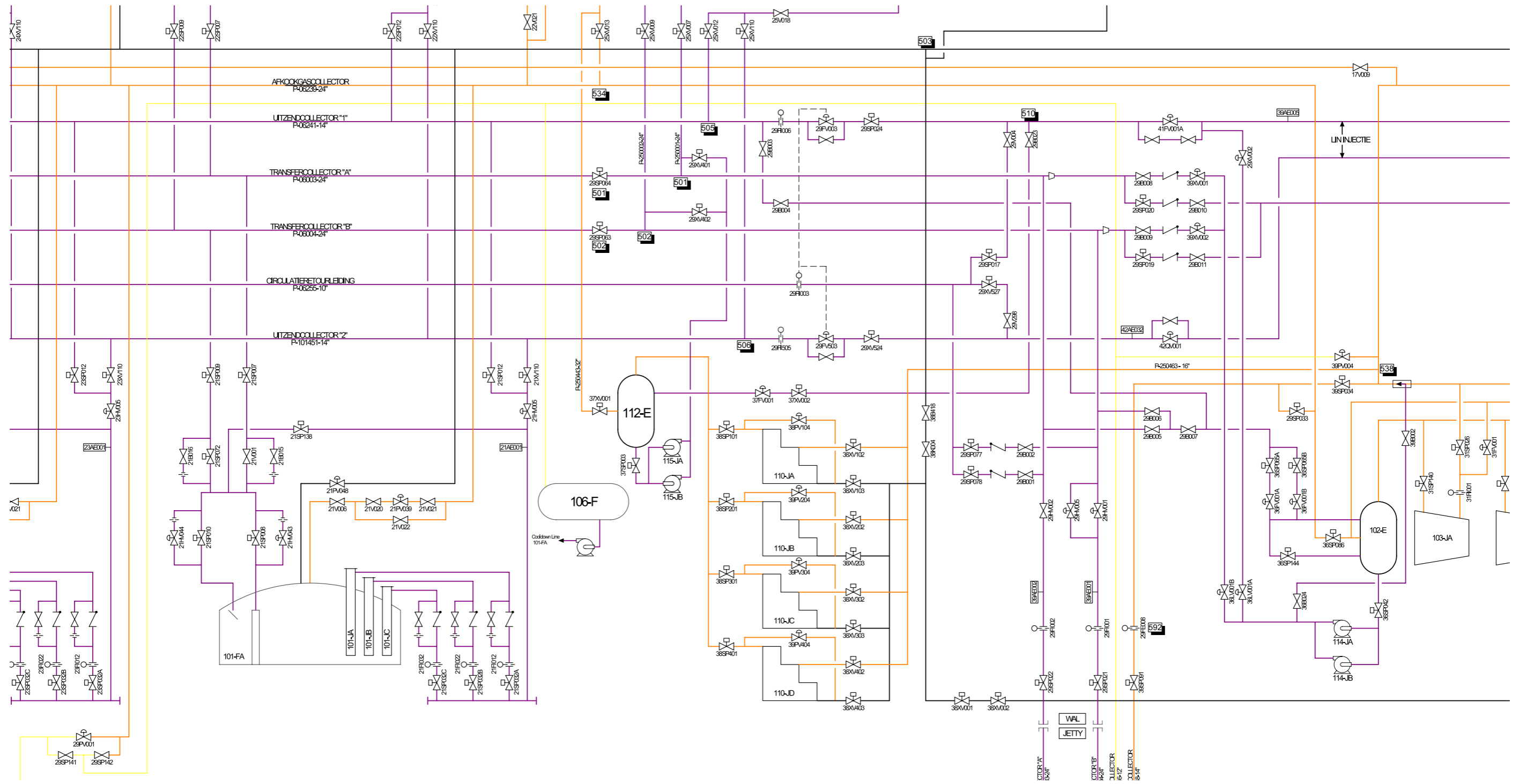
Bijlage G P&ID: UNLOADING COMPRESSOR 103-JA



Bijlage H KALIBRATIEFORMULIER [25]

MANNESMANN DEMAG	CALIBRATION FORM NO.: 1 TYPE: FOXBORO 2AP-MUL	JOB-NO: 2322 2900- TAG-NO: 31FY 01R				
All input and output signals 0-10 V dc atmospheric pressure: <u>1,013</u> Input A transmitter span: <u>0 - 125 mbar</u> Input B transmitter span: <u>1232 - 3232 K</u> Input C transmitter span: <u>0 - 10 bar (g)</u> Input A calibration point: <u>125 mbar</u> Input B calibration point: <u>193,9 K</u> Input C calibration point: <u>4,8 bar</u> Input E calibration point: <u> / </u> Input E span: <u> / </u> Plug position for Input E:						
Card Calibration for function D = $D = \frac{A*B}{C} = \frac{AP \cdot T}{P}$ Voltage equation for internally generated voltages: $5 * D = \frac{5 * A * (1,38465 + 2,2478 * B)}{0,45991 + 4,54009 * C}$		J3 ● J1 ● J2 J4 ● J5 J6 ●				
Preliminary Adjustments						
Input [V]	Span Adj. on Front plate	Voltage at TP [V]	Input [V]	Bias Adjustment on Card coarse	on Front Pl. fine	Voltage at TP [V]
A = 10,0	A SPAN	TP 1 = 5,0	A = 0	A BIAS	A ZERO	TP1 = 0
B = 10,0	B SPAN	TP 2 = 2,248	B = 0	B BIAS	B ZERO	TP2 = 1,385
C = 10,0	C SPAN	TP 3 = 4,54	C = 0	C BIAS	C ZERO	TP3 = 0,46
			Output D	D BIAS	O BIAS	TP4 = 0
Adjust above values with ± 1 mV accuracy.						
Calibration Check Table						
Cal. Point	Inputs [V]				Output D [V]	
	A	B	C	E	Calculated	Measured
1	0	10,0	5,0		0	
2	1,0	9,0	5,0		1,248	
3	2,0	8,0	5,0		2,332	
4	3,0	7,0	5,0		3,251	
5	4,0	6,0	5,0		4,005	
6	5,0	5,0	10,0		2,509	
7	6,0	4,0	10,0		2,741	
8	7,0	3,0	10,0		2,883	
9	8,0	2,0	10,0		2,935	
10	9,0	1,0	10,0		2,897	
				Ident Nr.	16652015 (9)	Format Blatt 9
					L	10 Bl
Datum	Name	Zust	Anderung			Sprache
Abt: 9027	Name: Haag		Datum 8.8.84	Urspr.:	Ers d.:	

Bijlage I TESTCIRCUIT




Bijlage J RESULTATEN EN VERWERKING

tijd	overdruk	inlaattemperatuur	inlaatdruk	uitlaatdruk	uitlaattemperatuur	flow	SP	FC001	klepstand	toerental	regelklep	flow (uitlaat)	dichtheid	flow (inlaat)	p _d /p _s
uur:min	mbarg	°C	bara	barg	°C	mbar	%	%	%	rpm	%	kg/h	kg/m ³	m ³ /h	
	PT005	TT029	PT023	PT001	TT001	FT001			HV001	ZE013	PV004				
8:50	53	-144	1,066	2,24	-77,6	124,7	36	146	0	7921	58	27400	1,59	17207	3,052
8:57	53	-143	1,066	2,2	-77,0	122,7	36	147	0	7922	57	27000	1,58	17087	3,014
9:07	55	-143	1,068	2,33	-76,2	117,7	36	136	0	7921	54	27000	1,58	17055	3,130
9:20	56	-144	1,069	2,39	-76,3	116,8	36	133	0	7921	53	27100	1,60	16970	3,183
9:26	56	-144	1,069	2,45	-76,0	114,3	36	128	0	7921	52	27000	1,60	16908	3,239
9:33	56	-144	1,069	2,44	-76,2	115	36	129	0	7919	51	27100	1,60	16970	3,230
9:41	56	-145	1,069	2,48	-76,8	115,3	36	127	0	7921	50	27300	1,61	16963	3,268
9:50	56	-145	1,069	2,54	-76,3	112,4	36	123	0	7920	48	27100	1,61	16839	3,324
9:54	56	-145	1,069	2,63	-76,3	109,2	36	116	0	7920	47	27100	1,61	16839	3,408
9:57	56	-145	1,069	2,68	-75,6	106,9	36	113	0	7921	46	27000	1,61	16777	3,455
10:00	56	-144	1,069	2,72	-75,2	105,3	36	110	0	7921	43	26900	1,60	16845	3,492
10:03	57	-144	1,070	2,82	-74,9	102,6	36	104	0	7921	41	26800	1,60	16767	3,582
10:06	56	-145	1,069	2,91	-74,7	100,5	36	100	0	7921	40	26800	1,61	16653	3,670
10:09	56	-145	1,069	2,97	-74,3	98	36	96	0	7920	38	26700	1,61	16590	3,726
10:15	56	-145	1,069	3,01	-73,7	96,5	36	94	0	7920	36	26600	1,61	16528	3,763
10:18	56	-145	1,069	3,04	-73,6	95,9	36	93	0	7920	35	26600	1,61	16528	3,791
10:20	56	-145	1,069	3,08	-73,4	94,5	36	91	0	7920	34	26500	1,61	16466	3,829
10:24	56	-145	1,069	3,13	-73,1	94	36	89	3	7920	33	26600	1,61	16528	3,876
10:30	56	-145	1,069	3,12	-72,9	93,4	35	88	2	7921	33	26500	1,61	16466	3,866
10:33	55	-145	1,068	3,15	-73,1	93,1	34	88	2	7921	33	26500	1,61	16482	3,898
10:35	55	-145	1,068	3,16	-73,1	92,8	33	87	1	7921	32	26500	1,61	16482	3,907
10:39	55	-145	1,068	3,18	-72,5	91,6	33	86	3	7921	32	26400	1,61	16419	3,926
10:44	55	-145	1,068	3,2	-72,6	91,4	33	86	4	7921	31	26400	1,61	16419	3,945
10:50	55	-145	1,068	3,23	-72,6	91	32	85	4	7921	30	26300	1,61	16357	3,973
10:53	55	-145	1,068	3,23	-72,2	89,9	31	84	4	7919	30	26200	1,61	16295	3,973
10:56	55	-145	1,068	3,25	-72,0	89,4	30	83	4	7920	30	26200	1,61	16295	3,992
10:59	55	-145	1,068	3,27	-71,9	88,9	29	82	3	7919	29	26200	1,61	16295	4,010
11:01	54	-145	1,067	3,29	-72,1	88,9	29	82	4	7920	29	26300	1,61	16373	4,033
11:13	55	-145	1,068	3,32	-72,0	88,3	28	81	4	7921	28	26200	1,61	16295	4,057
11:18	54	-145	1,067	3,29	-71,8	87,7	28	81	4	7920	28	26100	1,61	16248	4,033

tijd	overdruk	inlaattemperatuur	inlaatdruk	uitlaatdruk	uitlaattemperatuur	flow	SP	FC001	klepstand	toerental	regelklep	flow (uitlaat)	dichtheid	flow (inlaat)	p_a/p_s
uur:min	mbarg	°C	bara	barg	°C	mbar	%	%	%	rpm	%	kg/h	kg/m ³	m ³ /h	
	PT005	TT029	PT023	PT001	TT001	FT001			HV001	ZE013	PV004				
11:21	54	-145	1,067	3,31	-71,3	87,1	27	80	3	7920	27	26000	1,61	16186	4,052
11:23	54	-145	1,067	3,33	-71,4	87	27	80	5	7920	26	26100	1,61	16248	4,070
11:25	54	-145	1,067	3,34	-71,6	87,3	27	80	4	7920	26	26100	1,61	16248	4,080
11:27	54	-145	1,067	3,36	-71,6	86,6	26	79	4	7920	25	26100	1,61	16248	4,098
11:30	55	-145	1,068	3,38	-71,6	86,6	26	78	5	7920	24	26300	1,61	16357	4,113
11:35	54	-145	1,067	3,37	-70,8	85,2	25	78	5	7920	23	25900	1,61	16124	4,108
11:37	55	-144	1,068	3,4	-70,6	85,1	25	77	6	7920	23	25900	1,60	16234	4,132
11:39	54	-145	1,067	3,43	-70,9	84,9	24	76	5	7920	23	26000	1,61	16186	4,164
11:41	54	-145	1,067	3,46	-71,0	84,1	23	75	5	7920	22	26000	1,61	16186	4,192
11:44	54	-145	1,067	3,49	-71,0	84	22	74	5	7920	22	25900	1,61	16124	4,220
11:46	53	-145	1,066	3,5	-69,3	81,6	20	72	5	7920	22	25100	1,60	15640	4,234
11:56	54	-145	1,067	3,53	-69,7	82,1	20	72	5	7920	21	25600	1,61	15937	4,258
11:58	52	-145	1,065	3,63	-70,1	78,8	0	65	0	7920	22	25300	1,60	15780	4,360
12:00	53	-145	1,066	3,71	-69,5	76,5	0	64	0	7920	21	25300	1,60	15765	4,431
12:01	54	-145	1,067	3,74	-69,1	75,9	0	64	0	7920	21	25200	1,61	15688	4,455
12:03	54	-145	1,067	3,81	-69,6	74,5	0	62	0	7920	20	25200	1,61	15688	4,520
12:05	54	-145	1,067	3,91	-68,1	69,9	0	58	0	7920	19	24900	1,61	15501	4,614
12:09	56	-146	1,069	3,99	-68,9	70,1	0	56	0	7920	18	24100	1,62	14858	4,680
12:11	55	-146	1,068	4,03	-67,6	68,3	0	54	0	7920	17	24800	1,62	15304	4,722
12:14	56	-146	1,069	4,07	-66,5	67,1	-5	53	0	7920	16	24500	1,62	15105	4,755
12:17	55	-146	1,068	4,14	-65,8	64,5	-5	52	0	7920	15	24100	1,62	14872	4,825
12:19	56	-146	1,069	4,15	-65,3	63,9	-5	50	0	7920	14	24000	1,62	14796	4,830
12:21	57	-146	1,070	4,22	-64,7	62,1	-10	49	0	7920	13	23800	1,62	14659	4,891
12:25	57	-146	1,070	4,24	-64,5	61,6	-10	48	0	7920	12	23700	1,62	14598	4,909
12:27	57	-146	1,070	4,32	-64,4	61,1	-10	47	0	7920	11	23800	1,62	14659	4,984
12:30	57	-146	1,070	4,38	-63,9	57,1	-10	44	0	7920	11	23100	1,62	14228	5,040
12:31	58	-146	1,071	4,41	-62,9	57,2	-15	43	0	7920	10	23100	1,63	14215	5,063
12:34	58	-146	1,071	4,45	-62,3	54,6	-15	41	0	7919	9	22600	1,63	13907	5,101
12:37	59	-146	1,072	4,49	-61,3	53,1	-15	40	0	7920	8	22400	1,63	13771	5,133
12:38	59	-146	1,072	4,55	-60,9	51,9	-15	38	0	7920	7	22200	1,63	13648	5,189
12:40	61	-146	1,074	4,63	-60,6	46,4	-20	36	0	7920	7	22000	1,63	13500	5,254
12:41	62	-146	1,075	4,78	-60,2	46,2	-20	33	3	7920	7	21400	1,63	13120	5,389

Bijlage K SURGE GEGEVENS [25]

 MANNESMANN DEMAG Verdichtertechnik		Average Values from Performance Test				
Order-no.: 23222900 Mach.-no.: 7624 Type : 10 MH 4A Code : LNG Zeebrugge Date : 24.01.1985						
Point	\dot{V}_{1k} (m ³ /h)	Y_{pk} (kJ/kg)	η_{p1} (-)	$P_{i,Test}$ (kW)	$P_{ku,Motor}$ (kW)	ΔP (kW)
1	16097	106.5	0.7695	456.8	487	30
2	15666	114.8	0.7979	476.7	507.7	31
3	14966	123.5	0.8149	481.9	509.7	28
4	13127	134.6	0.8101	463.6	489.3	26
5	11109	136.2	0.7637	420.7	445.7	25
6	10016	137.4	0.7484	386.5	414.7	28
Surge	9350					
Prüffeld für Verdichter						

FACULTEIT INDUSTRIËLE INGENIEURSWETENSCHAPPEN
CAMPUS BRUGGE
Spoorwegstraat 12
8200 BRUGGE, België
tel. + 32 50 66 48 00
iiw.brugge@kuleuven.be
www.iw.kuleuven.be

