

2019 • 2020

Faculteit Industriële ingenieurswetenschappen
master in de industriële wetenschappen: energie

Masterthesis

Verbetering van de energie-efficiëntie en betrouwbaarheid van koelwater- en persluchtutilities in een procesinstallatie voor kunststofproductie

PROMOTOR :

ir. Frederik ROGIERS

PROMOTOR :

ing. Yves VAN REEMPTS

Bram Lenaerts, Martijn Vrolix

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: energie,
afstudeerrichting elektrotechniek

Gezamenlijke opleiding UHasselt en KU Leuven



2019 • 2020

Faculteit Industriële ingenieurswetenschappen
master in de industriële wetenschappen: energie

Masterthesis

Verbetering van de energie-efficiëntie en betrouwbaarheid van koelwater- en persluchtutilites in een procesinstallatie voor kunststofproductie

PROMOTOR :

ir. Frederik ROGIERS

PROMOTOR :

ing. Yves VAN REEMPTS

Bram Lenaerts, Martijn Vrolix

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: energie,
afstudeerrichting elektrotechniek



KU LEUVEN

Woord vooraf

Deze masterthesis bestaat uit het onderzoek naar energie-efficiënte optimalisaties betreffende koelwater- en persluchtutiliteiten binnen het bedrijf DSM Specialty Compounds te Genk. De thesis was het laatste onderdeel van de academische opleiding Industriële Wetenschappen Energie-Elektrotechniek bij de universiteit van Hasselt. We zijn DSM zeer dankbaar dat we onze masterthesis konden uitvoeren in een bedrijf dat veel belang hecht aan intelligente en duurzame energiesystemen.

Het uitvoeren van deze masterproef zou niet mogelijk zijn zonder de hulp van enkele mensen die ons hebben bijgestaan. In het bijzonder willen we ing. Yves van Reempts bedanken die nauw met ons heeft samengewerkt. We hebben altijd beroep kunnen doen op zijn uitgebreide kennis en advies. Ten tweede danken we ir. Frederik Rogiers voor zijn uitstekende begeleiding en ondersteuning. Ten slotte danken we onze ouders voor de kans om deze studies te kunnen uitvoeren en de steun en aanmoedelingen tijdens deze periode.

Inhoudsopgave

Woord vooraf	1
Lijst van tabellen.....	7
Lijst van figuren.....	9
Abstract	11
Abstract in English.....	13
1 Inleiding.....	15
1.1 Situering	15
1.2 Probleemstelling	15
1.3 Doelstelling	16
1.4 Methode.....	16
1.5 Vooruitblik	18
2 Literatuurstudie.....	19
2.1 Inleiding	19
2.2 Warmteverliezen beperken.....	20
2.3 De vraag naar koelwater minimaliseren	21
2.4 Verouderde pompen optimaliseren	22
2.4.1 Verschillende pomptypes	22
2.4.2 Dimensionering van een pompsysteem	23
2.4.3 Debiets-/ drukregeling.....	25
2.4.4 Procesoptimalisatie	30
2.4.5 Monitoring van pompen.....	32
2.5 Ventilatoren van de koeltoren optimaliseren	35
2.5.1 Affiniteitswetten	36
2.5.2 Basisconfiguraties bij frequentieregelaars bij ventilatortoepassingen.....	38
2.6 Energetisch efficiënte motorselectie.....	40
2.6.1 IE-normen	40
2.6.2 Vergelijking tussen verschillende typen motoren	42

2.7	Koeling van de compressoren optimaliseren.....	45
2.7.1	Calciumcarbonaataanslag	45
2.7.2	Verschillende types van warmtewisselaars	47
2.7.3	Reinigen van een warmtewisselaar.....	50
3	Bestaande toestand.....	51
3.1	Analyse van het huidig koelwaterennetwerk	51
3.1.1	Beschrijving gebruikte documentatie	51
3.1.2	Koelwerk 2 in hal 1.....	52
3.1.3	Het compressorpark.....	55
3.2	Metingen ‘bestaande toestand’	62
3.2.1	Vermogensmeting.....	62
3.2.2	Debietsmeting	63
3.2.3	Temperatuurmeting.....	65
3.2.4	Verbruik van de koeltoren	66
3.2.5	Waterkwaliteit	67
3.3	Besluit	68
4	Technische uitwerking.....	69
4.1	Benchmarking.....	69
4.2	Conceptueel ontwerp van optimalisaties.....	72
4.2.1	Pompen.....	72
4.2.2	Ventilatoren van de koeltoren	74
4.2.3	Secundair netwerk bij de compressoren.....	76
4.3	Uitwerking van de optimalisaties.....	78
4.3.1	Pompen.....	78
4.3.2	Ventilatoren van de koeltoren	92
4.3.3	Intelligente samenwerking tussen de pompen en ventilatoren	112
4.3.4	Secundair netwerk bij de compressoren.....	115
4.4	Besluit	125

5	Investeringsanalyse	127
5.1	Koelwaterpompen met frequentiegestuurde motoren.....	127
5.1.1	Investering.....	127
5.1.2	Verbruikskosten na optimalisatie.....	128
5.1.3	Output cashflow en analyse	128
5.2	Frequentiegestuurde aandrijving van koeltorenventilatoren.....	132
5.2.1	Bepaling van het gemiddeld elektrisch verbruik	132
5.2.2	Investering.....	135
5.2.3	Verbruikskosten na optimalisatie.....	135
5.2.4	Output cashflow en analyse	139
5.3	Secundaire koelkring voor de compressoren.....	142
5.3.1	Kosten van productiedervingen	142
5.3.2	Investering.....	142
5.3.3	Verbruikskosten.....	143
5.3.4	Vaststelling.....	144
6	Besluit	145
	Literatuurlijst.....	147
	Bijlagen.....	151

Lijst van tabellen

Tabel 1: Verschillende soorten prestatiemeters van pompsystemen met bijhorende vergelijkingen ...	24
Tabel 2: Prestatievergelijking van elektrische motoren	42
Tabel 3: Benamingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koelwerk 2 hal 1	52
Tabel 4: Afkortingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koelwerk 2 hal 1	53
Tabel 5: Benamingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koeling compressoren	55
Tabel 6: Afkortingen P&ID koeling compressoren	55
Tabel 7: Afkortingen koelcircuit van de compressoren	57
Tabel 8: RSI met bijhorende vervuiling voor warmtewisselaars in compressoren	58
Tabel 9: Technische gegevens Atlas Copco	60
Tabel 10: Opmerkingen technische specificaties Atlas Copco	61
Tabel 11: Verbruikskosten koelwaterpompen koelwerk 2 hal 1	63
Tabel 12: Vooraf ingestelde parameters PT878	64
Tabel 13: Benodigd motorvermogen bij verschillende belastingsgraden van de pomp	85
Tabel 14: Starthoogtes van de verschillende frequentiereguleerde pompcurves	87
Tabel 15: Debiet, opvoerhoogte en rendement van de pomp bij verschillende belastingsgraden	88
Tabel 16: Belastbaarheid van de pompen bij verschillende debieten	89
Tabel 17: Uitleg nummering druksensor en pumpmeter	91
Tabel 18: Benaming koeltoren	92
Tabel 19: Benaming ventilator	92
Tabel 20: Design condities koeltoren	93
Tabel 21: Parameters uitgaande lucht	95
Tabel 22: Parameters inkomend water	95
Tabel 23: Parameters uitgaand koelwater	95
Tabel 24: Volumestromen lucht en massastromen suppletiewater bij verschillende buitencondities ..	97
Tabel 25: k-waarde inlaat zonder lamellen	100
Tabel 26: k-waarde inlaat met lamellen	100
Tabel 27: k-waardes bij verschillende koelpakket hoogtes	100
Tabel 28: k-waarde bij ventilatoren	101
Tabel 29: Overzicht van verschillende k-waardes	101
Tabel 30: Specificaties van de ventilator	102
Tabel 31: Resultaten snelheidsrecovery	103
Tabel 32: Vermogen en kWh i.f.v. natteboltemperatuur	106
Tabel 33: Overzicht synchrone werking versus 1 motor werking	108
Tabel 34: Vergelijking synchrone werking versus 1 motor werking	109
Tabel 35: Combinaties van productielijnen	112
Tabel 36: Totaal verbruik bij verschillende temperatuurverschillen ($T_{\text{setpunt_koeltoren(uit)}}=25^{\circ}\text{C}$)	114
Tabel 37: Specificaties van een compressor	115

Tabel 38: In- en uitgangstemperaturen van de externe koeler	116
Tabel 39: Vereiste specificaties van de platenwarmtewisselaar	117
Tabel 40: Parameters van de warmtewisselaar voor bepaling warmteoverdrachtscoëfficiënt	119
Tabel 41: overzicht parameters bij berekening warmtewisselend opp.	120
Tabel 42: Omschrijving nieuwe materialen van de pompgroepen	125
Tabel 43: Omschrijving nieuwe materialen voor de ventilatoren van de koeltoren	125
Tabel 44: Omschrijving nieuwe materialen voor secundair koelcircuit.....	126
Tabel 45: Investeringskosten koelwaterpompen.....	127
Tabel 46: Gemiddelde verbruikskost van één pomp.....	128
Tabel 47: Output cashflow koelwaterpompen	129
Tabel 48: Bepaling ΔT bij gemiddeld debiet.....	132
Tabel 49: Hoeveelheid operationele uren per productielijn.....	133
Tabel 50: Volumestromen lucht, massastromen suppletiewater en vermogens bij gem. condities	134
Tabel 51: Investeringskosten.....	135
Tabel 52: Gemiddelde kosten aan energie/jaar.....	136
Tabel 53: Gemiddelde kosten aan water/jaar	138
Tabel 54: Output cashflow aandrijving ventilatoren	139
Tabel 55: Investeringskosten secundair netwerk bij compressoren.....	143

Lijst van figuren

Figuur 1: Flowchart energie-efficiënte optimalisaties bij utilities	20
Figuur 2: Economische bepaling van de optimale isolatiedikte	21
Figuur 3: Pompsysteem met pompaandrijving.....	22
Figuur 4: Overzicht typen pompen.....	23
Figuur 5: Grafische weergave van de affiniteitswet bij pompen	24
Figuur 6: Smoring bij pompen.....	25
Figuur 7: Toerentalregeling vs. smoring.....	26
Figuur 8: Invloed van meetlocatie op drukverschilregeling.....	27
Figuur 9: Differentiaaldruk-regeling	29
Figuur 10: Pompcurve met zijn BEP.....	30
Figuur 11: Master/slave-principe bij pompen	32
Figuur 12: KSB Guard	34
Figuur 13: Variatie in ventilatorvermogen met frequentieregelaar (VFD)	37
Figuur 14: De "Parallel Drive" (PD) -configuratie	38
Figuur 15: De "Independent Drive" (ID)-configuratie.....	39
Figuur 16: Vergelijking IE-klassen.....	40
Figuur 17: Vergelijking IE3 en IE5-motor.....	41
Figuur 18: Visuele voorstelling SynRM.....	43
Figuur 19: Effect van pH-waarde en hardheidsniveau op de calciumcarbonaat neerslagpotentieel ...	45
Figuur 20: Vergelijking op afzetting gevormd op (a) glad / (b) ruw oppervlak rvs, acryl en teflon.....	46
Figuur 21: Verschil platenwarmtewisselaar en buizenwarmtewisselaar.....	47
Figuur 22: Warmtewisselaar met wervelbed.....	48
Figuur 23: Grafische voorstelling koelwerk 2 hal 1	52
Figuur 24: Vuilafzettingen in het koelcircuit van de compressoren.....	55
Figuur 25: Koelcircuit van de verschillende compressoren.....	56
Figuur 26: Recirculatiecircuit met koeltoren	59
Figuur 27: Driefasige Δ Connectie (Aron, Driefase driehoek).....	62
Figuur 28: Looptijdverschil doorheen een buis.....	64
Figuur 29: Afstand voor plaatsen flowmeter	64
Figuur 30: Debietsmeting K2H1.....	65
Figuur 31: Temperatuurprofiel K2H1	66
Figuur 32: Servicerapport koelwaterkwaliteit productiehal 1.....	68
Figuur 33: conceptueel ontwerp nieuwe pompgroepen	73
Figuur 34: Conceptueel ontwerp koeltoren	74
Figuur 35: Conceptueel ontwerp voor koeling compressoren.....	76
Figuur 36: Selectiekaart voor pompen uit KSB-catalogoog	82
Figuur 37: datasheet Etanorm 100-080-200 KSB 2900 tr/min.....	83

Figuur 38: Selectiekaart supremE-motoren.....	85
Figuur 39: Frequentiegeregelde pompcurves bij verschillende belastinggraden.....	86
Figuur 40: werkingsgebied en BEP pomp.....	88
Figuur 41: Meetlocatie op de pompen vooraanzicht.....	90
Figuur 42: interpretatie van het bedrijfspunt en belastingsprofiel.....	91
Figuur 43: Principiële voorstelling van de koeltoren	93
Figuur 44: Hoeveelheid natteboltemperaturen	94
Figuur 45: Snelheidsherwinning bij koeltoren ventilatoruitlaat.....	99
Figuur 46: R/D-verhouding bij ronde inlaatvorm ventilator	101
Figuur 47: Vermogen i.f.v. natteboltemperatuur	105
Figuur 48: koeltoren case 1.....	107
Figuur 49: Koeltoren case 2	108
Figuur 50: Opgenomen vermogen i.f.v. het temperatuurverschil van het koelwater.....	111
Figuur 51: Alfa laval T6	117
Figuur 52: Thermische weerstanden in een platenwarmtewisselaar.....	119
Figuur 53: Ontkalker met bijhorende attributen	121
Figuur 54: Gecum. operationele kasstroom bij verschillende discontovoet – koelwaterpompen	130
Figuur 55: Vergelijking totale kosten huidige en geoptimaliseerde installatie – koelwaterpompen ..	131
Figuur 56: Gecum. operationele kasstroom bij verschillende disct.voet - koeltoren.....	140
Figuur 57: Vergelijking totale kosten huidige en geoptimaliseerde installatie – koeltoren	141

Abstract

DSM Specialty Compounds te Genk kent twee belangrijke problemen met zijn koelwaternetwerk. Enerzijds is de koelwaterinstallatie verouderd en niet op de meest energetisch efficiënte manier geregeld met als gevolg een onnodig hoog energieverbruik. Anderzijds worden de persluchtcompressoren inadequaet gekoeld wat leidt tot ongeplande productie-shutdowns. Deze masterproef heeft als doelstelling om het energieverbruik van het koelwaternetwerk te verminderen en om de machinebeschikbaarheid van de compressoren te verhogen.

Via een literatuurstudie en een analyse van de bestaande toestand na in situ-metingen werden verschillende verbeteringen geïdentificeerd. Deze omvatten voor het koelwaternetwerk het toepassen van variabele snelheidsaandrijving met synchrone reluctantie motoren voor de koelwaterpompen en de koeltoren ventilatoren. Voor het compressorpark situeren de verbeteringen zich in het installeren van een platenwarmtewisselaar met secundair koelcircuit voorzien van automatische back-up koeling via proceswater. Hierdoor zullen de compressoren niet meer vervuilen en kan een adequate koeling verzekerd worden. Deze verbeteringen werden technisch uitgewerkt en financieel geëvalueerd. De resultaten tonen een verwachte terugverdientijd van minder dan drie jaar gerealiseerd door enerzijds energiebesparing en anderzijds een verhoging van de machinebeschikbaarheid.

Abstract in English

DSM Specialty Compounds in Genk has two major problems with its cooling water network. On one hand, the cooling water installation is outdated and not regulated in the most energetically efficient manner, resulting in unnecessarily high energy consumption. On the other hand, the compressed air compressors are inadequately cooled, which leads to unplanned production shutdowns. This master's thesis has the objective of reducing the energy consumption of the cooling water network and to increase the machine availability of the compressors.

Various improvements were identified through a literature study and an analysis of the existing condition after in situ measurements. For the cooling water network, these include the use of variable speed drives with synchronous reluctance motors for the cooling water pumps and the cooling tower fans. For the compressor park, the improvements include the installation of a plate heat exchanger with secondary cooling circuit equipped with automatic backup cooling via process water. As a result, the compressors will no longer pollute, and adequate cooling can be ensured. These improvements were technically elaborated and financially evaluated. The results show an expected payback time of less than three years, this achieved by saving energy and increasing machine availability.

1 Inleiding

1.1 Situering

DSM Specialty Compounds situeert zich in Genk en produceert hoogwaardige kunststofgranulaten. Toepassingen van deze kunststoffen zijn te vinden in de elektronica en elektrische apparatuur, in de voedingsindustrie maar ook in de automobiel- en bouwindustrie.

DSM heeft zichzelf als doel gesteld tegen 2030 een drastische energiereductie te realiseren. Dit heeft grote voordelen voor het bedrijf en het milieu. De financiële prestaties van het bedrijf zullen bevorderen door energiebesparing maar ook de CO₂-uitstoot daalt. De focus van de masterproef ligt voornamelijk in de situering en realisatie van opportuniteiten om het energieverbruik te verlagen in de utilities van het koelwater en perslucht in productiehal 1.

In productiehal 1 zijn drie verschillende koelwaternetwerken terug te vinden. Koelwerk 1 en koelwerk 3 zijn in 2017 reeds vernieuwd en minder behoevend aan een energie-efficiëntie update. Op koelwerk 2, die geïnstalleerd is in 1995, zijn sinds de indienstname weinig technische aanpassingen uitgevoerd waardoor deze een groot energieverbruik heeft. Daarom richt de masterproef zich op koelwerk 2 omdat deze het meest behoevend is aan een energie-efficiënte optimalisatie. Verder richt de masterproef zich op het compressorpark omdat de machinebeschikbaarheid en betrouwbaarheid laag is. Koelwerk 2 staat in voor de koeling van kunststofgranulaten en procesapparatuur in vijf productiestraten en voor de koeling van het compressorpark. Het compressorpark voorziet diezelfde productiestraten van perslucht.

1.2 Probleemstelling

Het koelwater op de site wordt rondgepompt in een semi-gesloten circuit met koeltoren. Het koelwerk dateert van 1995 en werd meermaals uitgebreid. Het koelwaternetwerk is niet mee geëvolueerd met technische innovaties en werkt niet meer op de meest energetisch efficiënte manier, wat een hoge energiekostprijs met zich meebrengt.

Het leidingnetwerk is voorzien van manuele afsluiters, die via smoring het debiet regelen op een inefficiënte manier in het koelwatercircuit. De regelaars die het koelcircuit momenteel sturen zijn niet meer geschikt voor een optimale beheersing van de koelwerkcomponenten, met het gevolg een hoog energieverbruik. Dit omdat deze regelaars dermate verouderd zijn.

Eén van de afnemers van het koelwater is het compressorpark. Deze staat in voor de productie van instrumentatie- en perslucht en wordt direct gekoeld door het geconditioneerd koelwater. Maar dit koelwater voldoet niet aan de kwaliteitsnormen en veroorzaakt in de koelwaterleidingen van de compressoren schaal- en vuilafzetting. Deze afzetting geeft een vernauwing in de koelwatertoevoer naar de oliekoeler waardoor de koeling wordt bemoeilijkt. Zo kunnen de olietemperaturen van de

compressoren dermate oplopen, met mogelijk afschakelen van de compressoren tot gevolg. Dit is ongewenst omdat instrumentatielucht noodzakelijk is voor het productieproces. Het is namelijk zo dat de verbruikers in de productiehal aangesloten zijn via een persluchtkoppelingen met hun bijhorende aandrijving. Bij het wegvallen van instrumentatielucht verbreken deze persluchtkoppelingen en leidt dit tot ongeplande shutdowns van de compoundinglijnen en vervolgens tot productiedervingen, in combinatie met aanzienlijke proceswanorde.

1.3 Doelstelling

Deze masterproef heeft twee doelstellingen. De eerste is het analyseren van het huidig koelwerk 2 op het vlak van energie-efficiëntie. De huidige koelcyclus dient in kaart gebracht te worden, om zo voorstellen tot implementatie van moderne energetische toepassingen voor de koelwerk-componenten uit te werken. Het doel is een energiereductie te bereiken.

De tweede doelstelling is het uitwerken van een oplossing voor de niet optimale koeling van de compressoren. Dit met als doel om de machinebeschikbaarheid van de compressoren te verhogen en uitval van perslucht ten gevolge hiervan vermijden.

Van elke verbetering dient een investeringsanalyse gemaakt te worden om een CAPEX-investering¹ in te dienen voor een nieuw uit te voeren energieproject. Een CAPEX-investering is een investering groter dan € 50000 met een maximale terugverdientijd van 3 jaar.

1.4 Methode

De methode is opgesteld a.d.h.v. verschillende werkpakketen waarbij aan elk werkpakket een of meerdere deliverables gekoppeld zijn. Alle deliverables zijn documenten die als input dienen voor de volgende stappen. Hieronder zijn de verschillende werkpakketen (WP) met bijhorende deliverables (D) toegelicht. Verder staat er extra info over de materialen die betrekking hebben op desbetreffend werkpakket.

WP1: Bestaande toestand

Werkpakket 1 is een onderzoek naar de bestaande toestand van de utilities en omvat enerzijds het in kaart brengen van de huidige situatie van het koelwerk 2 en het compressorpark (D1.1) en anderzijds informatie in te winnen door een meetcampagne uit te voeren (D1.2).

¹ 'Capital Expenditure' (CAPEX) is een investeringsuitgave in vernieuwingsprojecten. Er worden kapitaaluitgaven gedaan om de capaciteit van het bedrijf om vermogen te creëren te vergroten. [2]

D1.1 Analyseren van het huidig koelwaternetwerk (koelwerk 2);

D1.2 Metingen uitvoeren op de huidige staat.

Materialen: Technische documentatie manuals, elektrische schema's, PLC-software en P&ID's.

Metingen m.b.v. volgende meetapparatuur:

- Datalogger van Fluke (vermogenmeter);
- Debietsmeting van GE Panametrics (debietsmeter);
- MES-systeem² Aspentech (temperatuur, druk, vermogen).

WP2: Literatuurstudie

Het tweede werkpakket is de literatuurstudie die informatie verzameld over hedendaagse soortgelijke toepassingen (D2.1) en de nieuwste state-of-art (D2.2). Dit is nuttig om in volgende werkpakket een vergelijking te kunnen maken tussen de huidige staat en de nieuwe technieken.

D2.1 Onderzoek naar hedendaagse soortgelijke toepassingen;

D2.2 Nieuwste state-of-art.

Materialen: Opzoeken en lezen van literatuur a.d.h.v. bibliotheek en internet.

WP3: Technische uitwerking

Het derde werkpakket omvat de detectie naar mogelijke energie-efficiënte optimalisaties (D3.1) en de conceptuele uitwerking (D3.2) ervan. Verder volgt een technisch ontwerp van de optimalisaties (D3.3) dit met als doel het energieverbruik van het koelwerk te verlagen en het verhogen van de machinebeschikbaarheid van het compressorpark.

D3.1 Benchmarking;

D3.2 Conceptueel ontwerp van verbeteringen;

D3.3 Technisch ontwerp van optimalisaties.

Materialen: Benchmarking en conceptueel ontwerp o.b.v. literatuurstudie en reeds opgedane kennis. Technisch ontwerp a.d.h.v. softwaretools zoals Excel, AutoCAD, selectiesoftware producenten en cursussen.

² MES-software ofwel Manufacturing Execution System software is een databasesysteem, dit databasesysteem beheert en bewaakt het werk wat gaande is op de werkvloer. Een MES-systeem houdt alle productie- informatie real-time bij en ontvangt van minuut tot minuut gegevens van de werkvloer [3].

WP4: Investeringsanalyse

Het vierde en laatste werkpakket omvat het financieel evalueren van de uitgewerkte optimalisaties (D4.1).

D4.1 Kosten-batenanalyse.

Materialen: Financiële evaluatie a.d.h.v. naslagwerken.

1.5 Vooruitblik

De inleiding is het eerste hoofdstuk en geeft meer informatie over de situering, het probleem, doelstellingen, gebruikte methode en de opbouw van de masterproef. Het tweede hoofdstuk is de literatuurstudie en heeft betrekking op het onderzoek naar hedendaagse soortgelijke toepassingen. De bestaande toestand is het derde hoofdstuk en zal een beeld schetsen van de huidige toestand van de utilities. Hierna volgt het vierde hoofdstuk welke de technische uitwerking van de geselecteerde optimalisaties omvat. Het vijfde hoofdstuk controleert de economische haalbaarheid van de uitgewerkte optimalisaties. Ten slotte is er een besluit dat concludeert als de vooropgestelde doelstellingen behaald zijn.

Elk hoofdstuk in de scriptie zal eerst het gedeelte behandelen dat betrekking heeft op energie-efficiënte optimalisaties van koelwerk 2. Daarna volgt het gedeelte dat betrekking heeft op het verhogen van de betrouwbaarheid en machinebeschikbaarheid van het compressorpark.

2 Literatuurstudie

2.1 Inleiding

Het doel van de literatuurstudie is om meer informatie in te winnen over de soortgelijke toepassingen die op de markt zijn. Het is noodzakelijk om gericht op zoek te gaan naar de juiste informatie, dit om onnodig onderzoekwerk te vermijden. Hierin is het detecteren van mogelijke optimalisaties m.b.t. verhoging van energie-efficiënte en machinebeschikbaarheid de hoofdzaak. Daarom is de gebruikte analyse gebaseerd op die van Dr. Robin Kent [1, Hfdst. 4.27]. Deze is opgesplitst in twee delen, figuur 1 op de volgende pagina geeft een schematisch overzicht.

Het eerste deel heeft betrekking op energetisch-efficiënte optimalisaties binnen het koelwaternetwerk. Deze bestaat in eerste instantie uit de detectie naar de mogelijkheden om de vraag naar koelwater te minimaliseren en in tweede instantie naar mogelijkheden om de koelwerkcomponenten te optimaliseren.

De detectie naar de mogelijkheden om de vraag naar koelwater te minimaliseren komt tot stand door enerzijds de warmteopnames uit de omgeving op te sporen, en anderzijds door het koelwater met enkele graden te verhogen. Hierdoor is er minder koelvermogen van de ventilatoren nodig. Echter zal hierdoor het debiet doorheen de pompen stijgen. Wanneer het verbruik van de ventilatoren ondergeschikt is aan het verbruik van de pompen, is er sprake van een energie-efficiënte optimalisatie.

Het optimaliseren van de koelwerkcomponenten heeft betrekking op het reduceren van de verbruiks- en distributiekosten. De verbruikskosten voor koeling kunnen gereduceerd worden door het volledige koelsysteem te bestuderen naargelang de behoeften. Het huidige systeem kan overgedimensioneerd zijn waardoor de elektrische verbruikers meer vermogen leveren dan nodig. De distributiekosten zijn afhankelijk van het leidingnetwerk en het verbruik van de pompen voor het rondcirculeren van het water. Reeds geplaatste pompen kunnen dermate verouderd zijn dat ze niet meer energetisch efficiënt werken of onbetrouwbaar zijn.

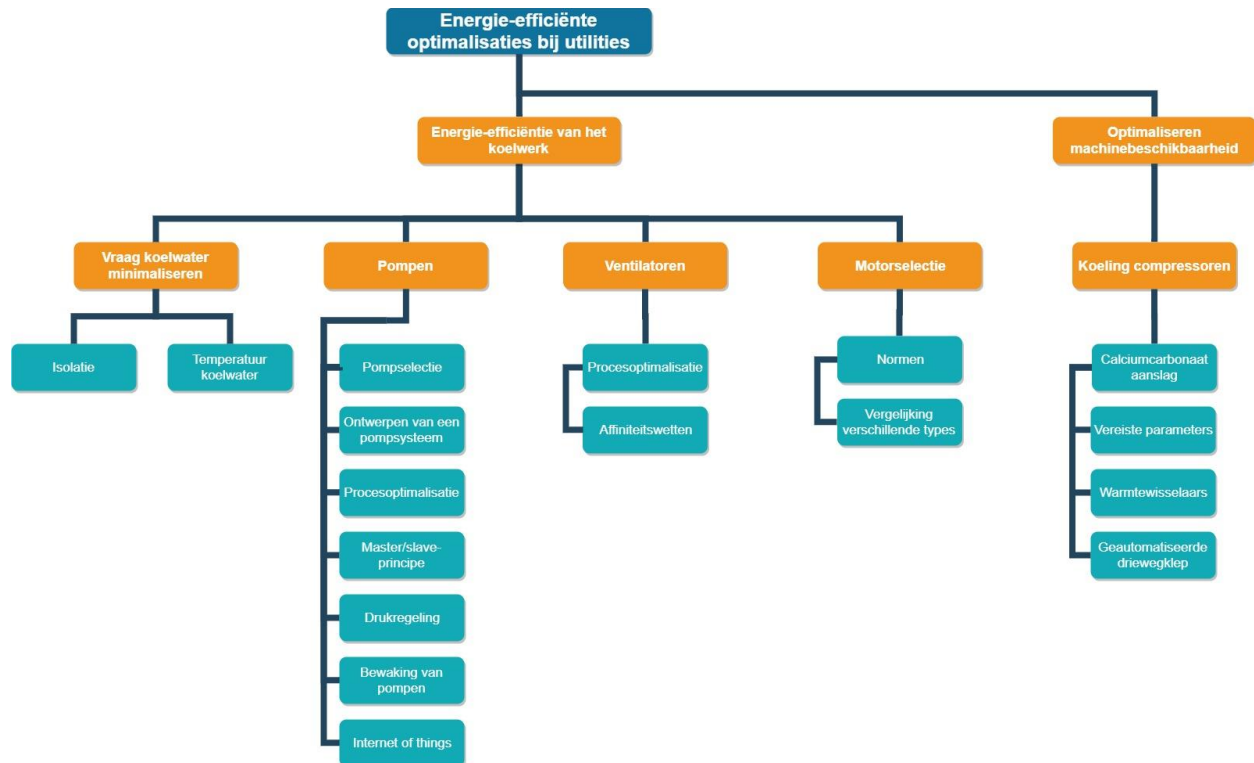
Verdere uitwerking van deze eerste fase van de analyse en bevraging naar reeds gekende problemen resulteert in volgende richtpunten:

- Het koelwater met enkele graden verhogen;
- Verouderde pompen optimaliseren;
- Ventilatoren van de koeltoren optimaliseren;
- Verouderde motoren vervangen door energie-efficiënte motoren.

Het tweede deel van de analyse heeft betrekking op verhoging van de machinebeschikbaarheid om zo uitval en productiedervingen te voorkomen. Onderhouds- en serviceraapporten bevatten belangrijke informatie over de oorzaken en gevolgen van machine-uitval die zich in het verleden hebben voorgedaan. Hierin is ook te achterhalen welke mogelijke problemen er in de toekomst kunnen

optreden. Na een studie van deze rapporten blijkt de uitval van de compressoren door een niet optimale koeling een wederkerend probleem te zijn. Daarom is het verbeteren van de koeling van de compressoren een richtpunt.

Zowel de richtpunten van deel 1 als deel 2 zijn opgedeeld in verschillende topics waarbij verder onderzoek noodzakelijk is. De literatuurstudie zal al deze topics behandelen en geeft belangrijke inzichten en informatie weer die van toepassing zijn bij deze masterproef.

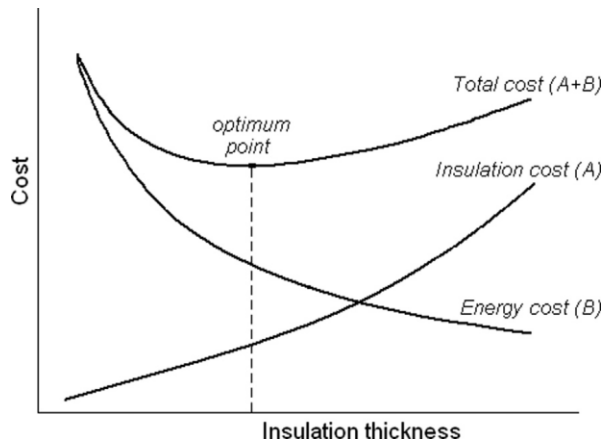


Figuur 1: Flowchart energie-efficiënte optimalisaties bij utilities

2.2 Warmteverliezen beperken

Thermische isolatie is van toepassing voor het verminderen van warmteoverdracht tussen verschillende media en het voorkomen van condensatie op leidingen en apparatuur. Zo zal er warmteoverdracht plaatsvinden van het warme medium naar het koude medium. In koelsystemen is dit een wederkerend probleem. Koelwaterleidingen, met als doel om koud water tot de verbruikers te transporteren, lopen vaak door productiehallen die zich op een hogere temperatuur vinden dan het koelwater. Hierbij zal het koelwater warmte opnemen uit de omgevingstemperatuur van de productiehal. Dit is een nadelig effect waarbij het koelvermogen dat beschikbaar is aan de thermische verbruiker verlaagt. De pomp zal harder moeten werken om het gewenste koelvermogen aan de verbruiker te verkrijgen, wat leidt tot een hogere verbruikskosten.

Voor de keuze van de dikte van de isolatie moet met de leidingdiameter, de kosten, de geleidbaarheid van de leiding en isolatie, de omgevingstemperaturen en de warmtegeleidingscoëfficiënt aan de binnen- en buitenkant van de leiding rekening gehouden worden. De optimale dikte van de isolatie is in het algemeen geaccepteerd als de waarde die de min. totale levenscycluskosten biedt, zie figuur 2.



Figuur 2: Economische bepaling van de optimale isolatiedikte [3, Fig. 1]

2.3 De vraag naar koelwater minimaliseren

Volgens het boek 'Energy management in Plastics Processing' van Dr. Robin Kent heeft een temperatuursverhoging van het koelwater een drastische energiebesparing tot gevolg. "Elke 1°C temperatuurstijging van het circulerend koelwater zal de nodige energie voor koeling met 3% kunnen verminderen" [2, p. 148-vertaald].

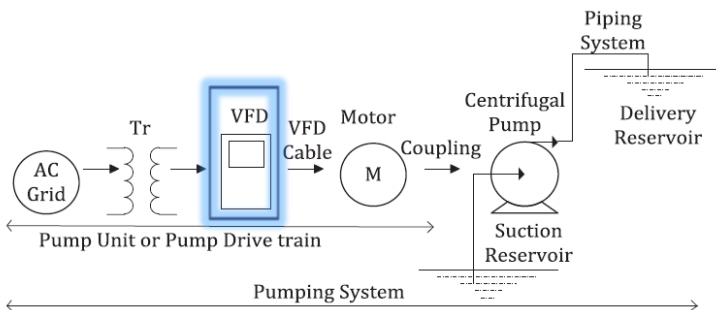
Praktisch is de maximale temperatuur van het koelwater te vinden door het setpunt van de koeltoren in kleine stappen van 0,1°C te verhogen. Na elke temperatuursverhoging is een controle vereist in de productiehal om te controleren als er zich problemen voordoen. Als dit niet het geval is volgt er een nieuwe temperatuursverhoging. Indien er een probleem optreedt, is de maximale temperatuur bereikt.

Echter is er ook een nadeel verbonden met deze temperatuurverhoging. Zo zal de warmte uitwisseling tussen de thermische verbruikers en het koelwater verminderen als de temperatuur van het koelwater stijgt. Deze verbruikers dienen evenzeer hun warmte af te geven aan het koelwater waardoor een debietsstijging noodzakelijk is. Hier zal een afweging tussen de potentiële besparing van het verminderd benodigd koelvermogen van de ventilatoren en de extra kost van de pompen voor een debietsverhoging de doorslag geven.

2.4 Verouderde pompen optimaliseren

“Volgens het International Energy Agency verbruiken elektrische motoren 46% van de elektriciteit die wereldwijd is opgewekt en zijn goed voor 70% van het totale elektriciteitsverbruik in alle industrieën samen. Van alle energie geleverd door elektrische motoren in de wereld zijn pompen bijna goed voor 22%, dit volgens het rapport van de Europese Commissie” [4, p. 496-vertaald]. Mede om deze reden is het zeker de moeite waard om de mogelijkheden voor energiebesparing in een pompsysteem te onderzoeken.

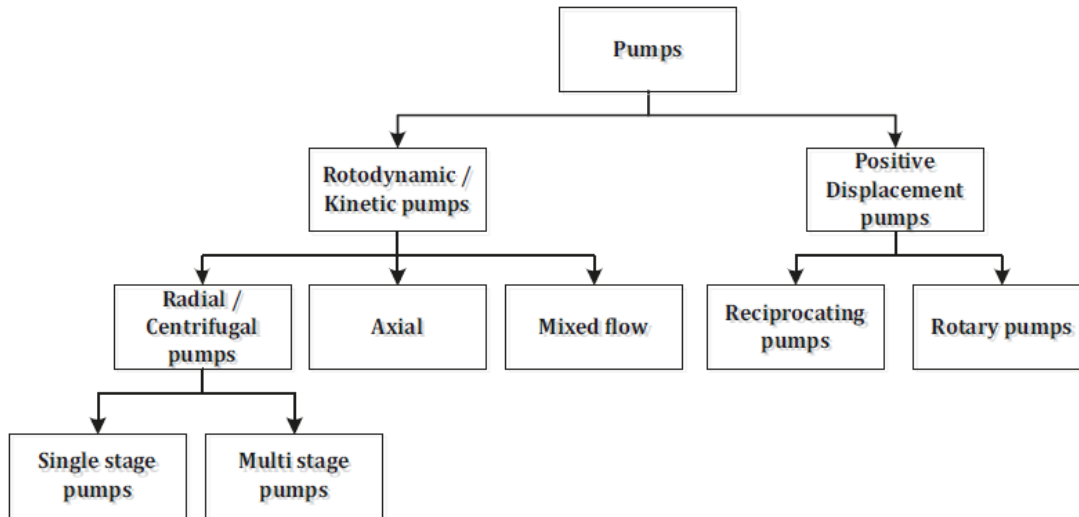
“Een modern pompsysteem bestaat uit een AC-voeding, transformator, variabele frequentie-aandrijving (VFD), pompeenheid en de motor. De variabele frequentieregelaar (VFD) heeft de voorkeur op andere regeltechnieken in de industrieën om de output (stroom) van de pomp te regelen door de aan de inductiemotor toegevoerde frequentie te variëren”, zoals weergegeven in figuur 3 [4, p. 497-vertaald].



Figuur 3: Pompsysteem met pompaandrijving [3, Fig. 3]

2.4.1 Verschillende pomptypes

“Rekening houdend met het totale aantal geïnstalleerde pompen in de wereld, dragen kinetische pompen 73% bij en de positieve verplaatsingspomp 27%” [4, p. 498-vertaald]. Figuur 4 geeft een overzicht van de verschillende typen pompen op de markt. De kinetische pompen zijn centrifugaalpompen genoemd, ze beschikken over een waaier, behuizing en slakkenhuis voor de vloeistof te verplaatsen van aanzuigzijde naar afvoerszijde. Het voordeel van centrifugaalpompen is dat ze over een breed debietbereik inzetbaar zijn en minder er minder onderhoud nodig is in vergelijking met de verplaatsingspompen. Ze zijn vooral gebruikt waar hoge stroomsnelheden en opvoerhoogtes noodzakelijk zijn. Bij positieve verplaatsingspompen glijdt de zuiger door de cilinder om de vloeistof te verpompen. De verplaatsingspompen zijn efficiënter dan de centrifugaalpompen, maar de stroomsnelheid is beperkt en regelmatig onderhoud is vereist [4, p. 498].



Figuur 4: Overzicht typen pompen [4, Fig. 5]

2.4.2 Dimensionering van een pompsysteem

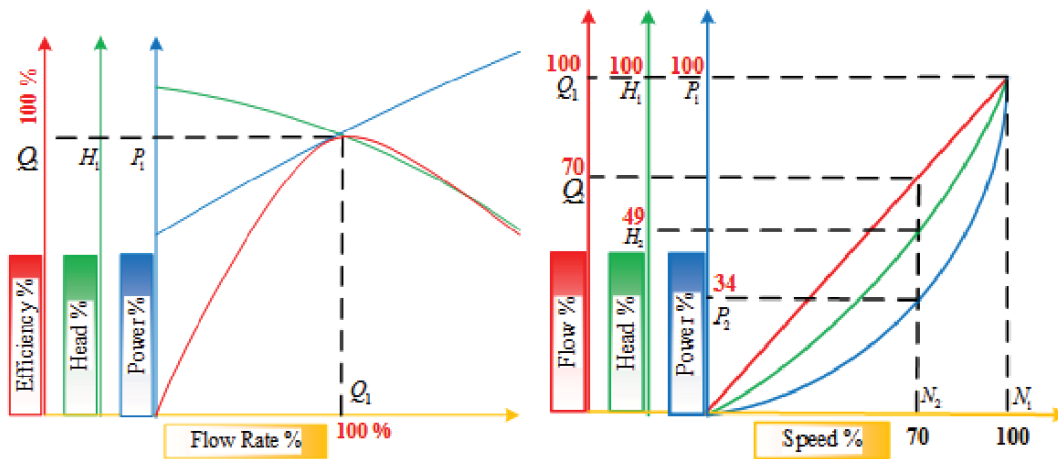
Pompcurven zijn uitgezet op basis van opvoerhoogte (H) t.o.v. het debiet (Q), dit bij verschillende rotatiesnelheden (N) en waaierdiameters (D). In een centrifugaal pompsysteem is de gecreëerde druk bij een bepaald debiet evenredig met de opvoerhoogte. Dit is het werkingpunt en dient de pomp te overwinnen. De weerstand van het systeem, m.a.w. de systeemcurve en de pompcurve dienen gekend te zijn bij dimensionering van een pompsysteem. Deze curves zijn opgesteld aan de hand van kwadratische vergelijkingen [4, p. 498].

De totale opvoerhoogte H bestaat uit een statische en dynamische component. Voor een open lus circuit blijft de statische opvoerhoogte van het pompsysteem constant en varieert de dynamische opvoerhoogte ten opzichte van het debiet.

De onderlinge relaties tussen het debiet, de opvoerhoogte, het vermogen en de rotatiesnelheid (N) van de pomp wordt uitgedrukt met behulp van affiniteitswetten zoals gegeven in vgl. (1). In de vergelijking, achtervoegsel 2 vertegenwoordigt de nominale bedrijfssnelheid van de pomp. De affiniteitswetten zijn enkel geldig van zodra de efficiëntie van de pomp constant gehouden is [4, p. 499].

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (1)$$

Onderstaande figuur 5 geeft deze verbanden grafisch weer. Met links de efficiëntie, opvoerhoogte en het vermogen uitgezet in functie van het debiet en rechts het debiet, opvoerhoogte en vermogen uitgezet in functie van de snelheid.



Figuur 5: Grafische weergave van de affiniteitsweten bij pompen [4, Fig. 2]

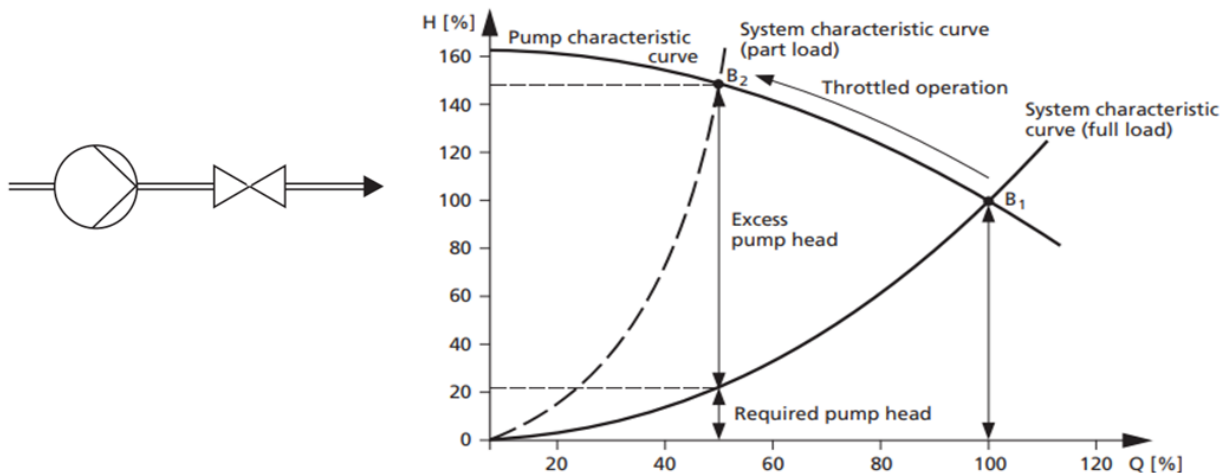
De totale efficiëntie houdt rekening met de afzonderlijke efficiëntie van de componenten. Deze brengt dus alle componenten in rekening. Specifiek energieverbruik is echter ook beschouwd als de beste maat voor energie-efficiëntieberekening in een parallel pompsysteem omdat het debiet de gewenste variabele is. Met andere woorden, “de energie-efficiëntie van een parallel aangesloten pompsysteem kan worden geschat op basis van het specifieke energieverbruik dat is gedefinieerd als de energie die per pompvolume verbruikt is” [4, p. 500-vertaald]. De verschillende soorten prestatimeters van pompsystemen zijn beschreven in tabel 1 met hun respectieve vergelijkingen.

Tabel 1: Verschillende soorten prestatimeters van pompsystemen met bijhorende vergelijkingen [4, p. 500, Table 3-vertaald]

Prestatiemeters v/e pompsysteem	Vergelijking	Beschrijving
Enkele pomp efficiëntie	$\eta_p = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{P_p}$	Pompefficiëntie houdt alleen rekening met pompinvoer vermogen (P_p) en hydraulisch vermogen ($P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$)
Totale pompsysteem efficiëntie	$\eta_s = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{P_{in}}$ of $\eta_s = \eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_v$	De totale efficiëntie van het pompsysteem houdt rekening met vermogensverliezen die optreden in de pomp, motor en aandrijving
Specifiek energieverbruik van één pomp	$E_s = \frac{P_{in} \cdot t}{V} = \frac{P_{in}}{Q} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{\eta_s}$	Het specifieke energieverbruik van een enkele pomp is gedefinieerd als de energie die wordt verbruikt per pompvolume van de enkele pomp
Specifiek energieverbruik (E_s) van parallel aangesloten pompen	$E_s = \frac{P_{in,t}}{Q_t} = \sum_{j=1}^n \frac{\rho g \cdot H_j}{\eta_{s,j}}$	Specifiek energieverbruik van een parallel pompsysteem wordt gedefinieerd als het totale energieverbruik per pompvolume van alle pompen

2.4.3 Debiets-/ drukregeling

In het huidig pompcircuit is het debiet geregeld d.m.v. handgestuurde smoorkleppen in de leidingen die het koelwater gaan smoren, zoals weergegeven op figuur 6. Met smoring zal de systeemcurve (leidingkarakteristiek) naar links verplaatsen en steiler komen te liggen, m.a.w. de systeemweerstand neemt toe. Het debiet is verlaagd bij een constant blijvend pomptoeental. De pomp genereert meer druk dan werkelijk nodig is voor het systeem. Dit is een inefficiënte en energieverliesrijke regeling [5, p. 6].

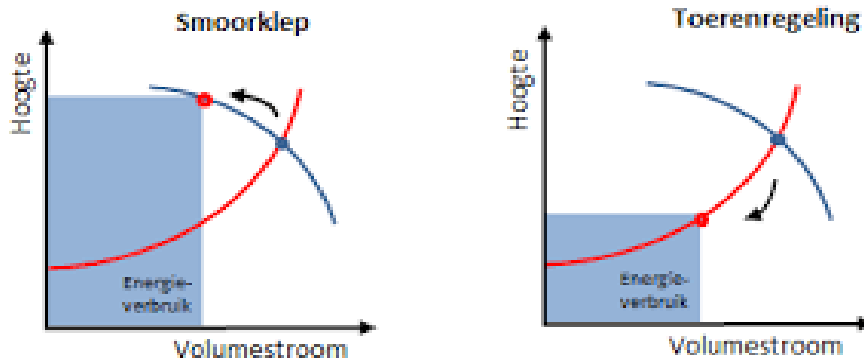


Figuur 6: Smoring bij pompen [5, Fig. 4]

Een betere oplossing zou zijn door te werken met een toerentalregeling. Bij een toerentalregeling verandert de leidingkarakteristiek niet, enkel het bedrijfspunt verschuift. Aanzienlijke energiebesparingen en verhoging van de systeemefficiëntie kan op deze manier bereikt worden.

Voordelen toerentalregeling [6, p. 3.30]:

- Minder mechanische belasting van de pomponderdelen omdat de pomp niet steeds op vollast werkt. Hierdoor is de MTBF (Mean Time Between Failure) groter, en verminderen de onderhoudskosten;
- Minder product verlies door lagere belasting van de asafdichting en het ontbreken van een smoortentiel;
- Meer energiebesparing bij eenzelfde betrouwbaarheid;
- Een hoog pompendement blijft behouden;
- Voor eenzelfde verlaagd debiet is het opgenomen vermogen bij toerentalregeling heel wat lager dan bij smoren. Dit blijkt uit onderstaande figuur 7 [7, p. 19] waarbij de opvoerdruk van de pomp bij de toerentalregeling kleiner is dan bij het smoren. De rechthoek is een maat voor het energieverbruik, deze is veel kleiner bij de toerentalregeling.



Figuur 7: Toerentalregeling vs. smoring [7, Fig. 13]

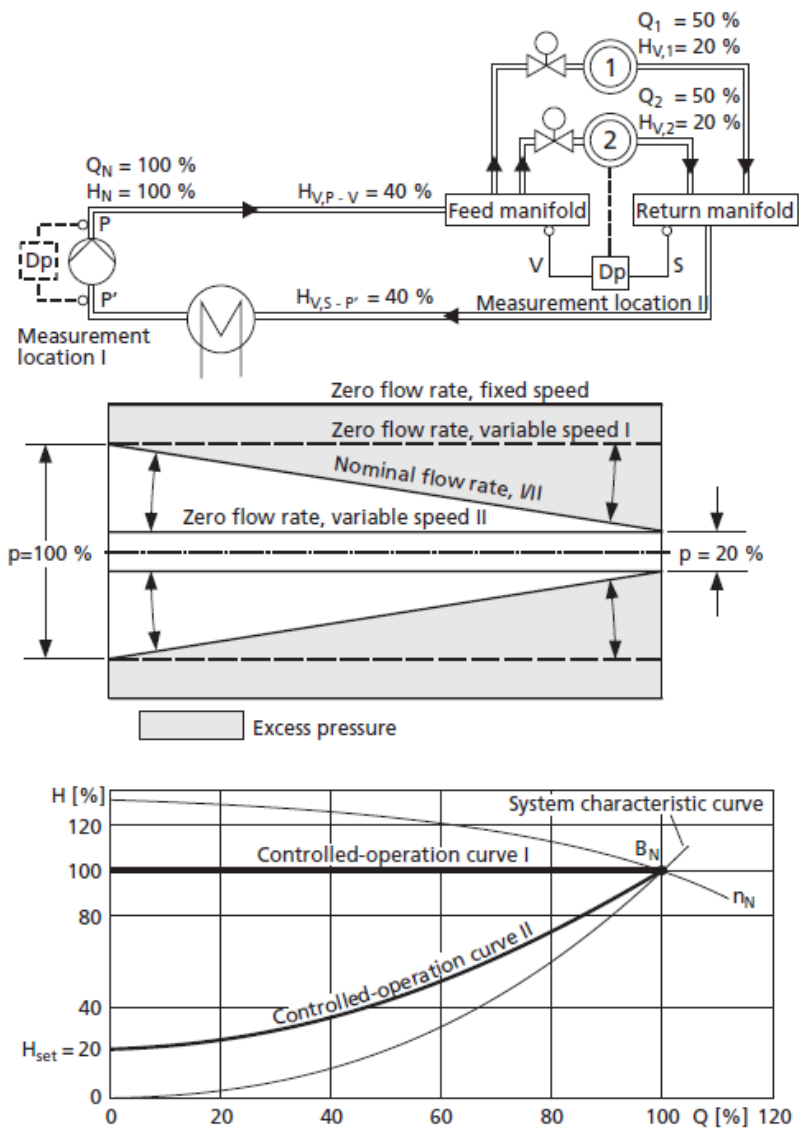
Maar hoe komt deze regeling nu tot stand? Wanneer weet de drive dat het toerental moet wijzigen? De debietsregeling in een pompsysteem gebeurt a.d.h.v. een drukregeling. De drukregeling is een gesloten-lus-regeling waarbij de gewenste druk continu wordt vergeleken met een ingestelde waarde. Bij een afwijking tussen beide waarden, zal de drukregelaar de afwijking corrigeren [7, p. 28]. Dit is bijvoorbeeld het geval wanneer er plots een grotere hoeveelheid vraag is naar water in het pompnetwerk omdat verschillende productiestraten in werking treden. De drukregelaar voelt een drukvermindering in het leidingsysteem en zal deze trachten te compenseren. Hierdoor stijgt het debiet en krijgen alle productiestraten voldoende water toegevoerd.

De positie van de meetlocatie speelt een belangrijke rol op de drukomstandigheden en de bedrijfskosten van het systeem. Als het meetpunt zich dicht bij de pomp bevindt, dan zal het systeem bij belastingen kleiner dan 100% een overmatig drukverschil waarnemen. Hierdoor zal de energieverbruik groter zijn dan nodig omdat de pomp dit 'te grote' drukverschil wil compenseren. De meest gunstige locatie van het meetpunt is zo ver mogelijk van de pomp in het voedingsnetwerk.

Stysteem lay-out koelwerk 2 (figuur 8):

De verschillende productiestraten die aanwezig zijn in koelwerk 2 zijn vereenvoudigd voorgesteld door twee verbruikersinstallaties. De eerste verbruikersinstallatie stelt productiestraat 7, 9 en 10 voor, de tweede verbruikersinstallatie stelt productiestraat 11, 14 en het compressorpark voor. Het debiet is doorheen is evenredig verdeeld door beide installaties. De pompgroep is gedimensioneerd op het nominale debiet. "Nominale stroomsnelheid en nominale opvoerhoogte zijn elk 100%. De locatie voor het meten van de druk/drukverschil kan naar wens bij de pomp liggen of bij de verbruikersinstallatie. In het voorbeeld ligt deze dicht bij de pomp, tussen zuig- en perszijde, of tussen de toevoer- en retourverdeelstukken" [6, p. 38-vertaald].

De uiteindelijke systeemkarakteristiek kan gevonden worden door de karakteristieken van de verbruikersweerstand op te tellen bij de weerstanden van het hoofdcircuit.



Figuur 8: Invloed van meetlocatie op drukverschilregeling [5, Fig. 58]

- Meetlocatie bij de pomp

Als het drukverschil is gemeten bij de pompen, moet de streefwaarde worden ingesteld op de nominale opvoerhoogte. In het H/Q -diagram betekent dit dat de pompdruk constant is over het gehele debietbereik (curve I met horizontaal geregelde werking). Bij lage deellast ligt de gegenereerde pompdruk boven het vereiste drukpad.

In het drukdiagram is de druk constant bij de pomp en neemt deze af langs de hoofdpijpleidingen, afhankelijk van het debiet. Hier is duidelijk zichtbaar dat ondanks snelheidsregeling de druk te hoog is bij het toevoerverdeelstuk in deellastbedrijf. Deze overmatige druk heeft een ongunstig effect op de pompenenergie die verbruikt wordt.

- Meetlocatie dicht bij de verbruikers:

Er moet altijd een voldoende drukverschil zijn tussen het toevoer- en retourverdeelstuk om de verbruiksinstallaties altijd voldoende te voorzien van water. Afhankelijk van de betreffende verbruiksinstallatie kunnen er verschillende belastingtoestanden bestaan. De verschillende productiestraten kunnen tussen 0 - 100% onafhankelijk van elkaar worden belast. Hierbij dient men wel rekening te houden dat er een minimaal debiet van 150 m³/h in het koelcircuit aanwezig dient te zijn tegen de vorming van legionella.

Als alle productiestraten gesloten zijn, is er een klein circulatiedebiet aanwezig en zijn er dus weinig stromingsverliezen. De pompen werken op een lagere snelheid dan de ingestelde waarde (H_{set} bij 150 m³/h) net is gehandhaafd. Als een productiestraat wordt aangeschakeld, stijgt de stroom in de leidingen die gepaard gaat met drukverliezen. Om de ingestelde waarde te kunnen bereiken, moeten de pompen echter hun snelheid verhogen en meer druk genereren. Omdat het drukverlies kwadratisch toeneemt ten opzichte van het debiet, neemt de curve II met geregelde werking een parabolische vorm aan. De pompen genereren slechts zoveel extra druk als nodig is om de optredende dynamische drukverliezen te compenseren.

Dit is ook duidelijk in het drukdiagram. De druk tussen het toevoer- en retourverdeelstuk is constant en neemt continu toe over de lengte van de hoofdpijpleidingen naar de pomp, afhankelijk van de stroomsnelheid (tot de nominale stroomsnelheid bij nominale opvoerhoogtes). De pompregeling (druk/drukverschilregeling) is optimaal als de curve van de geregelde werking op of slechts iets boven het vereiste drukpad ligt.

Door de combinatie van druk- en debietdetectie kunnen beide variabelen direct aan de pomp worden gemeten. Het doel hiervan is om een curve met gecontroleerde werking te verkrijgen met een kwadratisch pad (zie figuur 8- curve II met gecontroleerde werking, ook wel DPC-curve genoemd). DPC staat voor 'dynamic pressure control' en is een drukregeling met debietafhankelijke aanpassing. Het gebruik van DPC, dat beschikbaar is in de moderne besturingssystemen biedt een goed alternatief voor metingen op het punt van de laagste druk.

Het doel van de optimalisatiefuncties is om de pompdruk zoveel mogelijk te verminderen, terwijl toch alle consumenteninstallaties voldoende gevoed zijn. De werklimieten van de pompen over het gehele bereik van zijn curves moeten hiervoor in acht genomen worden [5, p. 52].

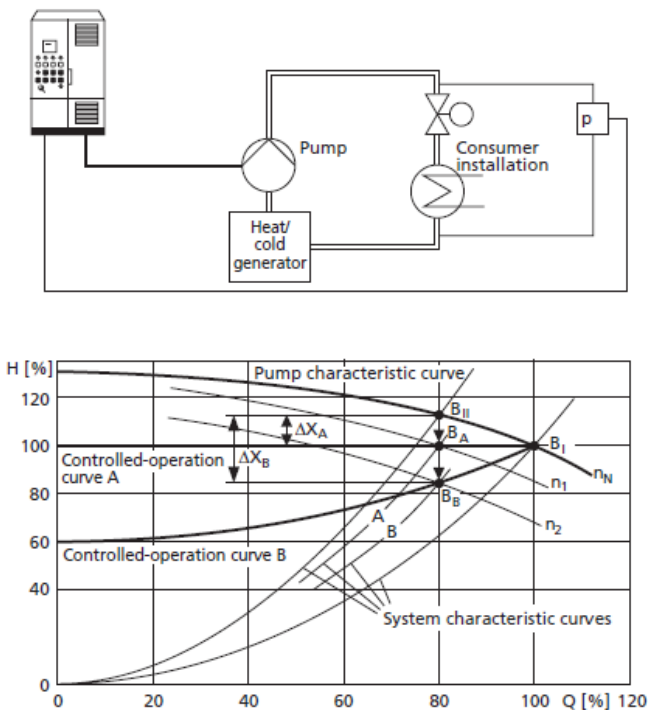
Zodat het besturingssysteem zijn optimale bedrijfscurve (curve 2) automatisch kan bepalen zijn volgende bedrijfsgegevens noodzakelijk:

- Nominale opvoerhoogte en nominaal debiet;
- Drukvereisten van de verbruikers.

Differentiaaldruk-regeling:

Het gedrag van de verbruikers bepaalt de systeemweerstand doordat deze de volumestroom veranderen. Deze verandering van volumestroom is waar te nemen door een drukverandering. “Het feit dat drukveranderingen in met water gevulde pijpleidingen zich voortplanten met een snelheid van ca. 1000 m/s betekent dat een verandering in drukverschil bijna onmiddellijk is gesignaleerd. Hierdoor kan de pomp snel reageren op de verschillende belastingen door de snelheid te wijzigen” [6, p. 29-vertaald].

In een gesloten circuit werkt de pomp alleen tegen stromingsweerstand. In het geval van koelwerk 2 hal 1 is het koelcircuit een combinatie van een gesloten- en open- circuit. Bij een gesloten circuit is de systeemdruk mogelijk niet in rekening genomen. Dit kan opgelost worden door gebruik te maken van het drukverschil als gecontroleerde eenheid.



Figuur 9: Differentiaaldruk-regeling [5, Fig. 49]

Door het debiet te verlagen van 100% naar 80% via smoring (zie bovenstaande figuur 9) zal het werkingpunt van de vaste snelheidspomp bewegen van B_I naar B_{II} . Als de drukregelaar zijn meetpunt zich bij de pomp bevindt, bewegen we via curve A over een rechte lijn naar B_A . De drukregelaar meet nu het drukverschil ΔX_A tussen B_{II} en B_A . Dit drukverschil dient weggeregeld te worden door de snelheid van de pomp te verlagen van n_N naar n_1 . Het nieuwe werkingpunt ligt dan bij B_A . Voor zeer vlakke pompkarakteristieken kan het drukverschil ΔX_A te klein zijn waardoor de regeling niet foutloos verloopt. De volgende maatregelen [5, pp. 29–30] kunnen dit oplossen:

- Door de pomp te laten werken in het steilere deel van de pompkarakteristiek;
- Door gebruik te maken van een pomp met een steilere karakteristieke curve;
- Door het meetpunt verder weg van de pomp te verplaatsing richting het systeem;
- Door een voorloopwaarde in te voeren, b.v. het debiet naast de drukverschilmeting.

De laatste twee maatregelen geven aanleiding tot een curve die kwadratisch verloopt, zoals curve B in gecontroleerde werking. In figuur 9 is het drukverschil nu ΔX_B . Het werkpunt voor pompen met variabele snelheid ligt dan op B_B met de snelheid n_2 .

Zelfs voor een zeer vlakke pompkarakteristiek leidt de verlaging van het debiet tot 80% (in gecontroleerde bedrijfscurve B) tot een afwijking ($\Delta X_B - \Delta X_A$), die vervolgens een correctie mogelijk maakt (naar n_2).

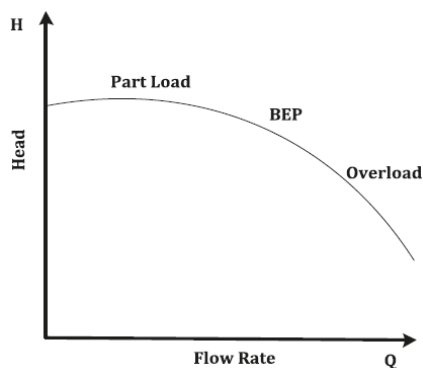
Bovendien hebben de laatste twee maatregelen aanvullende positieve effecten [5, p. 30] op:

- De snelheid n_2 , die aanzienlijk lager is dan n_N en n_1 ;
- Het drukverschil dat moet worden overwonnen in de kleppen, is lager;
- Het energieverbruik dat aanzienlijk daalt.

2.4.4 Procesoptimalisatie

Volgend deel is neergeschreven a.d.h.v. de bevindingen van Arun Shankar Vishnu Kalaiselvan et al. [3]. De energiebesparingen van een pompsysteem kan geschat worden door de nodige energie bij verschillende bedrijfsomstandigheden te simuleren. De energie-efficiëntie van een parallel pompsysteem bij een instelbare debietregeling is bepaald met behulp van de afmetingen van de pomp en hun systeemkarakteristieken.

“Optimalisatietechnieken verminderen het pompverbruik door de pomp te laten werken zo dicht mogelijk bij het beste efficiëntiepunt (BEP) van de pomp” [4, p. 505-vertaald]. Onderstaande figuur 10 toont waar het BEP van een pomp zich bevindt.



Figuur 10: Pompcurve met zijn BEP [3, Fig. 9]

Het aanbevolen werkgebied van de pomp is bepaald op basis van de efficiëntie van de pomp, deze zijn vermeld door de fabrikant. De pomp dient in een zo hoog mogelijk rendementsgebied te werken, dit komt de systeemefficiëntie ten goede. Het vereiste werkpunt is (d.w.z. stroomsnelheid, opvoerhoogte) bepaald op basis van de procesvraag.

Het toerental van de pompen is geregeld om de werkelijke druk van het totale pompsysteem dicht bij de gewenste ingestelde waarde te houden. Als het toerental van de pomp varieert, zal het geleverde debiet en de opvoerhoogte mee variëren.

“De locatie van het werkpunt is van essentieel belang om de energie-efficiëntie van het pompsysteem te optimaliseren. In een door VFD gevoede pomptoepassing is dit verkregen met behulp van een ingebouwd algoritme. De moderne VFD's zijn uitgerust met conventionele QH- en QP-methoden om het debiet van de pompen te bepalen. Ook zijn optimale regelstrategieën opgenomen voor aan- en uitschakelen van de VFD gevoede parallelle pompen” [4, p. 508-vertaald][3, p. 508]. Zo is bijvoorbeeld de pomp aangeschakeld die op dat moment beschikt over de minste bedrijfsuren.

Bij een parallel pompsysteem is een groter debietbereik haalbaar. Ook is het zo dat bij gebruik van een VFD het energiebesparingspotentieel hoger ligt. Dit omdat bij iedere pomp een besparing wordt verwezenlijkt. In een parallel pompsysteem is de regelvariabele altijd het debiet [3, p. 505].

De verliezen in VFD's zijn in het algemeen beïnvloed door het ontwerp van de fabrikant en de operationele snelheid van de AC-motor. De VFD's ervaren een minimaal verlies van bijna 5-8% wanneer ze op de nominale snelheid zijn gebruikt. Wanneer de VFD's anders dan de nominale snelheid zijn gebruikt, neemt de efficiëntie drastisch af en zullen de verliezen rond de 10-20% liggen [3, p. 509].

Van zodra de pompoutput onder zijn nominale waarde werkt zal het rendement van zowel frequentieregelaar, alsook motor verminderen. Dit is een nadelig effect wat zeker in rekening gebracht moet worden bij finale kostenberekeningen. De frequentieregeling veroorzaakt dan wel minder energiedissipatie door de opvoerhoogte dynamisch te variëren, maar de bedrijfsuren bij lagere systeemefficiëntie nemen toe.

Er zijn verschillende VFD's op de markt beschikbaar over een breed bereik van vermogen, aantal pompen die het kan aansturen, geschikte toepassing, bedrijfsmodi en besturingsalgoritme.

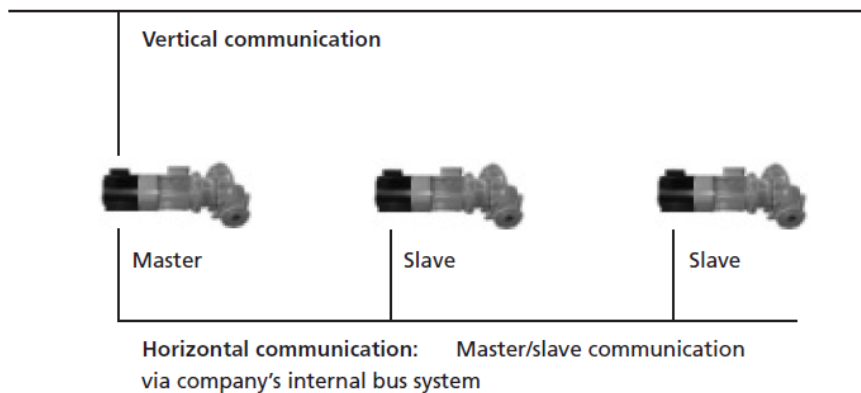
2.4.5 Monitoring van pompen

2.4.5.1 Master/slave-principe

De master/slave-regeling kan meerdere aandrijvingen parallel bedienen. De sturing bouwt voort op het master/slave-principe waarbij één pomp de master is en de andere pompen als slaves fungeren. Er kan slechts één master per groep zijn die een onbeperkt aantal slave-pompen kan bevatten [10-vertaald].

De master/slave-modus is gebruikt voor het beheren van de toegangsrechten van gemeenschappelijke apparaten in een communicatiesysteem. De master is het centrale punt en beheert de toegang tot de bus in een communicatiesysteem. Alle andere apparaten fungeren als slaves. De master bepaalt welke pompen op een bepaald moment moeten werken en in welk werkingpunt.

De communicatiestructuur voor een dergelijke pompgroep is weergegeven in onderstaande figuur 11.



Figuur 11: Master/slave-principe bij pompen [7, Fig. 67]

“Als een pomp een bepaalde opvoerdruk moet leveren, moet met verschillende bedrijfsomstandigheden rekening gehouden worden, zoals bedrijfskosten, bedrijfszekerheid (stand-by apparatuur), procesomstandigheden, gewenst bedieningsgedrag, bedrijfsuren per pomp, etc.” [7, p. 47-vertaald]. De slave-pomp met de laagste bedrijfstijd op dat moment is bijgeschakeld van zodra de master-pomp hulp nodig heeft bij het bereiken van de gewenste druk.

In geval van een storing kan de masterfunctie worden toegewezen aan een andere omvormer. De noodzakelijke gegevensuitwisseling vindt plaats via een intern bussysteem.

2.4.5.2 *Bewaking van de pompen en het hydraulisch systeem in automatische bedrijfsmodus*

Het is belangrijk om een goed concept uit te werken bij het dimensioneren van een pompsysteem. De bewaking van de pompen en het hydraulisch systeem is hierbij een belangrijke factor. Zo treden er minder snel fouten op en kan het systeem operationeel blijven werken. De belangrijkste bewakingsfuncties voor elektrische en hydraulische grenswaarden zijn hieronder uitgelegd [5, p. 53]:

- **Overstroombeveiliging**

De overstroombeveiliging vormt een bescherming van de elektromotor tegen thermische overbelasting. Vaak is een overstroomrelais met reservezekering of een overstroomschakelaar gebruikt. De overstroomschakelaar mag echter niet achter de frequentieregelaar geplaatst worden omdat deze uitgangsstroom beperkt tot een waarde onder de uitschakelstroom.

- **Thermische motorbeveiliging**

Sterk verhoogde bescherming wordt verkregen door temperatuurmeting in de te beschermen motor. PTC-thermistordetectoren in de motorwikkeling bewaken direct de temperatuur van de motorwikkeling. Wanneer de nominale reactietemperatuur van de PTC-thermistor wordt bereikt, neemt de weerstand ervan sterk toe en zal de motor uitschakelen.

- **Droogloopbeveiliging**

Om de pompen te beschermen, vindt monitoring plaats om te bepalen of voldoende pompmedium aanwezig is. Dit is bepaald door verschillende meetprocedures. Als de waarde onder de ingestelde grenswaarde komt, wordt het systeem volledig uitgeschakeld. Het systeem kan handmatig of automatisch opnieuw worden opgestart, afhankelijk van de veiligheidseisen.

- **Flowbewaking**

Flowmonitors zijn gebruikt om de pompen te beschermen tegen oververhitting door nullevering. Stroomsnelheden die kort onder de grenswaarde vallen, zijn niet problematisch voor de pompen en zijn niet in acht genomen (bijv. Tijdens op- en afloopprocessen). Afhankelijk van de vereisten kunnen verschillende reactiemodi worden geselecteerd.

2.4.5.3 De KSB-guard

Het pompbewakingsysteem van KSB, genaamd de 'KSB-Guard' kan de toestand van een pomp monitoren. Trillings- en temperatuursensoren zijn genetwerkt en rechtstreeks aangebracht op de pomp en geven transparantie over de machinebeschikbaarheid. Dit systeem detecteert abnormale wijzigingen in het werkingsgedrag van de machine. Hierdoor zijn onderhoudswerken eenvoudiger in te plannen, zonder ter plaatse bij de pomp te moeten zijn [10].

De sensorunit is magnetisch bevestigd op de lagersteun van de pomp en kan zo tijdens het werken van de pomp gemonteerd worden. De verzamelde data wordt draadloos via een versleuteling via een gateway naar de 'cloud' verstuurd. De mogelijkheid bestaat om op ieder moment en vanaf even welke locatie de statusdata van alle bewaakte pompen op te vragen via verschillende media zoals smartphone, laptop, tablet en dergelijke. Om het aantal vereiste gateways tot een minimum te beperken is gebruikt gemaakt van een mesh-netwerk³ binnen de bewaakte pompen [10].

Het is ook mogelijk om andere informatie te krijgen over de pomp waaronder de bedieningshandleiding en tekeningen. Dit geeft de gebruiker toegang tot een overzicht van de technische status van de pompen. Zo hebben de gebruikers ook alle noodzakelijke data binnen handbereik indien een onderhoud nodig is [10].

De gemiddelde trillingssnelheid en de temperatuur zijn vooraf in te stellen door de gebruiker. Vanaf het moment dat de pomp de ingestelde limietwaarde overschrijdt, geeft het systeem een waarschuwing of een alarmmelding. Deze zullen onder de vorm van een e-mail of een push-bericht de gebruiker bereiken, zodat er in een noodsituatie snel ingegrepen kan worden [10].

Via de bijhorende app of het webportaal kunnen de gebruikers de actuele belasting en het belastingsprofiel van de pompen op elk moment bekijken. Deze ontwikkeling dient om een kostenefficiënte interface naar het 'Internet of Things' -gebeuren te creëren voor een groot aantal wereldwijd gebruikte pompen [10].

Onderstaande figuur 12 geeft een visuele voorstelling van desbetreffende KSB Guard:



Figuur 12: KSB Guard [10]

³ Een mesh-netwerk is een lokaal netwerk waarin meerdere verschillende netwerkapparaten met elkaar verbinden en met elkaar samenwerken om de belasting te verdelen.

2.5 Ventilatoren van de koeltoren optimaliseren

Een koeltoren is een toren die een vloeistof afkoelt van een thermisch proces in de industrie. Het af te koelen koelwater is verneveld over een warmtewisselend koelpakket en stroomt in de toren omlaag. Daarbij is warmte met de omgevingslucht uitgewisseld volgens het tegenstroomprincipe of het crossflowprincipe.

De werking van een koeltoren is gebaseerd op het feit dat snelle ("warme") watermoleculen aan de waterstroom ontsnappen en met de ventilatielucht worden weggevoerd. Men kan het watergebruik globaal berekenen a.d.h.v. de verdampingswarmte van water (ca. 2500 kJ/kg). Het gevolg van voortdurende verdamping is dat er zich vaste stoffen in het resterende circulerende water ophopen, dit moet periodiek afgevoerd worden (m.a.w. "spuien") of filtering van deze stoffen. De verdampingsverliezen en het afgevoerde water dient men aan te vullen.

Om compact te bouwen verhoogt men de luchtstroom in de koeltoren door het plaatsen van ventilatoren. Een of meer ventilatoren trekken lucht door de neerregende waterstroom omhoog. Een koeltoren heeft twee verbruiken, het verbruik van elektrische energie op de ventilatoren en het verbruik van het koelwater [11].

Koeltorens gebruikt in de industrie zijn hoofdzakelijk typen waarbij de lucht mechanisch is aangezogen om een medium te koelen, dit volgens het boek 'Energy Management in Plastics Processing' van Dr. Robin Kent [1, Deel 152–155]. Ze gebruiken verdampingskoeling in een semi-gesloten circuit om water te koelen tot iets boven de natteboltemperatuur.

Koeltorens met hun ventilatoren op de afvoerzijde krijgen de naam 'induced draught towers', koeltorens met hun ventilatoren op de aanzuigzijde krijgen de naam 'forced draught towers'. De koeltoren op de site van DSM te Genk is van het type 'induced draught'. Deze hebben een lage intrede snelheid van lucht en een hoge uittreedsnelheid. Meestal zijn dit motoren met twee snelheden. Bij lage belasting (lage retourtemperatuur) van de koeltoren is de lage snelheid (laag luchtdebiet) actief, bij hoge belasting (hoge retourtemperatuur) gebruikt de hoge snelheid (hoog luchtdebiet). Het energieverbruik van een ventilator is afhankelijk van het luchtdebiet (snelheid ventilator) en verloopt via een derdemachtsfunctie. Men kan op twee manieren dezelfde koelcapaciteit in een systeem brengen. Via een aan/uit-systeem of continu de afgemeten hoeveelheid koelcapaciteit leveren. De aan/uit-werking verbruikt bij 50% belasting vier maal meer energie dan bij continue werking.

E. Al-Bassem die onderzoek heeft gedaan naar de vergelijking tussen dahlandermotoren en frequentieregelde motoren voor koeltorenventilatoren toont aan dat de luchtcirculatie verminderd met behulp van een variabele frequentieaandrijving (VFD), resulteert in een aanzienlijke vermindering van het vermogen van de koeltorenventilator [12]. "Theoretisch wordt een verlaging van het ventilatorvermogen tot 87,5% bereikt voor een vermindering van 50% in de luchtcirculatie, omdat het

vermogen dat wordt verbruikt door de ventilatoraandrijving varieert als het kwadraat van de snelheid” [12, p. 261].

2.5.1 Affiniteitswetten

Affiniteitswetten voor centrifugaalpomp en ventilatoren zijn gebruikt om de invloed van draaisnelheidsveranderingen uit te drukken op volumecapaciteit, opvoerhoogte (druk) en/of stroomverbruik. Volgende affiniteitswetten voor de volumestroom, opvoerhoogte en het vermogen zijn van kracht (2):

$$q_1/q_2 = (n_1/n_2), \quad dp_1/dp_2 = (n_1/n_2)^2, \quad P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3 \quad (2)$$

Waarbij:

- q de volumestroom is, uitgedrukt in (m^3/s) ;
- n het aantal omwentelingen van de ventilator is, uitgedrukt in tr/min ;
- dp de opvoerhoogte, uitgedrukt in m ;
- P het vermogen, uitgedrukt in W .

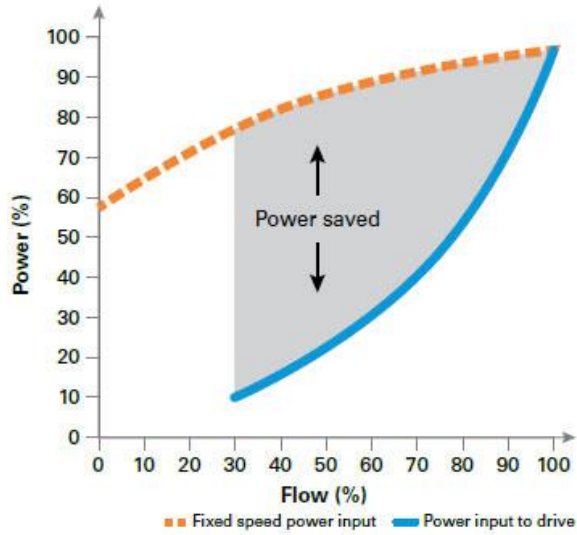
Het vermogen van de koeltorenventilator bij toerentalregeling is dan gegeven door volgende vergelijking (3) [14, p. 264]:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{q_2}{q_1}\right)^3 \quad (3)$$

Met:

- P_2 : vermogen bij verminderde luchtstroom (W);
- P_1 : vermogen bij ontworpen luchtstroom (W);
- q_2 : verminderde luchtstroom (m^3/s);
- q_1 : ontworpen luchtstroom (m^3/s);

Op basis van deze formule is onderstaande figuur 13 opgesteld. Deze illustreert het verbruik van de ventilatoren t.o.v. de luchtstroom. De blauwe curve is opgesteld a.d.h.v. de relatie tussen het vermogen en het toerental. Het is zichtbaar dat een significante energiebesparing mogelijk is indien men gebruik maakt van een frequentie gestuurde snelheidsaandrijving in tegenstelling tot het gebruikt van een enkele vaste snelheid.



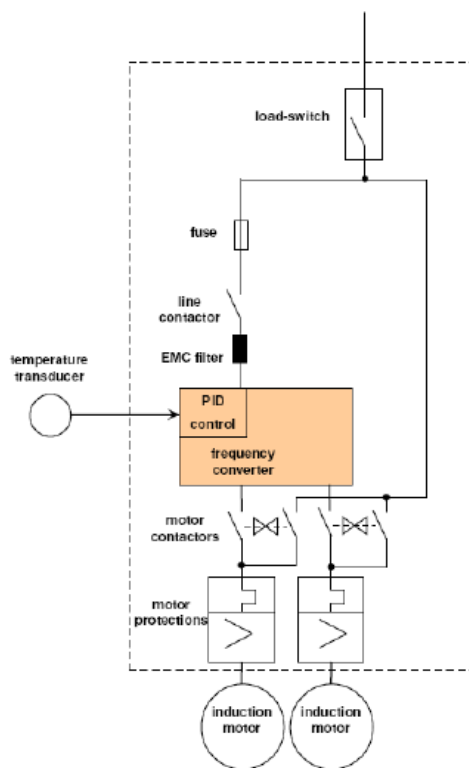
Figuur 13: Variatie in ventilatorvermogen met frequentieregelaar (VFD) [13]

Door de combinatie van de sensoren ontstaat een continu procesregulatie in functie van de omgevingstemperatuur en luchtvochtigheid. Energie en water zijn daardoor bespaard, wat de productiekost reduceert.

2.5.2 Basisconfiguraties bij frequentieregelaars bij ventilatortoepassingen

In deze sectie zijn twee basisconfiguraties geëvalueerd wanneer gebruik is gemaakt van een variabele snelheidsaandrijving voor een ventilatortoepassing. De configuraties hebben elk hun voor- en nadelen [14].

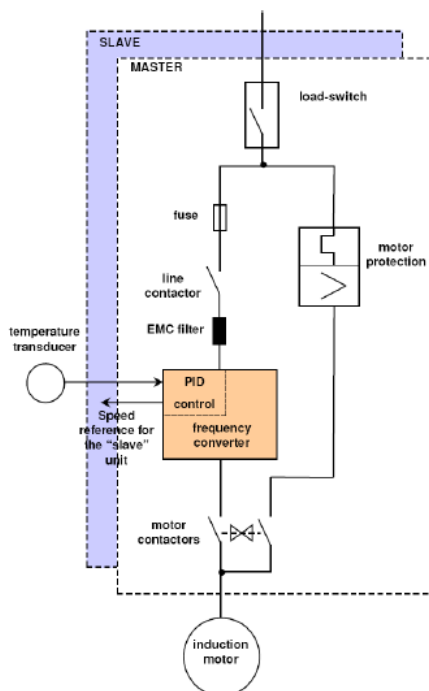
- De eerste configuratie maakt gebruik van één frequentieregelaar, met daarop meerdere motoren parallel gekoppeld. De frequentieregelaar dient gekozen te zijn op de som van de gekoppelde motorstromen. Dit heeft als gevolg dat de motoren afzonderlijk ook nog moeten voorzien zijn van een motorbeveiliging welke de motoren beveiligt tegen kortsluiting en overbelasting. In het geval van storing of onderhoud bij de frequentieomvormer is de motor rechtstreeks gekoppeld op het net, dit d.m.v. een bypass. Het is echter ook mogelijk om een extra 'offline' frequentieregelaar te voorzien, extra kosten gaan hier wel mee gepaard. Dit type configuratie is "Parallel Drive" (PD) genoemd en is gepresenteerd in onderstaande figuur 14 [14, p. 3]:



Figuur 14: De "Parallel Drive" (PD) -configuratie [14, Fig. 3]

- De tweede configuratie is wanneer elk van de motoren afzonderlijk door een frequentieregelaar gevoed zijn. Dit type configuratie is "Independent Drive" (ID) genoemd en is weergegeven in onderstaande figuur 15. Hier is de frequentieregelaar geselecteerd op de stroom van bijhorende motor en is geen afzonderlijke motorbeveiliging noodzakelijk.

Er is gebruikt gemaakt van het 'master/slave-principe' voor de gewenste temperatuur te bereiken. Eén drive fungeert als master en is verantwoordelijk voor de procesbesturing, terwijl de andere motoren als slaves zullen fungeren en de gegevens van de master ontvangen. Voor beide aandrijvingen, die op dezelfde variabele snelheid draaien, is het mogelijk om met constante netfrequentie te werken vanaf het moment dat een frequentieregelaar defect is [14, p. 4].



Figuur 15: De "Independent Drive" (ID)-configuratie [14, Fig. 4]

Bij de PD-configuratie is de investeringskost initieel lager in tegenstelling met de ID-configuratie. De ID-configuratie is echter wel beter qua redundantie en technische regelbaarheid, dit omdat de motoren afzonderlijk instelbaar zijn.

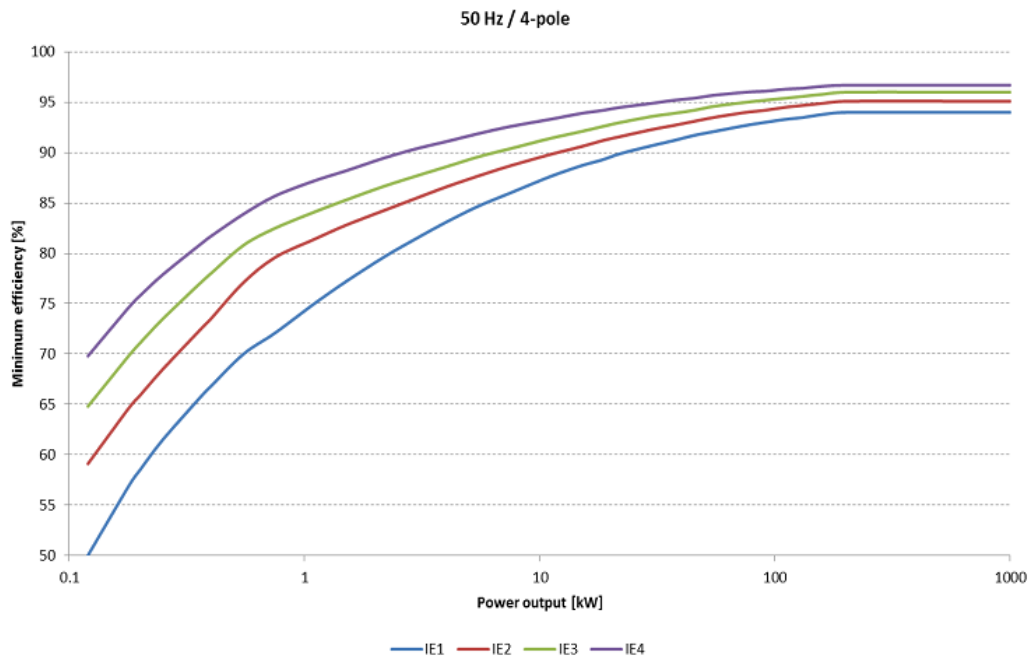
Om een optimale temperatuurregeling te bereiken, is het mogelijk van een temperatuursensor in het waterreservoir na de koeltoren te plaatsen. Deze sensor is dan rechtstreeks op de frequentieregelaar aangesloten. "Gebaseerd op de interne PID-controller en speciale software voor pomp- en ventilator-toepassingen, werkt de frequentieregelaar in een gesloten lusregeling en zal de ventilatormotor draaien om de gewenste uitlaatwatertemperatuur te handhaven op het referentiepunt" [17, p. 5-vertaald].

2.6 Energetisch efficiënte motorselectie

2.6.1 IE-normen

De Europese Unie heeft uitgebreide wetgeving aangenomen om het energieverbruik en de CO₂-uitstoot te verminderen. “Elektrische aandrijvingen zijn verantwoordelijk voor zo’n 65% van het industriële energieverbruik in Europa”[16]. Volgens een studie van de Europese Commissie kan de energie-efficiëntie van Europese aandrijfsystemen nog sterk verbeterd worden, met het gevolg dat de CO₂-uitstoot en het jaarlijks energieverbruik zal dalen.

Om bovenstaande reden werd een richtlijn ingevoerd die fabrikanten van laagspanningsmotoren aanmoedigt om te innoveren op het gebied van energie-efficiëntie. Zo werden vier energie-efficiëntieklassen in het leven geroepen: IE1, IE2, IE3 en IE4, van het laagste naar het hoogste rendement [16]. Onderstaande figuur 16 toont een vergelijking tussen de verschillende IE-klassen, waarbij duidelijk zichtbaar is dat de IE4 motor over een hoger rendement beschikt als de rest.



Figuur 16: Vergelijking IE-klassen [17]

In het geval van inductiemotoren is de internationale efficiëntieklasse (IEC) gedefinieerd door de standaard, IEC60034-30-1. IE4-waarden zijn gedefinieerd in IEC/TS 60034-31 en opgenomen in de standaard [16].

IE staat voor International Efficiency:

- IE1 = standaardrendement,
- IE2 = hoog rendement,
- IE3 = premium-rendement,
- IE4 = super premium-rendement.

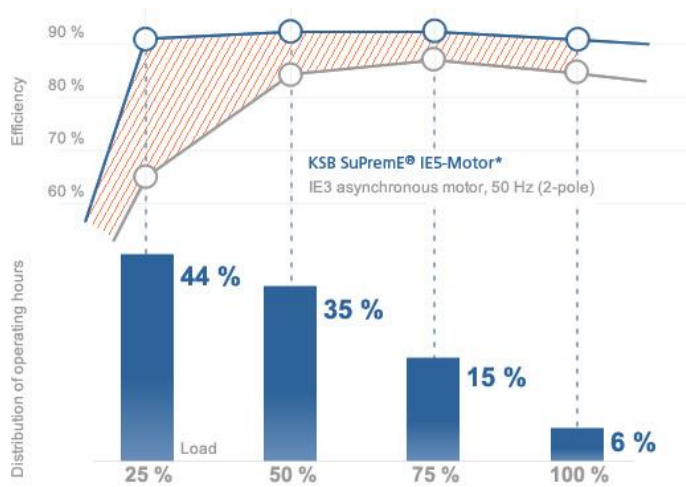
Het rendement van een motor is gedefinieerd als:

$$\eta = \frac{P_{mech}}{P_{in}} \quad (4)$$

Sinds 1 januari 2017 geldt IE3 als norm voor motoren van 0,75 kW tot 375 kW. De IE3 norm stelt dat een nieuw te produceren (of te importeren naar de EU) motor moet voldoen aan de IE3 efficiency wanneer de motor rechtstreeks op het elektriciteitsnet is aangesloten (dus zonder frequentieregelaar). De IE3 norm stelt ook dat wanneer de elektromotor met een frequentieregelaar wordt gevoed deze minimaal moeten voldoen aan IE2 [16].

Momenteel is er ook ‘ultra’ premium-rendement op de markt, de IE5 efficiëntie-klasse. Dit type motor beschikt over nog eens 20% minder motorverliezen in vergelijking met de IE4 motor. Deze beschikt vooral in deellast over een zeer hoog rendement. Bij andere typen motoren zakt het rendement drastisch van zodra de motor in deellast werkt. Dit is ook zichtbaar in onderstaande figuur 17, waar een vergelijking is gemaakt tussen de IE3 asynchrone motor en de IE5-motor van KSB.

Meer uitleg omtrent de verschillenden typen motoren volgt in volgende sectie.



Figuur 17: Vergelijking IE3 en IE5-motor [18]

2.6.2 Vergelijking tussen verschillende typen motoren

Energie-efficiëntie in een pomp- en ventilatorsysteem is gedeeltelijk beïnvloed door de efficiëntie van de elektromotor. Het optimaliseren van de motorefficiëntie kan zoals eerder aangehaald een aanzienlijke energiereductie verwezenlijken met als gevolg een lagere kostprijs voor energie [3, pp. 499–500].

De verliezen in een elektromotor zijn grotendeels koper-, kern-, belasting- en wrijvingsverliezen. Synchrone reluctantiemotoren en permanent magneet motoren hebben over het algemeen een hogere efficiëntieklasse. Het type laminering en wikkelingen spelen een belangrijke rol bij het bepalen van de efficiëntie van de motor. De opbouw van deze motoren en anderen is verduidelijkt in deze sectie [3, p. 500].

In onderstaande samenvattende tabel 2 is een vergelijking gemaakt tussen de meest voorkomende typen motoren op de markt op het gebied van prestaties. Elk heeft een prestatie-index van 1 tot 5 verkregen, waarbij 5 punten verwijst naar uitstekend [3, p. 502].

Enkele gebruikte afkortingen:

- Asynchrone kooianker inductiemotor: IM;
- Permanent magneet synchroonmotor: PMSM;
- Synchroon reluctantiemotor: SynRM;
- Geschakelde reluctantiemotor: SRM.

Tabel 2: Prestatievergelijking van elektrische motoren [4, p. 502, Table 8]

	IM	PMSM	SynRM	SRM
Vermogensdichtheid	3,5	5	5	3,5
Koppel	3	5	4	4
Efficiëntie	3,5	5	5	3,5
Regelbaarheid	5	4	3	3
Betrouwbaarheid	5	4	5	5
Kostprijs	5	3	3	4
Onderhoud	5	4	5	3
Lawaai	4	3,5	4	3

Onderstaande opsomming weergeeft de eigenschappen en opbouw weer van de verschillende motoren:

- IM:
Bij een belastingsgraad van 75% of meer zal dit type motor een zeer hoog rendement hebben. Een drastische vermindering zal echter plaatsvinden van zodra de motor minder dan 50% belast is. De constructie van een inductiemachine bestaat uit een stator en rotor met een luchtspleet ertussen. De verliezen die de motor toont bepalen het rendement van de motor [3, p. 500].

- PMSM:
De stator is vergelijkbaar met die van een inductiemotor, de rotor is ontworpen met de permanente magneten. Het belangrijkste verlies in een PMSM is het statorverlies (koper- en kernverlies), rotorverlies en permanent magneetrotorverliezen. Dit type motor is een zeer efficiënte motor, ook in deellast [3, p. 500].
- SynRM:
De rotor van de SRM heeft noch een geleidende kortsluitkooi (zoals bij de IM), noch permanente magneten of veldexcitatie-wikkelingen, maar hebben een rotor gemaakt van lagen van magnetisch zacht materiaal. Deze ferromagnetische lagen oriënteren zich langs het magnetische veld van de stator en volgen het terwijl het roteert. De stator van de SynRM is gelijk aan deze van een traditionele IM. Het statorveld wordt geproduceerd door een sinusvormig verdeelde wikkeling. Tussen de stator en de rotor bevindt zich ook een kleine luchtspleet [19].
SynRM-techniek maakt gebruik van het reluctantieconcept en het roterende sinusvormige magnetisch veld van de stator, voor koppelproductie [19].
Reluctantiemotoren kunnen een hoge vermogensdichtheid leveren tegen lage kosten, waardoor ze aantrekkelijk zijn voor vele toepassingen. Nadelen zijn onder meer hoge rimpel (het verschil tussen maximum- en minimumkoppel tijdens één omwenteling) bij werking op lage snelheid, en lawaai als gevolg van koppelrimpel [4]. Onderstaande figuur 18 geeft een voorbeeld van de SynRM.



Figuur 18: Visuele voorstelling SynRM [20]

- SRM:
De SRM is een type stappenmotor, deze heeft minder poolparen en een relatief eenvoudig ontwerp in vergelijking met andere industriële motoren. De rotor is ontworpen met behulp van ijzer gelamineerde kern die roteert met de snelheid van het roterende magnetische veld van de stator [3, p. 501].

Vergelijking tussen de verschillende types van motoren:

“Inductiemotoren hebben meestal de voorkeur voor pomptoepassingen vanwege hun robuustheid en eenvoudige snelheidsregeling” [4, p. 510-vertaald].

PMSM heeft een hoge vermogensdichtheid en koppel capaciteit, dit gepaard met een hoog rendement. Het nadeel is de kostprijs, onderhoud en betrouwbaarheid. De hoge kostprijs is grotendeels te wijden aan het feit dat de magneten kritische grondstoffen zijn en de ontginning een grote milieubelasting met zich mee brengt [3, p. 510].

Als alternatief zijn synchrone reluctantiemotoren betrouwbaar en efficiënt, met een hoge vermogensdichtheid en minder onderhoudsvereisten. Nadelen zijn de hoge kosten en de noodzaak naar een variabele snelheidsaansturing [3, p. 510].

Wel is het zo dat de SynRM een kostenvoordeel biedt t.o.v. de PMSM, dit omdat ze geen dure zeldzame aardelementen nodig hebben. Ze verdragen overbelasting goed, omdat er geen magneten zijn om oververhit te geraken en te demagnetiseren. Over het algemeen hebben ze wel een lager startkoppel en een lagere vermogen/gewichtsverhouding dan bij de PMSM. Bij ventilator- en pompaandrijvingen heeft de SynRM ook heel wat voordelen i.v.m. inductiemotoren. Ze hebben kleinere afmetingen, een koelere rotor wat resulteert in een langere levensduur van de lager en lagere verliezen wat resulteert in een hoger rendement. Vooral bij gedeeltelijke belasting beschikken ze nog over een zeer hoog rendement [3, p. 510].

“De geschakelde reluctantiemotoren zijn zeer betrouwbaar, maar hun slechte efficiëntie, minder vermogensdichtheid en hoog onderhoud beperken hun gebruik alleen voor specifieke toepassingen” [4, p. 510-vertaald].

2.7 Koeling van de compressoren optimaliseren

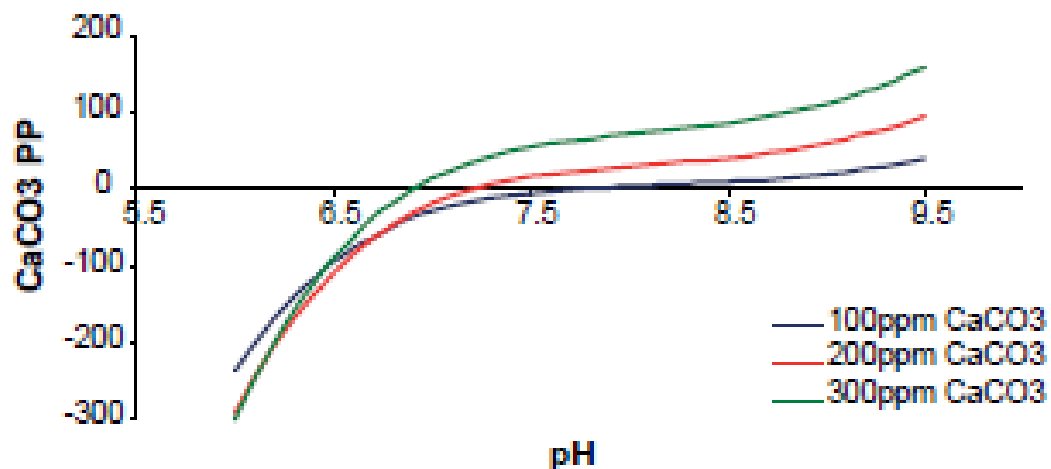
2.7.1 Calciumcarbonaataanslag

Vorming van calciumcarbonaataanslag (CCA) in koelwaterleidingen is een veel voorkomend probleem bij koelsystemen. Koelsystemen bevatten geconditioneerd koelwater om te voldoen aan bepaalde vereisten. CCA zorgt voor vernauwingen of zelfs opstoppingen in de leidingen en treedt hoofdzakelijk op bij verhitte oppervlakten.

Uit onderzoek naar de vorming van CCA blijkt dat volgende factoren een belangrijke rol spelen [21]:

- Oververzadiging van calciumcarbonaat (CC) in het water;
- De pH-waarde,
- De stroomsnelheid,
- De temperatuur.

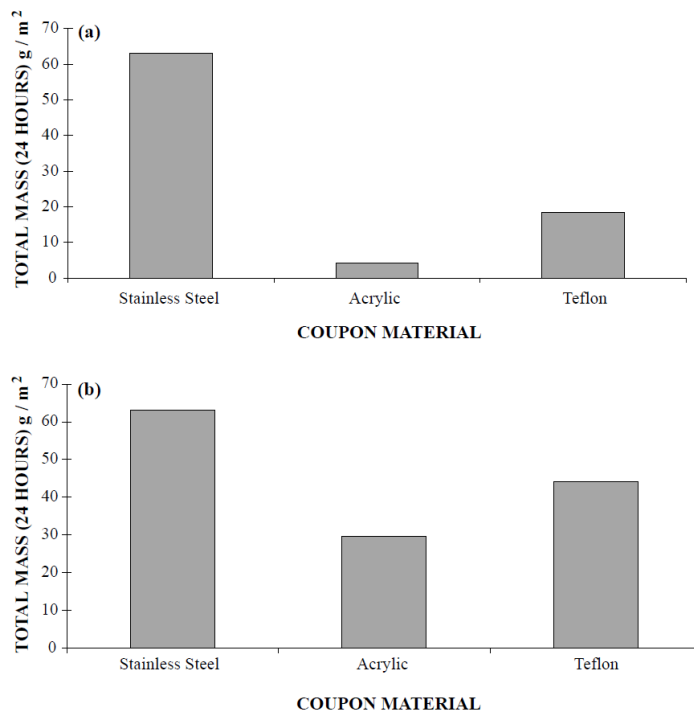
Koelwater bevat altijd een bepaalde hoeveelheid CC die 'zwevend' is. Bij een kleine hoeveelheid CC treedt er geen probleem op, maar bij grote hoeveelheid aanwezigheid van CC (oververzadiging) gaat deze veel sneller neerslaan op de wanden van de koelwaterleidingen. Een andere belangrijke factor in de vorming van CCA is de pH-waarde. Uit het onderzoek van J.MacAdam en S.Parson blijkt dat bij een stijging van de pH-waarde van 8,8 naar 10 de afzetting van CC stijgt van 2 mg cm⁻² naar 12 mg cm⁻² op een tijdsspanne van 2 uur. Een stijging van de pH-waarde heeft dus een stijging in de vorming van CCA tot gevolg. Onderstaande figuur 19 illustreert de invloed van de pH-waarde en het hardheidsniveau op de afzetting van calciumcarbonaten [21].



Figuur 19: Effect van pH-waarde en hardheidsniveau op de calciumcarbonaat neerslagpotentieel [21, Fig. 1]

Het effect van de temperatuur heeft een minder grote invloed op de CC-vorming dan de pH-waarde. Echter zal de CCA toch exponentieel toenemen bij een temperatuur hoger dan 60°C. De stroomsnelheid van het koelwater speelt ook nog een rol in de vorming van CCA, hoe lager de stromingssnelheid van het koelwater, hoe lager de aangroeiweerstand. Bij lage snelheden zal er dus meer CCA zijn [21].

Het type en afwerking van het gebruikte materiaal is ook een meebepalende factor op de afzetting van CC. Zo zal de nodige energie voor het verwijderen van de CC-aanslag 30x groter zijn bij een ruwe oppervlakte (20 µm) dan bij een gepolijste oppervlakte (0,1 µm). De afwerking van het materiaal beïnvloedt de snelheid van aanhechting van de CC op het materiaal. Hoe lager de oppervlakteruwheid, hoe trager de aanhechting. Onderstaande figuur 20 illustreert de totale massa CC-aanslag op 24 uur dat zich vormt op een gepolijst en ruw oppervlak voor verschillende materialen. Hierop is duidelijk te zien dat er minder CC-aanslag is op gepolijste materialen [21].



Figuur 20: Vergelijking op afzetting gevormd op (a) glad / (b) ruw oppervlak rvs, acryl en teflon [21, Fig. 3]

2.7.2 Verschillende types van warmtewisselaars

Bij warmtewisselaars is vuilafzetting wederom een veelvoorkomend probleem. Hierbij daalt het warmtewisselend vermogen, treedt er een drukverlies op en zal de pomp harder moeten draaien. Dit zijn factoren waarmee rekening dient gehouden te worden bij het initieel ontwerp. Preventiemaatregelen tegen vervuiling zijn sterk aangemoedigd om zo de onderhoudsservice langer uit te stellen. Vervuiling brengt niet alleen een hoge onderhoudskostprijs met zich mee, maar ook hogere bedrijfskosten en productiedervingen [22]. Daarom is een goede keuze van het type warmtewisselaar belangrijk. We onderscheiden drie types: de buizenwarmtewisselaars, de platenwarmtewisselaars en de wervelbedwarmtewisselaars.

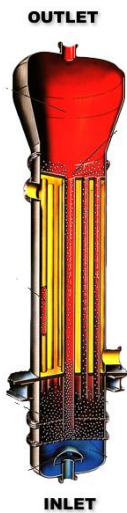
- Buizenwarmtewisselaars, zie figuur 21, zijn het meest gebruikt in de hedendaagse toepassingen maar ze zijn niet optimaal geschikt bij vervuilde omgevingen. Dit probleem kan verminderd worden door schotten te plaatsen binnen de warmtewisselaar. Deze zal het koelwater in verschillende richtingen over de buizen sturen. Hierdoor is er een niet uniforme thermische expansie waardoor er minder vuilafzetting is. Verder zorgen longitudinale groeven in de leidingen voor minder vervuiling [22].
- De platenwarmtewisselaar is compact en bestaat uit een reeks zeer dunne platen die warmte uitwisselen tussen twee vloeistoffen. Dit is ook zichtbaar in onderstaande figuur 21 waar een vergelijking is gemaakt tussen een buizenwarmtewisselaar en een platenwarmtewisselaar. De platen zijn voorzien van een speciaal geribbeld patroon dat voor turbulentie zorgt in de media waarbij de warmteoverdracht toeneemt en een zelfreinigend effect ontstaat waardoor vuilafzetting verminderd. Het plaatpatroon varieert per toepassingen en kan mogelijk gebruikt worden voor zeer 'vuile' media [23].



Figuur 21: Verschil platenwarmtewisselaar en buizenwarmtewisselaar [24]

- Een ander type warmtewisselaar is de warmtewisselaar met 'wervelbed'. Deze zorgen ervoor dat vuilafzetting zeer sterk verminderd of zelfs niet plaatsvindt. De warmtewisselaar verwijdert de deeltjes van vuilafzetting bij het warmtewisselend oppervlak. Het werkingsprincipe is als volgt [25]:

Onderaan aan de warmtewisselaar stroomt de ‘vervuilde’ vloeistof binnen. Hierna zorgt een stroomverdelingssysteem voor een uniforme verdeling van de vloeistof met bijhorende deeltjes over de verschillende buizen in de buizenbundel. De deeltjes die in vloeibare toestand zijn, schuren als het ware in een turbulente stroming over het binnen oppervlak van de buizen. De schurende werking verwijderd de in een vroeg stadium vuilafzettingen die vervolgens afgevoerd zijn via de uitgang. De deeltjes die losgemaakt zijn, komen vrij door een snelheidsreductie in de uitlaat en vallen als het ware terug naar de ingang via valbuizen. De cyclus is hierna een herhalend proces. Onderstaande figuur 22 geeft een visuele voorstelling van desbetreffende warmtewisselaar:



Figuur 22: Warmtewisselaar met wervelbed [25]

Warmtewisselaars met wervelbed zijn niet de goedkoopste toepassingen en daarom opteert de industrie vaak voor andere types zoals platenwarmtewisselaars en buizenwarmtewisselaars. Het risico hierbij is dat er regelmatig een reiniging nodig is. Een vergelijking is gemaakt tussen beide typen.

Voordelen platenwarmtewisselaar [26]:

- Energiezuiniger,
- Compacter, besparen ruimte;
- Onderhoudsvriendelijker en minder vervuiling;
- Flexibele capaciteit, eenvoudig platen toevoegen of verwijderen;
- Lagere investeringskosten door lagere transport-, afhandelings- en installatiekosten.

Nadelen platenwarmtewisselaar [23, p. 170]:

- Druk en temperatuur gelimiteerd;
- Hoge drukval;
- Gevoeliger voor lekkage.

Volgende factoren spelen verder een rol in de keuze van de warmtewisselaar [27]:

- De hoeveelheid warmte die overgedragen moet worden (warmtebelasting);
- De ingangs- en uitgangstemperaturen aan de primaire en secundaire zijde;
- De maximale toelaatbare drukval op de primaire en secundaire zijde;
- De maximale werkt temperatuur/ontwerptemperatuur;
- De maximale werkdruk/ontwerpdruk;
- Het debiet aan de primaire en secundaire zijde.

Zo zal men bij een kleine maximale toelaatbare drukval eerder opteren voor een buizenwarmtewisselaar met schotten dan een platenwarmtewisselaar. Anderzijds zal men sneller opteren voor een platenwarmtewisselaar bij o.a. een beperkte installatieruimte. Deze afweging is procesafhankelijk en is gebaseerd op bovenstaande factoren.

2.7.3 Reinigen van een warmtewisselaar

De methode van het reinigen kunnen we opsplitsen in twee groepen, het online en offline reinigen van de warmtewisselaar [28, pp. 9–10].

Online reinigen:

Hierbij zal de warmtewisselaar in bedrijf blijven terwijl de reiniging plaats vindt. Hierdoor is geen productiestop noodzakelijk waardoor er geen productieverlies is. Het nadeel is dat er geen zekerheid is dat alle oppervlakten voldoende zijn proper gemaakt. Hieronder zijn de online reinigingstechnieken opgesomd:

- Circuleren van sponzige rubberen ballen;
- Twee fasen van de behandeling met ijzersulfaat (Creëren en onderhouden van beschermende film laag);
- Gebruik van afzettingsremmers;
- Gebruik van magnetische apparaten;
- Gebruik van sonische techniek (geluid);
- Chemische reiniging;
- Gebruik van straling.

Offline reinigen:

Een ander alternatief is het offline reinigen van de warmtewisselaar, dit kan zowel mechanisch als chemisch gebeuren. Nadeel hiervan is het stopzetten van de productie. Daarom is het verstandig om een stand-by warmtewisselaar te plaatsen die in werking kan treden als de andere in onderhoud is. Hieronder zijn zowel de mechanische als chemische reinigingstechnieken opgesomd.

Mechanisch:

- Boren en roderen van buizen;
- Reinigen met kleine gerichte explosieven;
- Thermische schok.

Chemisch:

- Alkalische oplossingen van kaliumpermanganaat of stoom-luchtcokes zijn geschikt voor het reinigen van koolstofafzetting;
- Gechlloreerde of aromatische oplosmiddelen gevolgd door wassen zijn geschikt voor zware organische afzettingen, bijvoorbeeld teer en polymeren;
- Zoutzuur, citroenzuur, zwavelzuur of EDTA (chemisch reinigingsmiddel) voor ijzeroxiden, calcium-/magnesiumschilfers.

3 Bestaande toestand

3.1 Analyse van het huidig koelwaternetwerk

Alvorens verbeteringen voor te stellen aan het koelwaternetwerk dient de bestaande situatie in kaart te worden gebracht. Hierbij wordt eerst een overzicht gemaakt van de geïnstalleerde apparatuur en de ontwerpcondities. Daarna worden de actuele procescondities via een meetcampagne achterhaald. Hierdoor wordt er informatie ingewonnen over de productiestatus van het huidige koelwatercircuit.

3.1.1 Beschrijving gebruikte documentatie

P&ID-schema

Een P&ID-schema (piping and instrumentation diagram) geeft weer hoe de leidingen en andere procesapparatuur met elkaar verbonden zijn. Dit is een handig hulpmiddel om al snel een goede kijk te krijgen op de werking van een proces.

Technische fiche:

De technische fiche bevat informatie over de werking, gebruikte materialen en andere technische eigenschappen van een product of proces. Deze informatie is nuttig om dieper inzicht te verwerven in de huidige staat van de beschouwde utilities.

Elektrische schema's:

Elektrisch schema's van de installatie geven enkele belangrijke zaken weer zoals de aansluitwijze van de motoren, de plaatsingswijze, de voedingsspanning, instelling van sensoren en bereik van meetwaarden en signalen. Uit deze elektrische schema's kan bijvoorbeeld de juiste wijze van aansluiting van een vermogensmeter bepaald worden.

As-built plannen:

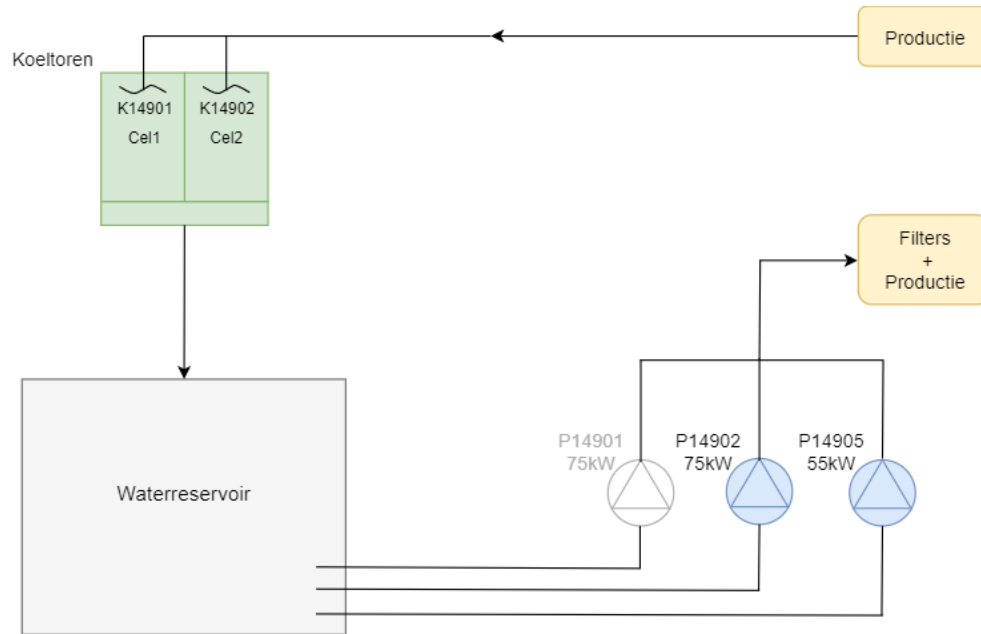
De as-built plannen geven een grafische voorstelling van hoe de installatie in werkelijkheid is opgebouwd. Hierin kan men de juiste positie van de leidingen en apparatuur terugvinden op de productiesite.

Andere bestaande documentatie:

Doordat het koelwatercircuit reeds eerder gedimensioneerd is voor de huidige toepassingen, zijn er al enkele ontwerpgegevens van geïnstalleerde apparatuur terug te vinden in bestaande documentatie. Deze ontwerpgegevens kunnen in bepaalde toepassingen nog steeds dienen voor het dimensioneren van nieuwe energie-efficiëntere apparatuur. Andere bestaande documentatie zijn service- of onderhoudsverslagen die mogelijke problemen van het koelwatercircuit in het verleden aan het licht brengen.

3.1.2 Koelwerk 2 in hal 1

Figuur 23 geeft een vereenvoudigde schematische voorstelling van koelwerk 2. De hoofdcomponenten zijn een waterreservoir, drie pompen, filters en verbruikers, en een tweeledige koeltoren.



Figuur 23: Grafische voorstelling koelwerk 2 hal 1

In bijlage A kan de P&ID van koelwerk 2 geraadpleegd worden. Deze geeft meer informatie omtrent de werking en de regeling van het koelwerk. Alvorens uit de P&ID deze gegevens af te leiden zijn dienen de afkortingen en benamingen gekend te zijn. Deze vertellen meer over de regeling en instrumenten van het proces. De belangrijkste benamingen zijn opgesomd in tabel 3.

Tabel 3: Benamingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koelwerk 2 hal 1

V14901	Waterreservoir
K14901 / K14902	Ventilatoren in de koeltoren
P14901 / P14902 / P14905	Centrifugaalpompen
S14901 / S14902	Filters
P009179 / P009179	Circulatiepompen
X009176	Trasar unit (meting waterkwaliteit)
P009182-01 / -02 / -03 / -04	Dosering pompen

Verder zijn er op het schema ook nog volgende afkortingen terug te vinden:

Tabel 4: Afkortingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koelwerk 2 hal 1

LSL	Level Sensor Low	Laag niveau meting
LAL	Level Alarm Low	Laag niveau alarmering
LSH	Level Sensor High	Hoog niveau meting
LSAH	Level Sensor Alarm High	Hoog niveau alarmering
TIC	Temperature Indicator Controller	Regelthermostaat met uitlezing
TI	Temperature Indicator	Thermometer
TE	Temperature [measuring] Element	Thermostaat die uitschakelt bij te hoge en te lage temperatuur
TSAH	Temperature Sensor Alarm High	Hoge temperatuur alarmering
FSL	Fluid Switch Low	Lage stromingsschakelaar
PI	Pressure Indicator	Drukaanwijzer/manometer
EV	Emergency Valve	Veiligheidsklep
PV	Pressure Valve	Drukklep
PDSH	Pressure Differential Switch High	Drukverschil regelement

Beschrijving van P&ID koelwerk 2:

De koelwatercyclus start in het waterreservoir (V14901), die een inhoud heeft van 106 m³. Deze is voorzien van enkele sensoren en alarmen die het reservoir beveiligen tegen over- en leegloop. Verder meet de temperatuursensor (TIC14901) de temperatuur van het koelwater, deze dient lager dan 25°C te zijn om een goede koeling van de thermische verbruikers in de productiehal te waarborgen.

Drie centrifugaalpompen (P1490X) pompen het koelwater uit het waterreservoir richting de verbruikers. Deze verbruikers zijn productiestraten 7, 9, 10, 11, 14 en het compressorpark. Twee pompen zijn altijd volcontinu in werking, de derde pomp staat in stand-by. Deze treedt in werking bij onderhoud of uitval van één van de werkende pompen. De motoren van pomp P14901 en P14902 hebben een geïnstalleerd vermogen van 75kW en de motor van pomp P14905 een vermogen van 55kW. Alle motoren werken via een aan/uit-regeling en bevatten een thermische beveiliging die een bescherming bieden tegen overbelasting. Het debiet van de pompen wordt geregeld d.m.v. een

smoorregeling a.d.h.v. een handbediende regelkleppen in de leidingen. Het geïnstalleerd debiet bedraagt 320 m³/h op een voordruk van 5,6 bar. Het maximaal debiet dat de koeltoren kan verwerken bedraagt 400m³/h. Verder is in de pompruimte ook nog een extra dompelpomp (P14904) voorzien om in geval van waterverliezen dit water over te pompen naar de riolering.

Doordat het koelwatercircuit geen gesloten cyclus is, is het koelwater onderhevig aan vervuilingen van buitenaf (zand, metaal-/kunststofdeeltjes, olie, ...). De filters (S14901 en S14902) filteren het koelwater om vuilafzettingen en storingen in verbruikers te vermijden. De filtermembranen houden de vuile en dikkere partikels tegen. Bij verzadiging van de membranen detecteert men een drukverschil door de PDSH en reinigt een pneumatisch aangestuurde plunjer de filter.

Na de filtering gaat het koelwater naar de verbruikers in de productiehal en een klein deel van het koelwater stroomt via een aftakking in het leidingnetwerk naar TRASAR-unit X009176. Deze unit gecontroleerd de eigenschappen van het koelwater, dit ter bestrijding van legionella. Bij afwijkende waarden past deze TRASAR-unit de chemische dosering aan door het aansturen van pompen P009182-01 t.e.m. P009182-04, die producten toevoegen aan het koelwatercircuit.

Circulatiepompen P009179 en P009180 dienen louter voor een betere stroming te krijgen in het koelwatercircuit en dienen eveneens tegen de vorming van legionella.

In de retourleiding van het koelwaternetwerk is een watertoevoer voorzien die rechtstreeks gekoppeld is met het waternet. Deze watertoevoer is voorzien om waterverliezen en spui verliezen van de koeltoren op te vangen. Hierbij is een toevoeging dit supplementwater onder de juiste druk belangrijk. Jaarlijks wordt er 10.000m³ toegevoegd aan het koelwatercircuit.

Het koelwater dat warmte heeft opgenomen in de productiestraten wordt door de koeltoren geleid. De koeltoren bevat twee ventilatoren (K14901 & K14902) van 20/6,5kW, die buitenlucht aanzuigen doorheen een platenpakket in de koeltoren. Sproeiers verdelen het te koelen water over dit platenpakket waardoor hier een aflopende waterfilm ontstaat. Tussen de warmere waterfilm en de koudere luchtstroom wordt warmte gewisseld en treedt er verdamping op waardoor het water afkoelt.

De ontwerpgegevens van de koeltoren houden rekening met een delta T van 8 tot 10 °C tussen aanvoeren afvoertemperatuur van het koelwater. De ingangstemperatuur van het koelwater is +/- 35°C en de uitgangstemperatuur mag maximaal +/- 25°C zijn. Deze 25°C is vooropgesteld uit de specificaties van de meest kritische verbruikers (de extruders) in de productiehal. Bij deze temperatuur kan de kunststof nog steeds correct gehakseld worden, zonder dat er elasticiteit optreedt. Verder is de maximale koelcapaciteit van de koeltoren bedraagt 4652kW.

Nadat het koelwater gekoeld is in de koeltoren stroomt het water terug naar het waterreservoir en kan de cyclus nu opnieuw beginnen. Een overzicht van de ontwerpgegevens van het zojuist besproken koelwerk 2 hal 1 is zichtbaar in bijlage B.

3.1.3 Het compressorpark

Het compressorpark staat in voor de persluchtvoorziening van productiehal 1. Deze bestaat uit drie Atlas Copco-compressoren van het type ZR75, ZR132 en ZR160. Deze typen compressoren zijn watergekoeld. Koelwerk 2, welke hierboven beschreven staat, zal de compressoren van koelwater voorzien.

Uit onderhoudscontracten van compressorproducent Atlas Copco NV blijkt dat het inwendig koelcircuit van de compressoren vaak vernauwd of verstopt zijn (zie figuur 24). Dit brengt persluchtuitval en productiedervingen met zich mee.



Figuur 24: Vuilafzettingen in het koelcircuit van de compressoren

Een dieper onderzoek naar het ontstaan van bovenvermeld probleem is dus noodzakelijk. Hierbij is het belangrijk dat de werking en opbouw van het compressorpark gekend is. Dit kan door de P&ID van het compressorpark te bekijken waarop de verdeling van de perslucht, compressoren en koelwaterleidingen terug te vinden zijn (zie bijlage C).

Onderstaande tabellen weergeven de benamingen en afkortingen die zichtbaar zijn op de P&ID van het compressorpark, betreffende de koeling van de compressoren.

Tabel 5: Benamingen geïnstalleerde apparatuur P&ID koeling compressoren

X00953 / X00955 / X00957	Compressoren
X00954/ X00956 / X00958	Drogers

Tabel 6: Afkortingen P&ID koeling compressoren

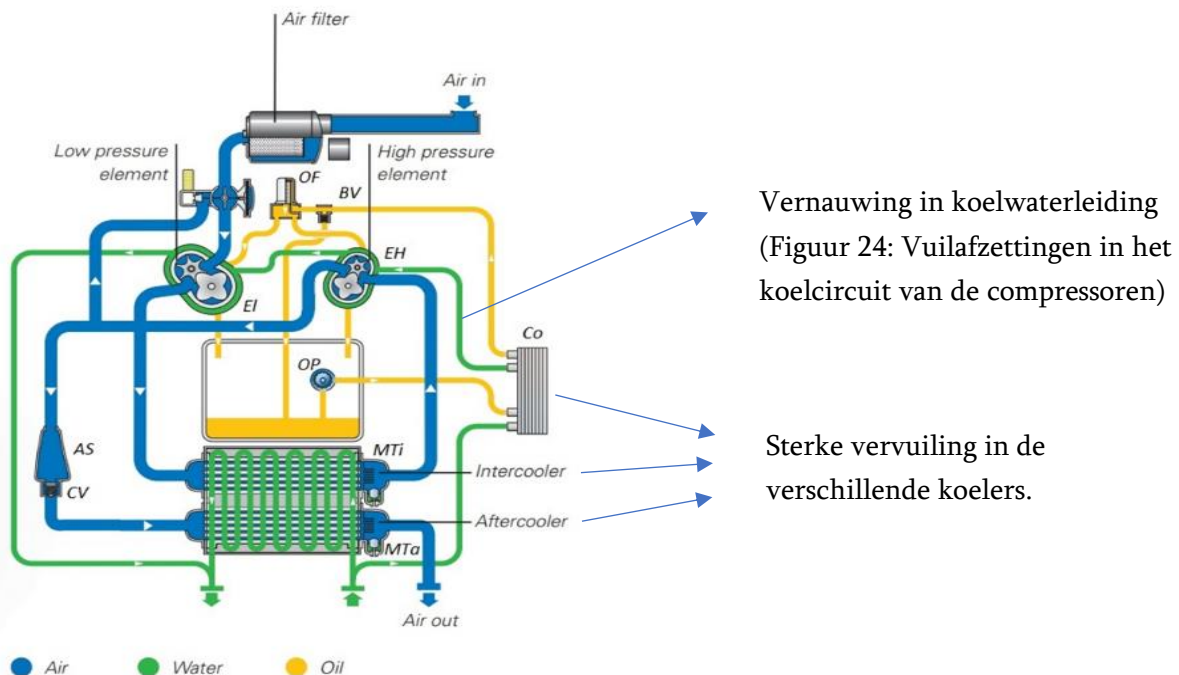
TE	Temperature [measuring] Element	Thermostaat die uitschakelt bij te hoge en te lage temperatuur
TAH	Temperature Alarm High	Alarm bij hoge temperatuur
TI	Temperature Indicator	Thermometer

Linksboven op het P&ID is zichtbaar dat de compressoren (X00953, X0095 en X00957) gevoed worden met koelwater van koelwerk 2. Het debiet van de compressoren wordt geregeld a.d.h.v. smookkleppen voor de verschillende compressoren. Bij deze compressoren zijn ook nog verscheidene drogers terug te vinden die waterdamp uit de perslucht verwijderen.

Om een productiezekerheid van perslucht te garanderen dienen de compressoren continu gekoeld te worden. Daarom is er een toevoer van proceswater voorzien die de compressoren kan koelen in geval van een tekort of het wegvallen van koelwater. De omschakeling van koelwater naar proceswater of andersom gebeurt niet automatisch maar o.b.v. manueel bediende afsluitkleppen.

Koelcircuit van de compressoren:

Om een beter beeld te schetsen van de locatie van de vervuiling illustreert onderstaande figuur het koelwatercircuit van de compressoren.



Figuur 25: Koelcircuit van de verschillende compressoren [29]

De positie van deze vuilafzetting in het koelcircuit van de compressoren is te achter halen in het interventierapport (bijlage D) dat Atlas Copco NV opstelde na de laatste shutdown van de compressoren. Uit het interventierapport is af te leiden dat de nakoeler, tussenkoeler en oliekoeler sterk verontreinigd waren. Verder waren de koelleidingen vanaf de oliekoeler tot aan de wateruitlaat vervangen. Bij een vergelijking met eerdere interventierapporten is achterhaald dat dezelfde werkzaamheden meermaals zijn uitgevoerd. Dit indiceert dat er op die positie van het koelsysteem een wederkerende vervuiling optreedt.

Tabel 7 weergeeft de betekenis van de afkortingen van het koelsysteem van de compressor.

Tabel 7: Afkortingen koelcircuit van de compressoren

Afkorting	Betekenis
OF	Oliefilter
OP	Oliepomp
BV	Omloopklep
EH	Hogedrukcompressorelement
El	Lagedrukcompressorelement
CO	Oliekoeler
MTi	Vochtvangervan de tussenkoeler
MTa	Vochtvangervan de tussenkoeler
AS	Geluidsdemper
CV	Keerklep

Op figuur 25 is een water- en oliekring te zien. Deze volgen volgend traject:

- Waterkring:

Het koelwater stroomt door de oliekoeler (Co), de koelmantels van het hogedrukcompressorelement (EH) en het lagedrukcompressorelement (El) en verder door de tussenkoeler en de nakoeler.
- Oliekring:

De olie wordt door de pomp (OP) uit het oliecarter van de tandwielkast door de koeler (Co) gecirculeerd. De olie stroomt door de oliefilters (OF) naar de lagers en de synchronisatietandwielen. Klep (BV) gaat open wanneer de oliedruk een bepaalde waarde overschrijdt.

Onderzoek toont aan dat

de Ryznar-stabiliteitsindex (RSI) een parameter is om te voorspellen of het water de neiging zal hebben calciumcarbonaat op te lossen of te doen neerslaan. De adhesie van ketelsteenaanslag en het effect ervan verschillen naargelang het materiaal, maar het evenwicht van het water (ketelsteenvormend of corrosief) wordt uitsluitend bepaald door de feitelijke zuurgraad (pH) en de zuurgraad bij verzadiging (pH_s). De zuurgraad bij verzadiging is bepaald door de verhouding tussen de calciumhardheid, de totale alkaliteit, de totale concentratie aan vaste stoffen en de temperatuur [1, p. 115]. De RSI is berekend volgens onderstaande vergelijking (5) [1, p. 115]:

$$RSI = 2 \cdot \text{pH}_s - \text{pH} \quad (5)$$

Met:

- pH de gemeten pH (bij kamertemperatuur) van het watermonster;
- pH bij verzadiging.

De pH_s wordt als volgt berekend (6):

$$pH_s = (9,3 + A + B) - (C + D) \quad (6)$$

Met:

- A: $(^{10}\log(TDS) - 1)/10$;
- B: $13,12 \times (^{10}\log(^{\circ}C + 273)) + 34,55$;
- C: $(^{10}\log(Ca^{2+})) - 0,4(Ca^{2+} \text{ uitgedrukt in ppm } CaCO_3)$;
- D: $(^{10}\log(M - \text{alkaliteit}))$ (M – alkaliteit uitgedrukt in ppm $CaCO_3$).

Indien de koelwaterkwaliteit niet voldoet is er nood aan een oplossing om de compressoren van de juiste waterkwaliteit te voorzien. Onderstaande tabel 8 geeft de waterconditie bij verschillende RSI-waarden:

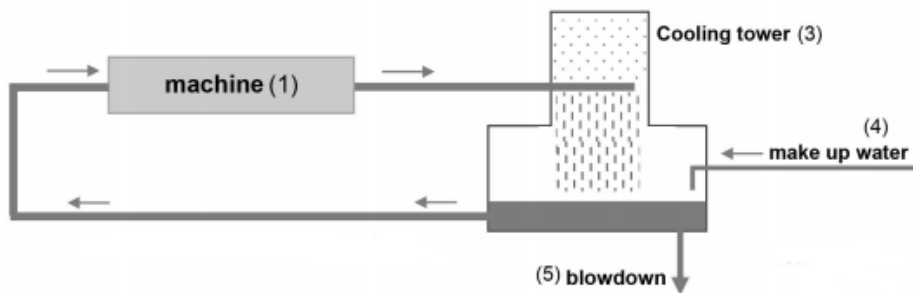
Tabel 8: RSI met bijhorende vervuiling voor warmtewisselaars in compressoren [1, p. 116]

RSI	Chloride-limiet	Waterconditie	Maximum 65 °C/149 °F
RSI<3,9	200 ppm	Zeer sterke vorming van ketelsteen	Het water kan niet worden gebruikt.
4,0<RSI<5,5	200 ppm	Sterke vorming van ketelsteen	Regelmatige controle en verwijdering van ketelsteen zijn noodzakelijk. Niet aanbevolen voor plaatwarmtewisselaars
5,6<RSI<6,2	350 ppm	Lichte vorming van ketelsteen	Waterbehandeling is niet nodig. Incidentele controle aanbevolen.
6,3<RSI<6,8	500 ppm	Neutraal water	Waterbehandeling is niet nodig. Incidentele controle aanbevolen.
6,9<RSI<7,5	350 ppm	Licht corrosief	Waterbehandeling is niet nodig. Incidentele controle aanbevolen.
7,6<RSI<9,0	200 ppm	Sterk corrosief	Regelmatige controle noodzakelijk. Gebruik van corrosieremmer aanbevolen.
9,1<RSI<11	200 ppm	Zeer sterk corrosief	Regelmatige controle noodzakelijk. Gebruik van corrosieremmer aanbevolen.
RSI>11	200 ppm	Zeer sterk corrosief	Het water kan niet worden gebruikt.

Vereiste parameters voor de koeling van de compressoren

Verder zijn de parameters van de huidige warmtewisselaars van de compressoren bestudeerd. De technische specificaties waaraan het koelwater moet voldoen staan weergegeven in tabel 9 op volgende pagina. Deze komen uit de technische fiche van Atlas Copco N.V. over desbetreffende compressoren [29] van een 'recirculatiecircuit met koeltoren' (figuur 26). Opmerkingen bij de verschillende parameters zijn zichtbaar in tabel 10.

De vereiste parametergrenzen zijn identiek voor de drie aanwezige compressoren in het compressorpark.



Figuur 26: Recirculatiecircuit met koeltoren [1, p. 113]

Tabel 9: Technische gegevens Atlas Copco [29, p. 113]

	Parameter	Eenheid	Single-pass (65 °C/1149°F)	Single-pass (95 °C/203°F)	Recirculatie (65 °C/149 °F)	Gesloten system (65-1149°F)	Gesloten systeem (95°C/203°F)	
1	pH		6,8- 9,3	6,8 - 9,3	6,8 - 9,3	7,5 - 9,3	7,5 - 9,3	
2	Conductiviteit	µS em	< 1500	< 600	< 4000	< 1500	50 -600	
3	Totaal aantal opgeloste vaste stoffen	mg/l	TDS moet worden gemeten voor berekening van RSI.					
4	Ca-hardheid	ppm CaCO ₃	<500	<2	<500	<1000	<50	
5	Totale alkaliteit	ppm CaCO ₃	Geen grenswaarden aangegeven. Moet worden gemeten voor berekening van RSI.					
6	Ryznar- stabiliteitsindex (RSI)		5,6 - 7,5	-	5,6 - 7,5	5,6 - 7,5	5,6 - 7,5	
7	Chloor	ppm	< 0,5	-	< 0,5	-	-	
8	Chloriden	ppm	< 500	< 100	< 500	< 500	< 100	
9	Nitraten	ppm	Geen grenswaarden aangegeven. Moet worden gemeten voor berekening van RSI.					
10	Sulfaten	ppm	< 1000	< 200	< 1000	< 400	< 200	
11	Chemische- corrosie-index		< 5	< 1	< 5	< 1	< 1	
12	IJzer	ppm	< 1	< 0,2	< 1	<	< 0,2	
13	Mangaan	ppm	< 0,2	< 0,05	< 0,2	< 0,2	< 0,05	
14	Koper	ppm	< 1	< 0,2	< 1	< 1	< 0,2	
15	Ammonium	ppm	< 0,5	< 0,5	< 0,5	< 0,5	< 0,5	
16	Gesuspendeerde vaste stoffen (max. 10 µ)	ppm	< 10	< 1	< 10	< 10	< 1	
17	Olie of vet	ppm	< 1	< 1	< 1	< 1	< 1	
18	Biologie	CFU/ml	< 10,5	< 10,3	< 10,5	< 10,3	< 10,3	

Tabel 10: Opmerkingen technische specificaties Atlas Copco [1, p. 114]

	Parameter	Opmerkingen
1	pH	Voor roestvaststalen systemen zonder andere materialen kan de pH dalen tot 6. Voor systemen met een gesloten kring zijn hogere pH-waarden mogelijk
2	Conductiviteit	Geleidbaarheid en TDS gekoppeld aan conversiefactor (theoretische factor mogelijk, maar het wordt aanbevolen ten minste eenmaal een praktische bepaling uit te voeren)
6	Ryznar-stabiliteitsindex (RSI)	Onderneem actie indien nodig
8	Chloriden	Grenswaarde van 200 ppm van toepassing wanneer RSI < 5,6 of RSI > 7,5
10	Sulfaten	Afwijzing < 2000 ppm. Moet worden gemeten voor berekening van RSI.
11	Chemische-corrosie-index	Index = (chloriden + sulfaten + nitraten) / (M-alkaliteit) (alles in meq/l)
15	Ammonium	Grenswaarde geldt niet voor CU-vrije systemen
16	Gesuspendeerde vaste stoffen (max. 10-11)	Geen deeltjes > 10/11 toegestaan. (Deeltjes < 0,5 worden buiten beschouwing gelaten).
18	Biologie	Anaerobe biologie In gesloten systeem nooit toegestaan.

3.2 Metingen ‘bestaande toestand’

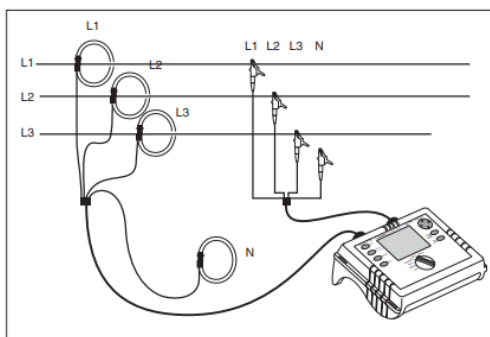
Metingen op koelwerk 2 zijn uitgevoerd om de grootverbruikers in kaart te brengen en te analyseren. Zoals een vermogensmeting op de motoren van de koelwaterpompen voor het verbruik en bijhorende kosten te achterhalen. Verder is een debietsmeting uitgevoerd om te controleren als bepaalde elektrische verbruikers overgedimensioneerd zijn en welk debiet in week- en weekendregimes actief is. Ook de temperatuur van het koelwater is achterhaald d.m.v. de software Aspentech om een beter zicht te krijgen op de regeling van de koeltoren. Tot slot is er een meting gedaan naar de kwaliteit van het koelwater, dit om de RSI-waarde te achterhalen.

3.2.1 Vermogensmeting

De vermogensmeting is uitgevoerd met de meter ‘Fluke 1735 Driefasen-Power Logger’ volgens onderstaand meetprincipe:

De stroom door iedere lijndraad is gemeten met een flexibele stroomprobe, deze hebben geen ijzeren kern in tegenstelling tot traditionele stroomtangen. In plaats daarvan gebruiken ze een gewikkelde, spiraalvormige spoel. De stroomprobe reageert op een verandering van het magnetische veld van een geleider waaromheen deze is geplaatst. Hoe sneller de verandering in amplitude, hoe meer spanning door de spoel is gegenereerd.

De lijnspanningen, lijnstromen en arbeidsfactor is gemeten volgens de opstelling weergegeven in figuur 27. Metingen zijn uitgevoerd en opgeslagen bij een tijdsinterval van twee minuten, dit over een totale periode van één week. In deze week was een gemiddelde afname van de verbruikers aanwezig waardoor uit de loggegevens een respectievelijke weergave van de ‘bestaande toestand’ bekomen is.



Figuur 27: Driefasige Δ Connectie (Aron, Driefase driehoek) [30]

Pompen P14902 en P14905 (zie figuur 23) werken volcontinu, pomp P14901 staat stil en treed in werking bij geval van shutdown van één van de werkende pompen. De gemeten spanning- en stroomgrafiek en elektrische schema's met bijhorende stroomprobes van zowel P14902 als P14905 kan geraadpleegd worden in bijlage E, F, G en H.

In de software van ‘AspenTech’ zijn de jaarlijkse werkuren per pomp terug te vinden. Op basis van deze gegevens is het jaarlijks verbruik (kWh) bepaald (7). Tot slot zijn de totale verbruikskosten van de pompen berekend met vergelijking (8). De totale verbruikskosten voor de drie pompen samen bedraagt € 64577,4 (zie tabel 11). De prijs per kWh bedraagt 0,086€.

$$\text{€/jaar} = P_{3f_{gem}} * \text{werkuren/jaar} * \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \quad (7)$$

$$\sum \text{€/jaar} = \text{€}_{P14905} + \text{€}_{P14902} + \text{€}_{P14901} \quad (8)$$

Een overzicht is zichtbaar in onderstaande tabel 11:

Tabel 11: Verbruikskosten koelwaterpompen koelwerk 2 hal 1

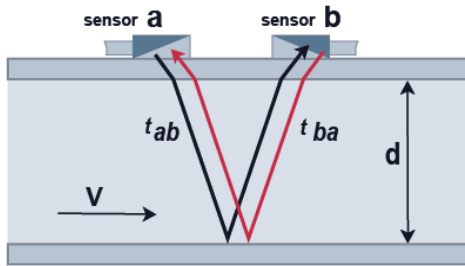
Koelwaterpomp	Gemiddelde vermogen (kW)	Werkuren (uren)	Verbruikskosten (€/jaar)
P14905	44,8	8610	€ 33137
P14902	41	8760	€ 30910
P14901	41	150	€ 529
Totaal			€ 64577

3.2.2 Debietsmeting

Voor de debietsmeting op het koelwerk 2 is gebruik gemaakt van de ultrasone flowmeter van GE Panametrics, type PT878.

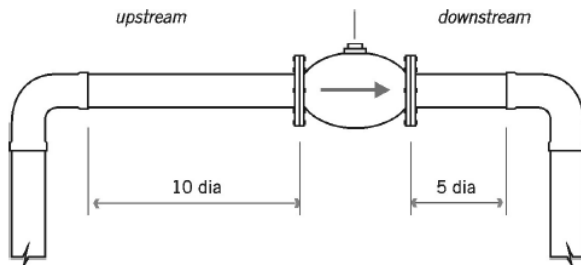
“De ultrasone clamp-on sensoren worden geplaatst aan de buitenkant van de leiding om zo ultrasone pulsen op te vangen die door de buiswand lopen. Stroomopwaartse en -afwaartse tijdmetingen worden met elkaar vergeleken. Zonder stroming zou de looptijd gelijk zijn in beide richtingen. Mét stroming gaat het signaal sneller met de stroming mee en langzamer tegen de stroming in. Het gemeten tijdsverschil is direct afhankelijk van de snelheid van het medium dat door de leiding of buis stroomt. Dit looptijdverschil is de relevante waarde om de doorstroomsnelheid van vloeistoffen inzichtelijk te maken” [34-vertaald]. De PT878 gebruikt verschillende digitale signaalverwerkingstechnieken, om de transittijden te bepalen en gebruikt vervolgens de transittijden om de stroomsnelheid doorheen de leiding te berekenen.

Tijdens bedrijf fungeren de twee ultrasone sensoren zowel als zender, als ontvanger (zie figuur 28). Wanneer ze op een buis zijn gemonteerd, staan ze in communicatie met elkaar, zodat elke sensor ultrasone signalen kan ontvangen die door de andere sensor worden uitgezonden. Elke sensor functioneert dus als zender die een bepaald aantal pulsen genereert, en als een ontvanger voor een identiek aantal pulsen te ontvangen.



Figuur 28: Looptijdverschil doorheen een buis

Bij de plaatsing van de meter dient er rekening gehouden te worden dat turbulente stromingen en andere oneffenheden de meting niet kunnen beïnvloeden. De te respecteren afstanden tussen twee bochten is weergegeven in onderstaande figuur 29.



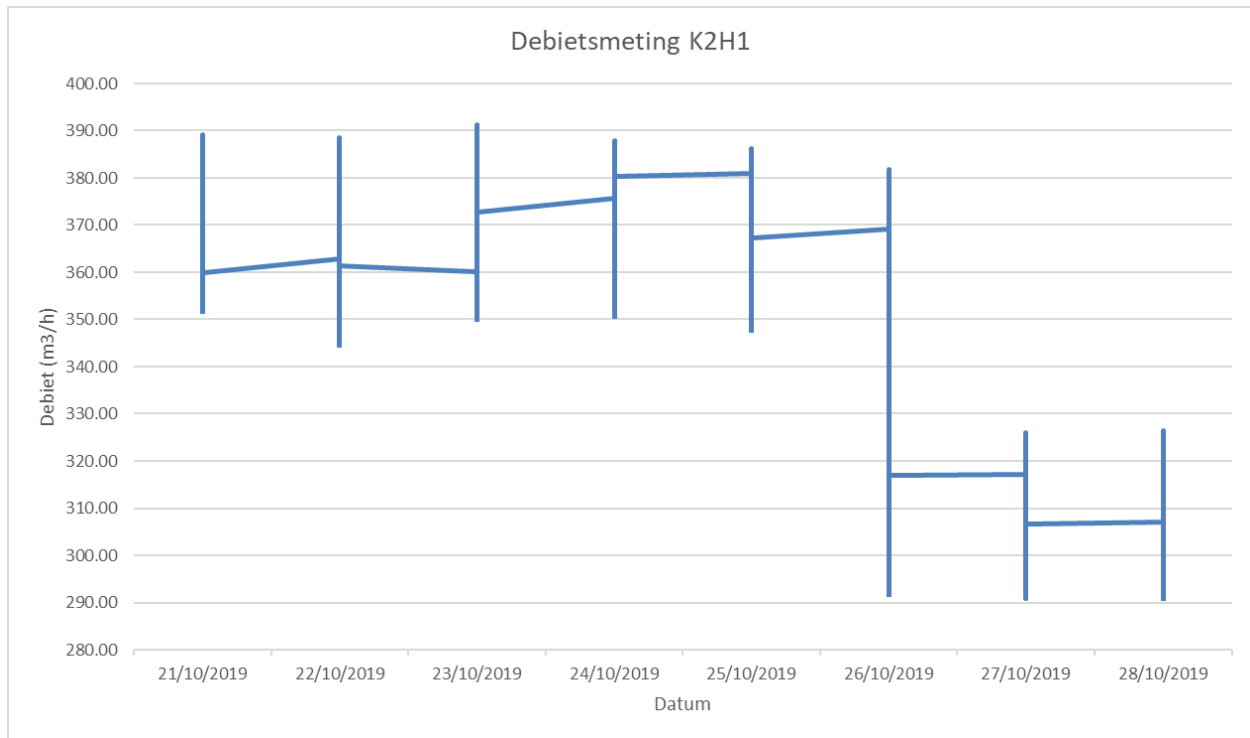
Figuur 29: Afstand voor plaatsen flowmeter [32]

Een afstand van 18,9mm tussen beide sensoren is vereist, deze is berekend na het ingeven van de volgende parameters in de debietsmeter, zie tabel 12:

Tabel 12: Vooraf ingestelde parameters PT878

Sensor	Leiding	Coating	Vloeistof	Pad
<ul style="list-style-type: none"> - Type: 'Clamp-on', #24 - Frequentie: 4.00MHz, - Snelheid: 4.2 μs - Ontwerphoek sensor: 60° - Temperatuur opp.: 20°C 	<ul style="list-style-type: none"> - Materiaal: 'Stainless Steel' - Geluidssnelheid: 3120 m/s - DN: DN250, nom.= 4. 	<ul style="list-style-type: none"> - Materiaal: geen - Dikte: 0 	<ul style="list-style-type: none"> - Vloeistof: water - Geluidssnelheid: 1496.99 m/s - Temperatuur: 21°C - Glycol %: 0 	<ul style="list-style-type: none"> - Aantal sensors: 2

De debietsmeting bij koelwerk 2 is uitgevoerd over een periode van één week, met een tijdsinterval van één minuut. Tijdens deze week was een maximale belasting van de verschillende productiestraten, bij een gemiddelde watertemperatuur van 20°C. Een grafische weergave van de meetresultaten is zichtbaar in onderstaande figuur 30:

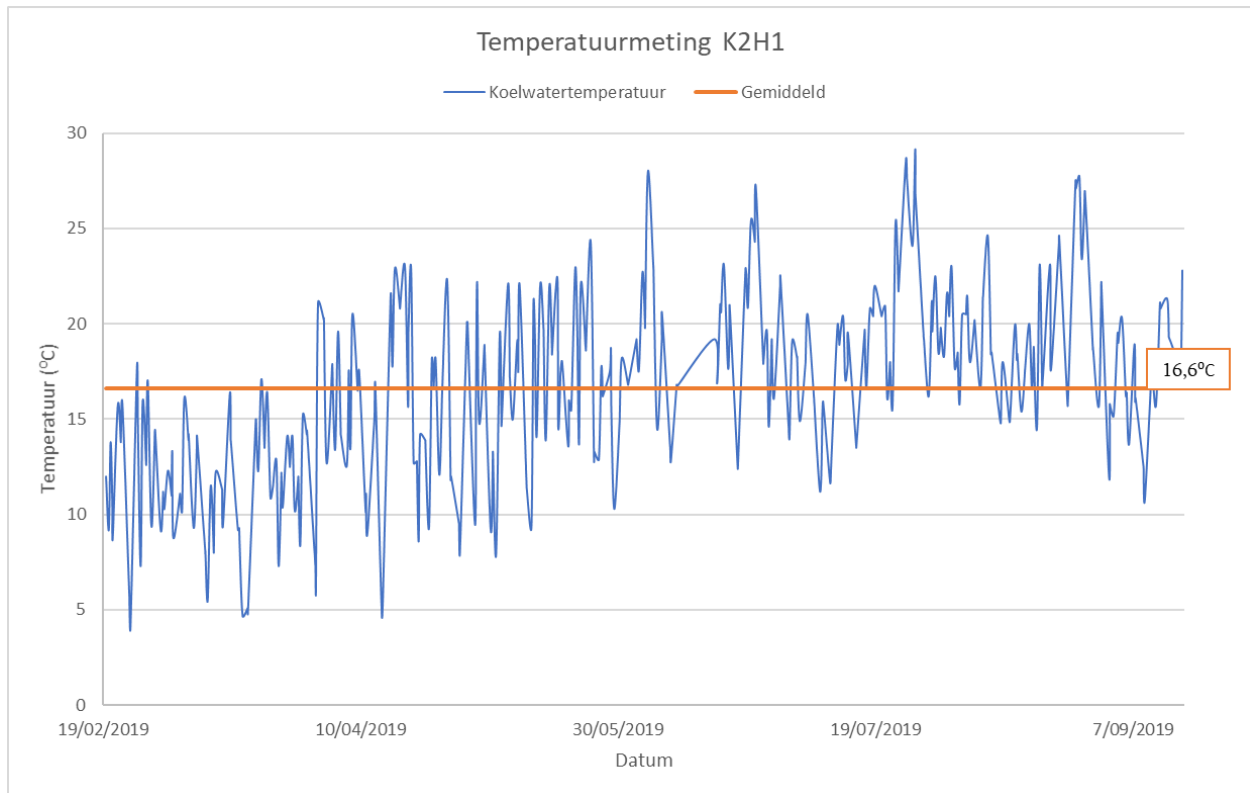


Figuur 30: Debietsmeting K2H1

Een duidelijk onderscheid tussen week- en weekend regime is zichtbaar. Het weekendregime is actief tijdens de laatste twee meet-dagen, globaal is dit debiet lager. Fluctuaties in debiet zijn te wijten aan afnames van de verbruikers op de aangesloten productielijnen. Het gemiddeld debiet bedraagt 344 m³/h, het maximum en minimum debiet bedragen 380 en 307m³/h. Dit zonder de pieken, welke te wijten zijn aan meetfouten, in rekening te brengen.

3.2.3 Temperatuurmeting

De gemiddelde temperatuur van het koelwater van koelwerk 2 is afgeleid uit de software van Aspentech en bedraagt 16,6°C, zie figuur 31. Deze data heeft een bereik van ongeveer zeven maanden, eerder is geen data beschikbaar. De meetpunten bevatten zowel metingen in de winter, als in het zomerseizoen.



Figuur 31: Temperatuurprofiel K2H1

3.2.4 Verbruik van de koeltoren

Momenteel worden de ventilatoren van de koeltoren aangedreven door dahlander- of tweesnelhedenmotoren. Wanneer de temperatuur van het koelwater onder een ingestelde temperatuur stijgt of zakt zullen de dahlandermotoren overschakelen naar een andere snelheid. Wanneer een dahlandermotor op volle snelheid draait is zijn verbruik 20kW, op lage snelheid 6,5kW.

De vermogensmeting bepaalde reeds het vermogen van de pompen maar nog niet voor de ventilatoren van de koeltoren. De meting op de pompen werd gedaan over een tijdsperiode van één week wanneer er een gemiddelde afname was van de verbruikers. Dit is niet mogelijk bij de ventilatoren omdat deze afhankelijk is van de buitentemperatuur en relatieve vochtigheid. Een vermogensmeting over één week in de herfst zal geen representatief resultaat opleveren. Verder is wegens gebrek aan beschikbare data en regelparameters het exact vermogen dat de ventilatoren van de koeltoren niet te achterhalen. De regelaar die momenteel gepositioneerd staat is geïnstalleerd door een externe firma, desbetreffende regelparameters zijn vergrendeld met als gevolg dat er geen exacte uitlezing mogelijk is. Slechts twee parameters zijn af te lezen op de regelaar, dit de HL-grenswaarde ('high'-level) en de LL-grenswaarde ('low'-level).

Het verbruik van de ventilatoren is geschat op twee manieren, beide methodes zijn gebaseerd uit de meetdata van Aspentech en bekomen hetzelfde resultaat.

De eerste methode is door gebruik te maken van het temperatuurprofiel (figuur 31) en de HL en LL-instellingen van de regelaar. De HL-grenswaarde is ingesteld op 18°C en LL-grenswaarde is ingesteld op 12°C. Door deze grenswaarden te vergelijken met het temperatuurprofiel van het koelwater is het mogelijk om het verbruik van de ventilatoren te schatten.

- Boven de HL-grenswaarde is uit gegaan van een vermogen van 40kW (2x20kW (hoge snelheid));
- Tussen de LL- en HL-grenswaarde een vermogen van 13kW (2x6,5kW (lage snelheid));
- Onder de LL-grenswaarde een vermogen van 6,5kW, dit omdat vernomen is dat altijd één fan operationeel is.

Als resultaat is een verbruik van 17,92 kW gemiddeld over één jaar bekomen. Omgerekend naar kosten voor energie bedraagt dit €13499 per jaar (met 0,086€/kWh).

De tweede manier om het verbruik van de ventilatoren te bepalen is door gebruik te maken van de uitlezing van de contactoren in Aspentech. De schakelingen (0 of 1) van de contactoren voor hoge snelheid (20kW), alsook voor lage snelheid (6,5kW) per ventilator zijn beschikbaar. Een nadeel is dat deze data slechts over een beperkte periode van ongeveer vier maanden beschikbaar is. De vier gemeten maanden zijn van augustus tot en met november, dit is zowel een deel in de zomer als in de herfst. Bij deze manier zijn ongeveer dezelfde verbruikskosten bekomen. Zo bedraagt het vermogen 18,65kW en de energiekosten €14050 (met 0,086€/kWh) gemiddeld per jaar.

Naast elektriciteit voor het aandrijven van de ventilatoren brengt een open koeltoren ook een waterverbruik met zich mee. Dit is ten gevolge van de verdampingsverliezen, wind-, spat- en spui-verliezen. Dit waterverbruik bedraagt gemiddeld 10000m³ per jaar, wat neerkomt op een kostprijs van 11000€ (met 1,1 €/m³).

3.2.5 Waterkwaliteit

De opvolging van de waterkwaliteit gebeurt door het bedrijf Nalco NV⁴. Figuur 32 is een illustratie van een serviceraapport betreffende de waterkwaliteit voor de koeling van de compressoren. Hierin is de kwaliteit van het koelwater 'koelwerk 2 hal 1' (K2 H1) zichtbaar. De verschillende waterparameters zijn gemeten en weergegeven, deze zijn ongeveer gelijk voor de verschillende koelwerken in productiehal 1.

De RSI van het gebruikte koelwater bedraagt 4,87 op de site van DSM voor K2H1. Door deze waarde te vergelijken met de RSI-grenzen uit tabel 8 zichtbaar op p.58 is af te leiden welk effect dit heeft voor

⁴ Nalco NV is een bedrijf gespecialiseerd in oplossingen op het gebied van water, energie en lucht in industriële toepassingen.

de inwendige werking van de compressoren. De RSI van het huidig koelwater ligt tussen de RSI-grenzen van 4,0 en 5,5 ligt. Dit indiceert dat er een sterke vorming van ketelsteen plaatsvindt in de compressoren. Een regelmatige controle en verwijdering van ketelsteen is noodzakelijk.

NALCO		DSM BRIGHT SCIENCE. BRIGHTER LIVING.				
Servicerapport Koelwaterbehandeling						
Ter attentie van Dhr.: Peter Vandersmissen		Visiting adres: Pariswijkstraat 92.		Datum: 23-jul-2019		
Cc : Yves Van Reempst		B-3600 Genk.				
Sales Rep. : Philippe Feij		Tel: +3289300511				
Email: philippe.feij@ecolab.com						
Tel: +31 6 12716492						
	Suppletiewater	Richtwaarden koelwater	K2 H1	K12 H1	K2 H2	
pH	7,90		8,71	8,82	8,84	
pH 3DT			8,94	8,99	9,03	
Geleidbaarheid 3DT	µS/cm		948	1219	1146	
Geleidbaarheid Nalco	µS/cm	533	1025	1198	1129	
Setpunt Geleidbaarheid	µS/cm		1350	1200	1200	
M-Alkaliteit	ppm CaCO3	228	250 - 300	254	298	276
Totale Hardheid	ppm CaCO3	182	250 - 400	302	400	378
Ijzer	ppm CaCO3	0,06	<1,00	0,34	0,06	0,17
Ortho-fosfaat	ppm PO4	1,02	< 8 ppm	1,56	1,93	2,10
Org. PO4	ppm PO4		< 12 ppm	3,04	2,77	2,40
Totaal PO4	ppm PO4		<20 ppm	4,60	4,70	4,50
Actief Polymeer	ppm			5,4	6,2	4,0
3DT 494	ppm		100 - 130 ppm	114	137	124
3DT 494 (3DT)	ppm		100 - 130 ppm	108	118	117
Vrije Chloor	ppm Cl2			0,65	0,41	0,80
Totaal kiemgetal	kve/mL		<10000	-	-	-
Indikking geleidbaarheid	Cycles		1,8 - 2,4	1,92	2,25	2,12
Indikking hardheid	Cycles		1,8 - 2,4	1,66	2,20	2,08
RSI (40°C)			4 - 6	4,87	4,39	4,48
Waterteller	m³			14924	67835	107777
Suppletie	m³/dag			39,21	20,03	30,67
Verdamping (gecalculeerd)	m³/dag			18,82	11,12	16,19
Spui (gecalculeerd)	m³/dag			20,39	8,91	14,48
Pompstand NaOCl	lh			1,75	1,50	5,00
Pompstand 3DT494	lh			2,00	1,00	4,00
Pompstand 8506	ml/u			20 ml	200 ml	100 ml
Opmerkingen: Indien dipslides te hoog worden deze na 72 uur gerapporteerd						

Figuur 32: Servicerapport koelwaterkwaliteit productiehal 1

3.3 Besluit

Uit de analyse van het huidig koelwater netwerk is te concluderen dat de regeling van de motoren van zowel de pompen als de ventilatoren energie-inefficiënt zijn. De aan/uit-, smoorregeling van de pompen voldoet niet meer aan de hedendaagse state-of-the-art. Verder is een constante koelwatertemperatuur niet gewaarborgd doordat de ventilatoren enkel kunnen werken op twee snelheden. Tenslotte blijkt uit de meetcampagne dat de motoren van de pompen overgedimensioneerd zijn en dat het koelwater de neiging heeft om calciumcarbonaataanslag te vormen in de compressoren.

4 Technische uitwerking

De doelstelling van de literatuurstudie en het onderzoek naar de bestaande toestand van de utilities was om de huidige situatie van koelwerk 2 en het compressorpark in kaart te brengen samen met de nieuwste toepassingen op de markt. Dit hoofdstuk bouwt hierop verder en bestaat uit drie stappen. De eerste stap is de benchmark, welke zorgt voor detectie naar optimalisaties voor het koelwerk en het compressorpark. De tweede stap is de conceptuele uitwerking om de optimalisaties in een breder kader te plaatsen. Tot slot zijn de geselecteerde optimalisaties gedimensioneerd en berekend.

4.1 Benchmarking

De benchmarking komt tot stand door de huidige situatie te vergelijken met de soortgelijke toepassingen op de markt aanwezig. Dit met als doel om de eigen prestaties te kunnen verbeteren. Op vlak van energie-efficiënte optimalisaties van het koelwerk zijn in de literatuurstudie reeds vier richtpunten uitgeschreven (p.19), namelijk:

- De vraag naar koelwater minimaliseren;
- Verouderde pompen optimaliseren;
- Ventilatoren van de koeltoren optimaliseren;
- Verouderde motoren vervangen door energie-efficiënte motoren.

Op vlak van verhoging van machinebeschikbaarheid bij het compressorpark is ook al een richtpunt aangehaald, namelijk:

- Koeling van de compressoren optimaliseren.

De verschillende richtpunten zijn hieronder afzonderlijk besproken en geven meer informatie over de verschillende optimalisaties die leiden tot een verlaging van het energieverbruik van koelwerk 2 en verhoging van de machinebeschikbaarheid van het compressorpark.

Vraag naar koelwater minimaliseren:

In de literatuurstudie werd reeds aangehaald dat dit mogelijk was op twee manieren. De eerste manier was het aanbrengen van isolatie en de tweede manier het verhogen van de temperatuur van het koelwater. Dit om enerzijds de warmteverliezen naar de omgeving te beperken en anderzijds het verbruik van de ventilatoren van de koeltoren te reduceren.

Het verhogen van de koelwatertemperatuur is een interessante optimalisatie omdat het verbruik van de ventilatoren daalt in de koeltoren. Een klein nadeel hierbij is dat het debiet van het koelwater zal stijgen omdat het koelvermogen van het water daalt. Hiermee zal bij de technische uitwerking rekening gehouden worden. De uitwerking van deze optimalisatie hangt samen met het optimaliseren van de ventilatoren van de koeltoren.

Indien bovenstaande optimalisatie wordt toegepast is het aanbrengen van isolatie is geen goede optimalisatie omdat de verhoging van de koelwatertemperatuur ervoor zorgt dat er nauwelijks warmte uitwisseling is tussen het koelwater en de productiehal.

Verouderde pompen optimaliseren:

In de analyse naar de huidige situatie staat beschreven dat de pompen overgedimensioneerd zijn en dat er gebrek is aan een goede regeling. Ook is er regelmatig een onderhoud nodig. Door vergelijking met de hedendaagse state-of-the-art zijn volgende optimalisatie bekomen (uit bron [3, p. 510]).

- Vervanging van de bestaande inefficiënte pompen door energiezuinige pompen;
- Vervanging van de te grote componenten (pomp, motor en VFD) door componenten met de juiste afmetingen voor een efficiënte werking;
- Gebruik van de VFD's in een frequentiebereik van 35 Hz tot 50 Hz om de efficiëntie van de omvormer te verbeteren;
- Gebruik van de pompen in de buurt van het beste efficiëntiepunt;
- Een grote pomp vervangen door een parallel pompsysteem;
- Minimaliseren van het waterverlies door lekkage en scheuren door frequent onderhoud uit te voeren;
- Regling van de pompen op elkaar afstemmen;
- Meetlocatie voor werkingpunt van de pomp is van belang om te voorkomen dat een overmatig drukverschil is gemeten.

Ventilatoren van de koeltoren optimaliseren:

De ventilatoren van de koeltoren zijn momenteel aangedreven door dahlandermotoren. Deze motoren laten toe de ventilatoren tussen volle en halve snelheid te laten schakelen. Dit is een verouderde en inefficiënte regeling die leidt tot een groter verbruik dan nodig. Er is dus nood aan een betere regeling van de ventilatoren.

Volgens het onderzoek van E. Al-Bassem [12] resulteert het vervangen van dahlandermotoren door frequentie gestuurde motoren in een aanzienlijke vermindering van het ventilatorvermogen. Zeker bij een lagere belastingsgraad is dit het geval. Een koeltoren is gedimensioneerd op zijn worst-case scenario, namelijk bij zeer hoge buitentemperaturen in de zomer en een maximale belasting van de verbruikers. Voor 95% van het jaar ligt de buitentemperatuur lager dan de ontwerptemperatuur en de belasting is afhankelijk van de vraag. De belastingsgraad van de koeltoren varieert dus constant doorheen het jaar en ligt voornamelijk lager dan het initieel ontwerp. Met een frequentie gestuurde regeling kan het ventilatorvermogen aangepast worden op de belastingsgraad van de koeltoren en de buitentemperatuur. Hierdoor is de energielevering altijd optimaal in functie van de belasting en de buitencondities. De verdampingsverliezen van de koeltoren liggen ook lager, met een daling van het waterverbruik als gevolg.

Verder is een verhoging van het setpunt van de koeltoren, wat resulteert in een verhoging van de koelwatertemperatuur, een mogelijke optimalisatie omdat het verbruik van de ventilatoren daalt. Een afweging met het stijgend verbruik van de pompen dient hierbij gemaakt te worden.

Verouderde motoren vervangen door energie-efficiëntere motoren:

Zowel de motoren van de pompen en de ventilatoren zijn aan vervanging toe. De motoren van de pompen zijn overgedimensioneerd en de motoren van de ventilatoren kunnen enkel werken aan twee snelheden. Hierboven werd reeds aangehaald dat een toerentalregeling voor zowel de pompen als de ventilatoren zorgt voor een daling in het energieverbruik. De huidige asynchrone inductiemotoren (IE2 en IE3) hebben een laag rendement in deellast waardoor ze niet optimaal geschikt zijn voor toerentalregeling.

Hoogrendementsmotoren, zoals de permanent magneet synchroonmotor (PMSM) en de synchroon reluctantie motor (SynRM) zijn beter geschikt voor de huidige toepassing. Deze bevinden zich in de IE4-klasse, tot zelfs de IE5-klasse of 'ultra' premium-rendementsklasse. Vooral in deellast beschikken deze nog over een zeer hoog rendement in tegenstelling met de standaard asynchrone inductiemotoren. De voorkeur verleent bij de meeste toepassingen echter naar de SynRM. Dit omdat ze minder kostelijk zijn door gebrek aan dure en zeldzame aardelementen. De SynRM hebben daarnaast ook nog zeer kleinere afmetingen, lage verliezen en een koudere rotor wat de levensduur bevordert.

Koeling van de compressoren optimaliseren:

De huidige watersamenstelling van het koelwater zorgt voor calciumcarbonaataanslag in de warmtewisselaars van de compressoren. Dit probleem is niet op te lossen door louter de watersamenstelling aan te passen omdat dit tegenstrijdig is met de behandeling tegen legionella. Er is nood aan een andere oplossing.

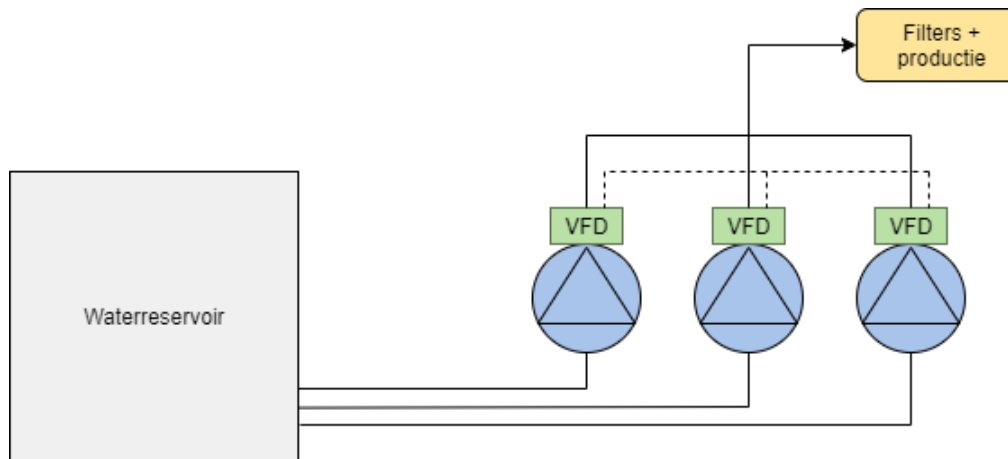
Een secundair koelcircuit dat de compressoren koelt met water dat wel aan de specificaties voldoet kan hier een oplossing zijn. Dit kan door een warmtewisselaar in combinatie met een circulatiepomp tussen het primair circuit (koelwerk 2) en het secundair circuit (compressorpark) te plaatsen. In de literatuurstudie werd reeds aangehaald dat er verschillende soorten warmtewisselaars op de markt zijn die goed resistent zijn tegen vervuilingen. Omwille van bedrijfszekerheid kan een extra stand-by warmtewisselaar geplaatst worden of kan men een bypass voorzien over de warmtewisselaar indien deze in onderhoud is. Verder is er ook nood aan een manier om de compressoren altijd van koeling te voorzien indien de koelwatertoevoer zou wegvallen.

4.2 Conceptueel ontwerp van optimalisaties

Het conceptueel ontwerp is de opstelling van het geraamte van de optimalisaties en geeft de onderlinge relatie tussen de verschillende componenten weer. Elk ontwerp is geargumenteed zodat een realistisch en haalbaar ontwerp bekomen is. Deze argumentatie gebeurde reeds in de benchmarking. Voor zowel de pompen, ventilatoren als het compressorpark is een conceptueel ontwerp uitgewerkt. De motoren zijn niet individueel besproken maar uitgewerkt in het deel van de pompen en de ventilatoren.

4.2.1 Pompen

Figuur 33 geeft een schematische voorstelling van het conceptueel ontwerp van de nieuwe pompgroepen. De bestaande inefficiënte pompen en motoren zijn hierin vervangen door nieuwe energiezuinige pompen en motoren. Deze motoren zijn voorzien van frequentieregelaars (VFD's) die zorgen voor een optimale regeling van het debiet. Hierbij zal één VFD fungeren als 'master' en de andere als 'slaves'. Hierbij trachten de VFD's de pompen te laten werken in hun 'best efficiency point' (BEP). Dit a.d.h.v. een drukmeting die bij een variatie in het debiet/druk de toerentallen van de pompen aanstuurt. Ten slotte zal een 'guard' zorgen voor de monitoring van de toestand van een pomp. Op deze manier is onderhoud in een vroeg stadium gedetecteerd.



Figuur 33: conceptueel ontwerp nieuwe pompgroepen

De keuzes voor de verschillende componenten en regelingen zijn hieronder toegelicht:

- Pompen

Er is geopteerd voor centrifugaalpompen omdat deze een hoge efficiëntie en een lage kostprijs hebben. Dit type pompen is ideaal voor toepassingen bij mediums met een lage viscositeit en hoge stromingssnelheden, zoals een koelwater netwerk. DSM heeft een samenwerkingsovereenkomst met pompverlener KSB waardoor de pompen aangekocht dienen te worden bij KSB.

- Motoren

In de benchmarking is reeds besproken dat de permanent magneetmotor en de synchrone reluctantie motor beide betrouwbare en efficiënte motoren zijn en in deellast nog steeds aan een hoog rendement werken. De voorkeur gaat echter uit om de pompen aan te sturen door synchrone reluctantie motoren, dit wegens de lagere kostprijs.

- Frequentieregelaars

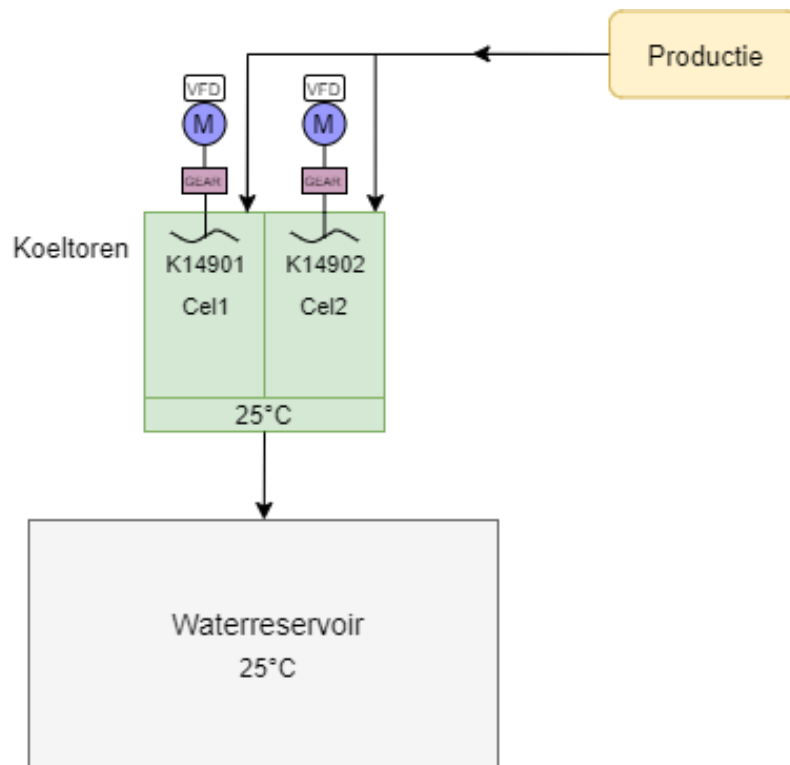
De configuratie om elke motor te voorzien van een frequentieregelaar krijgt de voorkeur op de configuratie met één frequentieregelaar voor de verschillende motoren. Dit omdat bij deze eerste configuratie de betrouwbaarheid hoger ligt. Een frequentieregelaar is zo ontworpen dat bij een storing of een defect de motor rechtstreeks aangedreven wordt door het net. Als dit zou voorkomen in het geval waarbij één frequentieregelaar de verschillende motoren aanstuurt, zullen drie pompen rechtstreeks met het net gekoppeld zijn. De drie pompen gaan dan op vollast werken en een debiet van 600 m³/h leveren. Het koelwater netwerk en de koeltoren zijn hier niet op ontworpen. Dit is niet het geval als elke motor voorzien is van een frequentieregelaar. Dan zal één motor op vollast gaan werken en kunnen de andere frequentieregelaars het koelwater netwerk nog altijd voorzien van een geregeld debiet. De frequentieregelaars zijn bij voorkeur geïntegreerd op de motoren, dit om EMC-storingen te vermijden.

- Meetlocatie

Eerder werd aangegeven dat het energie efficiënter is om de meetlocatie van de drukmeting zo dicht mogelijk bij de verbruikers te plaatsen. Praktisch/economisch is dit niet mogelijk op de site van DSM omdat de verbruikers te ver van de koeltoren liggen en hierdoor de meerkost van de kabels en installatie niet opwegen tegen de potentiële energiebesparing. Omwille van deze overwegingen zal de drukmeting zich lokaliseren bij de pompen. Nadeel hiervan is dat de waarneming van een drukverandering minder accuraat is maar dit is te compenseren door een voorloopwaarde in te voeren.

4.2.2 Ventilatoren van de koeltoren

In het conceptueel ontwerp van de koeltoren (figuur 34), zijn de dahlandermotoren vervangen door nieuwe energie-efficiëntere motoren die wel over een breed bereik in snelheid regelbaar zijn. De snelheidsregeling gebeurt a.d.h.v. frequentieregelaars (VFD's) en tussen de motoren en ventilatoren staat een reeds aanwezige reductiekast. Verder is de temperatuur van het koelwater verhoogt van 16°C (zie p.65) naar 25°C, dit om de verbruikskosten van de aandrijvingen te verminderen.



Figuur 34: Conceptueel ontwerp koeltoren

De keuzes voor de verschillende componenten en regelingen zijn hieronder toegelicht:

- Frequentieregelaars

Er is geopteerd om elke motor aan te sturen door een afzonderlijke frequentieregelaar. Dit uit veiligheidsoverwegingen, want wanneer er een defect optreedt als de aansturing verloopt door één frequentieregelaar, dan zullen beide motoren automatisch op het net gekoppeld worden. Hierdoor gaan beide motoren/ventilatoren op vollast waardoor er een overmatige koeling plaatsvindt. Dit kan leiden tot vriesverschijnsel in de winter wanneer de buitenlucht koud is.

In overleg met DSM en uit veiligheidsoverwegingen is er besloten om de frequentieregelaars te plaatsen in een elektriciteitskast binnen in de productiehal. Dit om het indringen van vaste stoffen of regenwater te vermijden.

- Motoren

Net zoals de motoren van de pompen zullen de motoren van de ventilatoren vaak in deellast werken. De synchrone reluctantiemotoren (synRM) hebben een hoog rendement in deellast en zullen ook hier de voorkeur krijgen op PMSM.

- Reductiekast

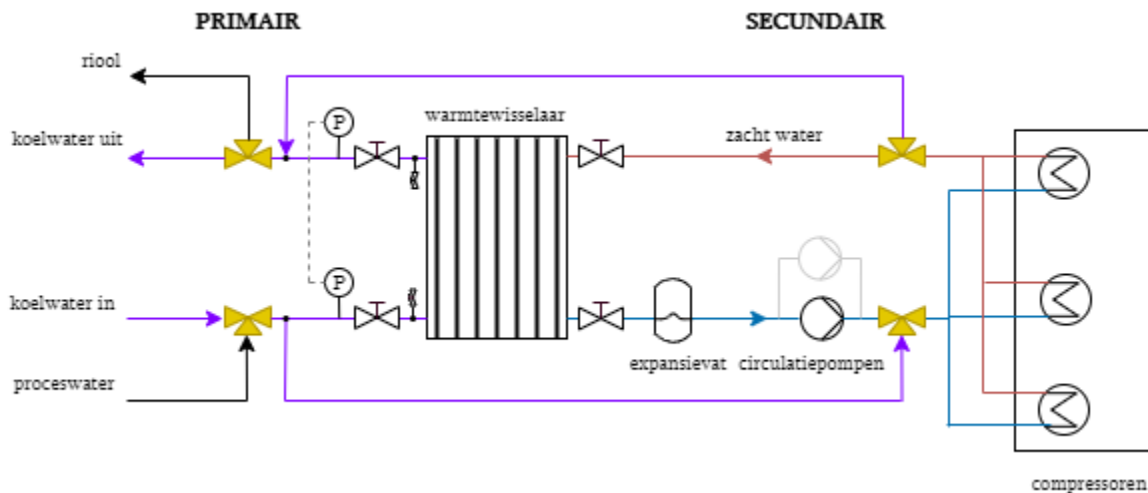
Om de ventilatoren draaiend te krijgen, oftewel de traagheid van de ventilatoren te overwinnen, is er nood aan een bepaald koppel. Door behoud van de huidige reductiekast met verhouding 2,5, zal het koppel met een factor 2,5 vergroot worden. Dit betekent dat er bij behoud van de reductiekast, een kleiner koppel gegeneerd moeten worden wat leidt tot kleinere motoren en een lager verbruik. Een andere functie van de reductiekast is het reduceren van het toerental van de ventilatoren om een goede werking van de ventilatoren te waarborgen. De ventilatoren dienen te werken binnen een bepaald toerentalbereik ter preventie van trillingen op de ventilatorbladen. Wat leidt tot materiaalmoetheid en geluidsoverlast.

- Verhoging van setpunt koeltoren

Uit de temperatuurmeting van het koelwater is geconcludeerd dat deze gemiddeld 16°C bedraagt. De legionellavorming neemt exponentieel toe vanaf 26°C waardoor het setpunt van de koeltoren verhoogt kan worden naar 25°C. Deze 25°C is vooropgesteld uit de specificaties van de meest kritische thermische verbruikers in de productiehal. Bij deze temperatuur kan de kunststof nog steeds correct gegraneerd worden, zonder dat er elasticiteit optreedt. Nadeel hiervan is dat het pompdebiet lichtjes zal stijgen door dat de warmte uitwisseling tussen het koelwater en de verbruikers nu daalt.

4.2.3 Secundair netwerk bij de compressoren

In de huidige opstelling zijn de verschillende compressoren gekoeld door geconditioneerd ingedikkt koelwater wat zorgt voor calciumcarbonaataanslag in de compressoren. Dit probleem is op te lossen door het plaatsen van een warmtewisselaar tussen het koelwaternetwerk en de verschillende compressoren. Een schema is hiervoor uitgewerkt, dit schema is zichtbaar in onderstaande figuur 35. Zo is er een secundair koelcircuit aan de secundaire zijde van de warmtewisselaar, gedimensioneerd voor de correcte koeling van de compressoren. Dit secundair koelcircuit is uitgerust met een expansievat en twee circulatiepompen die 'zacht water' (of 'onthard' water) doen circuleren. Dit zacht water is ontdaan van calciumcarbonaten en zal warmte opnemen uit de verschillende compressoren. Deze opgenomen warmte is later dan afgegeven aan het koelwater door warmte uitwisseling met het primair circuit via de warmtewisselaar. Deze is voorzien van een drukverschilmeting aan de primaire zijde om eventuele vervuiling te detecteren. Verder zijn er aansluitingen aanwezig aan de primaire zijde om een ontkalker aan te sluiten wanneer vervuiling gedetecteerd is en onderhoud dient te gebeuren. De warmtewisselaar zal dan uit dienst treden, daarom is er een bypass voorzien om de compressoren ongestoord te kunnen verder koelen. Ook is een extra noodvoeding voorzien aan de primaire zijde die gekoppeld is met het proceswater en de riolering.



Figuur 35: Conceptueel ontwerp voor koeling compressoren

De keuzes voor de verschillende componenten en regelingen zijn hieronder toegelicht:

- Warmtewisselaar

Bij de keuze van het type van warmtewisselaar is het belangrijk dat deze goed resistent is tegen vuilafzettingen en gemakkelijk te reinigen is. In dat opzicht is een platenwarmtewisselaar onderhoudsvriendelijker, minder prijzig in aankoop en beter resistent tegen vervuilingen als een buizenwarmtewisselaar. Een warmtewisselaar met wervelbed is zelfreinigend en

onderhoudsvriendelijker dan de platenwarmtewisselaar maar de kostprijs ligt vele malen hoger. De platenwarmtewisselaar is dus de meest logische keuze om aan de gewenste vereisten te voldoen.

- Expansievat

Het expansievat zorgt ervoor dat het secundair circuit onder een bepaalde druk functioneert. Deze druk dient hoger te zijn dan de atmosferische druk om het indringen van lucht te vermijden. Een andere functie van het expansievat is het opvangen van de thermische uitzetting van het water.

- Twee circulatiepompen

De circulatiepomp zorgt voor het circuleren van het zacht water in het secundair circuit. Een tweede circulatiepomp staat in stand-by en treedt in werking wanneer het andere defect of in onderhoud is.

- Drukmeting over primaire zijde

De vervuiling zal zich situeren aan de primaire zijde van de warmtewisselaar omdat deze in contact staat met het geconditioneerd ingedikt koelwater. Daarom is er aan de primaire zijde een drukmeting voorzien om de graad van vervuiling te detecteren. Deze meet het drukverschil tussen aanvoer en retour koelwater. Wanneer de vervuiling te groot is, zal deze een melding geven om een ontkalker aan te sluiten. Deze gaat een chemische vloeistof laten circuleren over de primaire zijde van de warmtewisselaar die de kalkaanslag zal verwijderen.

- Bypass-modus

Bij een defect of onderhoud op de warmtewisselaar, expansievat of circulatiepompen kan de secundaire kring overbrugd worden. Twee handbediende driewegkleppen sluiten het secundair circuit af en voeden de compressoren met koelwater. Dit is slechts een tijdelijke oplossing. Wanneer deze regeling in werking treedt dient men zo spoedig mogelijk de defecte onderdelen te herstellen of vervangen.

- Noodvoeding

Door een storing of een defect in het koelwaternetwerk kan het koelwaterdebiet verminderen of zelfs wegvallen met als gevolg het verminderen van de koeling van de compressoren. De compressoren zullen uitschakelen wat leidt tot productiedervingen en proceswanorde. Daarom is een noodvoeding voorzien doormiddel van twee geautomatiseerde driewegkleppen die aangesloten zijn op het proceswater. De warmtewisselaar zal bij het wegvallen van het koelwater gevoed worden door proceswater. (Dit proceswater is van voldoende lage temperatuur.) Het opgewarmde proceswater zal via het riool worden gestuurd.

4.3 Uitwerking van de optimalisaties

4.3.1 Pompen

De eerste stap in de praktische uitwerking van de pompen is het analyseren en definiëren van de werkelijke bedrijfscurve van de installatie. Daarna het vaststellen van het werkingsgebied van de pompinstallatie, afhankelijk van de systeembehoeften. Voor het modelleren worden alle gedefinieerde curven benaderd door polynoomregressie. Volgende vergelijkingen weergeven de pompcurve $H_p(Q)$ en leidingkarakteristiek $H_x(Q)$ en zijn bekomen uit het wetenschappelijk artikel van Grigoriu, M. [8, Sec. 1.1]:

$$H_p(Q) = a_1Q^2 + a_2Q + H_{start} \quad (9)$$

Met:

- $H_p(Q)$ – de hoogte op het werkpunt bij een bepaald debiet;
- Q – het debiet op het werkpunt;
- a_1, a_2, \dots, a_6 – de polynoomcoëfficiënten van de pompcurve;
- H_{start} – de starthoogte van de polynoom.

$$H_x(Q) = b_1Q^2 + b_2Q + H_W \quad (10)$$

Met:

- $H_x(Q)$ – de hoogte op het werkpunt bij een bepaald debiet;
- Q – het debiet op het werkpunt;
- b_1, b_2, \dots, b_6 – de polynoomcoëfficiënten van de bedrijfscurve;
- H_W – de statische opvoerhoogte.

De waarde H_W is afhankelijk van de volgende factoren:

- Het gedrag van de verbruikers;
- Gelijk of wisselende belastingen in de tijd;
- Systeemdimensionering.

4.3.1.1 Opstellen van de leidingkarakteristiek

Zoals eerder aangehaald is de eerste stap in de dimensionering van de pomp het opstellen van de leidingkarakteristiek van het koelwaternetwerk. Deze is de sommatie van de statische- en dynamische drukverliezen en is uitgedrukt in meters opvoerhoogte. De statische drukverliezen zijn bepaald door de te overbruggen hoogteverschillen in het koelwaternetwerk. De dynamische drukverliezen zijn het gevolg van de bochten, vernauwingen, kleppen, leidingen en dergelijke. Deze vormen een weerstand voor de stroming van het koelwater. De sommatie van de drukverliezen uitzetten in functie van het debiet resulteert in de leidingkarakteristiek van het huidige koelwaternetwerk.

Door de jaren heen zijn er verschillende productielijnen aangepast en afgesloten waardoor het koelwaternetwerk veranderd is t.o.v. het initiële ontwerp. Deze aanpassingen zijn niet gedocumenteerd waardoor er gebrek is aan informatie om een leidingkarakteristiek op te stellen. Ook het nagaan van alle leidingen doorheen de productiehal is onmogelijk omdat het koelwaternetwerk van die grootte is dat dit onbegonnen werk is. Een andere manier is dus vereist voor het dimensioneren van de pompen. Dit kan op twee verschillende manieren.

De eerste manier is door de meest actuele documentatie te vergelijken met de huidige opstelling van het koelwaternetwerk om zo veranderingen in kaart te brengen. De oorspronkelijke PI&D (bijlage A) illustreert alle productiestraten die gevoed zijn door de pompen. Dit zijn de productiestraten 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14 en het compressorpark. Verder is uit de ontwerpgegevens af te leiden dat de huidige pompen gedimensioneerd zijn om minstens 50 meter opvoerhoogte te overwinnen. Deze opvoerhoogte is de kritische opvoerdruk die nodig is om alle productiestraten te kunnen voeden met voldoende koelwater. In de huidige opstelling zijn de kleinere productiestraten 6 en 8 niet meer aangesloten op het koelwaternetwerk. De aanpassingen in de andere productiestraten zijn niet van die aard dat ze veel invloed hebben op de te overwinnen opvoerhoogte. D.w.z. dat de pompen in de huidige opstelling van het koelwaternetwerk een opvoerhoogte van iets minder dan 50 meter moeten overwinnen wanneer de productielijnen maximaal belast zijn. Omwille van uitbreidingsmogelijkheden of het opnieuw in dienst nemen van straat 6 en 8 is er voor gekozen om de nieuwe pompen toch te dimensioneren op een opvoerhoogte van 50 meter.

Een tweede manier voor het vinden van de kritische opvoerhoogte is mogelijk d.m.v. een stapsgewijze debietsverlaging. Hierbij zal men vertrekkende vanaf een maximaal debiet bij maximale belasting in de productiehal steeds het debiet in stappen verlagen. Treedt er na een debietsverlaging geen probleem op in de productiestraten dan volgt er weer een debietsverlaging. Dit is een iteratief proces totdat er zich een probleem voordoet. De opvoerhoogte waarbij dit gebeurt, is de kritische opvoerhoogte. Deze methode is echter niet uitgevoerd omdat het uitvallen van een verbruiker in de productiehal leidt tot productiedervingen en een nieuwe herstart van een productiestraat. Deze kosten liggen hoger dan de potentiële energiebesparing die verwezenlijkt kan worden door de opvoerhoogte van 50 meter te reduceren naar bijvoorbeeld 35 of 40 meter.

4.3.1.2 Vaststellen van werkingsgebied

De tweede stap in de dimensionering van een nieuwe pomp is het vaststellen van het werkingpunt of werkingsgebied van de pomp. Uit de debietsmeting (p. 63) is afleidbaar dat het werkingsgebied van het pompsysteem ligt tussen 307m³/h en 377m³/h. De opvoerhoogte bedraagt 50 meter. De debietsmeting gebeurde bij een koelwatertemperatuur van 20°C en op het moment dat de productielijnen gemiddeld belast waren. Onder deze condities kunnen de extruders (verbruikers die van de meeste koeling voorzien moeten worden), met een werkingstemperatuur van 120°C de vereiste hoeveelheid af te voeren warmte afgeven aan het koelwater.

Reeds is aangehaald in de benchmarking dat het wenselijk is om de setpunttemperatuur van de koeltoren te verhogen naar 25°C. Dit heeft als gevolg dat de warmte uitwisseling tussen de productiestraten (extruders) en het koelwater zal afnemen. Dit is een nadelig effect waardoor de extruders hun warmte onvoldoende kunnen afvoeren. Er is dus nood aan een debietsverhoging wat de warmte uitwisseling terug zal doen stijgen. Het linkerlid van vergelijking (11) stelt de hoeveelheid warmte voor die uitgewisseld is tussen het koelwater en de extruders bij 20°C. Het rechterlid stelt de hoeveelheid warmte voor die uitgewisseld is bij 25°C. Deze hoeveelheid warmte dient na de temperatuursverhoging van het koelwater constant te blijven. Daarom is linkerlid gelijkgesteld aan het rechterlid.

$$Q_1 = Q_2 \quad (11)$$

De hoeveelheid warmte (Q) anders geschreven is:

$$\dot{m}_1 * c_p * (T_1 - T_2) = \dot{m}_2 * c_p * (T_1 - T_3) \quad (12)$$

Omvorming van vergelijking (12) naar \dot{m}_2 resulteert in:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 * c_p * (T_1 - T_2)}{c_p * (T_1 - T_3)} \quad (13)$$

Met:

- $\dot{m}_1 = 307\text{-}377 \text{ m}^3/\text{h}$, is de volumestroom van het koelwater op moment van de debietsmeting;
- $\dot{m}_2 =$ onbekende, is de volumestroom van het koelwater bij 25°C (kg/h);
- $c_p = 1,163 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, is de soortelijke warmte van koelwater;
- $T_1 = 120^\circ\text{C}$, is de temperatuur van de kunststof;
- $T_2 = 20^\circ\text{C}$, is de temperatuur op het moment van de debietsmeting;
- $T_3 = 25^\circ\text{C}$, is de temperatuur van het gewenste setpunt van de koeltoren.

Uitwerking van de formule (13) geeft dat het werkingsgebied van de installatie van 307 - 377 m³/h verhoogt naar 323 – 397 m³/h bij een verhoging van het setpunt van de koeltoren van 20°C naar 25°C.

Dit werkingsgebied dient als een inputwaarde voor de selectie van de nieuwe pompen. Het ontwerp van gehele installatie bevindt zich dus tussen een debiet van 323 m³/h en 397 m³/h bij een opvoerhoogte van 50 meter.

Omdat het systeem werkt met twee parallelle pompen in bedrijf is het debiet over beide pompen gelijk verdeeld. De opvoerhoogte blijft onveranderd in parallelle werking. Het ontwerppunt van één pomp bevindt zich dus op een opvoerhoogte van 50 meter bij een debiet tussen 161,5 m³/h en 198,5 m³/h, afhankelijk van het hoogste rendement.

4.3.1.3 *Pompselectie*

KSB is een pompleverancier die een samenwerkingscontract heeft met DSM. Daarom is voor de selectie van de pomp gebruik gemaakt van de pompcatalogus van KSB [1]. De KSB 'etanorm' is een centrifugaalpomp gemaakt voor koelwatertoepassingen. De pompmaterialen zijn bestand tegen de aantasting veroorzaakt door het rechtstreeks contact met het geconditioneerd koelwater. Dit type van pomp krijgt de voorkeur t.o.v. andere types centrifugaalpompen voor koelwatertoepassingen omdat de KSB 'etanorm' een hogere energie-efficiëntie en een verbeterd rendement heeft.

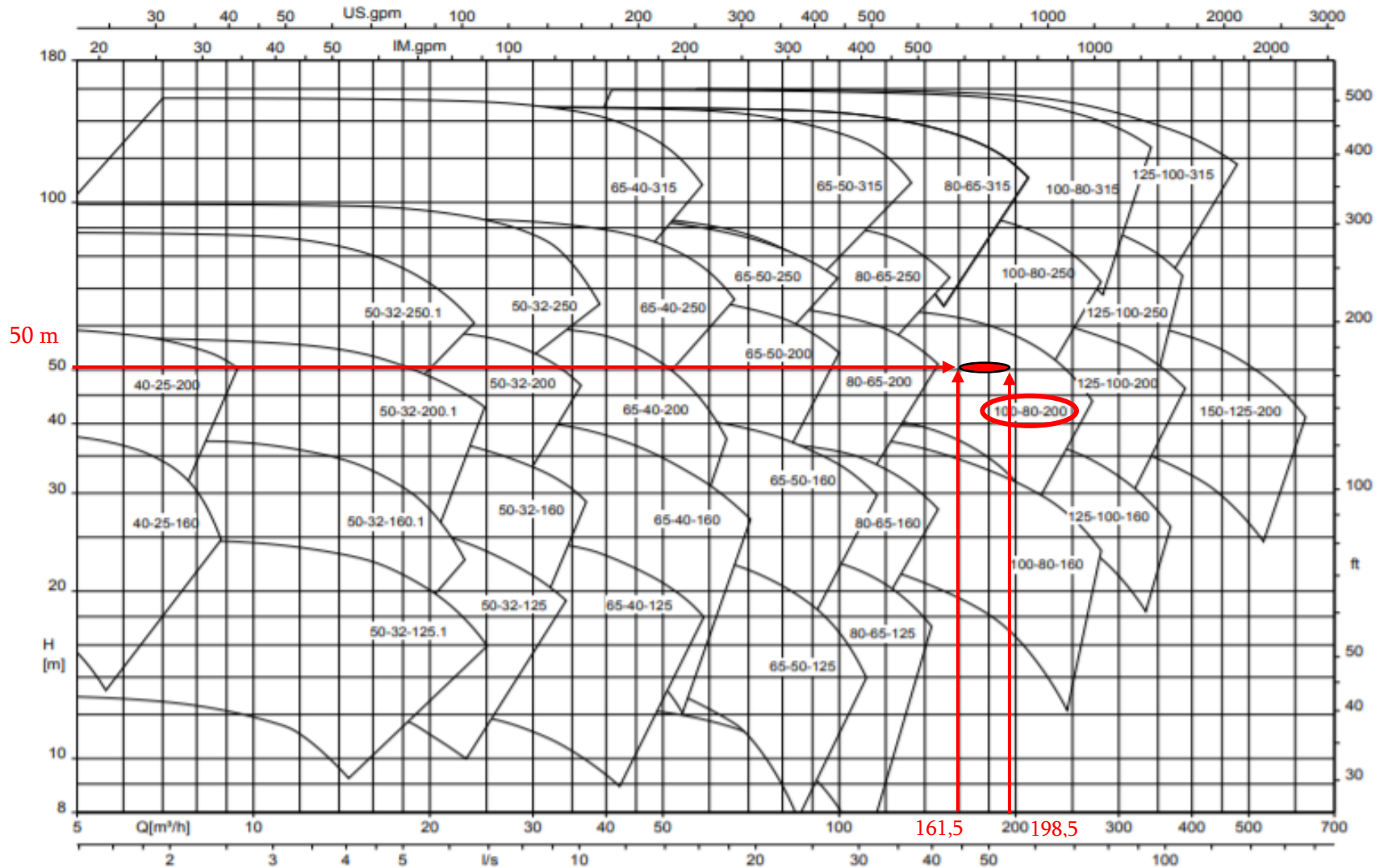
Het typenummer van de pomp is gevonden door het werkingsgebied (161,5 m³/h – 198,5 m³/h) uit te zetten t.o.v. de opvoerhoogte (50m) (zie figuur 36). Hierin is te zien dat het werkingsgebied van de pomp in het vakgebied van de 'etanorm 100-80-200' ligt.

In de datasheet van dit type pomp, zie figuur 37, is het exacte ontwerppunt van de pomp af te leiden o.b.v. het debiet, de opvoerhoogte en pomprendement. De figuur illustreert de pompcurves bij verschillende waaierdiameters waarop de rendementen van de pomp aangeduid zijn. Het punt waarbij het rendement het hoogst is, is het best efficiency point (BEP) genoemd. Door deze BEP's met elkaar te verbinden bekomt men een rendementslijn waarop de pomp ontworpen dient te worden. Het snijpunt tussen de horizontale rechte met een opvoerhoogte van 50 meter en de uitgetekende rendementslijn resulteert in het exacte ontwerppunt van de pomp. Hierbij dient het ontwerppunt in het werkingsgebied (161,5 m³/h – 198,5 m³/h) van de pomp te liggen. Dit is het geval en is zichtbaar in onderstaande figuur 37. Het ontwerppunt ligt op een opvoerhoogte van 50 meter bij een maximaal rendement, op een debiet van 181 m³/h.

Uit het ontwerppunt is de waaierdiameter van 205mm bepaald. Samengevat is de geselecteerde pomp voor het koelwerk de KSB – Etanorm 100-80-200 met waaierdiameter 205mm. Drie pompen van dit type zullen de huidige pompen vervangen waarvan er twee in werking zijn en één in stand-by staat.

Selection charts

Etanorm, n = 2900 rpm



Figuur 36: Selectiekaart voor pompen uit KSB-catalogoog [33, p. 13]

4.3.1.4 Bepaling van het motorvermogen

Het motorvermogen dat nodig is om voor het aandrijven van een pomp is afhankelijk van enkele factoren zoals het rendement van de pomp, motor en VFD (variable frequency drive) maar ook van het debiet en de te overwinnen opvoerhoogte. Het motorvermogen is bepaald om het nominale debiet van 181 m³/h te leveren bij een te overwinnen opvoerhoogte van 50 meter.

Het hydraulisch vermogen is het vermogen vereist om een bepaald debiet te leveren zodat een bepaalde druk overwonnen is. Deze is als volgt bepaald:

$$P_{hydr} = Q * \Delta P \quad \text{met} \quad \Delta P = \rho * g * h \quad (14)$$

Met:

- ρ , is de dichtheid van het water (997 kg/m³);
- g , is de gravitatieversnelling van de aarde (9,81 m/s²);
- h , is de te overwinnen druk uitgedrukt in meters (50 m);
- ΔP , is het drukverschil (Pa);
- Q , is het debiet (m³/s).

In de pomp treden enkele wrijvingsverliezen op waardoor het asvermogen op de pomp hoger moet zijn dan het hydraulisch vermogen. Het asvermogen is bepaald door het hydraulisch vermogen te delen door het rendement van de pomp (η_{pomp}). Deze is af te leiden uit figuur 37.

$$P_{as} = P_{hydr} / \eta_{pomp} \quad (15)$$

Ook tussen de as en de motor enerzijds en tussen de motor en de VFD anderzijds treden er verliezen op. Het benodigd motor vermogen is bepaald door het asvermogen te delen door het motorrendement (η_{motor}) [34, p. 4] en VFD-rendement ($\eta_{VFD} = 0,98$).

$$P_{motor} = P_{as} / (\eta_{motor} * \eta_{VFD}) \quad (16)$$

Tabel 13 geeft de resultaten weer van de uitwerking van bovenstaande formules bij verschillende belastinggraden van de pomp. Hieruit is af te leiden dat de pompaandrijving bij nominale belasting 31,44 kW moet leveren.

Tabel 13: Benodigd motorvermogen bij verschillende belastinggraden van de pomp

Belasting pomp	110%	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%
Q (m ³ /h)	199,1	181	162,9	144,8	126,7	108,6	90,5	72,4
η_{pomp} (%)	83,0	84,0	82,0	80,0	76,0	71,0	65,0	58,0
η_{motor} (%)	95,00	95,00	94,90	94,80	94,70	94,60	94,50	94,40
η_{VFD} (%)	98,00	98,00	98,00	98,00	98,00	98,00	98,00	98,00
P_{hydr} (kW)	27,05	24,59	22,13	19,67	17,21	14,75	12,29	9,83
P_{as} (kW)	32,59	29,27	26,99	24,59	22,65	20,78	18,91	16,96
P_{motor} (kW)	35,00	31,44	29,02	26,47	24,40	22,41	20,42	18,33

De pompregeling zal gebeuren a.d.h.v. een drukmeting ingesteld op 5 bar. De belastbaarheid van de pomp kan nooit onder de 40% dalen, dit omdat de vereiste opvoerhoogte van 50m niet bereikt kan worden. Dit is ook zichtbaar op figuur 39.

In het conceptuele ontwerp is besproken dat de synchrone reluctantiemotor de beste aandrijving is voor deze toepassing. De supremE-motor van KSB is een synRM speciaal ontwikkeld voor pompaandrijvingen en moet uitgerust zijn met een frequentieregelaar. In de catalogoog [35] van KSB zijn de verschillende supremE-motoren voorgesteld met hun bijhorend vermogen, zie onderstaande figuur 38.

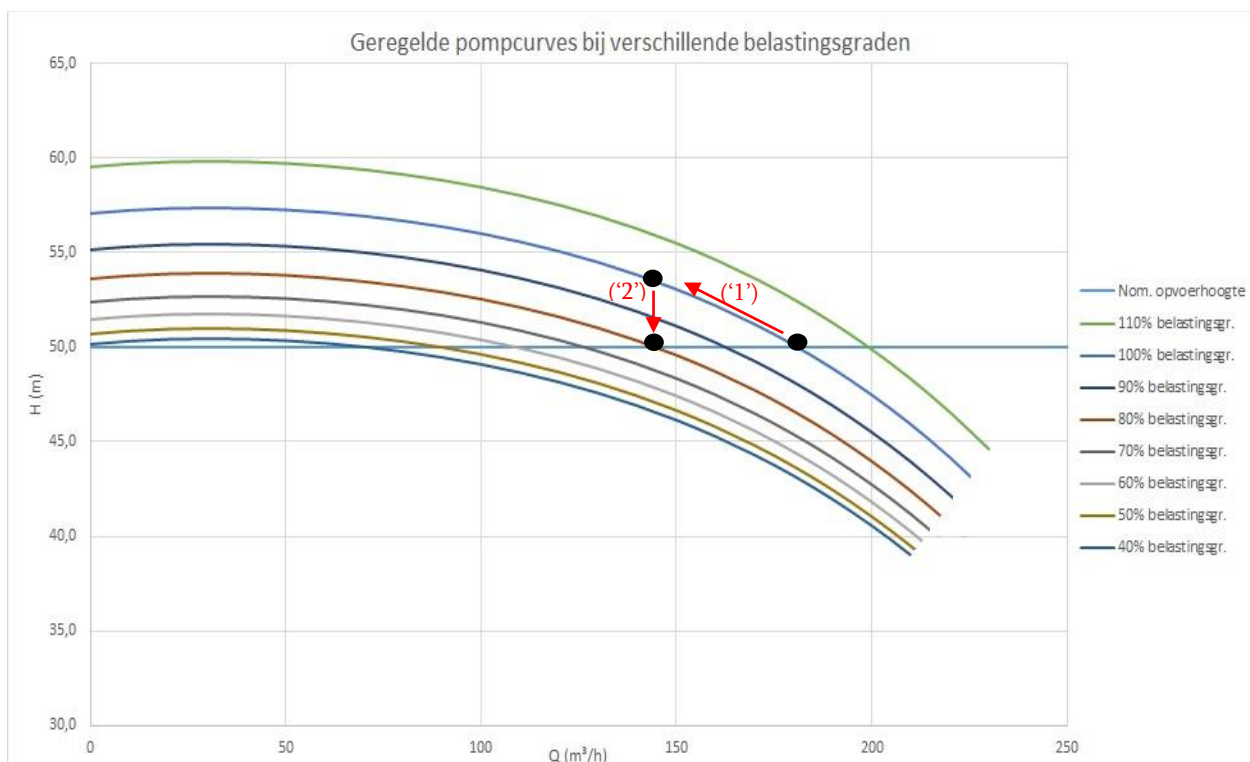
Type of construction/ special design	Rated speed	Rated power	Motor size
	[rpm]	[kW]	
IM B3	3000	11,00	160M
IM B3	3000	15,00	160M
IM B3	3000	18,50	160L
IM B3	3000	22,00	180M
IM B3	3000	30,00	200L
IM B3	3000	37,00	200L
IM B3	3000	45,00	225M

Figuur 38: Selectiekaart supremE-motoren

De pompaandrijving moet 31,44 kW kunnen leveren om de pomp van nominaal debiet te voorzien. In bovenstaande figuur valt deze waarde tussen de motor van 30 kW en 37 kW. De pomp moet zeker sterk genoeg zijn om het gevraagd vermogen te kunnen leveren. De supremE-motor van 37 kW is dus de geselecteerde pompaandrijving. Elke pomp zal aangedreven worden door deze supremE-motor.

4.3.1.5 De regeling

De regeling van de pompen is een belangrijk gegeven in het energieverhaal. Een energie-efficiënte regeling is vereist om de energiekost te reduceren. Het verbruik van de pomp is voorgesteld door een (verbruiks)rechthoek gevormd door het debiet en de opvoerhoogte, zie figuur 7 (p.26). Hierin is te zien dat een pomp met frequentieregeling een minder groot verbruik heeft dan een pomp met een smoorregeling. Dit omdat de pomp via een frequentieregeling geen onnodig grote opvoerhoogtes dient te overwinnen. De leidingkarakteristiek loopt in dit voorbeeld parabolisch maar in het geval van het koelwerk op DSM is deze parabolische vergelijking niet op te stellen. Hier is de keuze gemaakt dat de pomp een opvoerhoogte van 50 meter te allen tijde dient te waarborgen. De leidingkarakteristiek is dus vervangen door een horizontale rechte op een opvoerhoogte van 50 meter, zie figuur 39.



Figuur 39: Frequentieregelde pompcurves bij verschillende belastingsgraden

De verschillende frequentieregelde pompcurves in de figuur zijn uitgezet door gebruik te maken van vergelijking (8), die de nominale pompcurve voorstelt. Wanneer de frequentie van de motor verandert zullen de verschillende pompcurves zich verscalen volgens de affiniteitswetten. De starthoogte van de vergelijking zal hierbij veranderen en is als volgt berekend:

$$H_{start} = H_p - a_1 Q^2 - a_2 Q \quad (17)$$

Met:

- H_p – de opvoerhoogte van 50m;
- Q – het gevraagd debiet in de productiehal;
- a_1, a_2, \dots, a_6 – de polynoomcoëfficiënten van de nominale pompcurve.

Volgende tabel illustreert de starthoogtes van de verschillende frequentieregelde pompcurves. Invullen van deze starthoogtes in vergelijking (9) resulteert in de vergelijkingen van de verschillende frequentieregelde pompcurves.

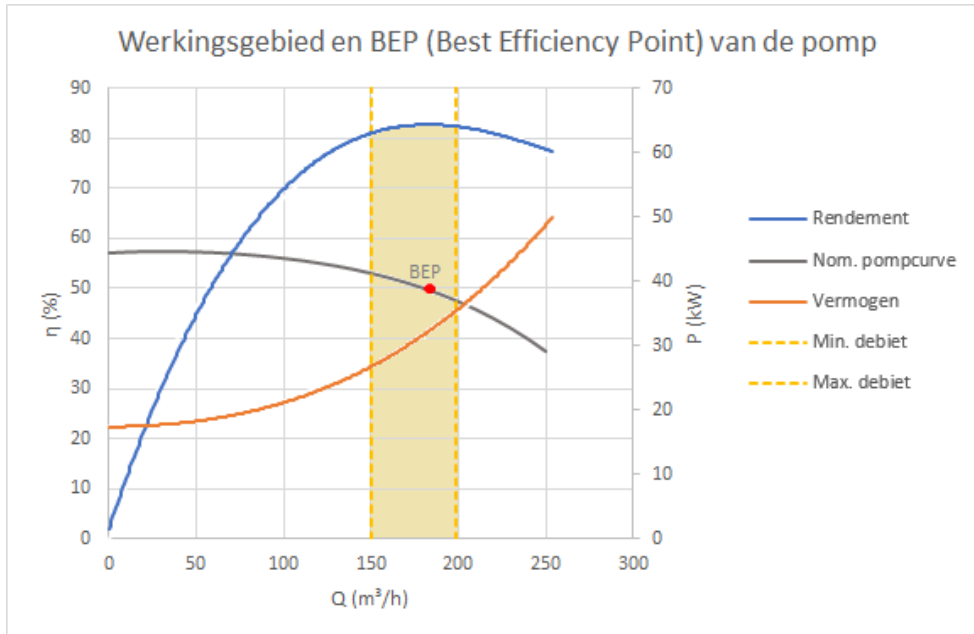
Tabel 14: Starthoogtes van de verschillende frequentieregelde pompcurves

Belastingsgraad (%)	Debiet (m ³ /h)	Opvoerhoogte (m)	Starthoogte (m)
40	72,4	50	50,20
50	90,5	50	50,72
60	108,6	50	51,44
70	126,7	50	52,40
80	144,8	50	53,62
90	162,9	50	55,17
100	181	50	57,11
110	199,1	50	59,51

Regelprincipe:

Momenteel wordt het debiet geregeld d.m.v. een smoringsregeling waarbij het werkingpunt van de pomp (zwart bolletje) zich over de pompcurve gaat bewegen ('1'), zie figuur 39. Dit is een energetisch-inefficiënte regeling waarbij de pomp te veel gaat verbruiken. Door gebruik te maken van een frequentieregelaar zal het toerental van de pomp aanpassen totdat het werkingpunt weer een opvoerhoogte van 50 meter bereikt ('2'). Hierdoor verkleint de verbruiksrechthoek wat leidt tot een energie-efficiëntere regeling.

De debietsveranderingen hebben een invloed op het EP (efficiency point) of rendementpunt van de pomp. Hoe groter de debietsverandering, hoe slechter het rendement van de pomp. Het werkingsgebied van de pomp ligt tussen een debiet van 161,5 m³/h en 198,5m³/h wat gepaard gaat met rendementsvariatie tussen de 82 en 84%, zie tabel 13. Tijdens de feestdagen en sommige weekenden is er geen productie waardoor er enkel een circulatiedebiet van 150m³/h aanwezig moet zijn in het koelwater netwerk ter voorkoming van de vorming van legionella. Ook in dit werkingpunt zal de pomp nog steeds werken aan een hoog rendement (80%). Onderstaande figuur 40 illustreert het werkingsgebied en BEP van de pomp.



Figuur 40: werkingsgebied en BEP pomp

Tabel 15 geeft meer informatie over het debiet, rendement van de pomp en frequentiebereik van de motor om een opvoerhoogte van 50 meter te kunnen overwinnen bij een bepaalde belastingsgraad. Hierin is te zien dat de motor zal werken tussen een frequentiebereik van +/- 45-50 Hz.

Tabel 15: Debiet, opvoerhoogte en rendement van de pomp bij verschillende belastingsgraden

Belastingsgraad pomp (%)	Debiet (m ³ /h)	Opvoerhoogte (m)	Frequentie drive (Hz)	Rendement pomp (%)
40	72,4	50	45,31	58
50	90,5	50	45,55	65
60	108,6	50	45,87	71
70	126,7	50	46,30	76
80	144,8	50	46,83	80
90	162,9	50	47,51	82
100	181	50	48,33	84
110	199,1	50	49,34	83

Nu het werkingsgebied van motor (of drive) gekend is, dienen de verschillende pompen nog op elkaar afgestemd te zijn. Dit gebeurt via een master-slave regeling waarbij een pomp werkt als master en de andere twee als slaves. Om een optimale regeling tussen de verschillende pompen te verwezenlijken is een casestudy uitgewerkt.

Casestudy:

Uit de debietsmeting is afgeleid dat het debiet in het koelwaternetwerk varieert tussen de 323m³/h en 397m³/h. Dit betekent dat er twee pompen in werking zullen moeten zijn om dit debiet te kunnen leveren. De derde pomp zal niet bijspringen omdat deze dient als stand-by pomp. Is het nu beter om de twee pompen gelijkmatig te belasten of om één pomp nominaal en de andere in deellast te belasten?

Op feestdagen en in weekenden waarin geen productie plaatsvindt dient een circulatiedebiet van 150m³/h aanwezig te zijn om de vorming van legionella te vermijden. Is het in deze situatie dan beter om met één pomp te werken of met twee? Het doel van deze casestudy is de meest energie-efficiënte regeling tussen de verschillende pompen te achterhalen.

De studie is tot stand gekomen door de belastbaarheid van de pompen te veranderen bij een gelijkblijvend debiet. Bij deze verschillende belastinggraden van de pompen is het totaal elektrisch vermogen van de pompen bepaald. Zo is te achterhalen onder welke belastinggraden de pompen het meest energie-efficiënt werken. De resultaten zijn weergegeven in volgende tabel 16.

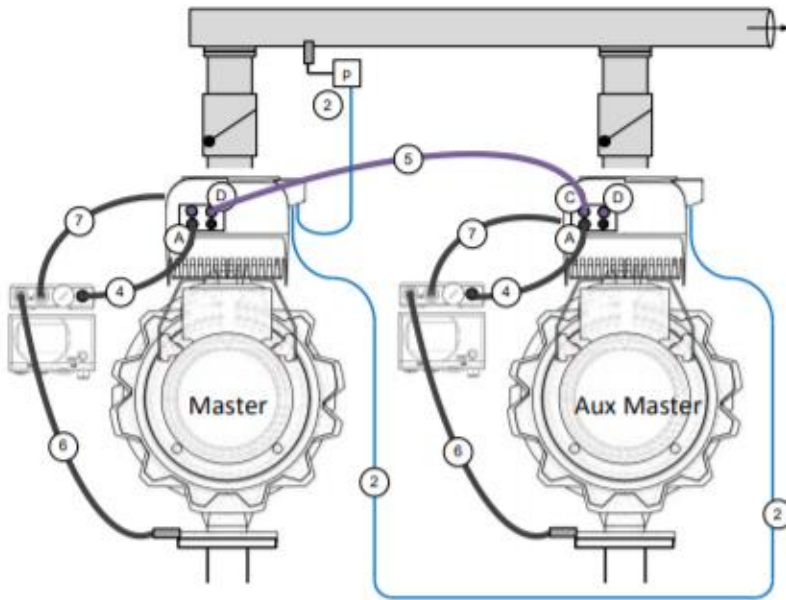
Tabel 16: Belastbaarheid van de pompen bij verschillende debieten

Debiet (m ³ /h)	Belastbaarheid pomp 1 + pomp 2 (%) en bijhorend vermogen (kW)							
	%							
398,2	%	110 + 110						
	kW	70						
380,1	%	110 + 100	105 + 105					
	kW	66,42	64,44					
362	%	110 + 90	105 + 95	100 + 100				
	kW	64,02	63,47	62,88				
343,9	%	110 + 80	105 + 85	100 + 90	95 + 95			
	kW	61,47	60,98	60,46	60,13			
325,8	%	110 + 70	105 + 75	100 + 80	95 + 85	90 + 90		
	kW	59,4	58,68	59,81	58,56	58,03		
144,8	%						80 + 0	40 + 40
	kW						26,47	36,66

De regeling van de pompen is het meest efficiënt wanneer beide pompen werken aan dezelfde belastbaarheid. Met uitzondering van wanneer het debiet voorzien kan worden door één pomp. Dit is te wijten aan het feit dat het rendement van de pomp sterk daalt bij een laag debiet. Hierdoor zal het werkpunt van de pomp sterk afwijken van zijn BEP. Hoe meer het vereist debiet (belastinggraad van de pomp) afwijkt van het debiet waarbij de BEP maximaal is, hoe slechter het rendement van de pomp. Dit is ook te zien in het geval van een gewenst debiet van 362m³/h. De pompen zullen energetisch-efficiënter werken als beide pompen aan 100% belastbaarheid operationeel zijn, dan één pomp aan 95% en de ander aan 105%. Net zoals bij een gewenst debiet van +/- 150 m³/h ligt het rendement van de pomp bij een belastbaarheid van 80% hoger dan de rendementen van twee pompen die werken aan een belastbaarheid van 40%.

4.3.1.6 De meetlocatie

Zoals eerder aangegeven in de conceptuele uitwerking is er uit praktische en economische overwegingen beslist om de drukmeting te lokaliseren bij de pompen. Onderstaande afbeelding illustreert de meetlocatie van de druksensor bij een parallelpompsysteem met twee pompen.



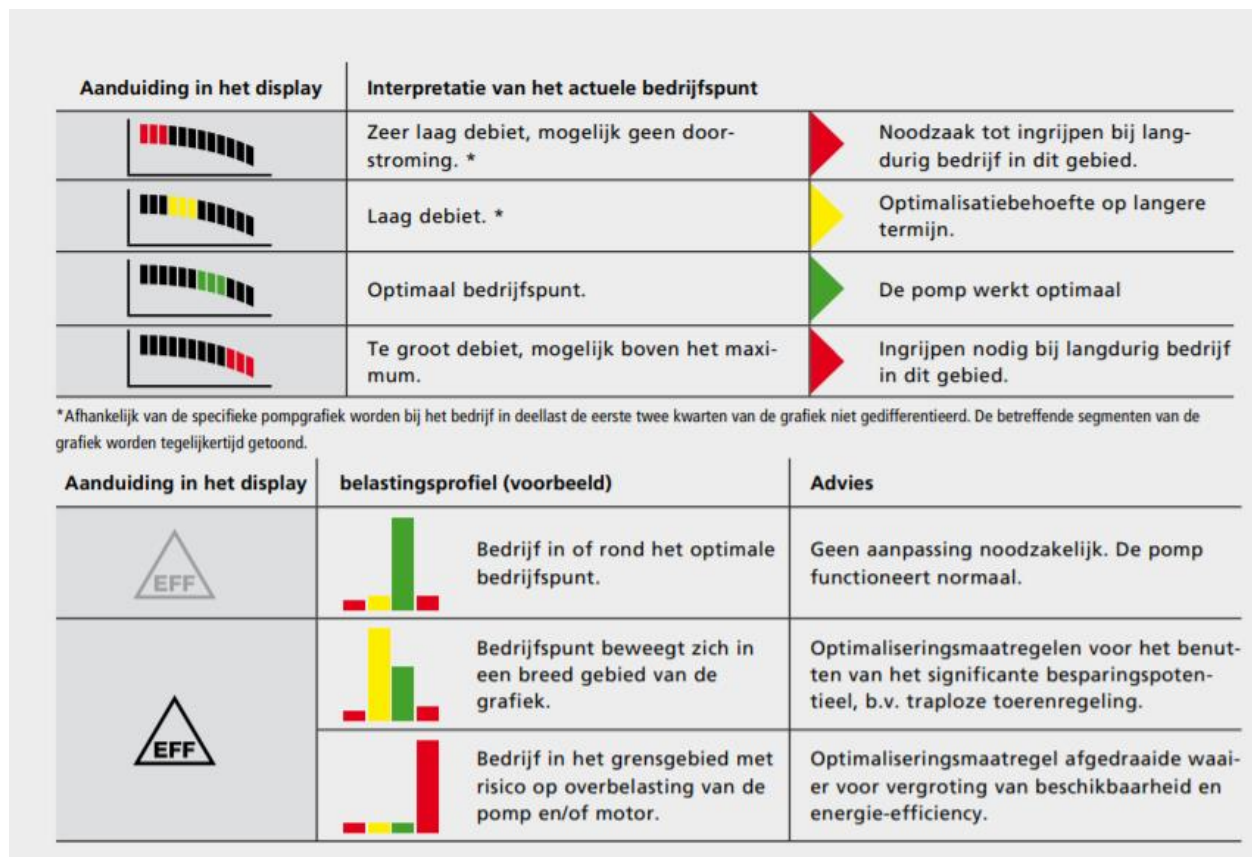
Figuur 41: Meetlocatie op de pompen vooraanzicht [4, p. 33]

De druksensor is geplaatst in de persleiding van de pompen en meet de druk in de leiding. Het bereik van de sensor is ingesteld van 0-6 bar en is afgesteld op een opvoerdruk van 5 bar. Deze 5 bar komt overeen met een opvoerhoogte van 50 meter. De druksensor meet de druk en zet deze waarde om naar een stroomsignaal van 4 tot 20 mA. Dit signaal staat in contact met de master en de slaves (aux-masters) die het signaal converteren naar een spanningssignaal tussen 2V en 10V. Dit spanningssignaal zal er dan voor zorgen dat de frequentieregelaars, die op de pompen gemonteerd staan, hun toerental aanpassen totdat de gewenste opvoerdruk van 5 bar is bereikt [36]. Tabel 17 geeft meer informatie over de aansluitingen van de 'pumpmeter' en de druksensor met het pompsysteem.

Tabel 17: Uitleg nummering druksensor en pumpmeter [4, p. 33-vertaald]

Nr.	Functie
2	Meet actuele waarde, 4...20 mA - sensor
4	Buskabel van pumpmeter naar drive
5	Buskabel voor het verbinden van twee of meerdere pompen
6	Sensor pumpmeter aan zuigzijde
7	Sensor pumpmeter aan perszijde
A	Vrouwelijk connectiepunt (modbus)
B	-
C	Vrouwelijk connectiepunt voor werking met twee of meerdere pompen
D	Vrouwelijk connectiepunt voor werking met twee of meerdere pompen

Verder is bij de pomp een 'pumpmeter' voorzien die de druk aan de pers-, en zuigzijde van de pomp meet en hieruit het drukverschil en de overvoerhoogte afleidt. A.d.h.v. van deze gegevens bepaalt de 'pumpmeter' het bedrijfspunt van de pomp en de stelt het een belastingsprofiel op. D.m.v. een analyse op dit belastingsprofiel en bedrijfspunt weergeeft de 'pumpmeter' het besparingspotentieel van de pomp, zie figuur 42.



Figuur 42: interpretatie van het bedrijfspunt en belastingsprofiel [37, p. 2]

4.3.2 Ventilatoren van de koeltoren

Koelwater is gekoeld door warmte uitwisseling met een bepaalde hoeveelheid luchtstroom in de koeltoren. Als eerste stap zijn de luchtstroomvolumes en luchtstroommassa's bepaald, dit bij variërende buitencondities. Het doel is om onder elke omstandigheid de vereiste watertemperatuur te bekomen. Eens de luchtstroom doorheen de ventilatoren gekend zijn, zijn de drukverliezen doorheen de koeltoren in rekening gebracht. Tot slot zijn uit de berekende luchtstroomvolumes de vermogens van de ventilatoren bepaald die nodig zijn om het koelwater te koelen tot het vereiste uitgangstemperatuur.

4.3.2.1 Specificaties koeltoren

Alvorens van start te gaan met de berekening van het vermogen van de ventilatoren dient het type van de koeltoren en ventilator met bijhorende specificaties gekend te zijn. Het huidige type van de koeltoren is CMS2.16-DH-90.12 en is verduidelijkt in onderstaande tabel 18. De ventilator is van het type Cofimco 1,83-6-19L-25MT en is terug te vinden in tabel 19. Omdat geen grote fysieke verbouwingen aan de koeltoren aan de orde zijn, kunnen we deze specificaties gebruiken als ontwerpgegevens voor het dimensioneren van energie-efficiëntere motoren.

Tabel 18: Benaming koeltoren

C	Koeltorentype: tegenstroom (counterflow)
M	Koeltorenvorm: modulaire bouw
S	Type paneel: S-paneel
2	Aantal cellen: 2
16	Nominale grootte van de koeltoren: 16m
D	Aanzuiging lucht: aanzuigend (draft – type)
H	Luchtsnelheid: H = high (3.5 m/s)
90	Koelpakket hoogte = 90 cm
E	Sproeiertype: E
3	Uitvoeringsvorm: 3 (koeltoren compleet met luchtinlaten, water opvangbak en thermisch verzinkt stalen fundatieframe.

Tabel 19: Benaming ventilator

Cofimco	Producent
1,83	Waaierdiameter: 1,83m
6	Aantal bladen: 6 stuks
19	Bladdikte: 19 mm
L	Blad materiaal: Aluminium
25	Hubgrootte: 25 cm
MT	Type: manuele type

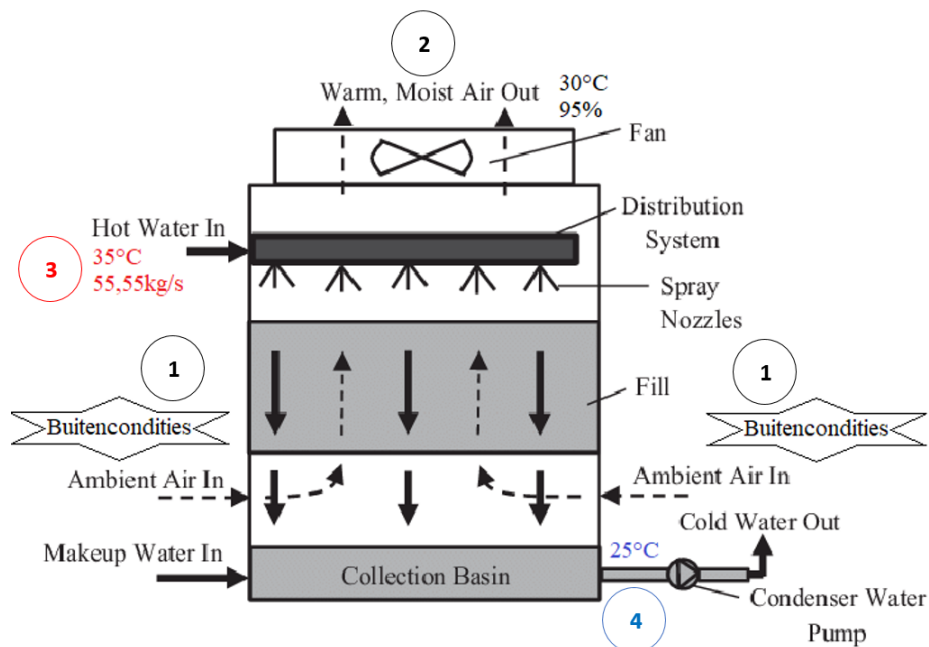
Andere belangrijke parameters zijn de design condities van de koeltoren, deze vertellen iets meer over de benodigde koelcapaciteit, temperaturen, waterdebiet en dergelijke. Onderstaande tabel 20 weergeeft de design condities van de koeltoren.

Tabel 20: Design condities koeltoren

Inlaat temperatuur van het water	35	°C
Uitlaat temperatuur van het water	25	°C
Natteboltemperatuur	18	°C
Maximale waterdebiet	400	m ³ /h
Ontwerp-koelvermogen	4652	kW
Weergegevens van Genk	Natteboltemperaturen over een heel jaar	

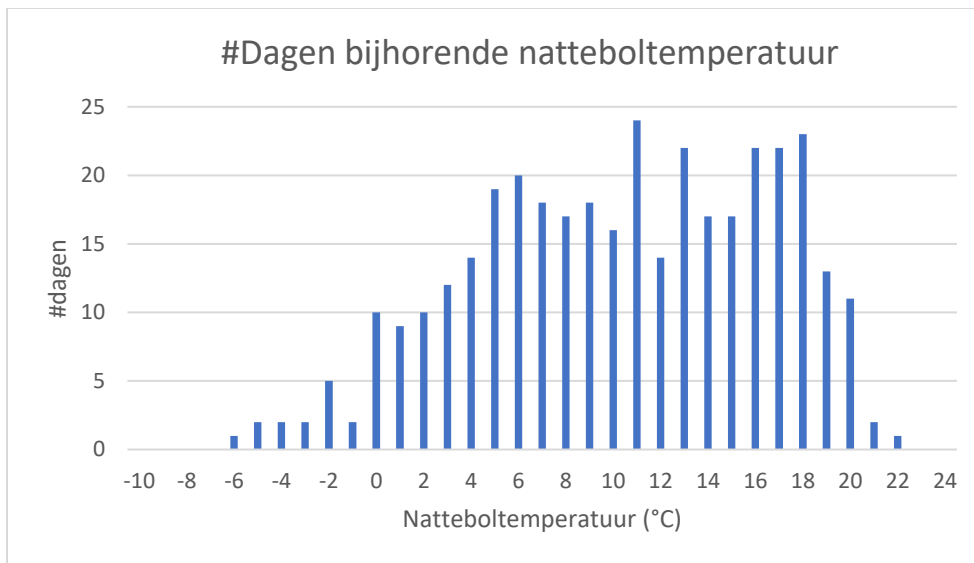
4.3.2.2 Principiële voorstelling

Onderstaande figuur is de principiële voorstelling van de koeltoren en geeft meer informatie over de opbouw en werking. Het verdeelsysteem zal het terugkerend warm koelwater van de productiehal gelijkmatig verdelen over een koelpakket via verschillende sproeikoppen. In het koelpakket wordt warmte uitgewisseld tussen het koelwater en de aangezogen buitenlucht door de ventilatoren. Het koelwater koelt hierbij af tot de gewenste temperatuur en valt in een verzamelbak van waaruit het vertrekt naar de verschillende verbruikers.



Figuur 43: Principiële voorstelling van de koeltoren [38, Fig. 3]

Index 1 ($T_{1,a,wb}$) stelt de buitencondities voor en zijn een belangrijke parameter in de werking van de koeltoren. Bij warme buitencondities zal de warmte uitwisseling tussen het koelwater en de lucht een stuk lager zijn dan bij koude buitencondities waardoor de volumestroom lucht moet toenemen. De ventilatoren zullen nu een groter verbruik hebben om de gewenste temperatuur van het koelwater te bereiken. Daarom moet er bij de dimensionering van de ventilatoren rekening gehouden worden met de droge bol-, natteboltemperatuur en relatieve vochtigheid bij de locatie van site te Genk. Wegens gebrek aan toegankelijke gegevens zijn de buitencondities te Genk vergeleken met de buitencondities in De Kempen. Op deze locatie zijn wel nauwkeurige rapporten te vinden waar de natteboltemperaturen per dag gegeven zijn. Een weerrapport van 2018 is gebruikt [39]. Vervolgens is uit dit rapport het aantal dagen en uren berekend dat een bepaalde natteboltemperatuur voorkomt. Onderstaande grafiek geeft een overzicht van het aantal dagen dat desbetreffende natteboltemperatuur voorkomt:



Figuur 44: Hoeveelheid natteboltemperaturen

Bij elke buitenconditie is eveneens de vochtigheidsverhouding (x), enthalpie (h) en het specifiek volume (v) bepaald met behulp van de psychrometrische calculator [40]. Bij het kennen van twee van de drie parameters van desbetreffende index kan de derde parameter bepaald worden. Deze parameters zijn ook gecontroleerd met een psychrometrische grafiek.

Index 2 ($T_{2,a,db}$) is de luchttoestand net na de ventilator van de koeltoren. Een relatieve vochtigheid van 95% is verondersteld. De droge bol temperatuur wordt volgens onderstaande vergelijking (18) naar optimale design condities gekozen [41, p. 4]. In tabel 21 is bijhorende enthalpie en vochtigheidsgraad weergegeven.

$$\frac{T_{w,i} + T_{w,o}}{2} = 30^{\circ}C \quad (19)$$

Tabel 21: Parameters uitgaande lucht

Index 2, uitgaande lucht	
$T_{2,a,db} (^{\circ}C)$	30
$h_{2,a} (J/kg\ da)$	96673
$x_{2,a} (kgH_2O/kg\ lucht)$	0,026

Index 3 ($T_{3,w}$) is het inkomend water en bedraagt bij ontwerpcondities 35°C, met een debiet (Q) van 400m³/h. Per cel 200m³/h, dit omgerekend geeft 55,55kg/s. In onderstaande tabel 22 is bijhorende enthalpie weergegeven.

Tabel 22: Parameters inkomend water

Index 3, inkomend water	
$T_{3,w} (^{\circ}C)$	35
$h_{3,w} (J/kg\ wa)$	146640

Index 4 ($T_{4,w}$) is het uitgaand koelwater, hiervoor is een temperatuur van 25°C opgesteld voor de productielijnen, dit onder elke omstandigheid. In onderstaande tabel 23 is bijhorende enthalpie weergegeven.

Tabel 23: Parameters uitgaand koelwater

Index 4, uitgaand koelwater	
$T_{4,w} (^{\circ}C)$	25
$h_{4,w} (J/kg\ wa)$	104830

4.3.2.3 Massa- en energiebalans

Door het toepassen van massa- en energiebalansberekeningen kunnen de verdampingsverliezen, massadebiet en suppletie-waterbehoeften bepaald worden. Onderstaande berekeningen zijn gebaseerd op de case uit bron [28].

Er wordt van uitgegaan dat het massadebiet van droge lucht door de toren constant blijft, de massabalans van de lucht wordt gegeven door volgende vergelijking (19):

$$\sum \dot{m}_{a,i} = \sum \dot{m}_{a,e} \quad \rightarrow \quad \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (19)$$

Het massadebiet van water neemt af met een hoeveelheid gelijk aan de hoeveelheid water die in de toren verdampt tijdens het koelproces. Het water dat door verdamping verloren gaat, moet later in de cyclus worden aangevuld om een stabiele werking te behouden.

Het toepassen van de massa- en energiebalansen (20) en (22) levert op:

$$\sum \dot{m}_{w,l} = \sum \dot{m}_{w,o} \rightarrow \dot{m}_3 + \dot{m}_{a1}x_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a2}x_2 \quad (20)$$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(x_2 - x_1) = \dot{m}_{\text{suppletie}} \quad (21)$$

De energiebalans:

$$\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}} = \Delta \dot{E}_{\text{system}} = 0 \text{ (stabiele toestand)} \quad (22)$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_o h_o \quad (\text{want } \dot{Q} = \dot{W} = 0)$$

$$0 = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i$$

$$0 = \dot{m}_{a2}h_2 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{a1}h_1 - \dot{m}_3h_3$$

$$0 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{suppletie}})h_4 - \dot{m}_3h_3$$

$$0 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{suppletie}})h_4 - \dot{m}_3h_3$$

Oplossen naar \dot{m}_a geeft:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (x_2 - x_1)h_4} \quad (23)$$

Als volgt kan de volumestroom van lucht berekend worden met volgende vergelijking (24):

$$\dot{v}_1 = \dot{m}_a v_1 \quad (24)$$

Met:

- \dot{m} de massahoeveelheid bij desbetreffende toestand (kg/s);
- h de enthalpie bij desbetreffende toestand (J/kg);
- x de vochtigheidsverhouding bij desbetreffende toestand (kgH₂O/kg lucht);
- \dot{v}_1 de volumestroom van de lucht bij desbetreffende toestand (m³/s).

4.3.2.4 Volumestroom lucht en massastroom suppletiewater

Bij het toepassen van vergelijkingen (21), (23) en (24) zijn de massastromen met bijhorende volumestromen van de lucht en de massastromen van het suppletiewater bij desbetreffende buitencondities berekend. Tabel 24 geeft een overzicht van de gevonden waarden:

Tabel 24: Volumestromen lucht en massastromen suppletiewater bij verschillende buitencondities

$T_{1,a,wb} (^{\circ}C)$	$T_{3,w} (^{\circ}C)$	$T_{4,w} (^{\circ}C)$	$\Delta T (^{\circ}C)$	$v_1 (m^3/s)$	$m_{suppletie} (m^3/h)$
-7	35	25	10	18,49	2,08
-6	35	25	10	18,96	1,52
-5	35	25	10	19,52	2,22
-4	35	25	10	19,83	2,20
-3	35	25	10	20,16	2,18
-2	35	25	10	20,52	2,16
-1	35	25	10	21,01	2,17
0	35	25	10	21,53	2,19
1	35	25	10	22,06	2,20
2	35	25	10	22,63	2,22
3	35	25	10	23,23	2,24
4	35	25	10	23,89	2,25
5	35	25	10	24,59	2,27
6	35	25	10	25,35	2,28
7	35	25	10	26,18	2,30
8	35	25	10	27,09	2,31
9	35	25	10	28,08	2,33
10	35	25	10	29,17	2,34
11	35	25	10	30,37	2,36
12	35	25	10	31,72	2,37
13	35	25	10	33,23	2,39
14	35	25	10	34,93	2,40
15	35	25	10	36,88	2,42
16	35	25	10	39,11	2,43
17	35	25	10	41,70	2,44
18	35	25	10	44,76	2,45
19	35,59	25,59	10	44,76	2,31
20	36,18	26,18	10	44,76	2,14
21	36,76	26,76	10	44,76	1,96
22	37,35	27,35	10	44,76	1,77
23	37,94	27,94	10	44,76	1,57
24	38,53	28,53	10	44,76	1,35

Van zodra een natteboltemperatuur van 18°C (buitenconditie) bereikt is kan de koeltoren niet meer de gewenste uitgaande watertemperatuur bekomen. Deze natteboltemperatuur is vooropgesteld bij het ontwerp van de koeltoren. Boven deze temperatuur zal de watertemperatuur oplopen tot enkele graden boven de gewenste waarde. De maximale volumestroomlucht van de koeltoren is $44.76m^3/s$.

Voor de uitgaande watertemperatuur te berekenen van zodra de koeltoren boven designconditie werkt is teruggerekend vertrekkend van de efficiëntie van de koeltoren. De temperatuur efficiëntie van de koeltoren is volgens onderstaande vergelijking (25) en bedraagt 58,8% [42]:

$$\eta_{CT}(\%) = \frac{(T_{3,w} - T_{4,w})}{(T_{3,w} - T_{1,a,wb})} * 100 \quad (25)$$

4.3.2.5 Berekening van de drukvallen doorheen de koeltoren

Het theoretisch asvermogen van de ventilator dat nodig is om de berekende luchtstromen aan te zuigen komt niet helemaal overeen met de werkelijkheid. De efficiëntie van de ventilator is beïnvloed door omgevingsfactoren zoals de in- en uitgaande luchtcondities, luchtdoorgangsofstructies, drukvallen en dergelijke. Daarom dient men rekening te houden met een omgevingsfactor bij de dimensionering van de ventilatoren. Al deze factoren zijn uitgedrukt in statische drukken en dynamische drukken. De statische druk is de som van alle drukverliezen uitgeoefend door de koeltorenuitrustingen. De dynamische druk is kinetische energie van de lucht die door de ventilator gaat en is afhankelijk van de lichtsnelheid.

Er is altijd een luchtdrukdaling in de omgeving waar de lucht van richting veranderd of waar de snelheid van de lucht plots snel daalt. Gebieden waar de statische drukdalingen optreden in 'induced draught' koeltoren zijn:

- de luchtinlaat (ingangsverliezen),
- het koelpakket,
- de drift eliminator (druppel afscheider),
- de inlaat van de ventilator.

Deze statische luchtdrukvalen kunnen berekend worden met formule (26).

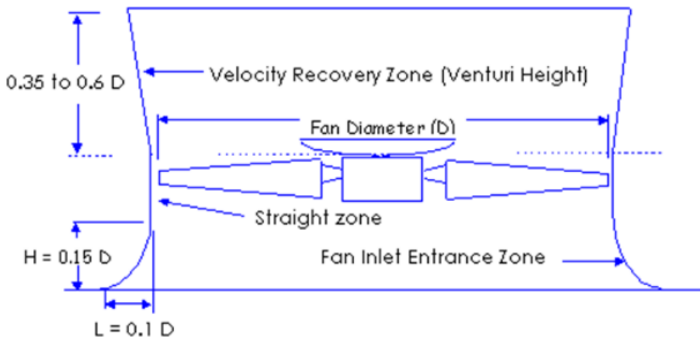
$$\Delta p_{obstructie} = \frac{(k * v^2 * \rho)}{2} \quad (26)$$

Hierbij is

- $\Delta p_{obstructie}$ de drukval over de obstructie (kg/m²);
- k de drukvalcoëfficiënt die afhankelijk is van de obstructie voor de luchtstroom;
- v de snelheid van de lucht (m/s);
- ρ de luchtdensiteit (kg/m³).

De dynamische luchtdrukval die afhankelijk is van de lichtsnelheid heeft een k-waarde gelijk aan 1.

Verder treedt er nog een verschijnsel op dat nuttige drukwinst gaat leveren, genaamd snelheidsrecovery. Er is een aanzienlijke lagere snelheidsdruk bij de uitgang van de ventilator omdat de luchthoeveelheid op beide vlakken van de ventilator hetzelfde is. Hierdoor gaat dit herstel van snelheidsdruk omgezet worden in een statische drukherwinning waardoor het ventilatorvermogen daalt. Onderstaande figuur illustreert een 'fan stack' waarbij dit verschijnsel optreedt.



Figuur 45: Snelheidsherwinning bij koeltoren ventilatoruitlaat [43, Hfdst. 4]

De snelheidsrecovery kan m.b.v. volgende formule (27) berekend worden. Hierbij is:

- Δp_{sr} is de drukwinst aan de 'stack' (kg/m^2);
- η_{stack} is de efficiëntie van de 'stack' van de ventilator;
- $\Delta p_{snelheidsdruk@ventilator}$ is de snelheidsdruk aan de inlaat van de ventilator (kg/m^2);
- $\Delta p_{snelheidsdruk@stack}$ is de snelheidsdruk aan de top van de 'stack' (kg/m^2).

$$\Delta p_{sr} = \eta_{stack} * (\Delta p_{snelheidsdruk@fan} - \Delta p_{snelheidsdruk@stack}) \quad (27)$$

Het totaal drukverlies is gelijk aan de som van alle verschillende drukverliezen (28). Hoe hoger de natteboltemperatuur, hoe hoger de drukverliezen zijn. Dit omdat er meer luchtdebiet gevraagd is bij het koelen bij hoge natteboltemperaturen.

$$\Delta p_{totaal} = \Delta p_{luchtinlaat} + \Delta p_{drift\ eliminator} + \Delta p_{fill} + \Delta p_{inlaat\ fan} + \Delta p_{snelheidsdruk} - \Delta p_{sr} \quad (28)$$

Berekening van de drukvalcoëfficiënten:

Alvorens men de drukvallen kan berekenen dient de densiteit, drukvalcoëfficiënten, luchtsnelheden aan de inlaat van de koeltoren en ventilator gekend te zijn met hun bijhorende natteboltemperatuur. De densiteit is bij elke natteboltemperatuur terug te vinden op het internet, de inlaatluchtsnelheid van koeltoren is te achterhalen in de specificaties van de koeltoren en de inlaatluchtsnelheid aan de ingang van de ventilator is als volgt berekend:

$$v = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi * (D_{fan} - D_{hub})^2}{4}} \quad (29)$$

- v = snelheid van de lucht aan de inlaat van de ventilator (m/s);
- m = massadebiet van de lucht (m^3/s);
- D_{fan} = diameter van de ventilator (m);
- D_{hub} = diameter van de hub (m).

De drukvalcoëfficiënten is afhankelijk vele factoren afhankelijk en worden hieronder toegelicht per gebied.

- *De luchtinlaat:*

Onderstaande tabellen tonen de k-waarde aan de inlaat van de koeltoren met en zonder lamellen.

Tabel 25: k-waarde inlaat zonder lamellen [44, p. 59]

k-waarde	Type
1,5	Vierkante randbalken en vierkante kolommen
1,3	Afgeronde balken en kolommen
1,2	Conische balken en kolommen, 30 °

Tabel 26: k-waarde inlaat met lamellen [44, p. 59]

k-waarde	Type
2,0 – 3,0	Grote, ver uit elkaar geplaatste lamellen
2,5 – 3,5	Smalle, kleine roosters

De inlaat van de koeltoren bevat lamellen bestaande uit smalle, kleine roosters. Voor de k-waarde selecteren we een waarde van 3.

- *De drift eliminator:*

De k-waarde van drift eliminator zit generaal gezien tussen de 1,6 en 2. In de berekening is een k-waarde van 1.8 gebruikt.

- *Het koelpakket:*

Tabel 27 illustreert de k-waardes van het koelpakket dat momenteel gebruikt wordt in de huidige koeltoren. Deze heeft een hoogte van 900mm zoals aangegeven in tabel 18. Door interpolatie tussen de hoogtes 800 en 1000 bekomt men een k-waarde van 2,12.

Tabel 27: k-waardes bij verschillende koelpakket hoogtes [45, p. 5]

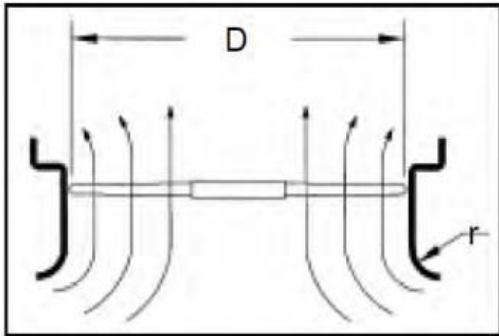
K-waardes bij verschillende koelpakket hoogtes						
Hoogte (mm)	600	800	1000	1200	1600	2000
K	1,59	1,92	2,32	2,66	3,35	4,00

- *De inlaat van de ventilator:*

De drukvalcoëfficiënt is niet alleen afhankelijk van de drukdaling aan de inlaat van de ventilator omdat er nog een deel obstructies zich bevinden onder de ventilator. De k-waarde kan men terug vinden door de R/D-verhouding van de luchtinlaat van de ventilator te bepalen, zie onderstaande figuur 46. De ventilatorinlaat bevat een ronde vorm met een diameter (D) van 1830 mm en een ronding met straal (R) 300 mm. De R/D-verhouding bedraagt dus 0,15. Onderstaande tabel illustreert de bijhorende k-waarde bij een R/D-verhouding.

Tabel 28: k-waarde bij ventilatoren [44, p. 65]

Inlaatvorm	k-waarde	Extra factor	Totale k-waarde
R/D = 0,05	0,13	0,15	0,28
R/D = 0,10	0,04	0,14	0,18
R/D = 0,15	0,00	0,10	0,10
R/D = 0 (vlak)	0,40	0,20	0,40



Figuur 46: R/D-verhouding bij ronde inlaatvorm ventilator [46]

- *Overzicht:*

Onderstaande tabel geeft een overzicht van alle k-waardes van de factoren die een drukval veroorzaken.

Tabel 29: Overzicht van verschillende k-waardes

Obstructie/drukval	k-waarde
De luchtinlaat	3
Het koelpakket	2,12
Drift eliminator	1,8
De inlaat van de ventilator	0,10
Snelheidsdruk	1

Berekening van de 'stack'-efficiëntie:

In figuur 45 is zichtbaar dat de 'stack' van de ventilator bestaat uit drie zones, namelijk de inlaatzone, de rechte zone en de snelheidsherwinningzone. Om de stack-efficiëntie te berekenen dient de hoogte van de snelheidsherwinningzone gekend te zijn. Uit de technische tekeningen van de koeltoren blijkt de totale 'stack'-hoogte 1m hoog te zijn. De hoogte van de snelheidsherwinningszone is berekend in volgende drie stappen [47, p. 36].

1. Hoogte inlaatzone = Radius van de inlaathoek v.d. ventilatorstack * Ventilator diameter;
2. Rechte zone = a + b + c;
 - a. Verticale afstand tot de tip van het ventilatorblad bij maximale hoek;
 - b. Maximale tipspeling;
 - c. Extra dimensie na het ventilatorblad.
3. Hoogte snelheidsherwinningszone = 'stack' hoogte – hoogte inlaatzone – hoogte rechte zone.

Vervolgens is de 'stack'-efficiëntie bepaald met volgende formule:

$$\eta_{stack} = 0.8 - (0.2 * (h_{venturi} - \phi_{fan})) \quad (30)$$

- η_{stack} is de efficiëntie van de 'stack' van de ventilator;
- $h_{venturi}$ is de hoogte van de snelheidsherwinningzone;
- ϕ_{fan} is de diameter van de ventilator.

Zoals eerder aangegeven is deze formule gebruikt bij het berekenen van de drukherwinning aan de 'stack' van de ventilator.

Uit technische gegevens zijn volgende specificaties van de huidige ventilatoren bekomen:

Tabel 30: Specificaties van de ventilator

Radius van de inlaathoek v.d. ventilatorstack	0,300	m
Verticale afstand tot de tip van het ventilatorblad bij maximale hoek (17°)	0,242	m
Maximale tipspeling	0,012	m
Extra dimensie na het ventilatorblad	0,030	m
Diameter aan de top van de stack	1,930	m

Dit resulteert in volgende resultaten:

Tabel 31: Resultaten snelheidsrecovery

Zone	Hoogte	Eenheid
Inlaatzone	0,275	m
Rechte zone	0,24	m
Totale hoogte stack	1	m
Snelheidsherwinningszone	0,48	m
Fan Stack efficiency	74,81	%

4.3.2.6 Vermogensberekeningen

Van zodra alle drukverliezen en -drukkerugwinnings gekend zijn kan het totale drukverlies bepaald worden. O.b.v. dit totaal drukverlies is het vermogen van de ventilator berekend. De combinatie van het gekozen toerental, ventilatortype en ingestelde schoephoek zorgen ervoor dat het luchtdebiet overeenkomt met de ontwerpgegevens van de koeltoren. Het vermogen van de motoren op de ventilatoren is eveneens afhankelijk van enkele factoren zoals het ventilator- en motorrendement.

- Ventilatorvermogen:

Het benodigd ventilatorvermogen is het vermogen dat nodig is aan de bladen van de ventilator om het gewenste luchtdebiet te bereiken. Deze is berekend a.d.h.v. onderstaande formule:

$$P_{air} = \dot{m} * \Delta p_{totaal} * 0.00980665 \quad (31)$$

- P_{air} is het ventilatorvermogen in kW;
- \dot{m} is het massadebiet van de lucht (kg/s);
- Δp_{totaal} is het totaal drukverlies doorheen de koeltoren (kg/m²);
- 1 kg*m/s naar kW = 0.00980665 kW.

- Mechanisch asvermogen:

Het mechanisch asvermogen is het vermogen van de as tussen de motor en ventilator, deze is afhankelijk van het rendement van de ventilator. Deze bedraagt 0,85 voor de ventilator, dit is terug te vinden in ontwerpgegevens.

$$P_{as} = P_{air} / \eta_{fan} \quad (32)$$

- P_{as} is het mechanisch asvermogen in kW;
- P_{air} is het ventilatorvermogen in kW;
- η_{fan} is het rendement van de ventilator.

- *Elektrisch motorvermogen:*

Ten slotte is het aangelegde vermogen op de motor afhankelijk van het rendement van de motor zelf. De gekozen motor is een synchroon reluctantie motor, met een rendement van 95% bij vollast, bij een andere belastinggraad varieert deze waarde.

$$P_{el} = P_{as}/\eta_{mot} \quad (33)$$

- P_{el} is het elektrisch motor vermogen in kW;
- P_{as} is het mechanisch asvermogen in kW;
- η_{mot} is het rendement van de ventilator.

- *Toerental motor:*

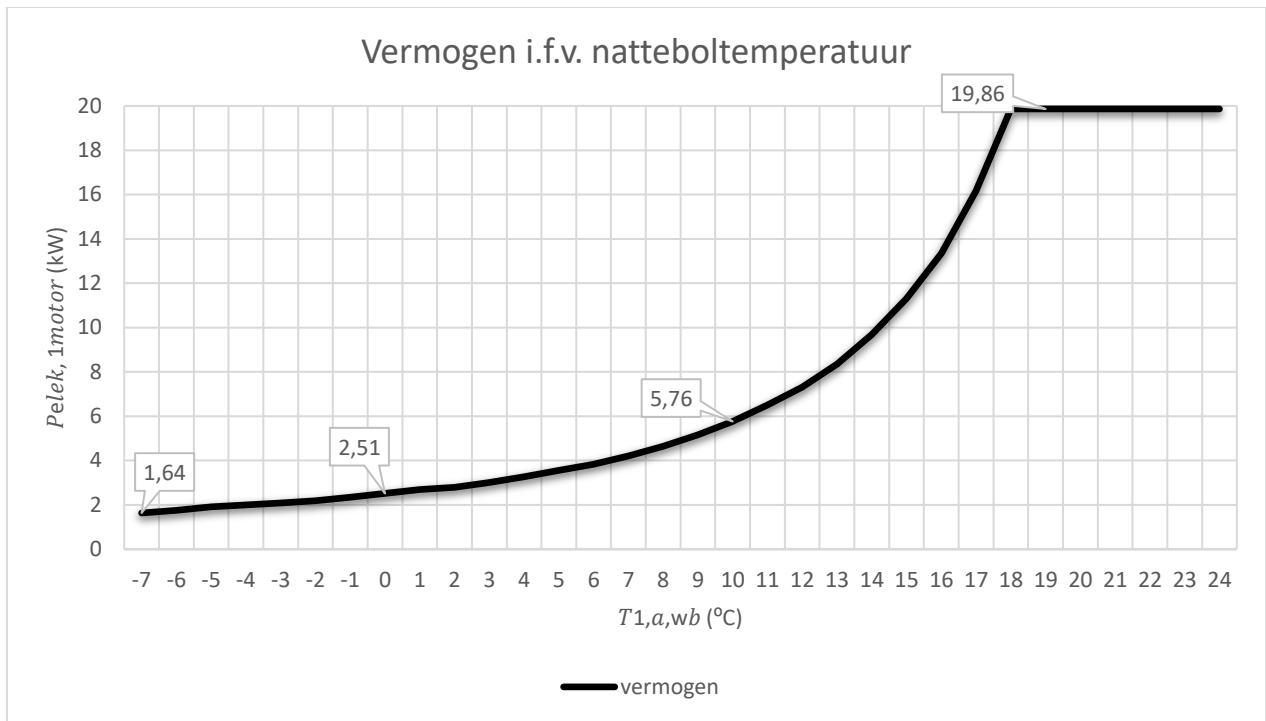
Bij de berekening van de motortoertallen bij verschillende belastinggraden is vertrokken van ontwerpgegevens, dit toerental is gelijk 594 tr/min. De andere toerentallen zijn bepaald d.m.v. de affiniteitswet van ventilatoren (34).

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (34)$$

- *Resultaten:*

Bij de berekeningen is gebruik gemaakt van natteboltemperaturen van -7° tot 24°C. Het aantal uur dat een bepaalde natteboltemperatuur jaarlijks gemiddeld voorkomt is af te leiden uit het klimaatprofiel van Genk (figuur 44). Naargelang de natteboltemperatuur lager is, is het temperatuurverschil en dus ook de warmte uitwisseling tussen lucht en koelwater groter. Hierdoor dient er minder luchtdebiet doorheen de koeltoren getrokken te worden waardoor ook het vermogen lager ligt. Bij een stijgende natteboltemperatuur zal het ventilatorvermogen stijgen. Dit is ook in onderstaand overzicht zichtbaar (figuur 47), waarbij de blauwe balken het aantal uur zijn dat desbetreffende natteboltemperatuur voorkomt.

De koeltoren bestaat uit twee cellen waarover het debiet verdeeld is. Voor de berekening van de vermogens van de motoren die de ventilatoren aandrijven is uitgegaan van het worstcasescenario. Dit bij een debiet van 400m³/h, natteboltemperatuur van 18°C en een temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourwater van 10°C. Het mechanisch asvermogen bedraagt op deze temperatuur 18,87kW. Het vereist elektrisch vermogen van één motor is 19,86kW, dit rekening houdend met variërend motorrendement bij verschillende belastinggraden ($\eta = 95\%$ nominaal - Synchroon reluctantie motor). Op deze manier is een SynRM met een nominaal vermogen van 22kW geselecteerd voor het aandrijven van de ventilatoren. Tabel 32 geeft een overzicht met de exact berekende waardes.



Figuur 47: Vermogen i.f.v. natteboltemperatuur

Tabel 32: Vermogen en kWh i.f.v. natteboltemperatuur

$T_{1,a,wb}$ ($^{\circ}C$)	$P_{mech,1motor}$ (kW)	$P_{elek,1motor}$ (kW)	$P_{elek,2motoren}$ (kW)	n_{motor} (tr/min)
-7	1,46	1,64	3,27	257,81
-6	1,57	1,76	3,52	264,22
-5	1,70	1,91	3,82	271,59
-4	1,78	2,00	3,99	275,51
-3	1,86	2,09	4,18	279,75
-2	1,95	2,19	4,38	284,15
-1	2,08	2,34	4,68	290,51
0	2,24	2,51	5,03	297,52
1	2,40	2,69	5,38	304,43
2	2,58	2,80	5,60	308,43
3	2,77	3,01	6,02	316,04
4	3,01	3,27	6,54	324,85
5	3,27	3,55	7,11	333,91
6	3,57	3,84	7,68	342,66
7	3,92	4,21	8,42	353,39
8	4,32	4,65	9,29	365,16
9	4,80	5,16	10,33	378,25
10	5,36	5,76	11,53	392,36
11	6,04	6,50	12,99	408,34
12	6,83	7,31	14,62	424,69
13	7,85	8,35	16,71	444,04
14	9,10	9,69	19,37	466,46
15	10,64	11,32	22,63	491,30
16	12,61	13,35	26,69	519,07
17	15,28	16,17	32,33	553,32
18	18,87	19,86	39,73	594,00
19	18,87	19,86	39,73	594,00
20	18,87	19,86	39,73	594,00
21	18,87	19,86	39,73	594,00
22	18,87	19,86	39,73	594,00
23	18,87	19,86	39,73	594,00
24	18,87	19,86	39,73	594,00

4.3.2.7 Aansturing van de ventilatoren

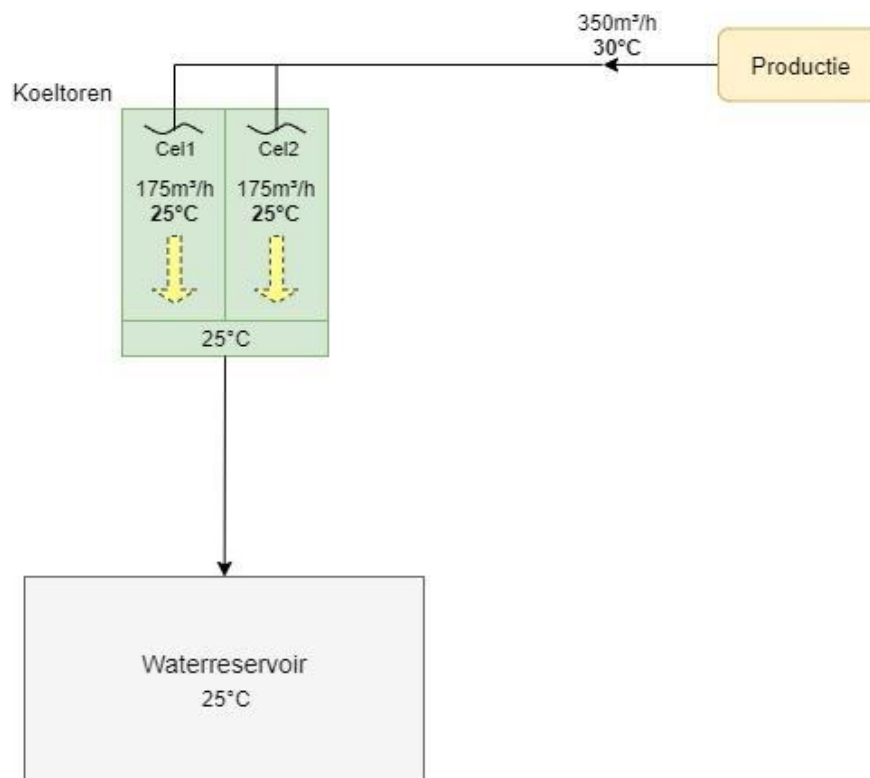
Noodzakelijk is om de ventilatoren energie efficiënt aan te sturen. Uit literatuurstudie blijkt een variabele snelheidsaandrijving de meest aangewezen regeling. Verder is het ook noodzakelijk om een optimale sturing tussen beide ventilatoren te bepalen. Met onderstaande 'case-study' is de meest efficiënte manier van aansturen onderzocht.

Case-study:

Zoals eerder aangehaald bestaat de koeltoren uit twee cellen, waarbij het debiet gelijkmatig verdeeld is. Synchronische aansturing tussen beide ventilatoren is mogelijk, net zoals één ventilator actief en de andere non-actief. De case-study is opgebouwd uit twee verschillende cases. De eerste case is uitgewerkt wanneer beide ventilatoren actief zijn. In de tweede case is maar één van de twee ventilatoren actief. Aangenomen is dat het inkomend koelwater een debiet van $350 \text{ m}^3/\text{h}$ heeft, bij een temperatuur van 30°C . Dit koelwater dient gekoeld te worden naar 25°C .

- Case 1: Synchrone aansturing

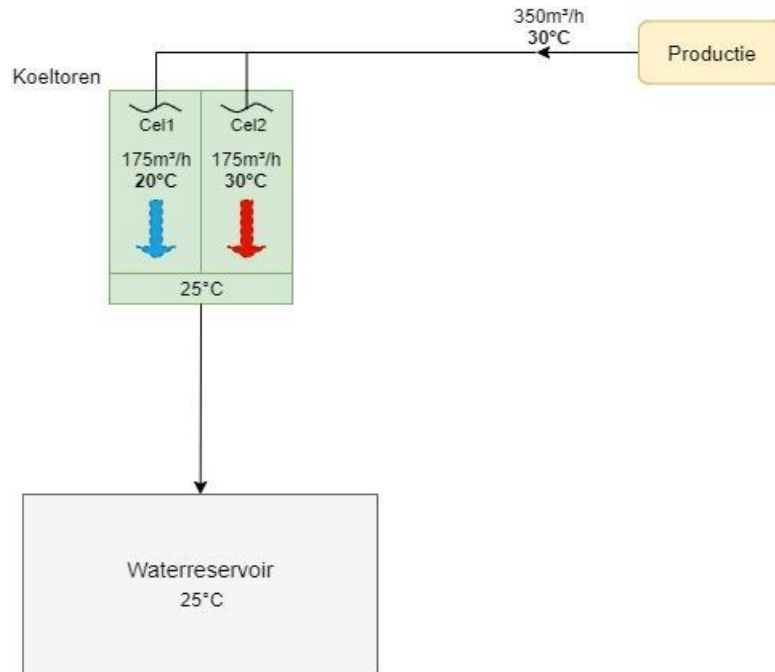
Het debiet van het inkomend koelwater is evenredig verdeeld over de twee cellen van de koeltoren. Elke cel van de koeltoren zal het inkomend koelwater van 30°C met 5°C koelen. De opgewekte vermogens van de ventilatoren zullen beide even groot zijn, omdat de bouw van beide cellen identiek is. Onderstaande figuur illustreert de koeltoren met bijhorende debieten en temperaturen.



Figuur 48: koeltoren case 1

- Case 2: Eén ventilator actief, één ventilator non-actief

Wederom is het inkomend debiet evenredig verdeeld over de twee cellen van de koeltoren en dient de uitgangstemperatuur 25°C te zijn. Dit wil zeggen dat ‘cel 1’ van de koeltoren een debiet van 175m³/h aan koelwater moet koelen van 30°C naar 20°C. De ventilator van ‘cel 2’ staat uit en koelt niet. De uitgangstemperatuur van het koelwater in deze cel blijft 30°C. De som van de uitgangstemperaturen bij bijhorend identiek verdeeld debiet resulteert in de gewenste uitgangstemperatuur van 25°C. Onderstaande afbeelding illustreert de opstelling van case 2.



Figuur 49: Koeltoren case 2

Tabel 33: Overzicht synchrone werking versus 1 motor werking

	Retour 30°C, gewenste output 25°C					
	Case 1 Synchrone werking			Case 2 1 Motor werking		
	Cel 1	Cel 2	Totaal	Cel 1	Cel 2	Totaal
T_retour (°C)	30	30	30	30	30	30
T_output (°C)	25	25	25	20	30	25
Debiet (m ³ /h)	175	175	350	175	175	350

Tabel 33 geeft een overzicht van de debiet en watertemperaturen bij de verschillende cases. Uitwerking van deze cases resulteert in onderstaande tabel 34. Deze weergeeft de vermogensopname van de ventilatoren bij verschillende buitenluchtcondities. Dit voor zowel de ventilatoren afzonderlijk als voor beide ventilatoren samen.

Tabel 34: Vergelijking synchrone werking versus 1 motor werking

$T_{1,a,wb}$ ($^{\circ}C$)	Retour 30°C, gewenste output 25°C					
	Case 1 Synchrone werking			Case 2 1 Motor werking		
	Motor 1 P (kW)	Motor 2 P (kW)	Totaal P (kW)	Motor 1 P (kW)	Motor 2 P (kW)	Totaal P (kW)
-7	0,20	0,20	0,40	1,02	0,00	1,02
-6	0,22	0,22	0,43	1,10	0,00	1,10
-5	0,23	0,23	0,47	1,19	0,00	1,19
-4	0,24	0,24	0,49	1,24	0,00	1,24
-3	0,26	0,26	0,51	1,30	0,00	1,30
-2	0,27	0,27	0,54	1,36	0,00	1,36
-1	0,29	0,29	0,57	1,45	0,00	1,45
0	0,31	0,31	0,62	1,56	0,00	1,56
1	0,33	0,33	0,66	1,67	0,00	1,67
2	0,36	0,36	0,71	1,80	0,00	1,80
3	0,38	0,38	0,76	1,93	0,00	1,93
4	0,41	0,41	0,83	2,10	0,00	2,10
5	0,45	0,45	0,90	2,28	0,00	2,28
6	0,49	0,49	0,98	2,49	0,00	2,49
7	0,54	0,54	1,08	2,73	0,00	2,73
8	0,60	0,60	1,19	3,01	0,00	3,01
9	0,66	0,66	1,32	3,35	0,00	3,35
10	0,74	0,74	1,48	3,74	0,00	3,74
11	0,83	0,83	1,67	4,21	0,00	4,21
12	0,94	0,94	1,88	4,77	0,00	4,77
13	1,08	1,08	2,17	5,48	0,00	5,48
14	1,25	1,25	2,51	6,35	0,00	6,35
15	1,47	1,47	2,93	7,42	0,00	7,42
16	1,74	1,74	3,48	8,79	0,00	8,79
17	2,11	2,11	4,21	10,65	0,00	10,65
18	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
19	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
20	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
21	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
22	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
23	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15
24	2,60	2,60	5,20	13,15	0,00	13,15

Uit de berekeningen is te concluderen dat de totaal opgenomen vermogens in case 1 ongeveer een factor 2,5 lager liggen dan de vermogens in case 2. Verder zijn andere factoren die ook een rol spelen op het vermogen bestudeerd.

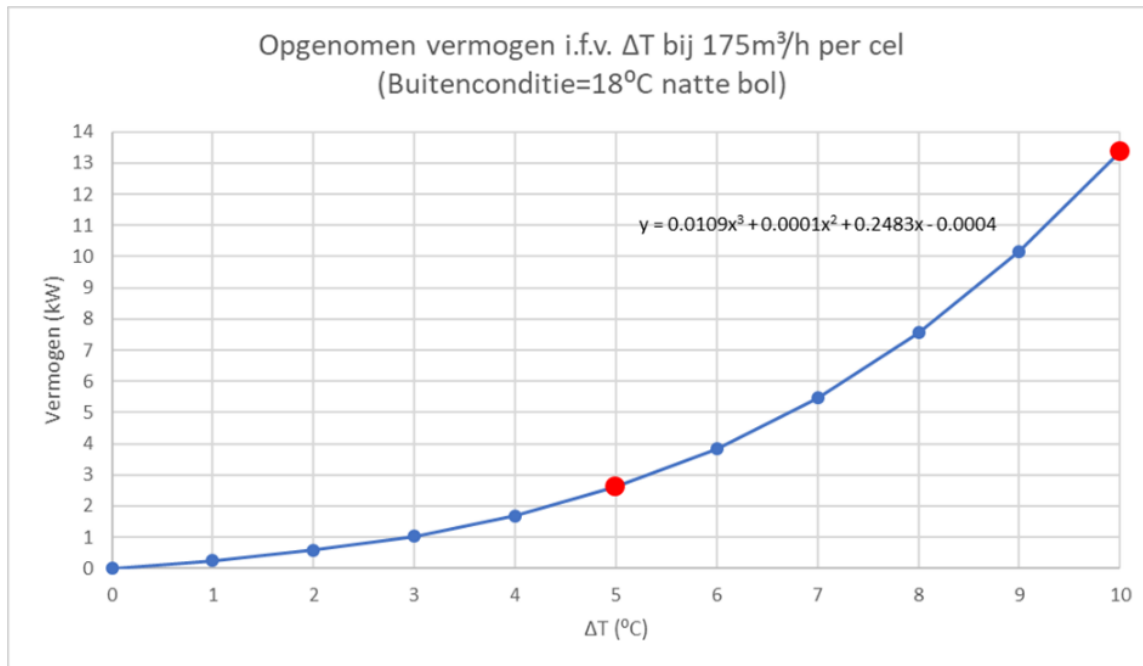
Deze factoren zijn het luchtdebiet doorheen de koeltoren, met bijhorende drukverliezen. Het vermogen van de ventilatoren zal bijvoorbeeld stijgen wanneer er meer luchtdebiet nodig is om het koelwater desgewenst te koelen. Dit omdat plots de temperatuur of het debiet van het retournerend koelwater stijgt. Het luchtdebiet doorheen de koeltoren is dus variabel en afhankelijk van het productieproces.

In de formule van de massabalans (p.96) is te zien dat het luchtdebiet lineair verloopt in verband met het water debiet en het temperatuurverschil doorheen de koeltoren. Een toename van het debiet of temperatuur zal dus een evenredige toename van het koelvermogen tot gevolg hebben. Een ander gevolg van het stijgend luchtdebiet is de kwadratische toename van de drukverliezen doorheen de koeltoren (zie formules drukverliezen p.98-99). Hierdoor zal de ventilator extra vermogen moeten opnemen om dit drukverlies te overwinnen.

Het vermogen van een ventilator is bepaald door het luchtdebiet te vermenigvuldigen met de som van de drukverliezen (p.103). Dit is een lineaire functie vermenigvuldigd met een kwadratische functie wat resulteert in een derdemachtsfunctie. Deze derdemachtsfunctie heeft als eigenschap dat het vermogen snel toeneemt bij een kleine verhoging van debiet of temperatuur van het inkomend koelwater.

Onderstaande curve op figuur 50 geeft weer hoe de derdemachtsfunctie het opgenomen vermogen zal beïnvloeden. De curve is geconstrueerd door het opgenomen vermogen uit te zetten i.f.v. het temperatuurverschil van het koelwater (ΔT) over de koeltoren. Hierin is te zien dat in case 1 (bij tweemaal een ΔT van 5°C) de aandrijving van de ventilatoren per cel 2,60kW opnemen en dat in case 2 (1x ΔT 10°C en 1x ΔT van 0°C) het opgenomen vermogen 13,15kW bedraagt.

Bij de één-motorwerking zal de te overwinnen ΔT ($T_{\text{in,koelwater}} - T_{\text{uit,koelwater}}$) altijd dubbel zo groot zijn dan bij synchrone-motorwerking omdat de koeltoren zo gedimensioneerd is dat het koelwater zich altijd gelijkmatig over beide cellen verdeeld. Hierboven is aangegeven dat reeds bij een kleine toename van ΔT , een significante stijging van het vermogen tot gevolg heeft. Hierdoor zal het opgenomen vermogen altijd groter zijn in één-motorwerking dan in synchrone werking of twee-motorwerking.



Figuur 50: Opgenomen vermogen i.f.v. het temperatuurverschil van het koelwater

Conclusie:

De case-study concludeert dat het energie-efficiënter is om beide ventilatoren synchroon aan te drijven op dezelfde vermogens. Dit is te wijten aan het feit dat het debiet gelijkmatig verdeeld is over beide cellen van de koeltoren en dat een kleine toename van het debiet of temperatuur van het inkomend koelwater een grote toename voor het vermogen tot gevolg heeft.

4.3.3 Intelligente samenwerking tussen de pompen en ventilatoren

Het is noodzakelijk om de verschillende processen op elkaar af te stemmen met als doel om een zo efficiënt mogelijke samenwerking te bekomen. Zo is er ook een intelligente regeling op te stellen tussen de pompen en de ventilatoren zodat het totaal energieverbruik minimaal is.

Als eerste stap zijn de warmtevermogens, welke uitgewisseld worden tussen productie en het koelwater bepaald. In de productiehal zijn er zes verschillende productietoestanden waarvan elke productietoestand, afhankelijk van het gewenst product, een warmtevermogen bezit. Dit warmtevermogen dient het koelwater op te nemen en af te voeren. Deze is bepaald door een momentane flowmeting uit te voeren en het temperatuurverschil vast te stellen tussen het toevoer- en retourwater op het moment dat desbetreffende combinatie van productielijnen actief is. De temperatuur van zowel het toevoer- als retourwater is afleesbaar m.b.v. een analoge thermometer. Vervolgens is gebruik gemaakt van onderstaande vergelijking:

$$Q = \dot{m} * \Delta T * c_p \quad (35)$$

Met:

- Q (kW) = het warmtevermogen vereist voor desbetreffende combinatie;
- \dot{m} (kg/u) = het massadebiet aanwezig bij desbetreffende combinatie;
 → uit momentane debietsmeting: \dot{q} (m³/u)
- ΔT (°C) = het temperatuurverschil tussen aanvoer- en retourleiding;
- c_p ($\frac{kJ}{kg K}$) = soortelijke warmte van het koelwater.

De zes verschillende combinaties van productielijnen met berekende warmtevermogens zijn weergegeven in onderstaande tabel 35. Straat 14 is de grootste verbruiker, wat ook duidelijk zichtbaar is in de tabel.

Tabel 35: Combinaties van productielijnen

	Productielijnen						Q (kW)
Combinatie 1	7	9	10	11	14	Compressorpark	1053
Combinatie 2	7	9	10	11	14	Compressorpark	838
Combinatie 3	7	9	10	11	14	Compressorpark	1343
Combinatie 4	7	9	10	11	14	Compressorpark	2227
Combinatie 5	7	9	10	11	14	Compressorpark	2311
Combinatie 6	7	9	10	11	14	Compressorpark	2513

(groen=productielijn aan, rood=productielijn uit)

De verschillende combinaties met hun bijhorend warmtevermogen zijn constant beschouwd omdat de productielijnen altijd maximaal belast zijn als ze actief zijn. Het koelwater heeft als functie om deze warmte op te nemen en af te voeren.

In vergelijking (35) is te zien dat de opgenomen warmte afhankelijk is van het debiet en het temperatuurverschil ΔT tussen de aanvoer- en retourwater. Deze twee variabelen spelen een rol bij het afvoeren van de warmte van de actieve combinatie van productielijnen. Een verandering van debiet heeft een verandering van de koelwatertemperatuur als gevolg, hierdoor wijzigt het temperatuurverschil tussen toevoer- en aanvoerleiding. Bv. als het debiet stijgt, zal het koelwater minder tijd hebben om warmte op te nemen van de verbruikers, dus het temperatuurverschil van het koelwater tussen toevoer- en aanvoerleiding daalt. M.a.w. meer debiet brengt een lagere ΔT teweeg, minder debiet brengt een hoge ΔT teweeg.

Er zijn verschillende manieren van aansturing tussen de pompen en de ventilatoren mogelijk om de vereiste warmte-uitwisseling te waarborgen. Een mogelijkheid is het debiet van de pompen te verlagen en zo de temperatuur van het retourkoelwater tot 35°C te laten oplopen. Het debiet mag slechts geregeld worden tot het minimaal debiet, zodat er nog voldoende debiet voorzien is voor de verbruikers. Het temperatuurverschil neemt nu toe tot zijn maximale waarde van 10°C waardoor het verbruik van de ventilatoren maximaal is. Het verbruik van de pompen daalt omdat het debiet van het koelwater daalt. Ook is het mogelijk om de aandrijving van de ventilatoren van de koeltoren naar deellast te sturen en het debiet van de pompen te verhogen om de warmte van de productiehal af te voeren. De koeltoren zal nu dus wel geen 10°C koelen, zoals bij de andere mogelijkheid het geval was dus het temperatuurverschil van het koelwater bedraagt geen 10°C. Zowel de pompen, als de aandrijving van de ventilatoren in deellast aansturen is ook een mogelijkheid.

Om een representatief beeld te krijgen is combinatie 6 uitgewerkt ($Q= 2513,41\text{kW}$) bij een natteboltemperatuur van 18°C (buitenconditie). Dit warmtevermogen en natteboltemperatuur van de buitenlucht is constant beschouwd bij verschillende ΔT 's.

In deze toestand (combinatie 6) zullen de ventilatoren meer verbruiken dan bij andere productietoestanden en lagere natteboltemperaturen. Als uit deze case afleidbaar is dat het vermogen van de ventilatoren ondergeschikt is aan het vermogen van de pompen dan zal dit ook zo zijn in alle andere combinaties van productielijnen.

Onderstaande tabel weergeeft een ΔT van 1°C t.e.m. 10°C met een bijhorend debiet om de warmte van 2513,41 kW te kunnen afvoeren. Verder zijn de vermogens van de ventilatoren en de pompen weergegeven bij de verschillende ΔT 's, net als het totaal verbruik.

$\Delta T_{\text{koelwater}} (\text{°C})$	Debiet (m^3/h)	Pfans (kW)	Ppomp (kW)	Totaal opgenomen vermogen (kW)
5	432,23	0,00	0,00	0,00
6	360,19	15,48	62,88	78,36
7	308,73	13,31	57,91	71,22
8	270,14	11,47	50,87	62,34
9	240,13	10,00	48,80	58,80
10	216,11	8,52	44,79	53,31

Tabel 36: Totaal verbruik bij verschillende temperatuurverschillen ($T_{\text{setpunt_koeltoren(uit)}}=25\text{°C}$)

In bovenstaande tabel is afleidbaar dat bij een stijgend debiet, dus meer vermogen geleverd door de koelwaterpompen, de ΔT van het koelwater zakt. Van zodra de pompen minder debiet leveren zal de ΔT van het koelwater toenemen. De ventilatoren van de koeltoren hebben nu wel een grotere ΔT te overwinnen. Echter heeft de bijhorende debietsdaling een grotere invloed op het verbruik van de ventilatoren dan de toename van ΔT . Hierdoor zal het verbruik van de ventilatoren dalen bij een toenemende ΔT .

Het totaal verbruik zal echter lager liggen bij een grotere ΔT van het koelwater, dit omdat het verbruik van de ventilatoren ondergeschikt is aan het verbruik van de koelwaterpompen. Dit is te wijten aan het feit dat het verbruik van de ventilatoren nooit maximaal ($2 \times 22\text{kW}$) zal zijn omdat deze gedimensioneerd zijn op een koelvermogen van 4652kW omwille van eventuele uitbreidingsmogelijkheden. Het is dus in de huidige productiesituatie energie-efficiënter om een regeling op te stellen waarbij het verbruik van de pompen zo klein mogelijk is. Dit kan door het debiet zo laag mogelijk te houden met als gevolg een toename van ΔT . Een stijgende ΔT zou indiceren dat de verdampingsverliezen in de koeltoren stijgen maar deze zijn nagenoeg constant omdat een stijging van ΔT een daling van het debiet ten gevolge heeft. De maximale ΔT is geprefereerd op 10°C omdat bij een stijging van de koelwatertemperatuur boven 35°C de bestrijding van legionella bemoeilijkt door de exponentiële toename van de bacterie.

In de tabel is ook zichtbaar dat bij een ΔT kleiner en gelijk aan 5°C het verbruik van de pompen en ventilatoren 0kW bedraagt. Dit omdat het debiet niet groter kan zijn dan het ontwerpdebiet van de koeltoren ($400\text{m}^3/\text{h}$).

4.3.4 Secundair netwerk bij de compressoren

Omwille van productiedervingen en proceswanorde is er nood aan een secundair koelcircuit bij de compressoren die de machinebeschikbaarheid van de compressoren verhoogt. In de conceptuele uitwerking is reeds een ontwerp uitgewerkt met een warmtewisselaar, twee circulatiepompen en een expansievat. Deze componenten zijn in deze sectie gedimensioneerd en een regeling tussen de onderlinge componenten is besproken.

4.3.4.1 Specificaties van de compressoren

De eerste stap in de dimensionering van het secundair koelwatercircuit is het bestuderen van de specificaties van de compressoren. De verschillende componenten zoals de warmtewisselaar en de circulatiepompen zullen met deze specificaties rekening moeten houden. De specificaties zijn terug gevonden in de technische fiche van de compressoren en zijn weergegeven in volgende tabel.

Tabel 37: Specificaties van een compressor [29]

Maximale inlaat temperatuur	35	°C
Maximale uitlaat temperatuur	50	°C
Gewenst ΔT over inlaat en uitlaat	15	°C
Maximale toelaatbare drukval	2	Bar
Maximale druk inlaat ΔT	10	Bar(g)
Massadebiet (drie compressoren) bij ΔT van 15°C	5	kg/s
Specifieke warmte water	4,187	kJ/kg*K

4.3.4.2 Berekening van de warmtewisselaar

Alvorens een geschikte platenwarmtewisselaar gekozen kan worden dienen volgende parameters gekend te zijn:

- De warmtestroom,
- De ingangs- en uitgangstemperaturen aan beide zijden van de warmtewisselaar;
- De maximale toelaatbare drukval over beide zijden;
- De maximale werkteperatuur;
- De maximale werkdruk;
- Het debiet aan beide zijden.

De in- en uitlaattemperaturen, de warmtestroom en het massadebiet aan de primaire zijde van de warmtewisselaar zijn de onbekende parameters. De andere parameters zijn af te leiden uit de specificaties van de compressoren. Een maximale drukval over beide zijde van 0,6 – 0,8 bar is gangbaar.

De inlaattemperatuur aan de primaire zijde van de warmtewisselaar is afhankelijk van de temperatuur van het koelwater. Deze is ingesteld op een temperatuur van 25°C. De maximale inlaat- en uitlaattemperatuur aan de secundaire zijde van de warmtewisselaar zijn af te lezen in de specificaties van de AtlasCopco compressoren (tabel 37). Deze bedragen 35°C en 50 °C waardoor de inlaat- en uitlaattemperatuur aan de secundaire zijde van de warmtewisselaar lager dienen te zijn. Om een kleine veiligheidsmarge in te bouwen zijn deze respectievelijk gekozen op 33°C en 48°C. Onderstaande tabel geeft een overzicht.

Tabel 38: In- en uitgangstemperaturen van de externe koeler

Inlaat temperatuur primair	T_{p1}	25 °C
Uitlaat temperatuur primair	T_{p2}	33 °C
Inlaat temperatuur secundair	T_{s1}	48 °C
Uitlaat temperatuur secundair	T_{s2}	33 °C

Voor de verdere dimensionering van de warmtewisselaar dienen de warmtestroom \dot{Q}_s en het primair massadebiet \dot{m}_p gekend te zijn. De warmte-uitwisseling aan de primaire kant en secundaire kant is hetzelfde. De warmte die aan de secundaire zijde afgegeven wordt, wordt aan de primaire zijde opgenomen. We kunnen dus stellen dat:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_p \quad (36)$$

De warmtestroom is als volgt bepaald:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s * c_p * \Delta T_s \quad \text{met} \quad \Delta T_s = T_{s2} - T_{s1} \quad (37)$$

Hieruit is het primair massadebiet afleidbaar als volgt:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_p * c_p * \Delta T_p \quad \rightarrow \quad \dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_s}{c_p * \Delta T_p} \quad \text{met} \quad \Delta T_p = T_{p2} - T_{p1} \quad (38)$$

Door uitwerking van de formules bedraagt de warmtestroom \dot{Q}_p 314 kW en het primair massadebiet \dot{m}_p 9,375 kg/s of 33,75 m³/h.

Alle parameters zijn nu gekend die nodig zijn voor de dimensionering van de platenwarmtewisselaar.

Tabel 39 weergeeft alle specificaties waaraan de gekozen platenwarmtewisselaar moet voldoen.

Tabel 39: Vereiste specificaties van de platenwarmtewisselaar

Inlaattemperatuur primair	25	°C
Uitlaattemperatuur primair	33	°C
Toelaatbare drukval primair	0,6 – 0,8	Bar
Massadebiet primair	9,375	Kg/s
Inlaattemperatuur secundair	48	°C
Uitlaattemperatuur secundair	33	°C
Toelaatbare drukval secundair	0,6 – 0,8	Bar
Massadebiet secundair	5	Kg/s

O.b.v. deze vereiste specificaties is er gekozen voor de platenwarmtewisselaar Alfa Laval T6 (figuur 51). Deze is een hoog efficiënte platenwarmtewisselaar die goed bestand is tegen vervuiling. De platen zijn zo ontwikkeld dat de afschuifspanning tussen het koelwater en de platen vergroot. Hierdoor zal er een sterke turbulente stroming ontstaan doorheen de warmtewisselaar wat ervoor zorgt dat vuile bestanddeeltjes minder snel hechten aan de plaat zelf. De turbulente stroming heeft als het ware een schurend effect op kalklaag waardoor vaste deeltjes meegetrokken worden in de stroming.



Figuur 51: Alfa laval T6 [48]

We opteren voor de alfa laval T6 platenwarmtewisselaar in een single-pass configuratie, d.w.z. dat beide media slechts één maal in tegenstroom vloeien met elkaar. De aansluitingen bevinden zich hierbij aan één zijde van de warmtewisselaar. Bij een multi-pass warmtewisselaar zijn de media meermaals in tegenstroom en bevinden zich aan elke zijde van de warmtewisselaar twee aansluitingen. Nadeel hiervan is dat ze minder onderhoudsvriendelijker zijn en moeilijk uit te breiden. De leidingen moeten namelijk losgekoppeld worden bij een onderhoud en wanneer de capaciteit van de platenwarmtewisselaar wordt uitgebreid dienen de leidingen ingekort te worden. Bij de single-pass warmtewisselaar is een onderhoud of capaciteitsverhoging eenvoudig omdat de afstand tussen de voorzijde en achterzijde van de warmtewisselaar verstelbaar is.

De platenwarmtewisselaar dient voldoende warmte uit te wisselen tussen het primair en secundair circuit. Dit d.m.v. warmteoverdracht doorheen een aantal platen. De oppervlakte van alle platen samen is het benodigd warmtewisselend oppervlak. Deze is afhankelijk van de warmtestroom, de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt en het logaritmisches gemiddeld temperatuurverschil. Volgende formule bepaalt het benodigd warmtewisselend oppervlak:

$$\dot{Q}_s = U * A * \Delta T_m \quad \rightarrow \quad A_{totaal} = \frac{\dot{Q}_s}{U * \Delta T_m} \quad (39)$$

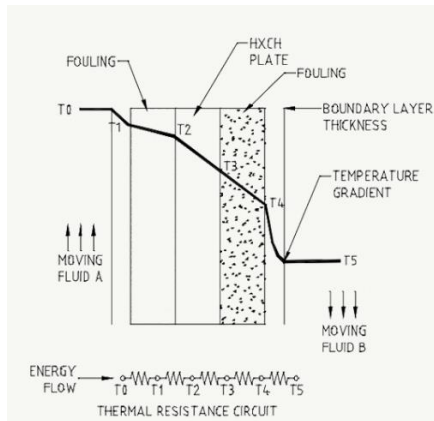
Met:

- A_{totaal} , het benodigd warmtewisselend oppervlak;
- \dot{Q} , de warmtestroom;
- U , de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt;
- ΔT_m , het logaritmisches gemiddeld temperatuurverschil.

De warmtestroom is reeds bepaald met vergelijking (37) en bedraagt 314kW. De totale warmteoverdrachtscoëfficiënt en logaritmisches gemiddeld temperatuurverschil zijn nog onbekend.

Bij de platen van de warmtewisselaar treden de fenomenen convectie en conductie (geleiding) op. Convectie is de warmteoverdracht tussen een fluïdum en een oppervlak. Conductie is de warmteoverdracht doorheen een bepaalde stof waarbij warmte stroomt van deeltjes met hogere kinetische energie naar deeltjes met een lagere kinetische energie. Zo zal er dus in de platenwarmtewisselaar convectie optreden tussen het water en het warmtewisselend oppervlak en conductie treedt op in het warmtewisselend oppervlak zelf. De warmteoverdrachtcoëfficiënt is een maat voor de optredende convectie of conductie.

Figuur 52 illustreert de warmtegeleiding doorheen het warmtewisselend oppervlak van de platenwarmtewisselaar. De warmtestroom tussen medium A en medium B ondervindt vijf thermische weerstanden. De eerste weerstand is de convectie van medium A naar de vuilafzetting die zich genesteld heeft op de plaat. De tweede, derde en vierde weerstand is conductie doorheen de vuilafzettingen op beide zijden van de plaat en de plaat zelf. Ten slotte is de vijfde weerstand de convectie naar medium B. Omdat de secundaire zijde van de warmtewisselaar in contact staat met zacht water zal de vierde weerstand niet aanwezig zijn.



Figuur 52: Thermische weerstanden in een platenwarmtewisselaar [49]

Het is wenselijk dat de warmtewisseling tussen medium A en medium B zo groot mogelijk is. Daarvoor dient de warmteoverdrachtscoëfficiënt zo groot mogelijk te zijn. Daarom dienen de platen van de warmtewisselaar te bestaan uit roestvrijstaal behandeld met een nitril coating die de vuilafzetting vermindert. Hierdoor vermindert de tweede weerstand. Onderstaande formule weergeeft voor de berekening van de warmteoverdrachtscoëfficiënt U [50].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{f1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{f2} + \frac{1}{\alpha_1} \quad \rightarrow \quad U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{f1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{f2} + \frac{1}{\alpha_1}} \quad (40)$$

- U is de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt;
- α_1 , zijn de warmteoverdrachtscoëfficiënten tussen het medium en warmtewisselend opp.;
- R_f is de oppervlakte-specifieke vervuilingweerstand door aanslag op de plaat;
- δ is de dikte van het warmtewisselend oppervlak;
- λ is de warmteoverdrachtscoëfficiënt doorheen het warmtewisselend oppervlak.

Onderstaande tabel weergeeft de parameters van de warmtewisselaar die bestaat uit optimale materialen om vuilafzetting zo veel mogelijk te reduceren [51, p. 603], [52, p. 523], [27], [53].

Tabel 40: Parameters van de warmtewisselaar voor bepaling warmteoverdrachtscoëfficiënt

Symbool	Waarde	Eenheid
R_{f1}	0,044	$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$
δ_2	0,005	m
R_{f2}	0	$(m^2 \cdot ^\circ C)/W$
λ	20,75	$W/(m \cdot ^\circ C)$
α_1	5555,56	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

Uitwerking van deze specificaties in vergelijking (40) resulteert in een totale warmteoverdracht coëfficiënt van $2826 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$.

Verder is de formule van het logaritmisches gemiddeld temperatuurverschil (41) nodig om het benodigd warmtewisselend oppervlakte te berekenen. Onderstaande formule is van toepassing bij tegenstroom warmtewisselaars.

$$\Delta T_L = \frac{(T_{s1} - T_{p2}) - (T_{s2} - T_{p1})}{\ln\left(\frac{T_{s1} - T_{p2}}{T_{s2} - T_{p1}}\right)} \quad (41)$$

Uitwerking van ΔT_L m.b.v. tabel 38 resulteert in een uitkomst van 11,14. Hiermee zijn alle onbekenden gekend die nodig zijn voor de berekening van het benodigd warmtewisselend oppervlak, zie tabel 41. Invullen van deze waarden in vergelijking (39) resulteert in een benodigd warmtewisselend oppervlak van 9,98m².

Tabel 41: overzicht parameters bij berekening warmtewisselend opp.

Grootheid	Waarde	Eenheid
\dot{Q}	314	kW
U	2826,37	(m ² *°C)/W
ΔT_L	11,14	/

Het aantal platen dat de warmtewisselaar dient te bevatten is te bepalen door het totaal benodigd warmtewisselend oppervlak te delen door de warmtewisselende oppervlakte van één plaat.

$$\text{aantal platen} = \frac{A_{\text{totaal}}}{A_{\text{plaat}}} \quad (42)$$

De grootte van één plaat is terug te vinden in de technische fiche van de Alfa Laval T6 [48].

$$A_{\text{plaat}} = B * H - 4 * \frac{\pi * D^2}{4} \quad (43)$$

Met:

- A_{plaat} , de warmtewisselende oppervlakte van een plaat;
- B , de breedte van een plaat;
- H , de hoogte van een plaat;
- D , de diameter van het waterkanaal;

Uitwerking van vergelijkingen (42) en (43) resulteert in 53 benodigde platen opdat de warmteuitwisseling tussen het primair en secundair circuit verloopt volgens designcondities (tabel 39).

Ten slotte dient de warmtewisselaar zo gedimensioneerd te zijn dat de maximaal toelaatbare drukval over beide zijden minder dan 0,8 bar bedraagt, zie tabel 39. A.d.h.v. het debiet, temperatuur en type plaat is deze drukval bepaald. Deze bedraagt aan de primaire zijde 0,48 bar en aan de secundaire zijde 0,11 bar.

Reiniging van de warmtewisselaar:

In de literatuurstudie werd reeds aangegeven dat de reiniging van de warmtewisselaar zowel online als offline kan gebeuren. Nadeel van online reiniging is dat de watersamenstelling van het koelwater aangepast moet worden. Dit is geen oplossing omdat dit incompatibel is met de legionella bestrijding. Daarom is er gekozen voor een offline reiniging. Omdat niet afhankelijk te zijn van een externe firma die de warmtewisselaar reinigen wanneer de warmtewisselaar in storing gaat, voorzien we een drukmeting aan de primaire zijde van de warmtewisselaar. Wanneer de kalkaanslag toeneemt in de warmtewisselaar zal het drukverschil toenemen over de warmtewisselaar. Wanneer dit drukverschil een bepaalde waarde overschrijdt, dient deze gereinigd te worden. Dit kan aan de hand van een ontkalker (zie figuur 53) die DSM al reeds in bezit heeft.



Figuur 53: Ontkalker met bijhorende attributen

De ontkalker is gevuld met een geconcentreerd product, dat verdund wordt met water, afhankelijk van de hoeveelheid kalk in de warmtewisselaar. Boven op de ontkalker staat een pomp waarvan de in- en uitlaat wordt verbonden met de primaire zijde van de warmtewisselaar die voorzien is van twee aansluitkleppen. Door de rode circulatiekraantjes naast de pomp open te draaien, zal het geconcentreerd product doorheen de warmtewisselaar circuleren. Het circulerend product is rood van kleur en zal oranje kleuren wanneer deze een grote hoeveelheid kalk opneemt. Wanneer dit gebeurt wordt het product afgetapt en wordt de ontkalker terug gevuld met 'rood' geconcentreerd product. Dit proces herhaalt zich totdat het product niet meer van kleur verandert. Ten slotte wordt de warmtewisselaar nagespoeld met zuiver water en kan ze terug in dienst genomen worden.

4.3.4.3 Berekening van de circulatiepompen

Twee circulatiepompen moeten zorgen voor de circulatie van het zacht water in het secundair circuit. Hierbij is één pomp in werking en staat de andere in stand-by. Bij een defect aan de werkende pomp, zal de stand-by pomp overnemen. Voor de dimensionering van de circulatiepompen dient te opvoerhoogte en het debiet gekend te zijn. Het debiet is reeds berekend op p.115 en bedraagt 5 l/s of te wel 18 m³/h. De opvoerhoogte is onbekend en gekenmerkt door de weerstandsverliezen en de statische opvoerhoogte.

De statische opvoerhoogte in het secundair koelcircuit zal 2 meter bedragen. De weerstandsverliezen doorheen het secundair circuit zijn met een veiligheidsmarge gekozen op 8 meter. Dit brengt de totale opvoerhoogte op 10 meter wat overeenkomt met een opvoerdruk van 1 bar.

De Magna3-circulatiepompen van Grundfoss [54] zijn pompen speciaal ontwikkeld voor dit soort toepassingen. Ze werken stil, hebben een lange levensduur en vragen geen onderhoud. Ze bevatten een frequentieregelaar die afhankelijk werkt van een temperatuursensor die de temperatuur meet van het circulerend water. De gewenste temperatuur van het zacht water bedraagt 33°C aan de inlaat van de compressoren. Doordat het verbruik van de perslucht varieert doorheen de dag, zal de koeling van de compressoren ook variëren. Deze verandering zal zich verder vertalen in een temperatuurafwijking t.o.v. de beoogde 33°C. De temperatuursensor zal deze afwijking waarnemen waardoor de frequentieregelaar het debiet zal aanpassen tot dat de 33°C weer bereikt wordt.

Er is gekozen voor de Grundfoss Magna3 100-120 F om een debiet te leveren van 5 l/s (of 18 m³/h) bij een opvoerhoogte van 10 meter. De frequentieregeling o.b.v. de ingestelde temperatuur zorgt voor een optimale regeling waardoor de compressoren altijd van een juist debiet zacht water worden voorzien.

4.3.4.4 Berekening van het expansievat

Zoals eerder aangegeven dient het expansievat ervoor dat het secundair circuit onder een bepaalde druk blijft staan. Deze druk dient hoger te zijn dan de atmosferische druk om het indringen van vuildeeltjes te vermijden. Een andere functie van het expansievat is het opvangen van de uitzetting van het water ten gevolge van opwarmen van het water. De temperatuur van het zacht water zal bij toevoeging aan het secundair circuit 10°C bedragen. De maximale bedrijfstemperatuur van het koelwater bedraagt 50°C, zie tabel 37. Om het expansievolume van bij dit opwarmen van 10°C naar 50°C te berekenen, dient de waterinhoud van de installatie gekend te zijn.

Berekening van volume inhoud expansievat:

Het secundair circuit kan mits enkele kleine aanpassingen aangesloten worden op het huidig koelwatersnetwerk waardoor de lengte van de leidingen naar de compressoren onveranderd blijft. Uit een lengtemeting van de leidingen in het huidig koelwatersnetwerk is achterhaald dat er 21 meter DN100 leiding en 16 meter DN40 leiding nodig is voor de voeding van de compressoren. Verder is 6 meter DN100 leiding nodig om de warmtewisselaar te verbinden met het secundair circuit. De waterinhoud van het leidingnetwerk van het secundair circuit kan dan bepaald worden a.d.h.v. volgende vergelijking:

$$V_{leiding} = \frac{\pi * D_{leiding}^2}{4} * L_{leiding} \quad (44)$$

Het compressorpark bestaat uit drie compressoren waarvan elke compressor een waterinhoud bevat van 15 liter [29]. De totale waterinhoud van het secundair circuit is bepaald met volgende vergelijking:

$$V_{systeem} = V_{DN100} + V_{DN40} + 3 * V_{compressor} + V_{warmtewisselaar} \quad (45)$$

Uitwerking van vergelijking (45) en (46) resulteert in een totale waterinhoud van 316 liter. Samen met de vultemperatuur en de maximale bedrijfstemperatuur van het zacht water wordt het expansievolume bepaald.

$$V_{ex} = (V_{systeem} * e) / 100 \quad (46)$$

Expansiecoëfficiënt e bedraagt 1,18% bij verwarming van zacht water op een temperatuur van 10°C naar een temperatuur van 50°C [55]. Dit resulteert in een expansievolume van 3,73 liter.

Bij de dimensionering van het volume van het expansievat is er altijd een minimaal reservewatervolume $V_{wr,min}$ voorzien. Deze bedraagt 0,5% van de totale waterinhoud van het systeem. $V_{wr,min}$ bedraagt dus 0,5% van 316 liter (1,58 liter). Norm NBN EN 12828:2013 schrijft voor dat wanneer $V_{wr,min}$ kleiner is dan 3 liter, dat deze gekozen moet worden op 3 liter [55].

Het minimaal werkelijk volume van het expansievat $V_{N,min}$ is dan de som van het expansievolume V_{ex} met het minimaal reservewatervolume $V_{wr,min}$. Een gebruiksrendement van 90% is gangbaar voor expansievaten. Dit is de verhouding tussen het maximale volume van het vat en het volume van het vat zelf.

$$V_{N,min} = (V_{ex} + V_{wr,min}) / \eta \quad (47)$$

Uitwerking van bovenstaande vergelijking geeft dat het expansievat minimaal een werkelijk volume van 7,5 liter dient te bezitten. Het werkelijk volume van het expansievat is op 8 liter gekozen.

Berekening van de geregelde druk in het expansievat:

Om de minimale werkingsdruk aan de zuigzijde van de circulatiepomp te waarborgen of het indringen van vuildeeltjes van buitenaf te vermijden dient het expansievat een bepaalde druk uit te oefenen op het secundair watercircuit. De statische hoogte H_{stat} , of aantal meters waterkolom, boven het expansievat oefent een tegendruk P_{stat} uit die het expansievat moet overwinnen. De statische opvoerhoogte bedraagt 2 meter.

$$P_{stat} = H_{stat} * 0,0981 \text{ (bar)} \quad (48)$$

De geregelde druk in het expansiesysteem is de som van de statische druk met de dampdruk van het opgewarmd zacht water, vermeerderd met een veiligheidsdruk van 0,5 bar. De dampdruk bedraagt 0 bar omdat temperatuur van het zacht water maximaal maar 50°C bedraagt. Dit brengt de totale geregelde druk op 0,7 bar, zie vergelijking (50).

$$P_{reg} = P_{stat} + P_{damp} + 0,5 \text{ bar} \quad (49)$$

Elk expansievat is ook voorzien van een veiligheidsventiel die zal openen wanneer de druk in de installatie te groot is. Deze insteldruk van het veiligheidsventiel zal openen bij een druk die 1 bar hoger is dan de geregelde druk. In deze situatie dus bij een druk van 1,7 bar.

Plaats van het expansievat:

Het expansievat is altijd aan de zuigzijde van de circulatiepomp geplaatst dit om pompcavitatie te vermijden. Verder is er gekozen om het expansievat net na de warmtewisselaar te plaatsen. Dit omdat de temperatuur van het zacht water daar het laagst is waardoor het membraam minder onderhevig is aan hoge temperatuur. Dit komt de levensduur van het expansievat ten goede. Figuur 35 in het conceptueel ontwerp is de locatie van het expansievat geïllustreerd.

4.4 Besluit

De bestaande pompengroepen dienen vervangen te worden door nieuwe pompen met een kleinere waaierdiameter aangedreven door frequentie gestuurde reluctantiemotoren. Deze werken energie-efficiënter en hebben een beter rendement in deellast dan de huidige asynchrone inductiemotoren. De combinatie van een druksensor en meetomvormer (0-6 bar) waarborgen een druk van 5 bar zodanig dat altijd de beoogde opvoerhoogte van 50m overwonnen wordt. Ten slotte zal een buskabel zorgen voor een slimme samenwerking tussen de verschillende pompen. Onderstaande tabel geeft een omschrijving van de benodigde materialen en het aantal stuks.

Tabel 42: Omschrijving nieuwe materialen van de pompgroepen

Omschrijving	Aantal
Volledige pompgroep Type: ETN 100-080-200 GBSAA10GD303702B PD2 Voorzien van motor 37kW SupremE IE4 en pumpdrive	3
Kabel BUS M12 for multi pump operation Lengte: 2m	2
Meet omvormer 0-6Bar	1
Kabel voor connectie met sensoren 2x2x0.5mm ² Lengte: 10m	1
Pompmeter	3

De huidige dahlanderomotoren die de ventilatoren van de koeltoren aansturen dienen eveneens vervangen te worden door frequentie gestuurde reluctantiemotoren. Hierdoor kan een constante koelwatertemperatuur gewaarborgd worden. De regeling dient zo ingesteld te worden dat de ventilatoren synchroon met elkaar aangestuurd zijn omdat deze regeling energie-efficiënter is dan de ventilatoren apart aan te sturen, zie casestudy p.107. Verder is er gekozen om de frequentieregelaars te plaatsen in een elektrische kast in de productiehal omwille van veiligheidsoverwegingen.

Tabel 43: Omschrijving nieuwe materialen voor de ventilatoren van de koeltoren

Omschrijving	Aantal
Synchroon reluctantie motor Type: 1FP1514-1EB42-1AB4-Z S02+L23 SIEMENS SD-VSD4000	2
Frequentieregelaar Type: Sinamics G120 standard IP20, 22 kW (Low overload) 3x400VAC	2
Beveiliging 3RV1041-4KA10	2
Rittal TS8 kast incl. kastverlichting & klein materiaal (klemmen, draden, etc.)	1

Door het plaatsen van een secundair koelcircuit met ‘zacht’ water tussen koelwerk 2 en de compressoren kan uitval van de compressoren vermeden worden. Het secundair koelcircuit bestaat uit een single-pass platenwarmtewisselaar die goed resistent is tegen schaal- en vuilafzettingen. Deze is primair voorzien van een druksensor die de graad van vuilafzetting zal detecteren. Indien vuilafzetting gedetecteerd is kan een ontkalker aangesloten worden op de warmtewisselaar. De compressoren worden op dit moment dan rechtstreeks gevoed door het koelwater. Verder zijn er in het secundair koelcircuit twee circulatiepompen en een expansievat voorzien.

Tabel 44: Omschrijving nieuwe materialen voor secundair koelcircuit

Omschrijving	Aantal
Warmtewisselaar T6-PFG	1
Grundfos Magma3-50-180-F circulatiepomp	2
Expansievat 8 liter met instelbaar veiligheidsventiel	1
Druksensor analoge uitlezing	2
Pompmeter (geen meerkost)	3

5 Investeringsanalyse

De investeringsanalyse is opgesteld aan de hand van de investeringskosten en de verbruikskosten bij gemiddelde condities. Ook is de hoeveelheid winst/verlies per jaar bepaald. Aan de hand van deze gegevens en externe factoren is een 'cash-flow'-tabel opgesteld, dit om een duidelijk beeld te creëren van de inkomende en uitgaande kasstromen en de bepaling van de terugverdientijd, gecumuleerde opbrengst en het rendement van de investering.

5.1 Koelwaterpompen met frequentiegestuurde motoren

5.1.1 Investering

Onderstaande tabel 45 weergeeft de te investeren kosten. Er zijn offertes aangevraagd bij KSB, dit voor een volledige pompgroep. De volledige pompgroep bevat de pomp, synchroon reluctantiemotor van 37kW en de frequentiedrive. De drive bevindt zich op de motor zelf, dit beperkt de vereiste plaatsingsruimte. Ook de kosten van de diverse KSB-onderdelen zijn in rekening gebracht, zoals meetsensoren, bus-kabel, meetomvormer etc. De kosten voor externe diensten zijn in dit project geschat (elektrische aansluitwerken, installatiekosten, tekenwerk etc.). Een totale investeringskost excl. btw van €43583 is vereist.

Tabel 45: Investeringskosten koelwaterpompen

Materiaalkosten			
<i>Omschrijving</i>	<i>Eenheidsprijs</i>	<i>Aantal</i>	<i>Netto</i>
Volledige pompgroep Type: ETN 100-080-200 GBSAA10GD303702B PD2 Voorzien van motor 37kW Supreme IE4 en pumpdrive	€ 11373	3	€ 34118
Kabel BUS M12 for multi pump operation Lengte: 2m	€ 43	2	€ 86
Meet omvormer 0-6Bar	€ 351	1	€ 351
Kabel voor connectie met sensoren 2x2x0.5mm ² Lengte: 10m	€ 28	1	€ 28
Pompmeter (geen meerkost)	€ 0	3	€ 0
Externe diensten			
<i>Omschrijving</i>	<i>Netto</i>		
Elektrische werken, installatie en levering	€ 4000		
Tekenwerk, SW engineering, coördinatie en inbedrijfname	€ 5000		
Totale prijs (excl. BTW):			€ 43583

5.1.2 Verbruikskosten na optimalisatie

De verbruikskosten van één pomp zijn bepaald door het berekende elektrisch vermogen bij verschillende belastingsgraden te vermenigvuldigen met het tijdsaandeel (#uren) en de kostprijs voor energie (€0,086/kWh) (zie vergelijking (50)). Het tijdsaandeel (%) bij verschillende belastingsgraden is opgebouwd a.d.h.v. de debietsmeting in sectie 3.2.2. Gemiddeld is het debiet $181\text{m}^3/\text{h}$ per pomp, merendeel van de tijd zijn de pompen operationeel bij een werkingsgebied van 70% tot 110% belastingsgraad. Lager dan een belastingsgraad van 70% komt niet voor, dit is bij een debiet lager dan $127\text{m}^3/\text{h}$ per pomp. In onderstaande tabel 46 zijn alle resultaten zichtbaar.

$$\text{Verbruikskost}(\text{€}) = P_{\text{elektrisch}}(\text{kW}) * \text{tijdsaandeel}(\text{\#uren}) * 0,086 \left(\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \quad (50)$$

Tabel 46: Gemiddelde verbruikskost van één pomp

Belasting	110%	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%
Elektrisch vermogen	35,00	31,44	29,02	26,47	24,40	22,41	20,42	18,33
Tijdsaandeel (%)	0,34	37,09	32,85	26,71	2,74	0,00	0,00	0,00
Tijdsaandeel (#uren)	29,47	3249,13	2877,33	2340,00	240,07	0,00	0,00	0,00
Verbruikskost één pomp (€)	88,70	8785,11	7180,18	5325,86	503,79	0,00	0,00	0,00

5.1.3 Output cashflow en analyse

De output cashflow-tabel, welke weergeven is in onderstaande tabel 47, is opgesteld door in eerste instantie de bedrijfsopbrengsten en de bedrijfskosten in rekening te brengen. Als volgende stap zijn de kasstromen en de winst/verlies per boekjaar bepaald. Aan de hand van deze gegevens is een analyse van de investering gemaakt, door het bepalen van de terugverdientijd, de gecumuleerde opbrengst na 20 jaar en het rendement op investering.

- **Bedrijfsopbrengsten**

Op het gebied van energieverbruik is er een winst per boekjaar t.o.v. de huidige installatie. De bedrijfswinst van energie is gelijk aan de huidige verbruikskosten van energie minus de verbruikskosten van energie na optimalisatie. De huidige verbruikskosten zijn bepaald in sectie 3.2.1 vermogensmeting van de bestaande toestand. De verbruikskosten na optimalisatie zijn hierboven berekend. Zo zal er per boekjaar een totale bedrijfsopbrengst zijn van €20810.

- **Bedrijfskosten**

Enkel personeelskosten, zoals onderhoudskosten zijn in rekening gebracht. Er is verondersteld dat de pompen en hun aandrijvingen minstens 20 jaar mee gaan met gemiddeld twee dagen onderhoud per jaar, wat neer komt op een bedrijfskost van €320.

- **Gecumuleerde operationele kasstroom**

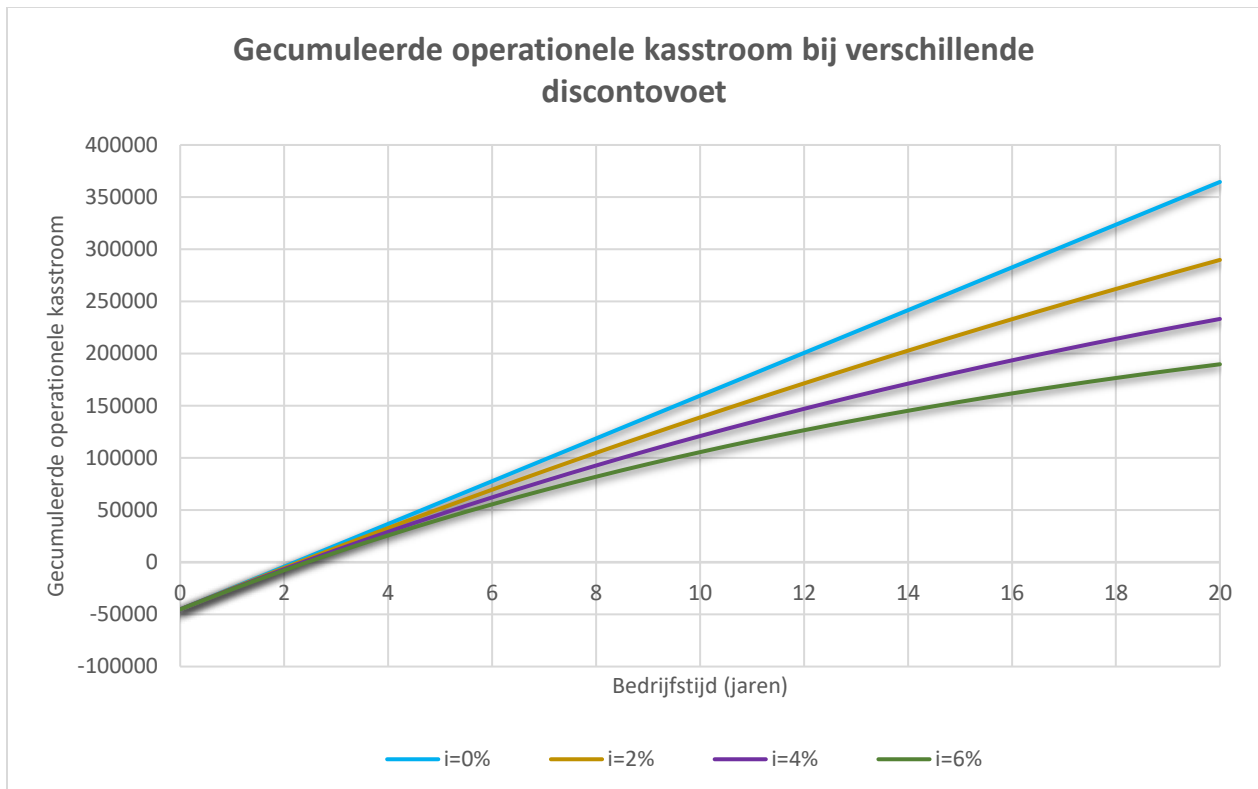
De operationele kasstromen zijn bepaald aan de hand van het verschil tussen bedrijfsopbrengsten en bedrijfskosten, ook is bijhorende discontovoet mee in rekening gebracht (zie onderstaande vergelijking (51)).

$$\text{Operationele kasstroom} = (\text{bedrijfsopbrengst} - \text{bedrijfskost}) * \text{discontovoet} \quad (51)$$

Berekeningen zijn gemaakt bij een discontovoet of rentevoet van 2%, deze parameter geeft de "tijds waarde van geld" aan als een percentage per periode. Toekomstige bedragen voor elk jaar zijn dan ook verlaagd naargelang deze discontovoet. De hoogte van de discontovoet is van belang, deze beïnvloedt de uitkomst van de waardenstromen, wat ook zichtbaar is in onderstaande figuur 54. Een hogere discontovoet geeft uiteindelijk een lagere winst, dus een lagere gecumuleerde kasstroom en grotere terugverdientijd.

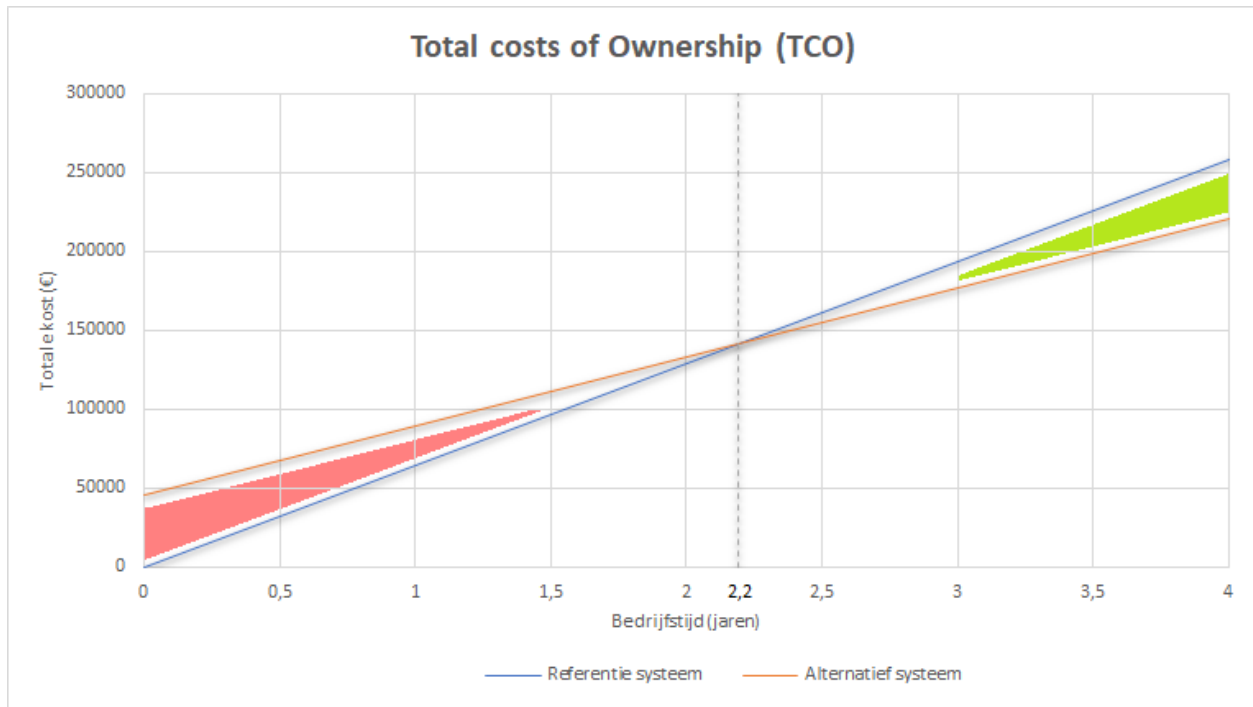
Tabel 47: Output cashflow koelwaterpompen

Jaar	0	1	2	3	4	5
Investeringskost (€)	-43583	0	0	0	0	0
Bedrijfsopbrengsten						
Energie (€)	0	20810	20810	20810	20810	20810
Totale bedrijfsopbrengsten (€)	0	20810	20810	20810	20810	20810
Bedrijfskosten						
Personeelskosten (onderhoud, ...) (€)	0	320	320	320	320	320
Andere bedrijfskosten (€)	0	0	0	0	0	0
Totale bedrijfskosten (€)	0	320	320	320	320	320
Discontovoet (i=2%)						
Discontovoet (i=2%)	1	0,980	0,961	0,942	0,924	0,906
Operationele kasstroom (€)	0	20088	19694	19308	18930	18558
Winst/verlies per boekjaar (€)	-43583	20088	19694	19308	18930	18558
Gecumuleerde operationele kasstroom (€)	-43583	-23495	-3800	15508	34438	52996



Figuur 54: Gecum. operationele kasstroom bij verschillende discontovoet – koelwaterpompen

- Terugverdientijd: Dit is het aantal perioden dat nodig is om de investeringsuitgave terug te verdienen via winsten die in de toekomst uit de investering voortvloeien. De terugverdientijd bedraagt **2,19 jaar**, of met andere woorden ongeveer twee jaar en twee maanden. In onderstaande figuur is een vergelijking zichtbaar van de totale kosten tussen de huidige installatie (referentie systeem) en de installatie na optimalisatie (alternatief systeem). Het rood gebied stelt een negatieve gecumuleerde kasstroom (=verlies) voor, het groen gebied een positieve gecumuleerde kasstroom (=winst).



Figuur 55: Vergelijking totale kosten huidige en geoptimaliseerde installatie – koelwaterpompen

- Gecumuleerde opbrengst: De gecumuleerde opbrengst is bepaald over een periode van 20 jaar, dit bij de veronderstelling dat de pompen en hun aandrijvingen 20 jaar mee gaan. De som is genomen van de geaccumuleerde operationele kasstromen gedurende deze periode uit bovenstaande tabel 47. De gecumuleerde opbrengst is eveneens gelijk aan de “netto constante waarde”. De netto contante waarde van een investering is een manier om te bepalen of een investering rendabel gaat zijn. Het voordeel van de netto contante waarde berekening is dat de factor tijd meegenomen is. Geld wordt immers minder waard naarmate de tijd verstrijkt door de inflatie. Een positieve netto contante waarde betekent dat de opbrengsten van de investering hoger zullen zijn dan kosten van de investering, d.w.z. dat het waarschijnlijk rendabel is om de investering te doen. Bij een negatieve contante waarde zijn de opbrengsten lager dan de kosten, waardoor er verlies geleden wordt [56].
De gecumuleerde opbrengst na 20 jaar of de “netto constante waarde” van het dit project bedraagt **€ 229315** en is dus ruim positief. De investering is met andere woorden rendabel.
- Het rendement: Een nadeel van bovenstaande berekening is dat deze alleen weergeeft of het rendement hoger of lager is dan de discontovoet, maar niet het exacte rendement. Die disconteringsvoet waarbij de som van de contante waarden van de toekomstige opbrengsten gelijk is aan de contante waarde van de toekomstige kosten (m.a.w. netto constante waarde=0), heet de Internal Rate of Return (IRR) (zie onderstaande vergelijking (52)). Dit rendementsbegrip geeft het rendement weer van een verzameling kasstromen verspreid over meerdere jaren [57].

“Wanneer de IRR hoger is dan het minimaal gewenste rendement over een investering wordt de investering als waardevol beschouwd” [57]. Zoveel te hoger de IRR, zoveel te interessanter het project.

$$NCW = \left(\sum_{t=0}^n \frac{R_t}{(1+IRR)^t} \right) - I = 0 \quad (52)$$

De IRR van dit project bedraagt **44,11%** en is dus als zeer acceptabel beschouwd.

5.2 Frequentiegestuurde aandrijving van koeltorenventilatoren

5.2.1 Bepaling van het gemiddeld elektrisch verbruik

De dimensionering van de aandrijving voor de ventilatoren van de koeltoren is uitgevoerd volgens ontwerpgegevens. Dit is bij een retourwater van 35°C, waarbij de koeltoren de watertemperatuur met 10°C zal verminderen. Er is dus verondersteld dat de verbruikers aangesloten op het koelwerk de watertemperatuur met 10°C doen toenemen ($\Delta T=10^\circ\text{C}$). Echter, het temperatuurverschil is afhankelijk van de productie in de hal (=warmteafgifte). Dit varieert continu doorheen het jaar, afhankelijk van welke productielijnen operationeel zijn. Bijvoorbeeld, vanaf het moment dat een productielijn bijschakelt zal het circulerend koelwater meer warmte opnemen (constant debiet verondersteld), m.a.w. meer productielijnen actief is meer warmteafgifte aan het koelwater. Dit heeft als gevolg dat er een groter temperatuurverschil aanwezig is tussen aanvoer- en retour koelwater. Deze toenemende ΔT vertaalt zich op zijn beurt naar de koeltoren.

Het gemiddeld debiet doorheen het jaar bedraagt 362m³/h deze is verkregen door omvorming van het gemiddeld debiet uit de debietsmeting met vergelijking (13). D.m.v. het omvormen van vergelijking (35) naar ΔT en het invullen van het gemiddeld en bovenstaande berekende warmtevermogens is het temperatuurverschil per mogelijke combinatie van productielijnen bepaald. Dit resulteert in volgende tabel 48:

Tabel 48: Bepaling ΔT bij gemiddeld debiet

	Q (kW)	\dot{q} (m ³ /h)	ΔT (°C)
Combinatie 1	1052,52	362	2,50
Combinatie 2	837,81	362	1,99
Combinatie 3	1343,01	362	3,19
Combinatie 4	2227,12	362	5,29
Combinatie 5	2311,32	362	5,49
Combinatie 6	2513,41	362	5,97

Met het in rekening brengen van het aantal uren dat desbetreffende combinatie actief is gedurende één jaar is het gemiddeld temperatuurverschil bepaald. Het aantal uren dat desbetreffende lijn operationeel is, met bijhorende percentages over één jaar is zichtbaar in onderstaande tabel 49. Deze data is gehaald uit de software van 'Aspentech' en reikt uit over één jaar (november 2018 t/m november 2019).

Tabel 49: Hoeveelheid operationele uren per productielijn

Productielijn	7	9	10	11	14	Compressorpark
#uren/jr	2860	4603	4826	1987	2202	8760
%actief/jr	33%	53%	55%	23%	25%	100%

Vervolgens zijn deze percentages vergeleken en is aan ieder van de zes verschillende combinaties van productielijnen een percentage toegekend hoeveel deze combinatie voorkomt over één jaar. Met het in rekening brengen van het temperatuurverschil en dit percentage per combinatie is een gemiddeld temperatuurverschil van 3,90°C bekomen. Dit temperatuurverschil ligt aanzienlijk lager dan het vooropgestelde ontwerp temperatuurverschil van 10°C. Er is dus te concluderen dat de ventilatoren gemiddeld niet op vol vermogen zullen werken.

Het uitrekenen van de volumes lucht, massa's suppletie water en vermogens gedurende één jaar bij een gemiddeld debiet van $362m^3/u$ en een gemiddelde ΔT van 3,90°C is bepaald. Tabel 50 op volgende pagina geeft een overzicht. Ook is het op te merken dat zelfs bij een nattebol-buitentemperatuur van 22°C (i.p.v. 18°C) de vereiste koelwatertemperatuur van 25°C bereikt kan worden. Dit omdat de aanvoer-watertemperatuur van 28,90°C ($\Delta T= 3.90^\circ C$) lager ligt dan de ontwerpvoorschriften van 35°C ($\Delta T= 10^\circ C$).

Het elektrisch verbruik en de suppletie-waterbehoeften zullen lager liggen, dit omdat het gemiddeld debiet lager ligt dan de ontwerpgegevens, alsook het gemiddelde temperatuurverschil van het koelwater.

Tabel 50: Volumestromen lucht, massastromen suppletiewater en vermogens bij gem. condities

$T_{1,a,wb}$ (°C)	$T_{3,w}$ (°C)	$T_{4,w}$ (°C)	ΔT (°C)	\dot{v}_1 (m ³ /s)	$\dot{m}_{\text{suppletie}}$ (m ³ /h)	$P_{\text{elek,1motor}}$ (kW)	$P_{\text{elek,2motoren}}$ (kW)
-7	28,90	25	3,90	7,86	0,92	0,17	0,34
-6	28,90	25	3,90	8,08	0,68	0,19	0,37
-5	28,90	25	3,90	8,35	0,97	0,21	0,41
-4	28,90	25	3,90	8,50	0,97	0,22	0,43
-3	28,90	25	3,90	8,67	0,96	0,23	0,46
-2	28,90	25	3,90	8,85	0,95	0,24	0,48
-1	28,90	25	3,90	9,10	0,95	0,26	0,52
0	28,90	25	3,90	9,36	0,96	0,28	0,57
1	28,90	25	3,90	9,63	0,96	0,31	0,62
2	28,90	25	3,90	9,92	0,97	0,32	0,65
3	28,90	25	3,90	10,24	0,98	0,35	0,71
4	28,90	25	3,90	10,58	0,98	0,39	0,78
5	28,90	25	3,90	10,95	0,99	0,43	0,86
6	28,90	25	3,90	11,36	0,99	0,47	0,95
7	28,90	25	3,90	11,81	1,00	0,53	1,06
8	28,90	25	3,90	12,31	1,01	0,60	1,20
9	28,90	25	3,90	12,87	1,01	0,68	1,37
10	28,90	25	3,90	13,49	1,02	0,78	1,57
11	28,90	25	3,90	14,20	1,02	0,91	1,82
12	28,90	25	3,90	15,00	1,03	1,06	2,12
13	28,90	25	3,90	15,92	1,03	1,26	2,53
14	28,90	25	3,90	16,99	1,04	1,53	3,06
15	28,90	25	3,90	18,26	1,04	1,89	3,77
16	28,90	25	3,90	19,77	1,05	2,37	4,73
17	28,90	25	3,90	21,60	1,05	3,09	6,17
18	28,90	25	3,90	23,89	1,05	4,15	8,30
19	28,90	25	3,90	26,19	1,06	5,13	10,25
20	28,90	25	3,90	29,87	1,06	6,98	13,96
21	28,90	25	3,90	34,94	1,06	10,32	20,63
22	28,90	25	3,90	42,33	1,06	16,98	33,95
23	30,69	26,79	3,90	44,76	1,05	19,86	39,73
24	31,05	27,15	3,90	44,76	1,03	19,86	39,73

5.2.2 Investeringskosten

Onderstaande tabel 51 geeft de te investeren kosten weer. Er zijn offertes aangevraagd bij zowel Siemens en ENGIE Fabricom, dit voor zowel een synchroon reluctantiemotor van 22kW met bijhorende Sinamics G120-aandrijving, alsook een motorbeveiliging voor bescherming tegen overbelasting en kortsluiting. Zoals eerder aangehaald zullen de aandrijvingen van de motoren binnen in de bestaande elektrische kast gepositioneerd worden. Echter na het doornemen van de technische fiche van de aandrijvingen en de overige ruimte in de elektrische kast is besloten dat plaatsing van een extra cel noodzakelijk is. Ook externe kosten zijn in rekening gebracht, zoals de elektrische aansluitwerken, installatiekosten, levering van de E-kast, tekenwerk etc. Een totale investeringskost excl. btw van €23330 is bekomen.

Tabel 51: Investeringskosten

Materiaalkosten			
Omschrijving	Eenheidsprijs	Aantal	Netto
Synchroon reluctantie motor Type: 1FP1514-1EB42-1AB4-Z S02+L23 SIEMENS SD-VSD4000	€ 1746	2	€ 3492
Frequentieregelaar Type: Sinamics G120 standard IP20, 22 kW (Low overload) 3x400VAC	€ 1924	2	€ 5088
Beveiliging 3RV1041-4KA10	€ 278	2	€ 556
Rittal TS8 kast incl. kastverlichting & klein materiaal (klemmen, draden, etc.)	€ 3525	1	€ 3525
Externe diensten			
Omschrijving	Netto		
Elektrische werken, installatie en levering	€ 4687		
Tekenwerk, SW engineering, coördinatie en inbedrijfname	€ 5980		
Totale prijs (excl. BTW):			€ 23330

5.2.3 Verbruikskosten na optimalisatie

De verbruikskosten van zowel energie, alsook de waterbehoeften zijn bepaald uit het gemiddeld vermogen. Dit met het in rekening brengen van de gemiddelde buitencondities per jaar te Genk.

- **Energiekosten**

Door rekening te houden met het aantal uren dat desbetreffende natteboltemperatuur voor komt is het aantal kWh bepaald. Aan de hand van deze gegevens zijn de kosten berekend volgens onderstaande vergelijking (53). Een totale verbruikskosten voor energie van €2489,93/jaar is bekomen (met 0,086€/kWh). Een overzicht is zichtbaar in onderstaande tabel 52.

$$Kost (\text{€}) = P_{elek,2motoren}(\text{kW}) * T_{1,a,wb}(\text{\#uren}) * \frac{0,086\text{€}}{\text{kWh}} \quad (53)$$

Tabel 52: Gemiddelde kosten aan energie/jaar

$T_{1,a,wb}$ (°C)	$T_{1,a,wb}$ (#uren)	$P_{elek,2motoren}$ (kW)	Energie (kWh)	Kost (€)
-7	0	0,34	0,00	0,00
-6	24	0,37	8,97	0,77
-5	48	0,41	19,72	1,70
-4	48	0,43	20,76	1,79
-3	48	0,46	21,92	1,89
-2	120	0,48	57,98	4,99
-1	48	0,52	25,06	2,16
0	240	0,57	136,25	11,72
1	216	0,62	133,01	11,44
2	240	0,65	155,74	13,39
3	288	0,71	203,97	17,54
4	336	0,78	262,49	22,57
5	456	0,86	393,49	33,84
6	480	0,95	455,95	39,21
7	432	1,06	459,36	39,51
8	408	1,20	489,42	42,09
9	432	1,37	590,38	50,77
10	384	1,57	602,10	51,78
11	576	1,82	1049,90	90,29
12	336	2,12	713,46	61,36
13	528	2,53	1333,22	114,66
14	408	3,06	1249,90	107,49
15	408	3,77	1539,59	132,41
16	528	4,73	2500,08	215,01
17	528	6,17	3260,33	280,39
18	552	8,30	4579,78	393,86
19	312	10,25	3199,33	275,14
20	264	13,96	3685,47	316,95
21	48	20,63	990,25	85,16
22	24	33,95	814,80	70,07
23	0	39,72	0,00	0,00
24	0	39,72	0,00	0,00
Totaal			28952,69	2489,93

- **Waterbehoefte**

Het totale verbruik is een optelsom van de hoeveelheid water die verdampt en de gespuide waterhoeveelheid.

Het water dat de koeltoren aangevoerd krijgt, bevat altijd zouten die niet mee verdampen. Wanneer alleen het verdampte water wordt aangevuld, neemt dus de hoeveelheid zouten in het systeem toe. Wanneer door deze zouttoename het verzadigingspunt bereikt wordt, zetten zouten zich af in het systeem. Om deze ongewenste kristallisatie van zouten te voorkomen, is het noodzakelijk om ze af te voeren. Dit kan gebeuren door heet afvoeren van een deel van het circulerende water, 'spuien' genoemd. De gespuide waterhoeveelheid hangt af van de aanwezige waterkwaliteit en de waterbehandeling in combinatie met de gekozen spuiregeling. De spuiregeling is gebaseerd op het maximaal zoutgehalte (=geleidbaarheid) van het water.

Verder hangt de verdampte hoeveelheid af van de door het proces gevraagde koelcapaciteit.

Het huidig totaal watergebruik bedraagt 10000m³ per jaar, de prijs per m³ bedraagt 1,1€/m³ wat neer komt op een totale kostprijs van 11000€/jaar. In deze kost zijn de verdampingsverliezen en de verliezen t.g.v. van de 'spui' inbegrepen.

De gemiddelde suppletiewaterbehoefte zijn bepaald in sectie 5.2.1, verder zijn hierbij ook de spui-verliezen in rekening gebracht. De spui-verliezen zijn constant beschouwd t.o.v. vorig jaar en zijn gelijk aan 0,198m³/u. De verbruikskosten voor water zijn bekomen volgens onderstaande vergelijking (54) en bedraagt totaal €9783,95. Een overzicht is zichtbaar in tabel 53.

$$Kost (\text{€}) = m_{\text{suppletie}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) * T_{1,a,wb} (\text{\#uren}) * \frac{1,1\text{€}}{\text{m}^3} \quad (54)$$

Tabel 53: Gemiddelde kosten aan water/jaar

$T_{1,a,wb}$ (°C)	$T_{1,a,wb}$ (#uren)	$m_{suppletie}$ (m ³ /h)	Hoeveelheid (m ³)	Kost (€)
-7	0	0,92	0,00	0,00
-6	24	0,68	16,23	17,85
-5	48	0,97	46,77	51,44
-4	48	0,97	46,35	50,98
-3	48	0,96	45,90	50,49
-2	120	0,95	113,53	124,88
-1	48	0,95	45,68	50,25
0	240	0,96	229,73	252,70
1	216	0,96	208,08	228,88
2	240	0,97	232,65	255,92
3	288	0,98	280,93	309,02
4	336	0,98	329,78	362,76
5	456	0,99	450,29	495,32
6	480	0,99	476,84	524,52
7	432	1,00	431,69	474,86
8	408	1,01	410,08	451,09
9	432	1,01	436,67	480,34
10	384	1,02	390,31	429,34
11	576	1,02	588,63	647,49
12	336	1,03	345,16	379,67
13	528	1,03	545,11	599,62
14	408	1,04	423,23	465,55
15	408	1,04	425,11	467,62
16	528	1,05	552,39	607,63
17	528	1,05	554,39	609,82
18	552	1,05	581,31	639,44
19	312	1,06	330,81	363,89
20	264	1,06	280,42	308,46
21	48	1,06	51,00	56,10
22	24	1,06	25,44	27,98
23	0	1,05	0,00	0,00
24	0	1,03	0,00	0,00
		Totaal	8894,50	9783,95

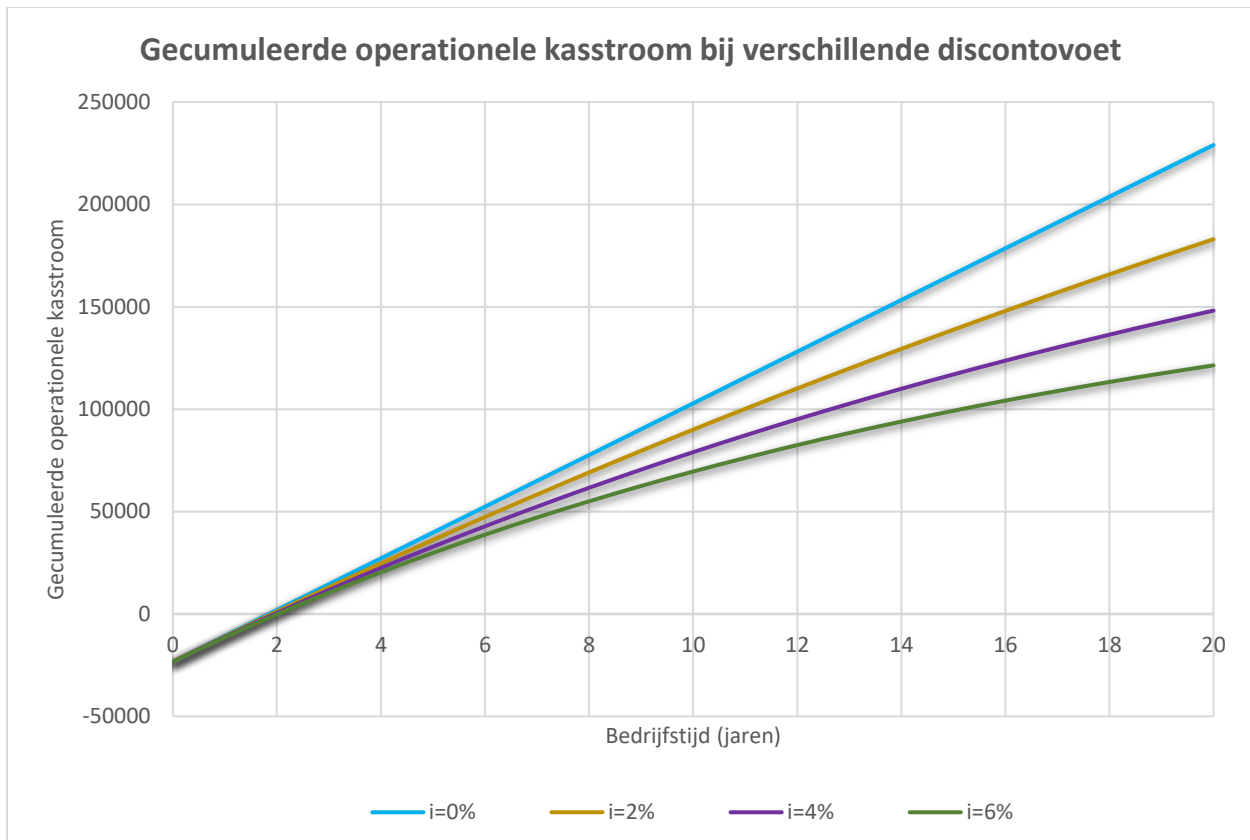
5.2.4 Output cashflow en analyse

De resultaten van de output cashflow-tabel van dit project is weergegeven in onderstaande tabel 54.

- Bedrijfsopbrengsten**
 De huidige verbruikskosten van energie en water zijn bepaald in sectie 3.2.4. Op het gebied van energieverbruik is een drastische energiebesparing mogelijk. Ook bij het waterverbruik is een besparing mogelijk, echter minder significant. Sommatie van beide geeft een winst per boekjaar t.o.v. de huidige installatie. De bedrijfswinst van energie is gelijk aan de huidige verbruikskosten van energie minus de verbruikskosten van energie na optimalisatie. Hetzelfde principe geldt voor het waterverbruik. Zo zal er per boekjaar een totale bedrijfsopbrengst zijn van €12776,3.
- Bedrijfskosten**
 Enkel personeelskosten, zoals onderhoudskosten zijn in rekening gebracht. Er is verondersteld dat de ventilatoraandrijvingen minstens 20 jaar mee gaan met gemiddeld één dag onderhoud per jaar, wat neer komt op een bedrijfskost van €160.
- Gecumuleerde operationele kasstroom**
 De operationele kasstromen zijn op dezelfde manier bepaald als in 5.1.3, volgens vergelijking (51). De gecumuleerde operationele kasstromen zijn wederom berekend bij een discontovoet van 2%, alsook bij een discontovoet van 0%, 4% en 6%. Een overzicht is zichtbaar in figuur 56.

Tabel 54: Output cashflow aandrijving ventilatoren

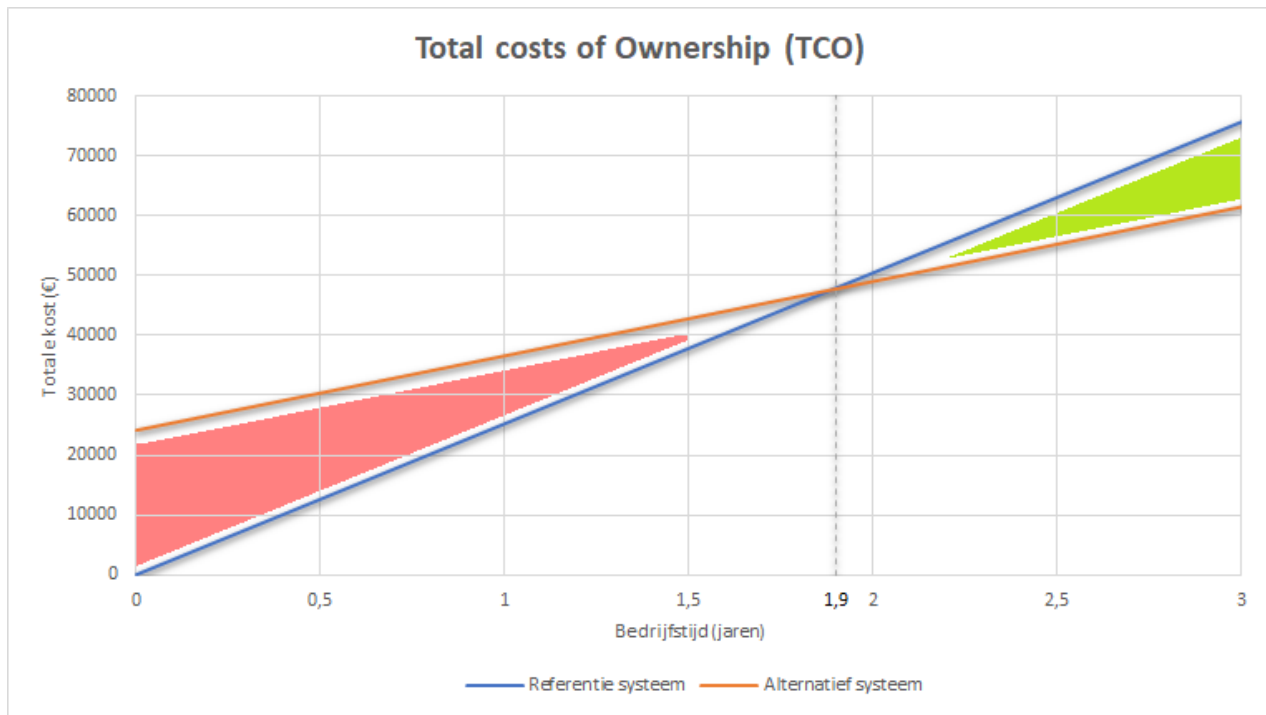
Jaar	0	1	2	3	4	5
Investeringskost (€)	-23330	0	0	0	0	0
Bedrijfsopbrengsten						
Energie (€)	0	11560	11560	11560	11560	11560
Water (€)	0	1216	1216	1216	1216	1216
Totale bedrijfsopbrengsten (€)	0	12776	12776	12776	12776	12776
Bedrijfskosten						
Personeelskosten (onderhoud, ...) (€)	0	160	160	160	160	160
Andere bedrijfskosten (€)	0	0	0,0	0	0	0
Totale bedrijfskosten (€)	0	160	160	160	160	160
<i>Discontovoet (i=2%)</i>						
Operationele kasstroom (€)	0	12368	12126	11888	11655	11426
Winst/verlies per boekjaar (€)	-23330	12368	12126	11888	11655	11426
Gecumuleerde operationele kasstroom (€)	-23330	-10962	1165	13053	24709	36136



Figuur 56: Gecum. operationele kasstroom bij verschillende disct.voet - koeltoren

Wederom zijn volgende berekeningen gedaan om de financiële haalbaarheid van de investering te bepalen. Dit geeft onderstaande resultaten:

- Terugverdientijd: De terugverdientijd bedraagt **1,90 jaar**, of met andere woorden één jaar, 10 maanden en 25 dagen. In onderstaande figuur 57 is een vergelijking zichtbaar van de totale kosten tussen de huidige installatie (referentie systeem) en de installatie na optimalisatie (alternatief systeem).



Figuur 57: Vergelijking totale kosten huidige en geoptimaliseerde installatie – koeltoren

- Gecumuleerde opbrengst: De gecumuleerde opbrengst is ook bepaald over een periode van 20 jaar, dit bij de veronderstelling dat de ventilator-aandrijvingen 20 jaar mee gaan. De netto contante waarde (NCW) is op dezelfde manier berekend als 5.1.3, met formule (52), De investering is hier gelijk aan €23330. De NCW van het dit project bedraagt **€144630**, dus er is wederom besloten dat de investering rendabel is.
- Het rendement: De IRR van dit project bedraagt **51,05%** en dus acceptabel.

5.3 Secundaire koelkring voor de compressoren

Zoals eerder aangehaald zijn er grote kosten verbonden aan het feit dat de compressoren uitvallen. Het wegvallen van perslucht zorgt er immers voor dat alle productielijnen met persluchtkoppelingen eveneens uitvallen. De productielijnen bevatten allemaal persluchtkoppelingen, buiten productielijn 15. Dit hoofdstuk omvat de kost van zulke productieuitvallen, de nodige investering van het voorgestelde secundair koelcircuit, de verbruikskosten wat hiermee gepaard gaan en ten slotte de winst wat hiermee mogelijk is.

5.3.1 Kosten van productiedervingen

Over een periode van anderhalf jaar (01.2018-06.2019) zijn de kosten van productiedervingen reeds bepaald geweest. Deze kosten omvatten het totaal aantal keren uitval van de compressoren, dus niet enkel een uitval van de compressoren omwille van een probleem met de koeling.

De totale downtime van de productiehal omwille van uitval van de compressoren bedroeg **75 uren** over de vastgestelde periode van anderhalf jaar, met **€50000/ton**. Dit is potentiële winst wat is misgelopen omdat het systeem niet operationeel was, met het gevolg dat de klanten dan ook niet tijdig bediend zijn. Daarbij komen dan nog de kosten voor het aantal start/stops van de productielijnen. Hierin is het terug opstarten van machines in de productielijnen in rekening gebracht, alsook het oplossen van het probleem dat machines vastgelopen zijn en reiniging noodzakelijk is. Dit aantal uren bedraagt **48 uren**, wat neerkomt op **€22000** per jaar.

5.3.2 Investering

Na opzoekwerk op internet en het aanvragen van offertes bij zowel Alfa Laval voor de warmtewisselaar en Breetec voor de driewegkleppen, leidingen en andere mechanische werken zijn onderstaande investeringskosten opgesomd (zie tabel 55). De totale investering bedraagt €23365,48. De installatiewerken worden best in het weekend uitgevoerd wegens productiestop. De ontkalker voor de warmtewisselaar is al reeds in bezit dus deze dient niet aangekocht te worden.

Tabel 55: Investeringskosten secundair netwerk bij compressoren

Kosten			
Omschrijving	Eenheidsprijs	Aantal	Netto
Warmtewisselaar T6-PFG	€3493	1	€3493
Grundfos Magma3-50-180-F circulatiepomp	€3291	2	€6582
Expansievat 8 liter met instelbaar veiligheidsventiel	€83	1	€83
Druksensor analoge uitlezing	€139	2	€278
Pompmeter (geen meerkost)	0	3	0
<i>Offerte Breetec N.V.:</i>			
<ul style="list-style-type: none"> - 2x econ 3-weg kogelkraan DN 80 - 2x econ 3-weg kogelkraan DN 50 - 2x elektrische aandrijving 24VDC - 2x nieuw leidingwerk DN 50 (met bochten) - Verwijderen van bestaande DN 80 leiding - 2x blindstop DN80 (blindflens) 			
Inclusief:			
<ul style="list-style-type: none"> - Bevestigingsmaterialen 			
Exclusief:			
<ul style="list-style-type: none"> - Elektrisch aansluiten 			
Huurmateriaal machines			€10930
Installatiewerken			€2000
Totale prijs (excl. BTW):			€23365

5.3.3 Verbruikskosten

De verbruikskosten voor de circulatiepomp en onderhoud op het secundair koelwerk alsook de compressoren zijn minimaal.

Het verbruik van de circulatiepomp is berekend aan de hand van vergelijkingen (14), (15), (16). Hierbij is het rendement van pomp, motor en drive respectievelijk 88%, 72% en 98%, wat resulteert in een totaal verbruik van 805W. De compressoren zijn 24/24 en 7/7 gekoeld wat op jaarbasis een werking is van 8760 uren. Op jaarbasis verbruiken de pompen dus 7051,8 kWh. De energiekost per jaar bedraagt **€606,46** (met €0,086/kWh).

De onderhoudskosten zijn geschat op twee dagen per jaar, dit omvat het reinigen van de warmtewisselaar aan de primaire zijde met de ontkalker, alsook andere diverse onderhoudswerken. De kosten bedragen dan **€320 per jaar**.

5.3.4 Vaststelling

Door het inbouwen van een warmtewisselaar, in combinatie met een circulatiepomp, geautomatiseerde driewegkleppen, druksensoren en een expansievat kunnen ongeplande productie uitvallen vermeden worden. Echter gaat een investerings-, ombouw- en energiekost hiermee gepaard, deze is echter ondergeschikt aan de schatting van de jaarlijkse kost voor productiederving door inadequate compressorkoeling. Zelfs bij wegvallen van het koelwater, als bij onderhoud is koeling voor de compressoren voorzien.

6 Besluit

DSM Specialty Compounds te Genk kent twee hoofdproblemen met zijn koelwaternetwerk. Enerzijds werken de koelwerk-componenten niet op de meest energetisch efficiënte manier, met een te hoge energiekost tot gevolg. Anderzijds is de machinebeschikbaarheid van de persluchtcompressoren laag omwille van suboptimale koeling doordat het geconditioneerd koelwater zorgt voor vuilafzettingen in de koelsystemen van de compressoren. Dit kan leiden tot ongeplande shutdowns van compoundinglijnen, productiedervingen en proceswanorde.

Deze masterproef had als doel het huidig koelwerk te analyseren op vlak van energie-efficiëntie en o.b.v. deze analyse voorstellen tot implementatie van moderne energetische toepassingen voor de koelwerk-componenten uit te werken. Bijkomende doelstelling was het uitwerken van een alternatief koelcircuit om de machinebeschikbaarheid van de persluchtcompressoren te verhogen. De investeringen dienen terugverdiend te worden op een periode van 2 tot 3 jaar.

Door implementatie van variabele snelheidsaandrijvingen in combinatie met synchrone reluctantie motoren bij zowel de koelwaterpompen, als de koeltorenventilatoren kan een drastische energiereductie verwacht worden. De implementatie bij de koelwaterpompen leidt tot een energiereductie van 32,2% met een terugverdientijd van 2,19 jaar. Bij de ventilatoren van de koeltoren is een energiereductie van 81,6% bekomen, met een terugverdientijd van 1,9 jaar. De investeringskost van beide optimalisaties bedraagt €66913.

Beide optimalisaties komen in aanmerking tot uitvoering van een nieuw energieproject omdat de CAPEX-investering meer als 50.000€ bedraagt met een terugverdientijd minder dan drie jaar.

Verder is door implementatie van een secundair koelcircuit de productie uitval ten gevolge van inadequate compressorkoeling te reduceren naar nul. Dit secundair koelcircuit bestaat uit een warmtewisselaar in combinatie met geautomatiseerde driewegkleppen, circulatiepompen, expansievat, drukmeting en een bypass-regeling.

Literatuurlijst

- [1] Dr. Robin Kent, *Energy Managment in Plastics Processing*, Second edi. Bristol BSI, United Kingdom, 2013.
- [2] O. Kaynakli, “Economic thermal insulation thickness for pipes and ducts: A review study”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 30, pp. 184–194, 2014.
- [3] V. K. Arun Shankar, S. Umashankar, S. Paramasivam, en N. Hanigovszki, “A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system”, in *Applied Energy*, vol. 181, Elsevier Ltd, 2016, pp. 495–513.
- [4] N. H. Arun Shankar V. K., U S., Paramasivam S., *An Energy Efficient Control Algorithm for Parallel Pumping Industrial Motor Drives System*. 2018.
- [5] E. Pumpdrive KSB, *Pump Control / System Automation*, vol. 4. KSB.
- [6] M. Borremans, *Pompen & Compressoren*, Derde edit. Gent: Uitgeverij Academia Press, 2017.
- [7] Rijksdienst voor Ondernemend Nederland, *Brochure Efficiënte Elektrische Aandrijvingen*. 2014.
- [8] M. Grigoriu, “Basis of the Variable Speed Driving Pumps Parallel Operation Modeling”, *10th WSEAS Int. Conf. Math. Comput. METHODS Sci. Eng.*, nr. 4, pp. 200–203, 2008.
- [9] KSB Company, “Master/slave mode centrifugal pumps”, *KSB*. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/master-slave-mode/191852/>. [Geraadpleegd: 29-okt-2019].
- [10] KSB company, “KSB Guard”, *KSB*. [Online]. Beschikbaar op: https://www.ksb.com/ksb-en/Press_and_News/Press-Archive/2018-pressearchiv/ksb-new-system-puts-pumps-into-internet-of-things/2065510/. [Geraadpleegd: 29-okt-2019].
- [11] AMR, “Ecologisch managment koeltorenventilatoren .”, *AMR*.
- [12] E. Al-Bassam en R. Alasseri, “Measurable energy savings of installing variable frequency drives for cooling towers’ fans, compared to dual speed motors”, *Energy Build.*, vol. 67, pp. 261–266, 2013.
- [13] Gozuk, “Variable frequency drive in fans system”. [Online]. Beschikbaar op: <http://www.gozuk.com/applications/variable-frequency-drive-in-fans-system.html>. [Geraadpleegd: 07-nov-2019].
- [14] N. Muntean, A. Hedeş, S. Scridon, en R. Babău, *Variable speed drive structures and benefits in cooling tower fans applications*, vol. 6, nr. 4. 2007.
- [15] N. Muntean, C. Volosencu, en A. Hedes, *A temperature control system for water cooling towers based on variable speed drives*, nr. June 2008. 2008.
- [16] Siemens, “De EU-richtlijn voor elektromotoren”, 2015. [Online]. Beschikbaar op: https://w5.siemens.com/belux/web/nl/industrie/industrie/aandrijvingen_motoren/iemotoren/e

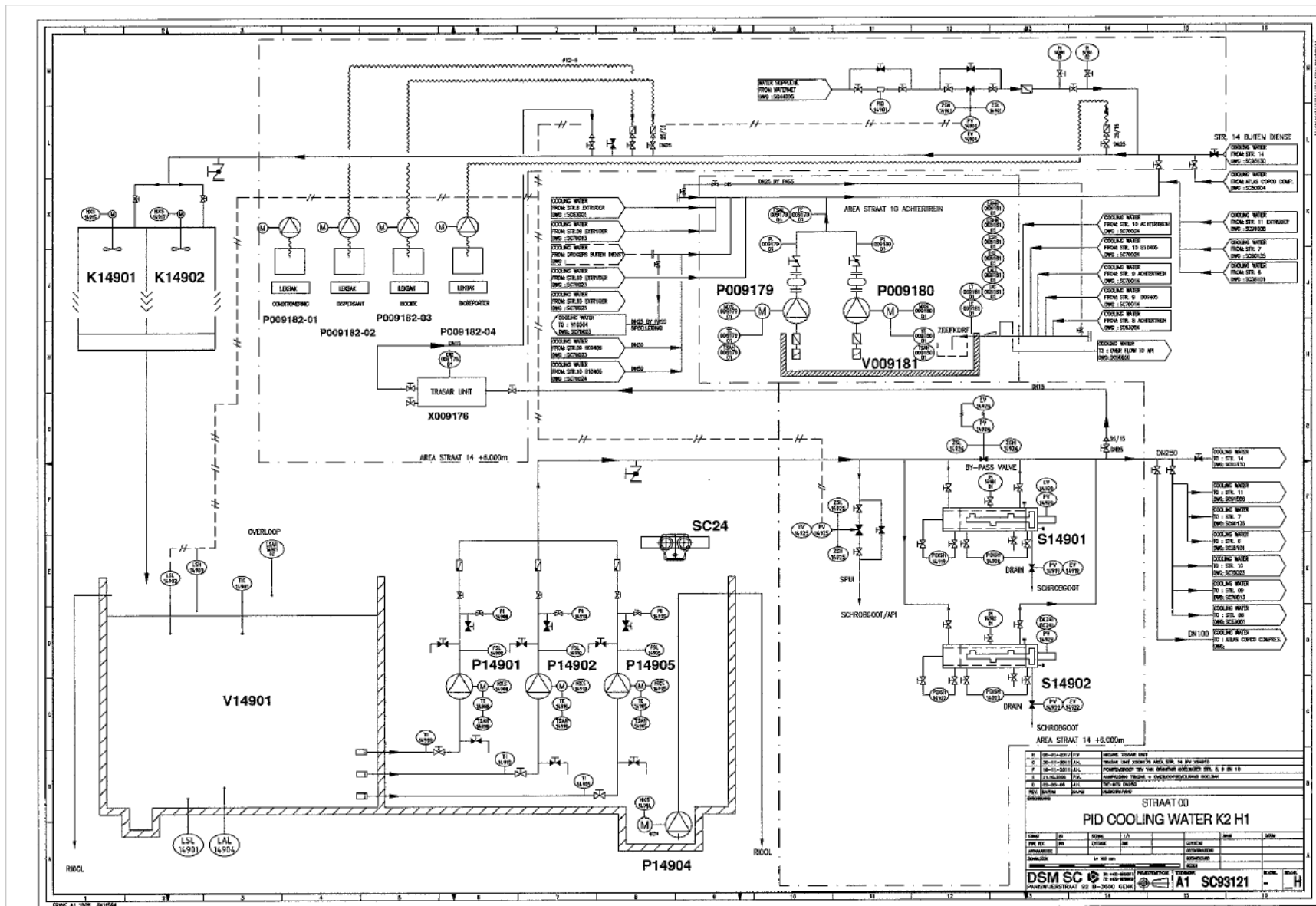
- u-richtlijn/pages/de_eu-richtlijn_in_een_notendop.aspx. [Geraadpleegd: 03-nov-2019].
- [17] Motorlan, “Vergelijking IE-klassen”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.motorlan.es/en/electric-motors-and-efficiency-should-they-be-repaired-or-replaced/>. [Geraadpleegd: 05-nov-2019].
- [18] KSB Company, “KSB SuPremE - Efficiency comparison”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.ksb.com/supreme-en/>. [Geraadpleegd: 05-nov-2019].
- [19] N. Sartori, “Synchronous Reluctance Motor”, *SME Group*. .
- [20] GAVETEIRO, “Figuur SynRM”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.nei.com.br/produto/motor-sincrono-de-relutancia?id=eba304f4-de34-4fe9-a235-2f2fcb169109>. [Geraadpleegd: 05-nov-2019].
- [21] J. MacAdam en S. A. Parsons, *Calcium carbonate scale formation and control*, vol. 3, nr. 2. 2004.
- [22] M. Drahansky *e.a.*, *Fouling and Fouling Mitigation on Heat Exchanger Surfaces*, vol. i. 2016.
- [23] M. Drahansky *e.a.*, “Modeling and Design of Plate Heat Exchanger”, *Intech*, vol. i, nr. tourism, p. 13, 2016.
- [24] AlfaLaval, “5 Redenen om platenwarmtewisselaars te gebruiken in plaats van buizenwarmtewisselaars (S&T)”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.alfalaval.com/nl/microsites/platenwarmtewisselaars/tools/platenwarmtewisselaars-versus-buizenwarmtewisselaars/>. [Geraadpleegd: 07-nov-2019].
- [25] A.H.T.T, “Fluidized Bed Heat Exchanger”, *Advanced Heat Transfer Technologies*. [Online]. Beschikbaar op: <https://fbhx-usa.com/fluidized-bed-heat-exchanger/>. [Geraadpleegd: 18-okt-2019].
- [26] A. LAVAL, “platenwarmtewisselaars vs buizenwarmtewisselaars”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.alfalaval.com/nl/microsites/platenwarmtewisselaars/tools/platenwarmtewisselaars-versus-buizenwarmtewisselaars/>. [Geraadpleegd: 04-nov-2019].
- [27] A. LAVAL, “Berekenen van platenwarmtewisselaars”, *ALFA LAVAL*, 2019. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.alfalaval.com/nl/microsites/platenwarmtewisselaars/tools/berekeningsmethode/>. [Geraadpleegd: 30-okt-2019].
- [28] M. Drahansky *e.a.*, “Industrial Heat Exchanger: Operation and Maintenance to Minimize Fouling and Corrosion”, *Intech*, vol. i, nr. tourism, p. 13, 2016.
- [29] Atlas Copco N.V., *ZR 160 VSD bedieningshandleiding*. Atlas Copco N.V., 2018.
- [30] FLUKE, “1735 Power Logger: Users Manual”, nr. March, 2006.
- [31] UFM, “ULTRASONIC MEETTECHNIEKEN”, *U-F-M / Ultrasonic Flow Management*. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.u-f-m.nl/ultrasone-flowmeting/>. [Geraadpleegd: 18-okt-2019].
- [32] H. Bay, *Technical Specifications and Installation Requirements for Flow Meters*, vol. 9, nr. 5.

- 2010.
- [33] KSB SE & Co. KGaA, “Standardised Water Pump / Thermal Oil and Hot Water Pump”, p. 176, 2018.
- [34] REEL, “REEL SuPremE® – The IE5* magnet-free synchronous reluctance motor datasheet”, vol. 1036, p. 36, 2019.
- [35] S. R. Motor, “KSB SuPremE A Type Series Booklet”.
- [36] S. M. Frequency, “PumpDrive 2 Eco Application Guide Application Guide PumpDrive 2 Eco”.
- [37] P. A. Systemen, “PumpMeter – Monitoringunit voor pompen PumpMeter – Monitoringunit voor pompen”.
- [38] Z. Afroz, G. M. Shafiullah, T. Urmees, en G. Higgins, “Modeling techniques used in building HVAC control systems: A review”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 83, nr. December, pp. 64–84, 2018.
- [39] W. Beerse, “Weerrapport”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.weerstationkempen.be/website1/wxwetbulbdetail.php?year=2018>. [Geraadpleegd: 22-okt-2019].
- [40] T. S. Engineers, “Psychrometric Calculator”. [Online]. Beschikbaar op: <http://www.sugartech.co.za/psychro/index.php>. [Geraadpleegd: 22-okt-2019].
- [41] F. Report, R. A. Botham, en G. H. Jenkins, *WET COOLING TOWERS: “RULE-OF-THUMB” DESIGN AND SIMULATION*. U . S . Department of Energy U . S . Department of Energy, 2015.
- [42] E. ToolBox, “Cooling Tower Efficiency”, *Engineering Toolbox*, 2004. [Online]. Beschikbaar op: https://www.engineeringtoolbox.com/cooling-tower-efficiency-d_699.html. [Geraadpleegd: 22-okt-2019].
- [43] OKTOMATO, “Axial Flow fan engineering manual”, *DAEIL AQUA*, 2013. [Online]. Beschikbaar op: http://www.daeilaqua.com/support/support4_2_2.asp. [Geraadpleegd: 23-okt-2019].
- [44] I. J. Primo, “HVAC & Cooling Towers Practical Calculations”, vol. 425, 2011.
- [45] D. Eliminators, “MAINTENANCE SOLUTIONS FOR YOUR COOLING TOWERS HEAT-EXCHANGE FILLS AND DRAFT ELIMINATORS”.
- [46] S. I. Bell en E. I. Bell, “Standard Inlet Bell”.
- [47] P. By, S. Chemical, en E. Iit, “An Attempt towards Performance Optimization”.
- [48] I. Alfa *e.a.*, “Alfa Laval T6”.
- [49] Mike Sondalini, “Heat Exchanger Design and Use”, 2019. [Online]. Beschikbaar op: <https://accendoreliability.com/heat-exchanger-design-use/>. [Geraadpleegd: 30-okt-2019].
- [50] A. LAVAL, “The theory behind heat transfer”, 2004. [Online]. Beschikbaar op:

- <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/local/united-states/hvac/the-theory-behind-heat-transfer.pdf>. [Geraadpleegd: 30-okt-2019].
- [51] E. Van den Bulck, “Warmteoverdracht”, p. 170, 2013.
- [52] J. G. Knudsen, “Fouling of heat transfer surfaces: an overview.”, nr. (eds.), Washington, U.S.A., Hemisphere Publishing Corp., 1981, pp.375-424. (ISBN 0-07-040662-6), 1981.
- [53] E. Toolbox, “Overall heat transfer coefficient”, 2003. [Online]. Beschikbaar op: https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficient-d_434.html. [Geraadpleegd: 30-okt-2019].
- [54] D. Magna en D. Magna, “Brengt pompintelligentie naar een hoger”, 2015.
- [55] WTCB, “Ontwerp en dimensionering van een expansievat - NBN 12828-2013”. WTCB, 2013.
- [56] talking of Money, “EBITDA-marge”, 2019. [Online]. Beschikbaar op: <https://nl.talkingofmoney.com/why-is-ebitda-margin-considered-to-be-good-indicator-of-company-s-financial-health>. [Geraadpleegd: 10-dec-2019].
- [57] Ensie, “Netto constante waarde”, 2016. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.ensie.nl/accounting/netto-contante-waarde>. [Geraadpleegd: 10-dec-2019].
- [58] D. UGent, “NCW”. [Online]. Beschikbaar op: <https://dodona.ugent.be/nl/exercises/971838454/>. [Geraadpleegd: 10-dec-2019].
- [59] Gebiedseconomie, “IRR”. [Online]. Beschikbaar op: <http://www.gebiedseconomie.nl/content/i/internal-rate-of-return-irr>. [Geraadpleegd: 10-dec-2019].
- [60] G. Exchange, “Betekenis EBITDA”. [Online]. Beschikbaar op: <https://www.oblis.be/nl/school/wat-wordt-bedoeld-met-ebitda-ebit-en-rebitda-523613>. [Geraadpleegd: 10-dec-2019].

Bijlagen

Bijlage A: PI&D koelwerk 2 hal 1	152
Bijlage B: Technische gegevens koelwerk 2 hal 1	153
Bijlage C: PI&D -compressorpark	154
Bijlage D: Interventierapport Atlas Copco-compressoren.....	155
Bijlage E: Plaatsing stroomprobes koelwaterpomp P14902.....	156
Bijlage F: Vermogensmeting koelwaterpomp P14902	157
Bijlage G: Plaatsing stroomprobes koelwaterpomp P14905	158
Bijlage H: Vermogensmeting koelwaterpomp P14905	159



Bijlage A: PI&D koelwerk 2 hal 1

Koelwerk 2 / hall 1	
Koeltoren	Polacel tegenstroom Type CMS2.16-DH-90-E/3
Koelcapaciteit	4652 KW
Waterdebiet	400 m ³ /u
Temp. water IN / OUT	35°C / 25 °C
Natte bol temperatuur	18°C
Ventilatoren	2 x 38 m ³ / s - 594 / 396 t/m
Aandrijving ventilatoren	2 x 20 / 6,5 KW - 400 V - 1500 / 1000 t/m
Pompen	2 x KSB ETANORM M 80-250 (waaiers brons ϕ 225)
Motoren	VEM-IEC motor K 11R 260 S2 TWS - 75KW - 2900 t/m
Debiet	2 x 160 m ³ / u - voordruk 6 Bar
Filter	2 X Europe Filters type ABF-8-LP
Debiet	2x 300 m ³ / u
Filters	Fijnfilter RVS 316 - 100 μ m / voorfilter 4 mm
	Medio '98 omgebouwd van 50 μ m -> 100 μ m

Bijlage B: Technische gegevens koelwerk 2 hal 1



Klant	
DSM SPECIALTY COMPOUNDS NV Puisvrijerstraat 92 3600 Geuk	Contactpersoon: Vandermaesen, Luc Datum rapport: 10/10/2016 20:12:14

Installatie					
Type:	ZR275 P 8 380V	Draituren (totaal):	Uren		
Serienummer :	ARP182282	Bezoekdatum:	10/10/2016	Draituren (belast):	Uren
Contractnummer:		Ordernummer:	400597380	Geaccumuleerd volume:	1000 m ³

Bevindingen
BREAKDOWN...
COMPRESSOR UITGEVALLEN TEMP HP OUT.
DEMONTEN NAKOELER. (IS DE BOVENSTE KOELER)
DEZE IS HEEL FEL VERVULD.
DIET GEREDIGD TE WORDEN, EVENALS DE TUSSEN KOELER EN OLIEKOELER.
HIERVOOR ALLES OPGESTUURD NAAR REGIOVERANTWOORDELIJKE

Geleverde prestaties			
Datum	Service engineer	Type activiteit	Aantal
03.10.2016 10:30	WALTHERY STEFAN	Werkuren	1.50 H
03.10.2016 12:30	WALTHERY STEFAN	Werkuren	4.00 H
03.10.2016 16:30	WALTHERY STEFAN	Raistijd	

Verbruikte materialen	
Omschrijving	Aantal

Uitgevoerd werk	
Controlepunten	

Meetpunten			
Omschrijving	Huidige waarde	Eenheid	Datum

Akkoord van de klant / Accord du client

Signed by Vandermaesen, Luc at 10/10/2016 20:12:22



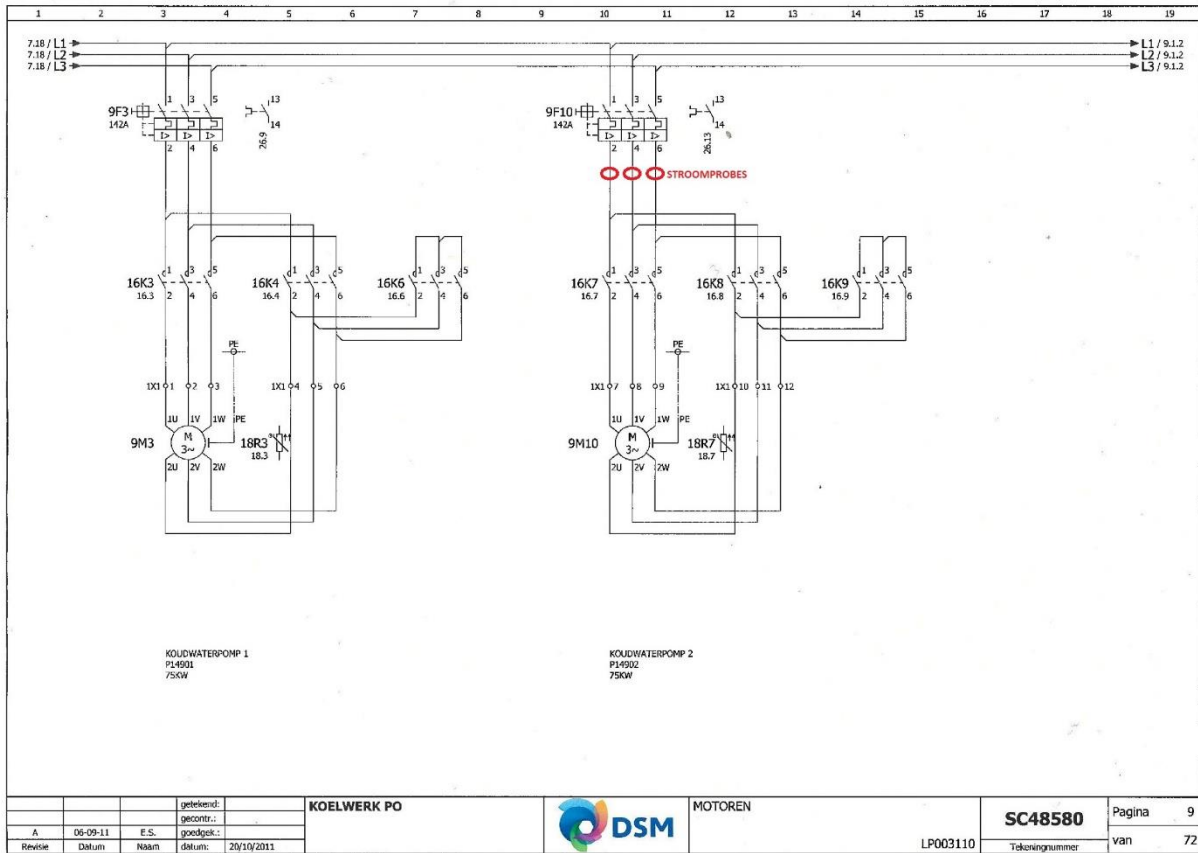
Atlas Copco Belgium n.v.

Brusselsesteenweg, 348
B-3090 Overijse
☎ (02) 889 05 11
Fax (02) 889 05 14

13, rue du Chemin de Fer
L-8057 Bertrange
☎ (00) 352 / 31 81 88
Fax (00) 352 / 31 81 77

H.R.B.-R.C.B. 282.003
hqs.info@be.atlascopco.com
www.atlascopco.be

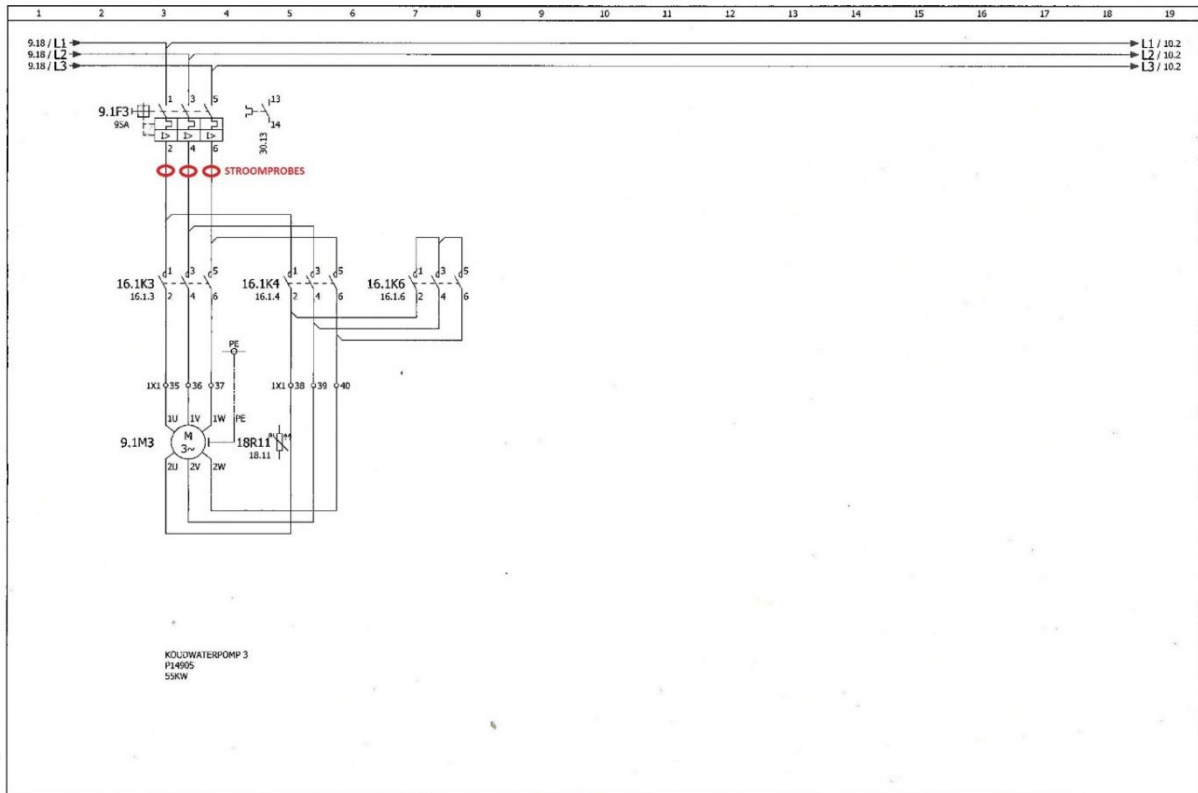
B.T.W.-T.V.A. BE400.617.324



Bijlage E: Plaatsing stroomprobes koelwaterpomp P14902

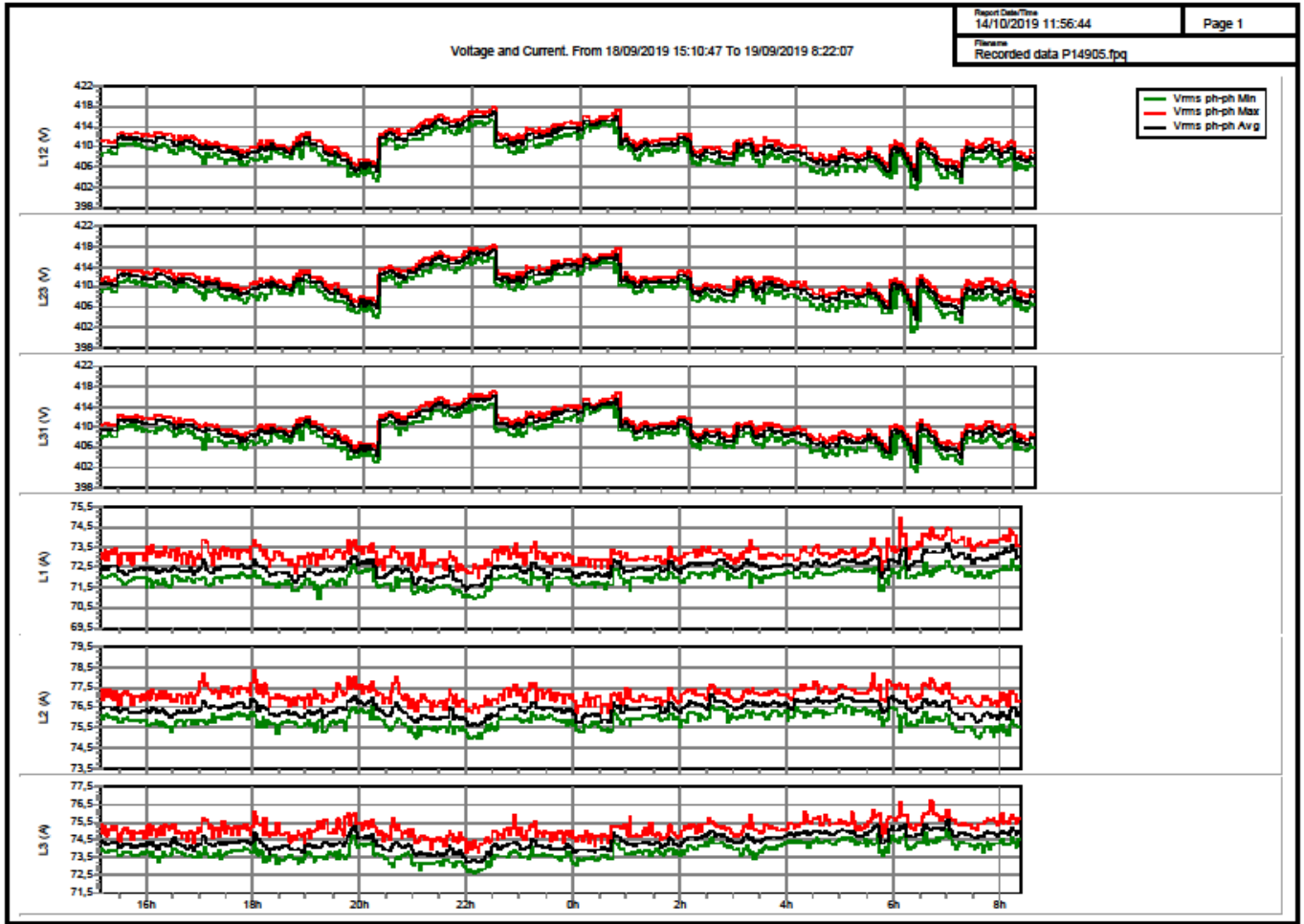


Bijlage F: Vermogensmeting koelwaterpomp P14902



				getekend:	KOELWERK PO		MOTOREN	SC48580	Pagina	9.1
A	06-09-11	E.S.	gecontroleerd:	van					72	
Revisie	Datum	Naam	datum:	17/10/2011				LP003110	Tekeningnummer	

Bijlage G: Plaatsing stroomprobes koelwaterpomp P14905



Bijlage H: Vermogensmeting koelwaterpomp P14905