



**FAKULTET FOR
INGENIØRVITENSKAP**
*Institutt for maskinteknikk og
produksjon*
7491 Trondheim

Besøksadresse:
Sverres gate 10 B

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel (Både på norsk og engelsk kreves)

**Design av kjølesystem til
kompressorlegg med utnyttelse av
spillvarme**

**Design of Cooling System for
Compressor Station with Utilization of
Waste Heat**

Prosjektnr

MTP-K-2018-16

Forfatter(e)

**Maja Gunvor Erlandsen
Anders Mittet**

Oppdragsgiver(e) eksternt

Sibelco Nordic avd. Stjernøy (Sibelco)

Dato
levert

23.05-18

Antall
del-
rapporter

1

Totalt antall
sider

152

Veileder(e) internt

Viggo Gabriel Borg Pedersen

Rapporten er ÅPEN

Kort sammendrag

Denne rapporten er et grunnlag Sibelco kan nytte i sin beslutningsprosess ved bygging av nytt kjølesystem til sitt kompressorlegg. Det er en tydelig anbefaling på hvordan de kan løse det, men med gode begrunnelser slik at Sibelco har mulighet til å gjøre egne vurderinger.

Det er sett på muligheten for å utnytte spillvarmen på en hensiktsmessig måte, slik at Sibelco kan redusere eget energiforbruk. Ved å utnytte spillvarmen vil det også være en mulighet for at dette blir en lønnsom investering. Det er et eget kapittel hvor det økonomiske drøftes.

Stikkord fra prosjektet

Energireduksjon
Kompressor
Spillvarme
Varmeveksler

Fjernvarme
Kjølesystem
Tørkeprosess

Investeringsøkonomi
Rørdesign
Varmetransport

Problemstilling:

Foreslå en løsning hvor Sibelco får korrekt kjøling av kompressorene til enhver tid, samt utnytte spillvarmen på en måte som reduserer Sibelcos totale energiforbruk.

Forord

Denne bacheloroppgaven er utført våren 2018 ved Institutt for Maskinteknikk og Produksjon ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU), og regnes som en avslutning på maskiningeniør studiene. Bacheloroppgaven er gjennomført i samarbeid med Sibelco Nordic avd. Stjernøy.

Hensikten med denne oppgaven er å gi Sibelco et grunnlag for å kunne designe et nytt kjølesystem for sine kompressorer. De er avhengige av kompressorluft for å drive produksjon av nefelin og trenger derfor et pålitelig kjølesystem for kompressorene. Denne rapporten vil forhåpentligvis gi Sibelco den informasjonen de behøver for å kunne gjøre en god beslutning ved valg av design.

Det har vært en intensjon å skrive rapporten slik at det ikke skal være behov for forkunnskaper om kjølesystemer, men at det antas at leseren har minimum teknisk fagskole.

For vår del har dette vært en svært lærerik prosess, hvor vi har utviklet oss mye faglig. Ikke bare har vi fått mye større innsikt i kjølesystemer, men også fått mye erfaring i å jobbe med prosjektarbeid. Kort fortalt har dette vært det mest interessante semesteret gjennom studiet.

Vi vil gjerne takke vår veildere Viggo Gabriel Borg Pedersen ved NTNU, for gode råd og hjelp til å disponere tid og oppgaven riktig. I tillegg vil vi takke Rune Lillethun Hoggen ved Multiconsult, for mange gode svar og tett faglig oppfølging. Til sist vil vi takke Frank Bækken ved Sibelco Nordic avd. Stjernøy for tilrettelegging av oppgaven.



Maja Gunvor Erlandsen



Anders Mittet

Summary

Sibelco Nordic avd. Stjernøy depend on their compressed air for their manufacturing process. Their existing cooling system for the compressors is not reliable. The main watersupply is from a lake on the island which at times have a critically low water level. This is very problematic since it may cause a stop in production.

They also aim to lower their total energy consumption by 20% by the year 2020 which is why they seek to exploit the waste heat from the compressors in a beneficial way.

To solve the problem with low watersupply, one could rebuild the coolingsystem in to a closed circuit. The coolant would circuit first to collect the waste heat from the compressors and then deliver the heat in a heat exchanger. To move closer to their aim of reducing their energy consumption, the waste heat should be delivered places where the heat could be exploited. It is crucial that the coolant is able to dispatch of all the excessive heat it collects from the compressor, otherwise the coolant will get overheated.

In this report three places have been studied as a possibility to utilize the waste heat in an beneficial way. It have been concluded that it will be sufficient to do away with all the waste heat.

It is already buildt a heat exchanger in the boiler room in the office building, where the waste heat contributes to the heating of the building and the tap water. In addition one could replace the electrical heat exchanger in the ventilation system at the mechanical workshop, with a watercoil. By doing that, much of the heating of the facilities will derive from the waste heat from the compressors.

To ensure enough cooling of the coolant, the suggestion is to extend the piping system all the way to the dryer. The dryer will always need more heat than the compressor will be able to produce. By doing that one is able to ensure sufficient cooling and beneficial use of the waste heat.

According to the result, this would be a much more reliable system and it will also be economically beneficial. Sibelco will probably have a annual saving of over 300 000 NOK in energy expences by using the recomended solution. Wich means that in only seven years the installation will have paid for itself.

This report is to help Sibelco make a reflected choise when considering the design of the new cooling system. At the same time there is a clear reccomendation of how to solve it. In the first chapter there is a broad base of information, which gets more exact towards the end. The conclusion is specific and placed in the last chapter.

Sammendrag

Sibelco Nordic avd. Stjernøy er avhengig av trykkluft i sine produksjonsprosesser. Per i dag har de ikke et pålitelig kjølesystem for sine kompressorer. Nettvannet deres stammer fra en ferskvannskilde på øya som noen ganger har kritisk lavt nivå. Dette er svært problematisk da manglende kjøling kan bety produksjonsstopp.

I tillegg har de et mål om å kutte sitt totale energiforbruk med 20% innen 2020 og ønsker derfor å utnytte spillvarmen fra kompressorene på en hensiktsmessig måte.

For å komme rundt problemet med lav tilgang på ferskvann kan en gjøre kjølesystemet om til en lukket krets. Kjølevesken sirkulerer og henter varme fra kompressorene og avleverer varmen i varmevekslere. For å komme nærmere målet om å redusere energiforbruket, bør denne spillvarmen avleveres på hensiktsmessige steder slik at den kan utnyttes. Det er viktig at kjølevæsken får avlevert all varmen den henter ut av kompressorene, for å unngå at kjølevesken blir for varm.

I denne rapporten er det sett på tre steder spillvarmen kan utnyttes på en hensiktsmessig måte og det er konkludert med at dette burde være tilstrekkelig for å få avgitt all varmen fra kompressorene.

I dag er det allerede montert en varmeveksler på fyrrommet til administrasjonbygget hvor spillvarmen bidrar til oppvarming av bygg og tappevann. I tillegg kan en erstatte det elektriske varmebatteriet i ventilasjonsanlegget med et varmebatteri oppvarmet av kjølevannet til kompressorene. På denne måten vil mye av oppvarmingen av arealer på anlegget være basert på spillvarmen fra kompressorene.

For å sikre at kjølevesken alltid får nok kjøling, foreslås det å strekke rør opp til tørka for å dumpe den resterende spillvarmen. Tørka er en forbruker som vil kreve mer energi til oppvarming, enn hva kompressorene klarer å levere. Slik vil en kunne sikre at kompressorene alltid får nok kjøling, samtidig som at all spillvarmen vil utnyttes til å redusere det totale energiforbruket.

Ut fra resultatene, vil dette bli et mye mer pålitelig system enn det som er i dag og det vil være en økonomisk god investering. Hvert år vil Sibelco spare over 300 000kr i energiutgifter ved å gå for den anbefalte løsningen. Dette vil gi en tilbakebetalingstid på kun syv år og etter det vil det gå med overskudd.

Denne rapporten er bygget opp slik at Sibelco skal kunne bruke denne til å ta reflekterete valg rundt sitt design av et nytt kjølesystem. Samtidig er det en klar konklusjon med en anbefaling til hvordan de kan løse dette. I de første kapitlene starter en med bred informasjon, hvor det det spisser seg mot de siste kapitlene. Konklusjonen er toppen og kommer helt til sist.

Innhold

Forord	ii
Summary	iii
Sammendrag	iv
Innhold	vi
Figurer	x
Tabeller	xi
Begrepsliste	xii
Symboler	xiii
1 Innledning	1
1.1 Oppdragsgiver	1
1.2 Bakgrunn	2
1.3 Oppgave	2
1.3.1 Problemstilling	2
1.3.2 Valg av oppgave	2
1.3.3 Resultatmål	3
1.4 Veiledning	3
1.5 Informasjonskilder	3
1.6 Avgrensning	4
1.7 Disposisjon av oppgaven	4
1.8 Disposisjon av tillegg	5
2 Ståstedsanalyse	7
2.1 P&ID As built	7
2.2 Dagens komponenter	7
2.2.1 Sirkulasjonspumpe	8
2.2.2 Varmeveksler i fyrrom	8
2.2.3 Rørstruktur	8
2.2.4 Tørka	9
2.2.5 Luftanlegg i verksted	9
2.3 Ny kompressor	10
2.4 Varmebehov bygninger	10
2.4.1 Verksted	11
2.4.2 Administrasjonsbygget	11
2.5 Fyrrom	11
2.6 Uteluft	12
2.7 Vann	13
3 Teori	15
3.1 Kjølemedier	15
3.1.1 Ferskvann	15
3.1.2 Glykolblanding	15
3.1.3 Sjøvann	16
3.1.4 Luft	16

3.2	Statisk-mekaniske komponenter	16
3.2.1	Rør	17
3.2.2	Varmevekslere	21
3.2.3	Ventiler	23
3.2.4	Aktuator	26
3.2.5	Ekspansjonskar	26
3.3	Roterende komponenter	28
3.3.1	Pumper	28
3.3.2	Kompressor	29
3.4	Mollierdiagram	29
3.5	lover og regler	30
3.5.1	Forskrift om trykkpåkjent utstyr	31
3.5.2	Forskrift om maskiner	31
3.5.3	Krav til CE merking	32
3.5.4	Standard	32
4	Metode	33
4.1	Valg av metode	33
4.2	Innsamling av data	33
4.3	Behandling av data	34
4.4	Design av kjølesystem	34
5	Resultater	35
5.1	Dimensjonering rør	35
5.1.1	Hovedrør	35
5.1.2	Grenrør til verksted	37
5.2	Dimensjonering varmebatteri	38
5.2.1	Verksted	39
5.2.2	Tørka	40
5.3	Dimensjonering pumpe	41
5.3.1	Trykkfall i rørsystemet	41
5.3.2	Volumstrøm	43
5.4	Mengde kjøleveske	44
5.5	Dimensjonering av ekspansjonskar	45
5.5.1	Trykkfall grunnet stigning	45
5.5.2	Termisk utvidelse av vesken	46
5.6	Tørka	47
5.6.1	Effekt behov	47
5.6.2	Dieselforbruk	50
5.7	Risikoanalyse	51
6	Økonomi	53
6.1	Enova	53
6.2	Nåverdi	53
6.3	Årlig energibesparelse	54
6.4	Investeringskostnader	55
6.5	Forventet levetid og vedlikehold	57
6.6	Eksempel bergening av nåverdi	57
6.7	Tilbakebetalingstid	59
6.8	Konklusjon	59
7	Drøfting	61
7.1	Kildekritikk	61
7.1.1	Intervju	61
7.1.2	Datablader	61
7.1.3	Tekniske tegninger	61

7.1.4	Bøker	61
7.1.5	Rapporter	62
7.1.6	Websider	62
7.2	Metodekritikk	62
7.2.1	Innhenting av informasjon	62
7.2.2	Tolkning og bearbeiding av informasjon	62
7.2.3	Kvalitetsikring	63
7.3	Oppsummert	63
8	Analyse av resultater	65
8.1	Kjølesystemet	65
8.1.1	Primærkjølesystemet	65
8.1.2	Nødkjølesystemet	66
8.2	Kjølemedium	66
8.2.1	Kjølevæske	66
8.2.2	Kjøling av kjølevæsken	67
8.3	Komponentvalg	68
8.3.1	Rør	68
8.3.2	Varmevekslere	69
8.3.3	Ventiler	70
8.3.4	Aktuator	71
8.3.5	Ekspansjonskar	71
8.3.6	Pumpe	71
8.3.7	Måleutstyr	72
8.4	Ombygging fyrrom	73
8.5	Tørka	74
8.6	Styring av systemet	75
9	Konklusjon	77
9.1	Resultatmål	77
9.1.1	Resultatmål 1	77
9.1.2	Resultatmål 2	77
9.1.3	Resultatmål 3	78
9.2	Videre arbeid	79
9.2.1	P&ID	79
9.2.2	Valg av kjølevæske	79
9.2.3	Mangler i rapporten	79
9.2.4	Tørka	79
9.2.5	Bruk av konsulent	80
Tillegg		85
.1	Artikkel	86
.2	Bacheloravtale	88
Tillegg A Forslag til nytt kjølesystem		90
A.1	P&ID og legend	90
A.2	Line list	92
A.3	Risikoanalyse	94
Tillegg B Datablad ventiler fra Armatec AS		97
B.1	Tilbakeslagsventil	97
B.2	Spjeldventil	101
B.3	Formler for ventiler	104
B.4	Globe ventil	108
Tillegg C Til beregninger		110
C.1	Eksempel varmebatteri	110

C.2	ISODIM kalkulator fra Glava	112
C.3	Fuktig luft diagram	116
Tillegg D Datablad eksisterende komponenter		117
D.1	Kompressor	117
D.2	Sirkulasjonspumpe	119
D.3	Plateveksler i fyrrom	122
Tillegg E Tegninger eksisterende system		124
E.1	P&ID kjølesystem, as built	124
E.2	Ventilasjonsanlegg verksted	126
E.3	P&ID fjernvarme administrasjonsbygg	130
E.4	Varmesentral fyrrom	132
E.5	Tørka	134

Figurer

1.1	Sibelco sitt anlegg på Stjernøy	1
2.1	P&ID As bulit	7
2.2	Tørka	9
2.3	Forenklet skisse av systemet i fyrrom i dag	12
3.1	Moody-diagrammet	20
3.2	Varmeveksler bygget opp av rør[25]	21
3.3	Varmeveksler bygget opp av plater[27]	22
3.4	Gate ventil [31]	24
3.5	Kuleventil [32]	24
3.6	Spjeldventil [33]	25
3.7	Globeventil [34]	25
3.8	Tilbakeslagsventil	26
3.9	Illustrasjon virkemåte ekspansjonstank[40]	27
3.10	Skruepumpe[42]	28
3.11	Sentrifugalpumpe[43]	29
3.12	Mollierdiagram[14]	30
3.13	Diagram 9 fra forskrift om trykkpåkjent utstyr [48]	31
4.1	Metode	33
5.1	Utregning rørdimensjoner til tørka	36
5.2	Utregning rørdimensjoner til verksted	38
8.1	Forslag til nytt design på kjølesystemet	65
8.2	Sekundært sirkulasjonssystem med glykol	67
8.3	Forenklet skisse av forslag til endring på fyrrom	73
8.4	Forvarming av luft til tørka	74
9.1	P&ID Forslag til nytt design på kjølesystem	78

Tabeller

2.1	Data for sirkulasjonspumpen i kjølesystemet	8
2.2	Data for varmeveksler i fyrrom	8
2.3	Rør som er montert i dag	8
2.4	Tørke av knust nefelinsyenitt	9
2.5	Data for luftanlegg til verksted	10
2.6	Data for ny kompressor	10
2.7	Relativ luftfuktighet, gjennomsnittsmåling ved de ulike årstidene [8]	12

Begrepsliste

Automatisering	Fellesbetegnelse for regulering, styring og sikring av et anlegg. [1]
Design	Design betegner prosessen der man fastsetter det endelige utseende på et produkt med sikte på både funksjon og utseende. [2]
Dimensjonerende utetemperatur	Et steds laveste gjennomsnittstemperatur over 3 døgn i løpet av en 30-årsperiode. [1]
Driftstrykk	Trykket i anlegget under drift. [1]
Laminær strømning	Strømning av et medium uten virvler. Strømmelinjene følger legemets overflate. [2]
Medium	<i>Som i kjølemedium.</i> Mellomledd; middel som befordrer eller transporterer noe. [2]
Rørsystem	Rørledninger som forbinder delene i kjølesystemet. [1]
Trykkstøt	Når mediumets hastighet reduseres hurtig til null vil mediumets bevegelse energi omdannes til trykk. [3]
Turbulent strømning	Strømningen av et medium er turbulent, med strømmelinjer som er uordnet og stadig forandrer seg. [2]
U-verdi	En tallstørrelse som beskriver hvor mye varme som går gjennom per m^2 av en konstruksjon ved en temperaturforskjell på ΔT i K. Enhet $[W/m^2K]$. [1]
Varmebatteri	En varmeveksler i et ventilasjonsanlegg.
Varmegjenvinning	Her: Varmeoverskuddet i avtrekksluften overføres til friskluften i ventilasjonsanlegget. [2]
Varmekapasitet	Forholdet varme som tilføres et materiale og den tilsvarende temperaturstigningen. [2]
Varmeledningsevne	Et mål for varmestrømmen gjennom et materiale ved en gitt temperaturforskjell. [2]
Varmeveksler	Komponent hvor varme overføres fra et medium til et annet medium med lavere temperatur. [1]

Symboler

Bokstavsymboler

A	Areal [m^2]
C	Spesifikk varmekapasitet [J/kgK]
D	Diameter [m]
f	Fuktighet
f_D	Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor
h	Høyde [m]
H	Entalpi [kJ/kg]
L	Lengde [m]
\dot{m}	Massestrøm [kg/s]
n	Antall [stk]
N	Utnyttelsesgrad
p	trykk [bar]/[Pa]
P	Effekt [W]
Q	Varme [kW]
Re	Reynolds tall
t	Tid [s]
T	Temperatur [K]
u	Strømningshastighet [m/s]
U	Energitetthet [$kWh/liter$]
ν	Kinematisk viskositet [m^2/s]
V	Volum [m^3]
\dot{V}	Volumstrøm [m^3/s]

Greske bokstavsymboler

α	Konvektiv varmeoverføringskoeffesient [W/m^2K]
Δ	Endring
η	Virkningsgrad
λ	Konduktiv varmeledningsevne [W/mK]
ρ	Masstetthet [kg/m^3]
ϕ	Relativ luftfuktighet

Indeks

i	indre
y	ytre

1. Innledning

I dette kapittelet presenteres oppgaven og oppdragsgiver. Dette er for å gi en rask innføring i bakgrunnen for valg av oppgave og hva rapporten omhandler.

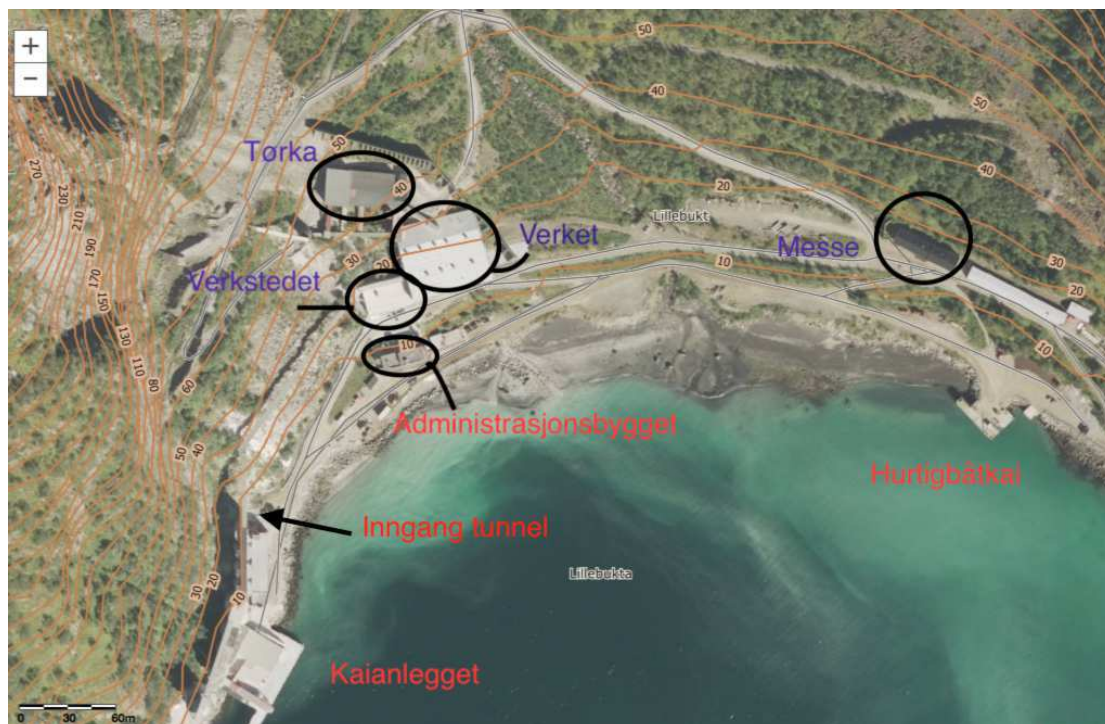
1.1 Oppdragsgiver

Sibelco Nordic AS avd. Stjernøy (Sibelco) er en del av det Belgiske mineralselskapet SCR-Sibelco. De holder til ved Lillebukt på Stjernøy i Alta. Dette er et av to steder i verden hvor det hentes ut og produseres nefelinsyenitt. Anlegget har ca hundre ansatte fordelt på ulike stillinger.

Anlegget på Stjernøy består av en hurtigbåtkai, messe med overnatting, administrasjonsbygg, produksjonsanlegg med tilhørende verksted, kaianlegg for lasting av båter, dagbrudd på toppen av Nabbaren og tunellanlegg i fjellet med en knuserhall.

Uttaket av Nefelin skjer i et dagbrudd på toppen av Nabbaren. Dette ligger ca 750 meter over havoverflaten. Massene tippes så videre inn en sjakt i fjellet. Temperaturen inne fjellet ligger hele året på rundt 5°C. Her starter knuseprosessen, før stoffet føres ut av fjellet og inn i produksjonsverket. Massene tørkes i en trommel med dieselbrenner, før det males videre opp og går så gjennom flere sikte- og separasjonsprosesser.

Nefelinet males opp til ulike kvaliteter etter kundenes behov. Variasjonen går i hvilket jerninnhold massene har og hvor fint det er malt opp. Nefelin brukes som tykkningsmiddel i produksjon av glass, marmor, leppestift, iPhoneskjermer og så videre. [4]



Figur 1.1: Sibelco sitt anlegg på Stjernøy

1.2 Bakgrunn

I dag har Sibelco Nordic AS avd. Stjernøy tre kompressorer som produserer trykkluft til sitt anlegg. To av disse er av typen Atlas Copco og en er av typen Kaeser. Opprinnelig har det stått tre kompressorer fra Atlas Copco, men for to år siden havarerte den ene og ble byttet ut med en ny modell fra Kaeser av typen DSDX 305 160 kW. De gamle kompressorene kan kun operere med av/på, hvorav de nye har frekvensomformer og kan regulere effekten etter behov. Planen framover er at de to gamle kompressorene skal byttes ut med en ny Kaeser av samme type som den nye de allerede har installert.

Derfor har de behov for å utbedre sitt kjøleanlegg slik at det er tilpasset behovet til de to nye kompressorene. Trykkluften brukes i en del av produksjonsprosessen, men og til å operere verktøy i forbindelse med vedlikehold. Sibelco har kontinuerlig drift på sitt produksjonsanlegg og er derfor avhengig av pålitelig kjøling av kompressorene slik at de unngår unødvendig stopp i produksjonen.

De ønsker også å se på muligheten til å utnytte spillvarmen i den hensikt å redusere eget energiforbruk. Sibelco har som mål å kutte det totale energiforbruket med 20% innen utgangen av 2020. Allerede brukes noe av spillvarmen til oppvarming av nærliggende kontorbygg og til oppvarming av varmtvann. Dette systemet fungerer ikke optimalt da kjølevannet ikke får avgitt nok varme i løpet av sin runde gjennom administrasjonsbygget. Dette er noe Sibelco ønsker å utbedre. I tillegg skal det sees på om spillvarmen kan utnyttes til å varme opp verkstedet og til forvarming av luft som brukes til tørking av massene.

Dagens kjølesystem henter vann fra brønnen. Kjølevannet sirkulerer gjennom systemet og går videre i en tank. Fra denne tanken tappes det til grøft. Tilgang på vann kan være et problem ved noen årstider og derfor refereres dette til som "vanskelig vann" internt på Sibelco. Brønnen kan gå tett når snøskred utløses om vinteren, i tillegg kan de kun bruke overløpsvann fra nærliggende vanntjern. Det foregår reindrift på øya og dyra må derfor ha tilgang på drikkevann. Sibelco har mulighet til å sirkulere kjølevannet når de mister tilgangen på ferskvann, men etter tolv timer drift er kjølevannet så varmt at de ikke kan bruke kompressorene lengre.

Anlegget har i dag to sjøvannspumper som suger vann fra fire meters dyp ved kaianlegget. Rørene er av rustfritt stål. Ved mangel på ferskvann brukes sjøvannet til spyling og lignende. Dette har allerede resultert i korrosjon av armeringsjern i gulv. Avløpet fra spyling går i slukrenner og videre ut i sjøen. Dette har skapt en fin, sort sandstrand ved anlegget. Ut fra dette kan en anta at en del partikler beveger seg mot inntaket til sjøvannspumpene. [4]

1.3 Oppgave

1.3.1 Problemstilling

Foreslå en løsning hvor Sibelco får korrekt kjølig av kompressorene til en hver tid, samt utnytte spillvarmen på en måte som reduserer Sibelcos totale energiforbruk.

1.3.2 Valg av oppgave

Det som er spennende med denne oppgaven er hvor tverrfaglig den er. En får brukt kompetansen fra flere ulike fag, som for eksempel piping design, fornybar energi, termodynamikk, materialteknikk og økonomi for å nevne noen. At Multiconsult ønsket å være med på dette prosjektet var også en faktor for å velge denne oppgaven. Det å samarbeide med ulike

interessenter er en god erfaring å ta med videre. Mer veiledning vil også kunne føre til større læringsutbytte og økt kvalitet.

1.3.3 Resultatmål

1	Ståstedsanalyse som minimum inneholder A) Teknisk beskrivelse av dagens kjølesystem med komponenter B) Varme- og massebalanser
2	Forslag til design av et pålitelig kjølesystem slik at kompressorene kan operere til en hver tid A) Beregne varme- og massebalansene på de nye kompressorene B) Forslag på et design hvor vi utnytter spillvarmen fra kompressorene på en hensiktsmessig måte C) Lage en oppdatert P&ID for kjølevannsløyfe og spillvarmesløyfe
3	Et overslag over investeringskostnader og tilbakebetalingstid på de foreslåtte endringene

1.4 Veiledning

Følgende veiledere har fulgt opp dette prosjektet.

NTNU	Viggo Gabriel Borg Pedersen	Universitetslektor ved NTNU og har industrielle operasjoner og vedlikehold som fagfelt. Har 15 års erfaring med forskning og undervisning, og 12 år erfaring fra ulike industrier med hovedfokus på vedlikehold. Pedersen har også betydelig erfaring fra prosjektarbeid.
Multiconsult	Rune Lillethun Hoggen	Ansatt som prosjektingeniør i Multiconsult i seksjon for industri og prosess. Har lang og bred erfaring med VVS-tekniske anlegg innen ulike typer industri-anlegg (smelteverk, næringsmiddelindustri, mineralindustri, landbasert olje-/gassinstallasjoner). I tillegg til prosjektering med verktøy som Autocad, MagiCad, Solibri, Plant 3D, Navisworks og Lumion har han også hatt rollen som teknisk byggeleder, disiplinleder og oppdragsleder.
Sibelco	Frank Bækken	Vedlikeholdssjef ved Sibelco. Er utdannet maskinist. Har tidligere jobbet åtte år i Forsvaret som befal og har 25 års erfaring fra leteboring offshore. Har også drevet med en del prosjekter tilknyttet offshoreindustrien.

1.5 Informasjonskilder

Det er blitt brukt ulike informasjonskilder gjennom dette prosjektarbeidet. Intervju av veiledere og leverandører. Websider er brukt, eksempelvis lovdataba.no. Datablader og tekniske tegninger har lagt mye av grunnlaget i tillegg til fagbøker og publiserte rapporter.

1.6 Avgrensning

Rapporten omhandler kjøling av kompressorene og utnyttelse av spillvarmen. Det er kun tre muligheter som er vurdert med tanke på utnyttelse av spillvarmen. Dette er oppvarming av administrasjonsbygget, oppvarming av verkstedet og forvarming av luft til tørka. Med tanke på økonomi er det kun dette som er med i beregningene. Rapporten er ment å bruke som et beslutningsgrunnlag for Sibelco i deres design av nytt kjølesystem.

1.7 Disposisjon av oppgaven

Beskrivelse av innholdet i de ulike kapitlene

Kapittel 1	Innledning I dette kapitlet presenteres oppgaven og oppdragsgiver. Dette er for å gi en rask innføring i bagrunnen for valg av oppgave og hva rapporten omhandler.
Kapittel 2	Ståstedsanalyse Ståstedsanalysen skal gi en teknisk beskrivelse av eksisterende kjølesystem og de tilhørende komponentene, og en teknisk beskrivelse av de nye kompressorene. I dette kapitlet finner en også informasjon om selve anlegget. Det er viktig å kjenne til denne data for å kunne gjøre gode valg ved design av nytt kjølesystem.
Kapittel 3	Teori I dette kapitlet dekkes den generelle teorien som er viktig for å kunne gjøre gode valg ved design av et kjølesystem. Dette kapitlet, sammen med ståstedsanalysen, danner grunnlaget for argumentasjon for den anbefalte løsning.
Kapittel 4	Metode Her beskrives framgangsmåten nyttet i forbindelse med dette prosjektet. Dette kapitlet er med på å bygge opp troverdigheten av rapporten ved å forklare hvordan prosjektdeltakerne har kommet fram til anbefalt løsning.
Kapittel 5	Resultater I dette kapitlet er alle de tekniske utregningene vist. Dette er både for å øke validiteten, men også for at Sibelco enkelt skal kunne gjøre nye utregninger dersom datagrunnlaget skulle endre seg.
Kapittel 6	Økonomi Hensikten med dette kapitlet er å si noe om dette vil være en lønnsom investering. Dette er en del av grunnlaget som er nødvendig for at Sibelco skal kunne gjøre reflekterte valg rundt design av kjølesystemet.
Kapittel 7	Drøfting Her beskrives styrker og svakheter ved innholdet i rapporten. Dette kapitlet ansees som nødvendig for at leseren skal kunne danne seg en mening om rapportens validitet.
Kapittel 8	Analyse av resultater I dette kapitlet analyseres resultatet fra utregningene og gjøres om til anbefalte tekniske spesifikasjoner. Begrunnelsen for hvert valg er tydelig beskrevet slik at leseren skal forstå bakgrunnen for hver anbefaling og ut fra dette gjøre egne vurderinger. Argumentasjonen i dette kapitlet er bygget opp av de foregående kapitlene.
Kapittel 9	Konklusjon Her er en oppsummering av anbefalt løsning, uten detaljer på tekniske spesifikasjoner eller argumentasjon. Dette er for å gi leseren en hurtig helhetsoversikt. Sist i kapitlet er det også beskrevet forslag til videre arbeid med denne problemstillingen.

1.8 Disposisjon av tillegg

Beskrivelse av hvordan tilleggene er organisert

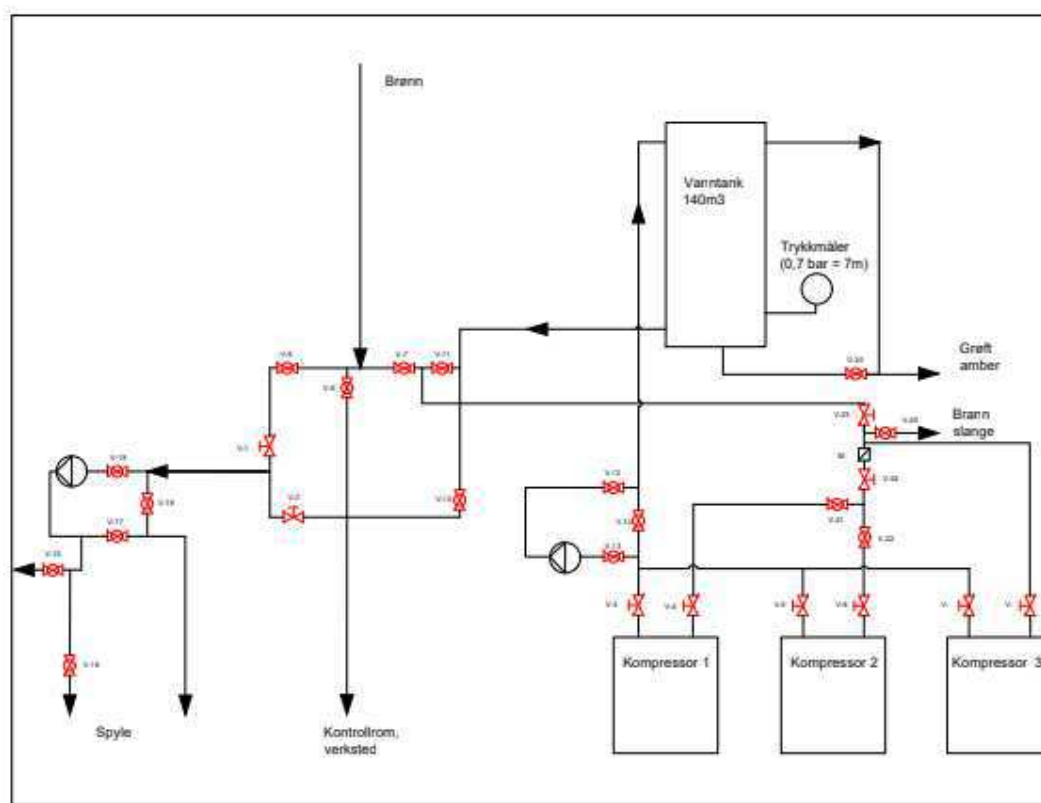
Tillegg uten bokstav	Tillegg som ikke er en del av problemstillingen, men en del av bacheloroppgaven.
Tillegg A	Forslag til nytt kjølesystem Alle tillegg tilknyttet forslag til design av nytt system.
Tillegg B	Datablad ventiler fra Armatec AS Tilsendte datablader fra Armatec AS. Disse nyttes som grunnlag til beregninger av trykktap i kapittel 5.
Tillegg C	Til beregninger Andre tillegg som er brukt i beregninger i kapittel 5.
Tillegg D	Datablad eksisterende komponenter Datablader til komponenter allerede installert i Sibelco sitt kjølesystem. Dette inkluderer ny kompressor. Disse tilleggene danner en del av grunnlaget for kapittel 2.
Tillegg E	Tegninger eksisterende system Disse tilleggene består av ulike tegninger av eksisterende system. Disse danner en del av grunnlaget for kapittel 2

2. Ståstedsanalyse

Denne ståstedsanalysen har til hensikt å skape en teknisk oversikt over det eksisterende kjølesystem og de tilhøre komponentene og en teknisk beskrivelse av de nye kompressorene. Det er også en del informasjon om selve anlegget. Informasjon er hentet fra leverandørene til komponentene, og intervju med vedlikeholdssjef Frank Bækken. Denne informasjonen er nødvendig for å kunne gjøre gode valg ved design av et nytt kjølesystem.

2.1 P&ID As built

Dette viser hvordan systemet er i dag. Vannet kommer fra brønnen, kjøler kompressorene og går videre i vanntanken. Ved liten tilgang på vann, så kan vannet sirkuleres fra tanken og ut i kjølesystemet igjen. Se tillegg E.



Figur 2.1: P&ID As built

2.2 Dagens komponenter

Dette er tekniske beskrivelser av eksisterende komponenter. Det er i hovedsak kun hentet ut informasjon som er nødvendig for design av kjølesystem. Eneste måleinstrument som er montert er en trykkmåler på vanntanken. Se figur 2.1.

2.2.1 Sirkulasjonspumpe

Sirkulasjonspumpe er ny fra 2015-2016 [4]. Data er hentet ut fra pumpens datablad som ligger i tillegg D.

Sirkulasjonspumpe kjølesystem	
Produktnavn	CR 10-3
Produkt nummer	96527385
Produsent	Grundfos
Pumpe versjon	A
Omdreiningshastighet	2853 rpm
Volumstrøm	10m ³ /h
Trykkøkning	23,1 m (2,3 bar)
Maksimalt trykk ved 40°C	16 bar

Tabell 2.1: Data for sirkulasjonspumpen i kjølesystemet

2.2.2 Varmeveksler i fyrrom

Varmeveksler er demontert og rengjort i 2016. [4] Tallene i tabellen er regnet ut av leverandør og ligger i sin helhet i tillegg D. Bergeningene er gjort med vann(30%)-glykolblanding som kjøleveske.

Varmeveksler i fyrrom	
Type	Platevarmeveksler
Produktnavn	GC-16P
Produsent	Tranter
Antall plater	118
Overført effekt	226 kW
Trykktap	6 kPa
Temperatur inn	82 °C
Temperatur ut	62 °C
Volumstrøm	10,5 m ³ /h

Tabell 2.2: Data for varmeveksler i fyrrom

2.2.3 Rørstruktur

Da ny kompressor ble montert, ble også tilstanden på rør sjekket. En visuell sjekk viste at røret hadde ingen innsnevring, forkalkning eller groe. [4] I dag er det DN80 fra kompressorrom og til fyrrommet i administrasjonsbygget, og det er fra tidligere montert klart avstikkere med dimensjon DN32 som grenrør ut til verksted.

Rørstruktur	
Materiale	Svart stål
Dimensjoner	DN80 hovedrør DN32 grenrør
Isolasjon	Ja

Tabell 2.3: Rør som er montert i dag

2.2.4 Tørka

Et trinn i foredlingsprosessen består av en tørke. Her nyttes diesel til oppvarming. I dag nyttes det $1512m^3$ drivstoff per år til denne tørkeprosessen. [4] En tegning av tørka er å finne i tillegg E.

Tørka	
Energikilde	Diesel
Forbruk hvert år	$1512 m^3$
Driftstimer	7400 h
Effektbruk ved drift	2063,7 kW
Luftmengde gjennom tørken	$34400m^3/h$
Isolasjon	Nei
Masse som passere (nefelin)	$80\ 000 kg/h$
Fuktighet masser inn	2,5%
Fuktighet masser ut	$\approx 0\%$
Høyde over kompressorrommet	$\approx 35meter$

Tabell 2.4: Tørke av knust nefelinsyenitt

I dag er det også et system for å sirkulere luften gjennom tørka. Figur 2.2 viser dette. På figur 2.2a vises det en sentrifugalvifte som får luften ved brenneren til å sirkulere. I figur 2.2b vises det hvordan luften suges ut og filtreres. Ut fra bildene kan en også se at det er ingen gjenvinning av varmen som går ut av tørka.



(a) Sirkulering av luft i tørka



(b) Uttrekk av luft i tørka

Figur 2.2: Tørka

2.2.5 Luftanlegg i verksted

Ventilasjonsanlegget til verksted henter uteluft som varmes opp elektrisk av et varmebatteri. Etter denne oppvarmingen forgrener luftkanalen seg i to deler, en til verksted og en til kontorene i bygget. Det er mer behov for varme på kontorene enn på verksted, så på den forgreningen er det et ekstra varmebatteri som varmer luften videre opp.

Luften som sirkulerer ut fra bygget, går først gjennom en varmegjenvinner. Her overføres noe av varmen fra inneluften til den kalde luften som kommer utenfra. Se tegningene i tillegg E.

Luftanlegg verksted	
Maks luftmengde inn	7500 m ³ /h
Maks returluft gjennom varme-gjenvinner	7500 m ³ /h
Temperatur ute	-14 til +19 °C
Temperatur inne	+19 °C
Antatt effekt varmegjenvinner	50%

Tabell 2.5: Data for luftanlegg til verksted

2.3 Ny kompressor

Det er allerede montert en ny kompressor av denne typen og det skal monteres en til slik at det er to kompressorer som kan operere samtidig. Informasjonen i tabell 2.6 er hentet fra kompressorens datablad. Databladet i sin helhet er å finne i tillegg D.

Anlegget har 7400 driftstimer årlig. Det er alltid behov for at én kompressor går med 100% effekt under produksjon. I tillegg er det behov for at kompressor nummer to kommer inn med 50% effekt når senderanlegget kjøres. Dette gjelder for 60% av produksjonstiden. [4]

Kompressor	
Navn	DSDX 305 SFC
Produsent	Kaeser
Nominell motorkraft	160 kW
Maksimalt tilgjengelig varmeeffekt totalt	181,5 kW / 653,4 MJ/h
Maksimalt tilgjengelig varmeeffekt til vann	177,9 kW / 640,4 MJ/h
Volumstrøm kjøleveske (vann) ved $\Delta T = 15K$	9,9 m ³ /h
Trykktap ved $\Delta T = 15K$	0,7 - 0,8 bar

Tabell 2.6: Data for ny kompressor

2.4 Varmebehov bygninger

Både administrasjonsbygget og verkstedet ble bygget i 1961.[4] Byggene forventes derfor å være bygget etter standard pålagt i Byggforskrift 1949, med de u-verdiene disse har.[5] U-verdien gir uttrykk for hvor godt isolert et areal er. I dette tilfelle gjelder dette tak, vegger og gulv. Jo lavere u-verdi, dessto bedre isolert.

Man bruker u-verdiene sammen med arealet til å komme frem til varmetapet bygget har. Det er viktig å merke seg at varmetap her er definert som effekttap per grader forskjell det er innendørs og utendørs.

Formel for varmetap: $U\text{-verdi} \cdot \text{Areal} = \text{Varmetap}$

Noen av verdiene fra denne forskriften er ikke helt eksakt, men går over et intervall av verdier. Regner konservativt og bruker de verdiene som gir størst varmetap. Verdiene for vinduene er hentet fra Enova. [6]

2.4.1 Verksted

Denne utregningen er brukt for å underbygge de oppgitte tallene av luftanlegget til verkstedet. Målene av verkstedet er hentet fra VVS-tegningene i tillegg E. Størrelsen på vinduene er anslagsberegnet ut fra bilder av bygget.

Hva	U-verdi [W/(m ² * K)]	Areal [m ²]	Varmetap [W/K]
Gulv	0,8	529	423
Tak	1,0	548	548
Vegger	1,1	599	725
Vindu	2,4	17	41
Totalt			1737

Merk at den ene vegg siden ikke er medberegnet i arealet siden den deler vegg med verket. Der er det stor varmeproduksjon og det vil være en tilsvarende temperatur som inne på verkstedet. Noe av veggarealet går til porter. Dette er ikke tatt hensyn til, siden portene og veggene antas å ha tilnærmet lik u-verdi.

2.4.2 Administrasjonsbygget

Målene til administrasjonsbygget er beregnet ut fra google maps. Verkstedet sine mål er kjent, så er satelittbildene fra google maps brukt til å sammenligne disse to byggene.

Hva	U-verdi [W/(m ² * K)]	Areal [m ²]	Varmetap [W/K]
Gulv	0,8	152	121
Tak	1,0	152	152
Vegger	1,1	446	446
Vindu	2,4	50	120
Totalt			839

Det er beregnet at temperaturen i dette bygget skal ligge på 23°C. Dette blir grove verdier, og det er inkludert at fjernvarmen også varmer opp varmtvannet i denne bygningen. Det vil dermed være svært vanskelig å tallfeste det reelle varmeforbruket i administrasjonbygget.

I dag er det allerede installert varmtvannsradiatorer i dette bygget, og anlegget er koblet opp mot kjølesystemet til kompressorene. Fra tabell 2.5 ser vi at varmeveksleren på fyrrommet vil kunne avgi 185kW. Fra avsnitt 2.6 kan en se at det er -14°C på det kaldeste på Stjernøya. Det er dermed maksimalt 37°C i forskjell på inne- og uteluften.

Maksimal varmeeffekt til oppvarming av administrasjonsbygg: $37^{\circ}\text{C} * 839 \text{ W/K} = 31\text{kW}$

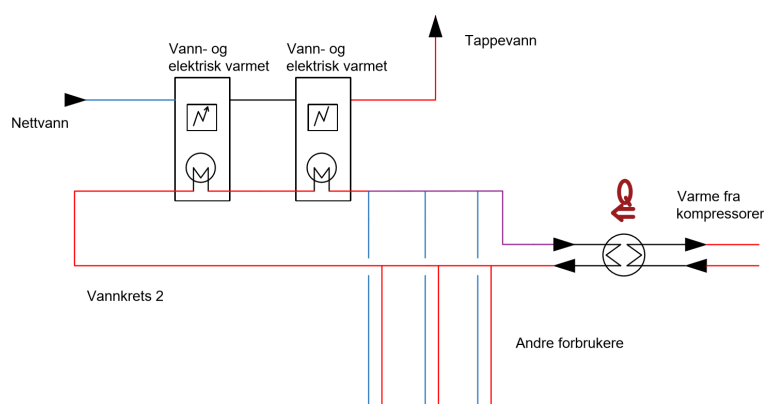
Dermed kan det med god sikkerhet anta at varmeveksleren klarer å varme opp bygget, også til oppvarming av nettvannet, selv på de kaldeste dagene.

2.5 Fyrrom

I dag går kjølevannet fra kompressorene og til en varmeveksler på fyrrommet i administrasjonsbygget. Hensikten er at spillvarmen fra kompressorene skal varme varmtvannet i administrasjonsbygget. Dette varmtvannet nyttes til oppvarming av bygg, samt tappevann. I tillegg til vann-vann varmeveksler er det elektrisk oppvarming for å sikre at vannet får høy nok temperatur. Dette er vist på P&ID og tegning over varmesentralen i tillegg E.

For å forenkle en beskrivelse av dagens system, så er det tre kretser med vann på fyrrommet. Systemet er vist i figur 2.3. Merk at dette er en svært forenklet beskrivelse og at en mer detaljert beskrivelse er i tillegg E. Den første kretsen er kjølevannet fra kompressorene som sirkulerer via en varmeveksler. Vannkrets nummer to er en lukket krets som også sirkulerer via denne varmeveksleren i den hensikt å ta opp varme fra kjølevannet. Deretter sirkulerer den til varmtvannstank nummer en og så til varmtvannstank nummer to, og i tillegg går den til andre forbrukere hvor den kan avgi varme. Den tredje kretsen er tappevannet som går fra varmtvannstankene til dusj, vask, radiatorer etc. I tillegg til at vannkrets nummer to varmer opp tappevannet, er det også elektrisk oppvarming av begge varmtvannstankene.

En av faktorene som styrer hvor mye varme som transporteres fra et medie til et annet, er temperaturdifferansen. Slik systemet er i dag, vil vannet i krets nummer to bli elektrisk oppvarmet i varmtvannstankene før det går til varmeveksleren. Selv om vannet blir kjølt ned hos de andre forbrukerne, vil det ha for høy temperatur til å kjøle kompressorenes kjølevann tilstrekkelig. Dette gjelder spesielt i perioder med lavt behov for oppvarming i bygget



Figur 2.3: Forenklet skisse av systemet i fyrrom i dag

2.6 Uteluft

I følge statistikk på yr.no [7] er den kaldsete temperaturen målt det siste året er $-14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. I januar 2018 har snittet ligget på $-3,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. De har ikke maksimaltemperatur fra sommeren, men i de varmeste månedene har gjennomsnittstemperaturen har ligget på $12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette er temperaturer tatt fra målestasjon på Rognsundet som ligger 11km fra Stjernøy.

På statistikk for de siste 100 årene viser den at den kaldeste temperaturen for vintermånedene er $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ og at det i snitt ligger på $-8,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. I sommermånedene har temperaturen vært maksimalt $14\text{ }^{\circ}\text{C}$. Snittemperaturen har ligget på $9,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. For å ta hensyn til klimaendringer og ekstreme temperaturer, settes dimensjonerende temperaturer (DUT) til $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Det er og viktig å kjenne til luftfuktigheten når luften nyttes i tørkeprosesser.

Sted	Vinter (%)	Vår (%)	Sommer (%)	Høst (%)
Nusvåg	70	69	80	76
Hasvik	76	73	79	79
Alta	75	68	72	78

Tabell 2.7: Relativ luftfuktighet, gjennomsnittsmåling ved de ulike årstidene [8]

2.7 Vann

Vannet hentes fra en brønn som fylles av overløpsvann fra et nærliggende tjern på øya. Vannet filtreres før det kommer inn i rørsystemet tilhørende anlegget. Vannet har hittil ikke gitt noen groe eller forkalkning. [4]

3. Teori

I dette kapitlet dekkes den generelle teorien som er viktig for å kunne gjøre gode valg ved design av et kjølesystem. Dette kapitlet, sammen med ståstedsanalysen, danner grunnlaget for argumentasjon for den anbefalte løsningen.

3.1 Kjølemedier

Det finnes en rekke ulike løsninger og medier en kan nytte for å kjøle et system. Her er det skrevet om de fire som er vurdert til å være aktuelle å bruke i dette systemet.

3.1.1 Ferskvann

Vann egner seg bra til kjøling da den har en høy spesifikk varmekapasitet.[9] Dette betyr at vann har god evne til å ta opp varme. Dersom en henter ferskvann inn i en åpen krets, vil temperaturen på dette vannet som oftest være lavere enn det som strenger å kjøles ned. Det er viktig å være oppmerksom på at dersom en henter vannet fra en liten kilde kan det bli en del variasjoner i temperaturen som hentes inn i systemet. Den kanskje største fordel med vann er at det ikke er giftig eller forurensende på noe vis, dersom det skulle oppstå lekkasje. Dermed er det få helse, miljø og sikkerhet (HMS) tiltak en må tenke på ved håndtering av dette mediumet.

Ferskvann blir sett på som rent vann å bruke til kjøling. Likevel kan mineraler, spesielt kalk, skape komplikasjoner for systemet. Rørsystemet kan bli slitt eller kraftig innsnevret. Dette kan forebygges ved å filtrere vannet. Ferskvann i en åpen krets vil også inneholde mye oksygen, noe som igjen fører til korrosjon. Dette vil derimot ikke være et problem for en lukket krets da luften fjernes litt etter litt, til man eventuelt må etterfylle med mer ferskvann. For en åpen krets kan man risikere å ikke få hente ut vann ved lite nedbør, at vannet fryser eller andre komplikasjoner. [10]

3.1.2 Glykolblanding

Glykol er en populær kjøleveske. Dette fordi den har et lavt frysepunkt og et høyt kokepunkt. I tillegg vil additivene i glykol øke levetiden på komponentene da de hindrer korrosjon og groe. Væsken har noe lavere spesifikk varmekapasitet enn vann, som betyr at en må ha en større volumstrøm for å oppnå samme kjøleende effekt som rent vann. [9]

Glykol brukes sammen med vann, og de lar seg blande sammen i hvilket som helst forhold. I en blanding med 30% glykol, vil en måtte beregne 7% større volumstrøm og 18% større trykktap. [11]

At en glykolblanding har lavt frysepunkt er spesielt relevant dersom kjølevesken skal sirkulere gjennom en varmeveksler. Der er det tynne rør hvor kald uteluft trekker inn. Her er det risiko for at vesken fryser, røret sprekker og en får således en lekkasje.

En av ulempene med denne vesken er at den er giftig [12], så en må gjøre ekstra tiltak for å ivareta helse, miljø og sikkerhet. En enkel måte å hindre at dette sprer seg, er å ha oppsamlingskar ved mulige lekkasjepunkter. En annen faktor er det økonomiske. Det vil gi betydelig høyere investeringskostnader sammenlignet med bruk av rent vann. Dette må til gjengjeld veies opp mot at den kan øke levetiden til komponentene.

3.1.3 Sjøvann

Sjøvann er et kjølemedie som gjerne nyttes da tilgangen på ferskvann er begrenset. Utfordringene med å bruke sjøvann er i hovedsak korrosivitet og groe.

Blåskjellarven er en liten organisme med en lengde på 0,3mm. Larvene lever de første dagene fritt i vannmassene før de fester seg til et underlag og starter å vokse. I den frittlevende fasen lever de normalt ned til 10 meters dyp. Grunnet lokale variasjoner vil det variere ved hvilken dybde blåskjellene trives. Disse variasjonene kan være saltinnhold, temperatur og andre dyr som spiser larven. [13]

Vanlig ingeniørpraksis er å ha inntaket til sjøvannet på under 25meters dyp. Dette er for å hindre at blåskjellarven, eller andre organismer, i å bli med sjøvannet inn, for så å feste seg vekslere og starte å gro her. Slike organismer trives ofte godt i de varmevekslerne da det er høy temperatur der. Dette vil over tid tette til veksleren og en får dårlig varmeoverføring. [14]

Energien som kreves for å drive pumpene og andre komponenter i denne installasjonen kan være betydelig. Her må det også tas hensyn til at komponentene vil stå i et svært korrosivt miljø, med varmt sjøvann, og materialet må velges ut fra dette. Mer om materialvalg er beskrevet i avsnitt. 3.2.1

3.1.4 Luft

Bruken av luftkjølere er svært utbredt. De baserer seg på at en kald strøm av luft, kjøler det varme mediumet. Siden det nyttes uteluft, vil denne kunne variere mye i temperatur. Luftkjølere deles inn i kjøletårn og luftkjølere. Luftkjølere er det som er aktuelt å se nærmere på i denne sammenhengen og er det som blir beskrevet videre i dette avsnittet. [15]

Et annet skille på luftkjølere er om de har mekanisk- eller naturlig trekk. Dette innebærer om kjølesystemet har vifter eller ikke. Plasseringen av viften i luftkanalen vil ha betydning for hvor stor utløpshastighet luften får. Ved å plassere viften med innløpet til luften vil det stilles lavere krav til materialvalg, da viften ikke utsettes for den varme luften, men dette vil gi lavere utløpshastighet. Dette er også den varianten som krever minst energi når den er i bruk.

Ved å plassere vifta etter varmebatteriet, vil en få en mer uniform luftstrømning over mediumet som skal kjøles og en får høyere utgangshastighet på lufta.

Ut fra masteroppgaven av Brønn [16] ser man at luftkjøling fungerer bra også i stor skala. Det kan også produseres og installeres til en brøkdel av prisen for tilsvarende system med sjøvannkjøling. Det er et mye simplere system som krever langt færre komponenter, og de er ikke like utsatt for korrosjon. I en luftkjøler er det kun viften som bruker strøm, som vil utgjøre en brøkdel av hvor mye energi en tilsvarende sjøvannskjøler krever.

3.2 Statisk-mekaniske komponenter

Ved design av rørsystem er det mange ulike hensyn en må ta og alle system bør designes ut fra situasjonen. Videre her følger det en kort beskrivelse av de ulike komponentene, og fordelene og ulempene med disse. Med dette vil en ha større grunnlag for å ta beslutninger ved design.

3.2.1 Rør

I dette avsnittet om rør er hensyn ved materialvalg, isolasjon og dimensjonering av rør beskrevet. Det finnes egne spesialister som jobber kun med dette, men ved å lese dette avsnittet vil en ha et godt grunnlag for å mene noe om hva en burde velge ved design av rør til et kjøleanlegg.

Materialvalg

Ved valg av rør til dette systemet vil det i hovedsak være to familier av konstruksjonsmateriale en ser på; plast og metaller. Plast har den fordel at de ikke ruste og er det eneste som virkelig tåler sjøvann, men har begrensninger når det kommer til temperatur. Metaller er det mest brukte konstruksjonsmaterialet. Dette fordi en kan lage ulike legeringer slik at dens egenskaper tilpasses til hvert enkelt formål. Ulempen er at uansett tiltak, så vil en aldri kunne stoppe korrosjon helt.

Alle korrosjonsprosesser består av en anodisk og en katodisk reaksjon. Den mest utbredte katodiske reaksjonen som skjer i naturlige miljø er reduksjon av oksygen. En kan se at denne prosessen danner en elektrisk krets og en forutsetning for at dette skal kunne skjer er at en veske som leder strøm (elektrolytt) er i kontakt med metallet. Ved en anodereaksjon frigjøres elektroner som ledes gjennom metallet til katoden hvor den forbrukes i en katodereaksjon. Kretsen slutes ved ioneledning gjennom elektrolytten. [17]

Ved korrosjon av stål dannes det et porøst lag av rust på utsiden. Her er det enkelt for sjøvann og oksygen å trenge gjennom og derfor vil korrosjonen fortsette videre innover i materialet. Aluminium og titan vil også korrodere i vann, men oksydlaget fra denne reaksjonen vil danne et tett sjikt på kun noen mikrometers tykkelse. En sier at materialet blir pasifisert da oksydlaget er så tett at videre korrosjon vil gå svært langsomt. Rustfrie stål er tilsatt minimum 11% krom og vil på samme måte danne dette tette oksydsjiktet. [18]

I følge boken Korrosjon og korrosjonsvern, av Einar Bardal [17], vil korrosjonshastigheten for AISI 316 rustfritt stål, AISI 304 rustfritt stål og nikkell-kromlegeringer ha en korrosjonshastighet i sjøvann som er ubetydelig. Titan og hastelloy C har en korrosjonshastighet som er tilnærmet lik null. Dette gjelder dersom de er i stillestående eller sakte strømmende sjøvann og unntatt om de er plassert i dype groper. Korrosjonshastigheten vil avhenge av strømningshastigheten, oksygentilgangen og temperatur. I et sjøvannskjølesystem vil en ha både forhøyet temperatur og relativt høy hastighet på vannstrømmen. Områder hvor vannet får god omrøring vil oksygentilførselen være høy. På plattformer og lignende er det alltid skvettsonen som er vanskeligst å beskytte.

Et annet problem er at metaller i sjøvann vil være utsatt for marin vekst. Et tiltak for å motvirke groing i rørsystemer er å klorere rørene. Dette vil hindre uheldig slimdannelse, men det vil igjen øke faren for spaltkorrosjon. Groingtendensen er svært forskjellig for ulike metaller og øker i rekkefølgen:

1. kopper og 90/10 kopper-nikkel
2. messing og bronse
3. 70/30 kopper-nikkel, aluminiumbronse og sink
4. nikkellkopper
5. karbonstål, legerte stål, rustfrie stål, nikkellegeringer og titan

Vi kan se at metallene som har høy motstand mot korrosjon, igjen er mer utsatt for marin vekst. I tillegg er rørveggene til kobber- og plastrør glattere enn veggene til stålrør. Dette gir mindre motstand i kretsen, slik at mediumet lettere kan sirkulere. Les mer om dette under trykktap i

rør senere i dette avsnittet.

Dersom to komponenter av stål av ulike edelhet koples sammen, vil galvanisk korrosjon kunne oppstå. Det edlere metallet vil tjene som et ekstra sete for katodereaksjon og det uedle metallet vil fungere som en offeranode. Hvor kraftig denne reaksjonen blir vil være avhengig av arealforholdet mellom disse to og hvor på spenningsrekka disse metallene hører hjemme. Dersom det edle metallet har et stort areal, vil den tilsvarende anodereaksjonen måtte skje på et lite areal. Dette vil gi høy korrosjonshastighet. En forutsetning er at metallene er i kontakt med et elektrolytt. [17]

Derfor er det viktig å ha et bevisst forhold til hvordan en kopler sammen ulike metalltyper. Ved å bruke bolter av et mindre edelt metall, vil dette føre til at boltene blir en offeranode. På grunn av den store arealforskjellen vil dette gi en høy korrosjonshastighet.

Isolasjon

Hensikten med isolasjon av rør er å bremse varmetransport mellom det transporterte mediumet og omgivelsene. I dette tilfellet vil det i hovedsak være for å hindre tap av varme til omgivelsene slik at varmen kommer seg til steder den kan utnyttes. I tilfeller hvor kjølemediet er kaldere enn omgivelsene vil isolasjon også hindre kondensdannelse på utsiden av rørene, slik at en unngår korrosjon som kan oppstå over tid. En annen svært viktig årsak til å isolere rør er for å hindre personell i få brannskader dersom de skulle komme i kontakt med rørene som transportere varmt medium. [19]

For at materialet skal være godt egnet til å brukes som isolasjon må det oppfylle en del krav. Det er blant annet krav til maksimal varmeledningsevne, at det ikke skal avgi gass i helseskadelig mengde, krav til brannsikkerhet og så videre. I all hovedsak er det tre ulike typer isolasjonsmaterialer som nyttes;

Mineralull	Alle temperaturer aktuelle i et varmeanlegg
Isoporisolasjon	Temperatur mindre enn 60 °C
Cellegummi	Temperatur mindre enn 60 °C

I tillegg er preisolerte stålrør mye brukt. De blir levert ferdig med isolasjon av polyurethanskum. Dette er regnet for å være et at de mest effektive isolasjonsmaterialene som er. I tillegg til lav varmeledningsevne er det stabilt og slitesterkt. I kontakt med vann så vil varmeledningsevnen påvirkes i svært liten grad, men også dette bør dekkes av et diffusjonstett lag. [20] [21]

For å øke levetiden til isolasjonsmateriale på kalde rør, bør en dekke til isolasjonen med et diffusjonstett materiale. Diffusjonstett betyr at luft som bærer med seg fuktighet ikke kan trenge gjennom. Dette er fordi at over tid vil det samle seg kondens på rørene. Denne fuktigheten øker varmeledningsevnen og dermed svekke dens isolasjonsevnen.

For å finne nødvendig tykkelse på isolasjonen kan en regne dette manuelt. Det gjelder spesielt der dataassisterte programmer ikke strekker til, eller for mindre anlegg. I de fleste tilfeller nyttes dataprogram levert av isolasjonsleverandørene. Forenklet beregning gir at for rør med dimensjon DN80 nyttes isolasjonstykkelse 40-50 mm.

For å beregne U-verdien for et isolert rør nyttes følgende uttrykk:

$$U - verdi = \frac{\pi}{\frac{1}{D_i + \alpha_i} + \sum \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{D_y \cdot \alpha_y}} \quad (3.1)$$

D_i	Rørets indre diameter
D_y	Ytre diameter (isolasjon/mantel)
α_i	Indre konvektiv varmeoverføringskoeffesient
α_y	Ytre konvektiv varmeoverføringskoeffesient
λ	Konduktiv varmeledningsevne
D_1	Indre diameter for aktuelt sjikt
D_2	Ytre diameter for aktuelt sjikt

Dimensjonering

Dimensjoneringen har en spesielt stor innvirkning på trykkfallet gjennom røret. Ved å ha større diameter på røret vil en kunne ha lavere hastighet på vannet for å oppnå samme kjølede effekt, men en får da et lavere trykkfall. På den andre siden så vil rør med stor diameter gi økte kostnader. Dette løses som regel ved å ha større rør på hovedrørene, så går en over til en mindre diameter da rørsystemet forgrener seg. På denne måten begrenser en både kostnadene og trykktapet.

Det er viktig å finne Reynolds tall når man skal regne på fluidmekanikk. Verdien påvirker strømningsmønsteret til mediumet. Denne regner en ut med følgende formel: [22]

$$Re = \frac{u \cdot D_i}{\nu} \quad (3.2)$$

Re	Reynolds tall
u	Strømningshastighet [m/s]
D_i	Indre diameter rør [m]
ν	Kinematisk viskositet [m^2/s]

Reynolds tall må være lavere enn 2300 for å gi en laminær strømning. Laminær strømning innebærer at alle molekylene beveger seg i samme retning, langs røret. I en turbulent strømning vil man ha at molekylene hele tiden endrer retning. Dette resulterer i større trykktap i rørene, samt større varmeoverføring. Ved en verdi over 4000 vil man få fullstendig turbulent strømning, og mellom disse to verdiene vil man få en strømning som er noe laminær og noe turbulent. I tillegg til at trykktapet blir mindre, vil en få mindre vibrasjoner og mindre støy i rørene dersom en har laminær strømning.

I mange tilfeller viser det seg at en må ha svært store dimensjoner på rørene for å oppnå dette. I en lukket krets sikter en seg derfor inn på et trykkfall på rundt 100 Pa/m. [14] Her vil en få akseptable verdier med tanke på støy og vibrasjoner. Ulempene med store dimensjoner er at det er dyrere rør, det kreves større mengde kjøleveske og dermed vil det veie mer. Dette vil så stille større krav til supportering av systemet.

For å finne strømningshastigheten i rør, nyttes følgende formel [19]:

$$u_{pipe} = \frac{\dot{m}_m \cdot \rho}{A} \quad (3.3)$$

\dot{m}_m	Massestrøm til mediumet [kg/s]
P	Effekt levert [W]
C_m	Spesifikk varmekapasitet mediumet [J/kgK]
ΔT	Temperaturdifferanse [K]
u_{pipe}	Strømningshastighet i rør [m/s]
ρ	masse tetthet [kg/m ³]
A	Areal [m ²]

I et kjølesystem vil det være kjølebehovet som bestemmer massestrømmen. For å finne massestrømmen i rør med hensyn på kjølebehovet, nyttes følgende formel: [19]

$$\dot{m}_m = \frac{P}{C \cdot \Delta T} \quad (3.4)$$

- \dot{m}_m Massestrøm til mediumet [kg/s]
- P Avgitt effekt [W]
- C Varmekapasitet [J/kgK]
- ΔT Endring i temperatur [K]

Trykktap i rør

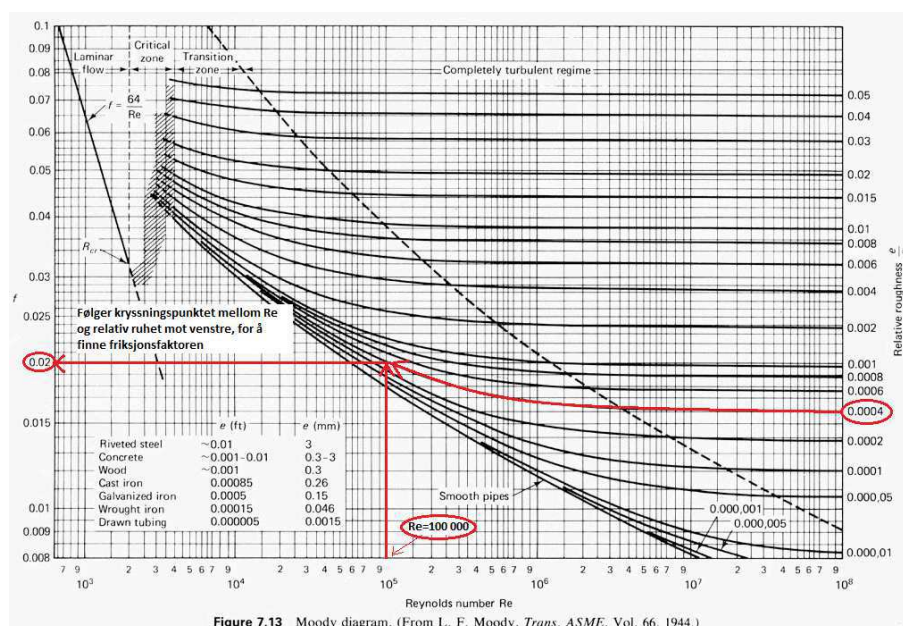
For å beregne trykktap i rør ved turbulent strømning må en nytte Darcy-Weisbachs ligning.

Darcy-Weisbachs ligning på trykktapsform

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

- f_D Darcy-Weisbachs friksjonsfaktor
- L Lengde av rør [m]
- D_i Indre diameter rør [m]
- ρ Massettheten til fluidet [kg/m³]
- u Strømningshastighet [m/s]

Darcy-Weisbachs (DW) friksjonsfaktor finner en i Moody-diagrammet vist i figur 3.1. [23] En må først kjenne til den relative ruheten i rørene. En må også vite hvilket Reynolds tall strømmingen har. En må følge verdien for relativ ruhet (høyre side av diagrammet) fram til den krysser korrekt verdi for Reynolds tall. Deretter kan du lese av friksjonsfaktoren på venstre side av diagrammet.



Figur 3.1: Moody-diagrammet

3.2.2 Varmervekslere

Termodynamikkens andre læresetning sier at overføring av varme alltid skjer fra et sted med høyere temperatur til et sted med lavere temperatur. I en varmeveksler skal det overføres varme fra et medie til et annet uten at disse mediene blandes sammen. Ofte er dette mellom fluider. Varmervekslere som er plassert i ventilasjonsanlegg, refereres til som varmebatterier. [24]

Det er flere variabler som bestemmer hvor mye varme som overføres, og en vil alltid ha begrensninger på hvor mye varme en får avgitt i en varmeveksler. Det kan være vanskelig å gjøre nøyaktige beregninger på hvor mye varme som vil overføres i en veksler, da noen av de avgjørende faktorene, som eksempelvis viskositet, vil endre seg med endring i temperatur. I tillegg vil en måtte legge inn en form for sikkerhetsfaktor, på samme måte som en måtte gjort dersom en regnet på utmattelse hos en komponent.

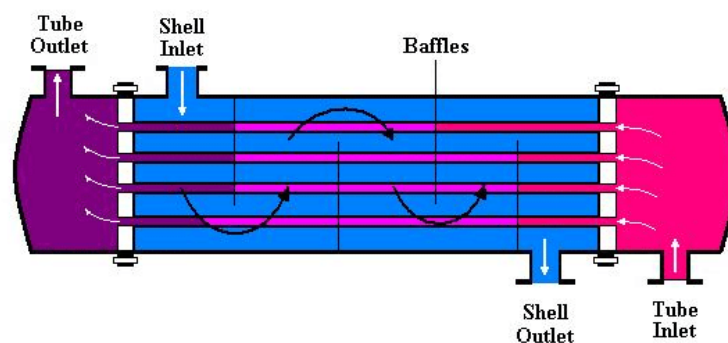
De faktorer som i hovedsak er avgjørende for effektiviteten til en varmeveksler er temperatordifferansen mellom mediene, overflatearealet til begge mediene, hastigheten til mediene gjennom vekslerene, spesifikk varmekapasitet til mediene og varmeoverføringskoeffesientene til materialet i veksleren. Om det er laminær eller turbulent strømning gjennom veksleren vil også påvirke hvor mye varme som overføres. I boken *Principals of Heat Transfer* [24] vises det at varmeoverføring ved konveksjon er betydelig større ved turbulent strømning enn ved laminær strømning. Dette fordi større del av mediumet får kontakt med overflatene, og større friksjon skapes.

Varmervekslere kan deles inn i to hovedgrupper etter hvordan de er bygget opp. Den ene består av plater og den andre av rør. Hensikten med begge er å gi stort overflateareal mellom mediene, slik at det blir god overføring.

Rør-varmerveksler

Her vil det ene mediumet flyte gjennom tynne rør, mens det andre mediumet vil bevege seg på utsiden av rørene som vist i figur 3.2. Mediumet på utsiden av rørene tvinges til å bevege seg på tvers av de tynne rørene, for da blir det en høyere varmeoverføringskoeffesient enn om mediumet flyter langs med rørene.

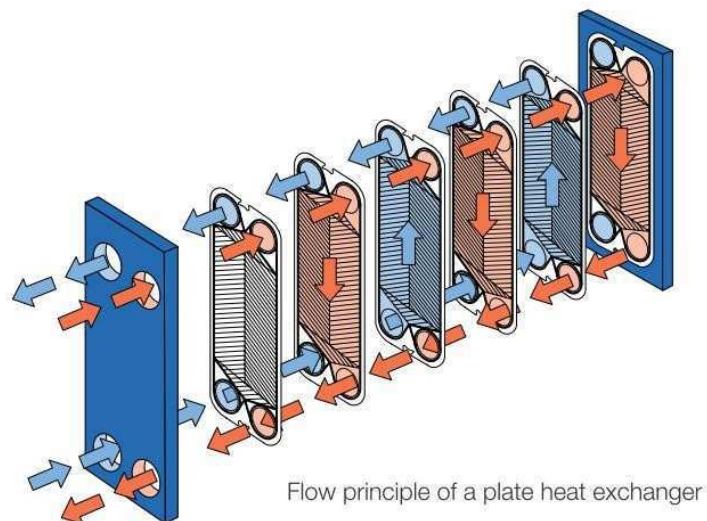
Dersom det skal overføres varme mellom en veske og en gass, er det vanlig å blåse gassen på tvers av slike tynne rør. [24]



Figur 3.2: Varmerveksler bygget opp av rør[25]

Platevarmeveksler

Her er veksleren bygget opp av tynne plater som vist i figur 3.3, hvor det sirkulere henholdsvis kald- og varm veske i annenhver plate. Hver eneste plate er utstyrt med en gummipakning som forsegler slik at de to mediene ikke blandes sammen. Slike typer vekslere nyttes som oftest da det er gass-gass eller veske-veske vekslinger. Disse vekslerne får ofte en betydelig høyere varmeoverføringskoeffisient enn rør-varmevekslere. Dermed er det ikke like stort behov for et stort overflateareal for å oppnår samme overføringseffekt, som igjen fører til lavere investeringskostnader. Spesielt om det stilles høye krav til kvaliteten på materialet. [26]



Figur 3.3: Varmeveksler bygget opp av plater[27]

Materialvalg

I varmevekslere hvor mediumet er gas, vil det være størrelsen på overflatene som er mest avgjørende for hvor mye varme som overføres. I varmeoverføring mellom veske derimot, skjer konveksjonen raskt og det er varmeledningsevnen til materialet brukt i varmeveksleren som vil være den avgjørende faktoren for hvor mye varme som overføres. I tillegg må materialet som nyttes ha motstand mot de korrosjonselementene den utsettes for og materialet må ha en smeltetemperatur som er betydelig høyere enn de maksimale temperaturene den utsettes for i veksleren. [28] [16]

Det er alltid en fare for at groe skal tette varmevekslerene. Dette er et spesielt stort problem med sjøvann som tar med seg mange organismer inn som vil trives på veggene i varmeveksleren. Til slutt vil dette skape en isolerende effekt som ikke er ønskelig. Problemet kan bergrenses med riktig materialvalg og tilsetning av kjemikalier. Det har vist seg at kobber-nikkel legeringer fungerer godt mot dette.

3.2.3 Ventiler

Per definisjon er en ventil noe som nyttes til å kontrollere en fluidstrøm. En kan montere ventiler for å øke sikkerheten, operere og regulere gjennomstrømmingen og for å kunne utføre vedlikehold på isolerte deler av rørsystemet. Det finnes en rekke forskjellige varianter, og en må ta hensyn til funksjon, trykk, dimensjoner og fluid da en vurderer hvilken typen en skal nytte.

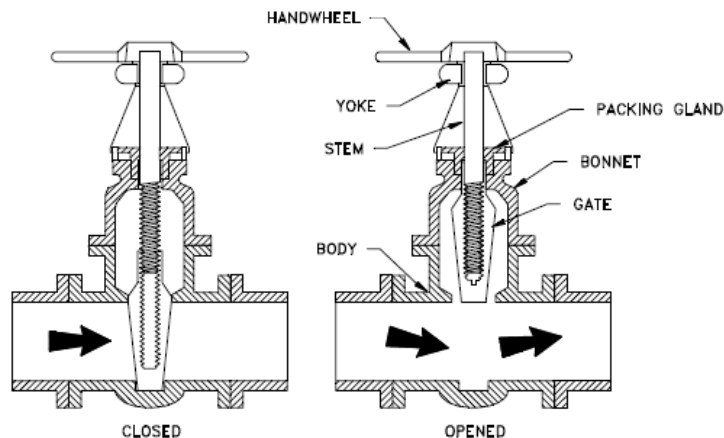
Ventiler kan klassifiseres på flere ulike måter. I denne forbindelsen ansees det som mest hensiktsmessig å dele det opp etter funksjon. I et slik system vil en behøve både sikkerhetsventiler, tilbakeslagsventiler, av/på ventiler og reguleringsventiler. Sikkerhetsventiler har som funksjon å hindre at det blir for høyt trykk i systemet. En tilbakeslagsventil hindrer at fluidet beveger seg bakover. Av/på ventiler åpner eller stenger for gjennomstrømning. Reguleringsventiler regulerer strømningshastigheten. Etter funksjon vil de ha ulike symboler på en tegning. Ved hver P&ID tegning skal det følge med en legend hvor det forklares hva de ulike symbolene betyr.

Tabellen gir en rask oversikt over noen av de aktuelle ventiltypene for dette systemet, så er de nærmere beskrevet senere i avsnittet. [29] [30]

Type	Funksjon	Fordeler	Ulemper
Gate ventil	av/på	Generere liten forstyrrelser på strømmingen Langsom åpnemekaniske	Tar stor plass Kan ikke stenges hurtig
Kuleventil	av/på	Kompakt Hurtig avstegning	Begrenset trykkdifferanse Passer best i system med lav hastighet
Spjeldventil	av/på	Tar liten plass ved store rørdimensjoner Minimal turbulens	Ikke like tett som kuleventiler
Globe ventil	Regulering (av/på)	Lite erosjon ved struping	Gir stort trykktap Gir turbulente strømminger
Tilbakeslagsventil	Hindre strømning bakover		Gir stort trykktap Gir turbulente strømminger
Sikkerhetsventil	Forhindrer for høyt trykk		

Gate ventil

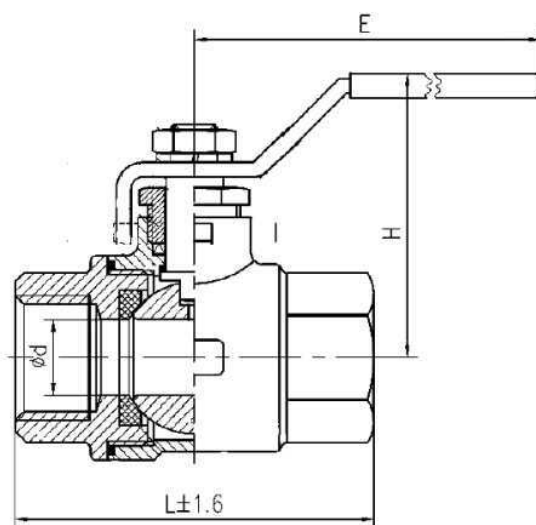
Gate ventil er en ventiltypen som ofte nyttes i rørsystem. Denne opereres ved at en disk (gate) senkes ned for å stanse strømmingen, når ventilens håndtak dreies rundt. Se figur 3.4. Dersom denne ventilen står delvis åpen vil dette kunne skape erosjon på ventilen og forkorte dens levetid. Turbulente strømmer forbi den delvis åpne ventilen vil også kunne skape vibrasjoner i rør. Ved at denne har en langsom åpne/lukke mekanisme vil en unngå problemer som trykkstøt i rør med høy hastighet.



Figur 3.4: Gate ventil [31]

Kuleventil

I figur 3.5 er oppbyggingen av en kuleventil illustrert. Denne reguleres av nettopp en kule med et hull boret gjennom seg. Den opereres enten med et omdreingsrør eller med et håndtak som dreies 90°. Dette gjør at denne kan opereres svært hurtig. Denne har en begrensning på hvor stor trykkdifferanse de kan operere under. Ved stor differanse vil kula presse mot setene på den ene siden. Dersom kula roteres da, vil det kunne oppstå deformasjoner og kaldsveising. Kuleventilen er svært tett når den er lukket, men egner seg ikke til å strupe veskestrømmer. [29]

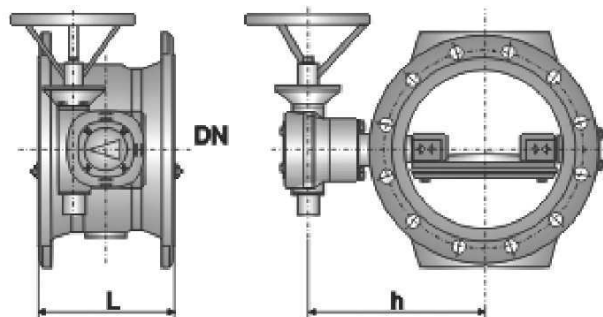


Figur 3.5: Kuleventil [32]

Spjeldventil

I en spjeldventil er det en sirkulær plate som roterer 90° for å åpne eller stenge. Se figur 3.6. Den store fordelene med disse ventilene er at de bygger lite, det vil si at de tar mindre plass enn en tilsvarende kuleventil. Derfor nyttes de ofte på de litt større rørdimensjonene. Derimot så kan

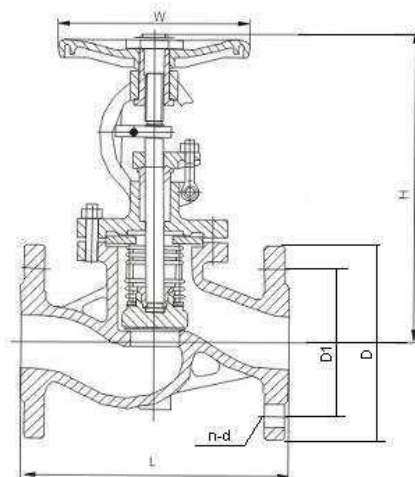
de ha noe dårligere tetteegenskaper enn kuleventilene ved høyt trykk, og det anbefales derfor å nytte steder med lavere trykk. [29]



Figur 3.6: Spjeldventil [33]

Globeventil

I en globeventil er disken plassert parallelt med reningen på strømmingen. Dette fører til at det blir minimal erosjon og slitasje på ventilen da den nyttes til struping. Ved å rotere på hjulet kan en enkelt justere hastigheten på mediumet. I figur 3.7 kan en se at mediumet vil endre kraftretning flere ganger på grunn av designet på ventilen, og på denne måten vil en få mye motstand i ventilen. Derfor anbefales det ikke å nytte denne på steder hvor trykktap og turbulens må minimeres. [29]



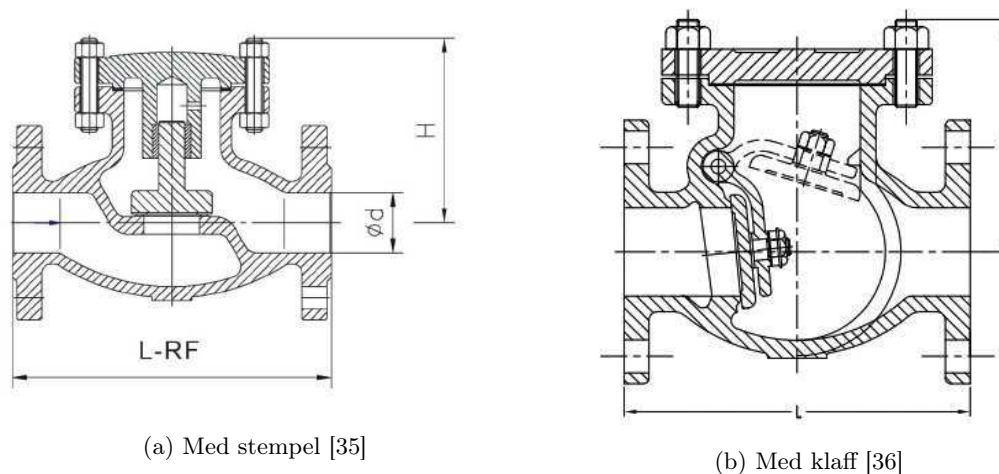
Figur 3.7: Globeventil [34]

Tilbakeslagsventil

En tilbakeslagsventil skiller seg kraftig fra de ventilene som er nevnt hittil. Hensikten med en slik ventil er å hindre mediumet i å strømme bakover i rørene. Ofte er ingen mekanisme for å styre ventilen fra utsiden, det vil være tyngdekraften eller trykket som stenger denne. På noen

ventiler er det allikevel montert en arm for å kunne se om ventilen er åpen eller lukket, og på andre kan det være montert en mekanisme på utsiden slik at en kan justere hvilken motstand den skal åpne på. [29]

I ventiler hvor en klaff nyttes, vil det være minimal forstyrrelse på strømmingen da den er åpen, og dermed gi lavt trykktap og lite turbulens. Der hvor en kule eller stempel nyttes, kan utformingen minne om en globeventil og dermed vil dette medføre mer trykktap og turbulens. Denne tetter bedre og er dermed bedre egnet i et system med mye trykk og høye hastighet på mediet. Begge disse vil kunne brukes horisontalt eller vertikalt, men dersom den monteres slik at tyngdekraften ikke stenger ventil monteres det en fjær på lukkemekanismen. Forskjellen mellom disse vises tydelig i figur 3.8.



Figur 3.8: Tilbakeslagsventil

Sikkerhetsventil

Sikkerhetsventilene har til hensikt å forhindre at det bygger seg opp et for høyt trykk i systemet. De er gjerne fjærbelastet og justert slik at den skal åpnes ved et bestemt trykk. Da slipper mediet forbi og trykket synker. Straks trykket er tilbake ved et akseptabelt nivå vil fjæren presse tilbake stempelet og ventilen stenges. [29]

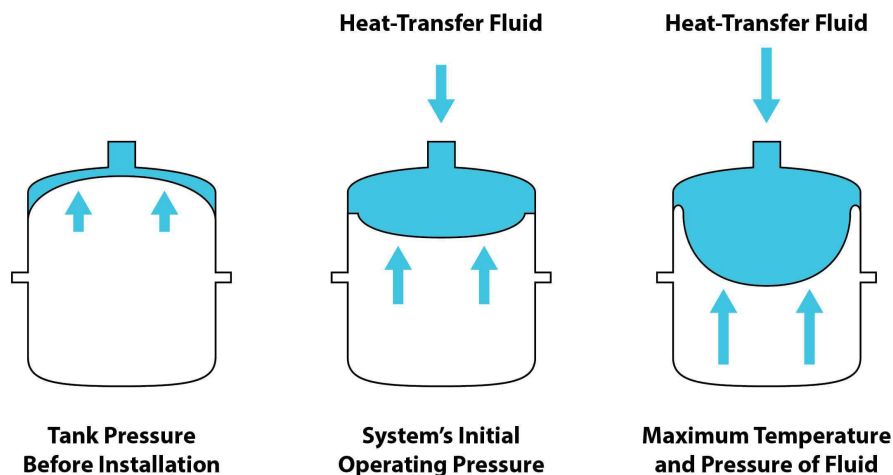
3.2.4 Aktuator

En aktuator er en teknisk innretning som kan utføre en mekanisk bevegelse. Disse er til hjelp for å kunne fjernstyre ventiler og automatisere reguleringen. Det er tre hovedtyper aktuatorer: elektriske, pneumatiske og hydrauliske. Hydrauliske er kompakte og svært sterke, men kan skape miljøproblemer ved lekkasje. Pneumatiske tar større plass, men er lettere å finjustere. Elektriske er den eneste typen som kan brukes dersom ventilen må justeres med flere omdreininger. Denne er også veldig kompakt, men har begrensinger dersom de står i et miljø med lett antennelige gasser da dette kan skape eksplosjon i kontakt med en elektrisk gnist. [37]

3.2.5 Ekspansjonskar

Vann lar seg ikke komprimere under trykk. Ved termisk utvidelse vil det derfor være behov for at vannet har et sted å kunne utvide seg slik at vi ikke får for høyt trykk i systemet. Gasser er derimot kompressible og vil derfor minke i volum under trykk. Figur 3.9 viser at inne i

ekspansjonskaret er det en gasspute med en membran som hindrer at gass og vann blandes sammen. Denne puten er trykksatt med komprimert gass tilpasset hvilket trykk det skal være i systemet. Når vannet utvides på grunn av varme, vil denne luftputen komprimeres slik at en unngår økt trykk i systemet. [38] [39]



Figur 3.9: Illustrasjon virkemåte ekspansjonstank[40]

Ved å ikke ha et ekspansjonskar på et trykksatt system vil en risikere et trykk som overstiger det hva komponentene tåler og dette vil kunne føre til brekkasje. For glykol som går fra 10°C til 70°C vil den termiske utvidelsesfaktoren være på 2,9%.

Følgende formler er hentet ut fra Rørhåndboka [39] og nyttes til å dimensjonere ekspansjonskaret:

$$\begin{aligned} \Delta V &= V_k \cdot 0,029 \\ N &= \frac{p_o - p_d}{p_o} \\ V &= \frac{V_{eks}}{N} \end{aligned} \quad (3.5)$$

- ΔV Økning i volum grunnet termisk utvidelse (glykol)
- V_k Volum kjøleveske i systemet ved romtemperatur
- N Utnyttelsesgraden
- p_o Åpningstrykket sikkerhetsventil
- p_d Driftstrykket (statisk høyde + 1 bar)
- V Volum ekspansjonstank

I tillegg til ekspansjonskaret skal det monteres sikkerhetsventiler som åpner ved et bestemt trykk for å hindre brekkasje og ulykker. Det viktigste prinsippet for dimensjonering av ekspansjonskar er at den skal aldri være for liten.

Ekspansjonskar nyttes også til å sette driftstrykket i systemet. En pumpe vil justere for trykktap mediumet har i systemet grunnet friksjon, men et ekspansjonskar er med på å sette et statisk trykk. En av grunnene til at det kan være nødvendig med et statisk høyt trykk, er visst rørene strekker seg i høyden.

I omgivelsene rundt oss har vi en atmosfære trykk (1 atm \approx 1 bar). Dersom trykket i rørene kommer under dette, vil det begynne å sive luft inn i rørsystemet. Det er fordi stål aldri blir helt tett og det er lett for gasmolekyler og trenge gjennom rørveggen. Det må altså være høyere trykk inne i rørsystemet enn i omgivelsene, for å holde gassen ute.

En vannsøyle på ca 10 meter vil tilsvare 1 bar i trykk. Dette betyr at for hver tiende meter et vannrør stiger, vil trykket falle med 1 bar. Dette løses ved å sett et driftstrykk i ekspansjonskaret slik at det aldri vil falle under 1 bar på det høyeste punktet i rørsystemet. [14]

3.3 Roterende komponenter

På samme måte som ved statiske komponenter, må roterende komponenter velges ut fra behovet til kjølesystemet. Volumstrøm, trykk og type fluid er noen av variablene som det må tas hensyn til. I dette avsnittet skal vi se nærmere på ulike typer pumper og ha en kort innføring i kompressorteori.

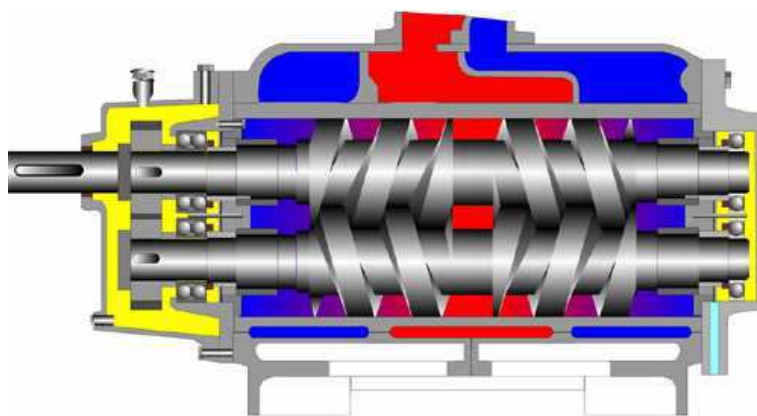
3.3.1 Pumper

En pumpe er en mekanisk innretning som nyttes til å øke trykk og hastighet i fluider. Pumpen skal kompensere for trykkfallet mediumet har gjennom røranlegget. Trykkfall er energien den mister på grunn av motstand gjennom de ulike komponentene og friksjon langs med rørstrekene.

Det finnes en rekke ulike typer pumper, men de to vanligste hovedtypene er likevel sentrifugalpumper og fortregningspumper. Innenfor begge disse typene vil det finnes ulike typer pumper spesialtilpasset et bestemt formål. Hensyn som trykk, type fluid, hastighet og vannmengde må sees på da en velger pumpe. [41]

Fortregningspumpe

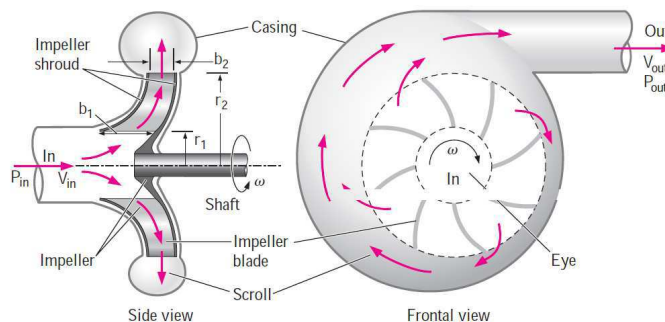
I en fortregningspumpe blir fluidet sperret inne i et kammer, hastigheten og trykket i væsken øker før det presses ut av utløpet på pumpen. Denne typen pumpe nyttes ofte der det er små leveringsmengder, høyt trykk og/eller fluider med høy viskositet. Det finnes flere ulike underkategorier av fortregningspumpen, blandt disse er en skrupepumpe som er vist på figur 3.10.



Figur 3.10: Skrupepumpe[42]

Sentrifugalpumpe

Den mest brukte pumpen er sentrifugalpumpen. Her roterer et skovlehjul innenfor et lukket pumpehus. Figur 3.11 viser hvordan vesken føres inn i senter av hjulet og slynges ut i periferien. På den måten får den økt trykk og økt hastighet. Denne typen pumper brukes mye for å transportere vesker i industrien. Steder hvor en må oppnå høy trykk vil en kunne seriekoble flere skovlehjul på samme aksling.[43]



Figur 3.11: Sentrifugalpumpe[43]

3.3.2 Kompressor

En pumpe som er konstruert for å jobbe med gasser, den kalles en kompressor. Kompressoren som skal installeres hos Sibelco er en skruekompressor og har til hensikt å levere trykkluft. En skruekompressor er en type fortregningspumpe hvor luft suges inn i et kammer og den komprimeres ved at rommet mellom skruene blir mindre og mindre. Skruen er oljesmurt og består av et hus med en han-rotor og en hun-rotor. Oljen har til hensikt å smøre og kjøle, men også tette slik at virkningsgraden økes. [44]

Når luft komprimeres vil dette utvikle varme. I følge Kaeser sine hjemmesider vil hele 96% av energien som settes inn i kompressoren kunne hentes ut som varme som kan utnyttes. [45] Med tanke på at Kaeser og sier at den største utgiften ved en kompressor ikke er innkjøp eller installering, men energien den krever under bruk, vil dette da kunne utgjøre en del økonomisk.

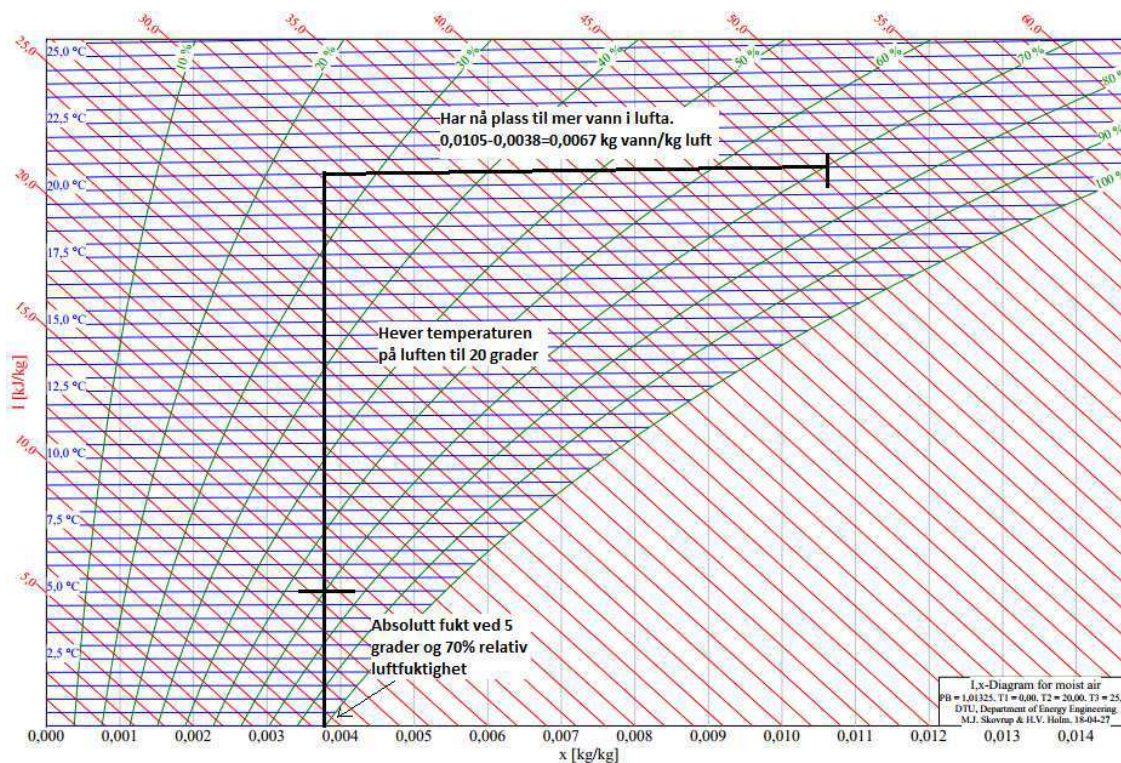
3.4 Mollierdiagram

Mollierdiagrammet er også kjent som fukig luft diagram. Diagrammet har ulike skalaer og kurver som illustrerer luftens tilstand. Ut fra denne kan en se forholdet mellom luftens temperatur og innhold av vanndamp. Ved samme trykk, er det temperaturen som avgjør hvor mye vann luften kan ta opp. Dette diagrammet er relevant når en skal se på tørkeprosesser i anlegget.

Intuitivt vet vi at kald luft er tørrere en varm luft. Lepper sprekker opp og hendene tørker inn på vinteren. På diagrammet kan vi se hvor mye mer vann det er plass til ved å heve temperaturen på denne tørre luften. [46] [47]

Ved å heve temperaturen et sted er det altså to grunner til at vannet fordampes og massene tørker opp; det er plass til mer vanndamp i luften og vannet i massene får høy nok energi til å fordampe. Ved å hente inn tørr luft, vil en altså ikke trenge å heve temperaturen like mye for å oppnå samme effekt. For å fastslå akkurat hvilken temperatur som er nødvendig, må en kjenne til den relative fuktigheten på luften en henter inn *før* den varmes opp.

I figur 3.12 er absolutt fuktighet den nederste linjen og den sier hvor mange gram per kilo luft det er plass til ved den gitte temperaturen. Relativ fuktighet er angitt med ϕ [%] og den forteller hvor mye vann luften inneholder. Ut fra diagrammet ser vi at ved å heve temperaturen vil differansen mellom disse øke, og slik blir det mulig for mer vann å bli tatt opp i luften. Diagrammet er også lagt til under tillegg C.



Figur 3.12: Mollierdiagram[14]

3.5 Lover og regler

I Norge er det mye fokus på sikkerhet på arbeidsplasser og derfor er det en del direktiver som tar for seg regler rundt bygging og drift av maskiner. I dette avsnittet beskrives det hva en må forholde seg til ved bygging av det kjølesystemet som Sibelco trenger til sine kompressorer.

I tabellen kan en se hva som gjelder for denne installasjonen. Begrunnelsene er beskrevet i avsnittene som følger.

Forskrift om trykkpåkjent utstyr	Ikke pålagt å følges
Forskrift om maskiner	Ikke pålagt å følges
CE merking	Ikke pålagt å påføres
Standard	Pålagt å følge dersom kunden krever det

Det er viktig å merke seg at dette gjelder for nettopp dette systemet og at det bør kontrolleres hver gang om det er pålagt å forholde seg til direktivene.

For å sikre at forskriften ble tolket korrekt ble det tatt kontakt med Arbeidstilsynet som kunne bekrefte at denne installasjonen falt utenfor maskinforskriften.

3.5.3 Krav til CE merking

CE-merket finnes på en rekke ulike produkter. At et produkt har dette merket betyr at den ansees å oppfylle kravene gitt fra myndighetene i direktiv eller forordning. Merkingen er et signal til offentlige instanser som driver kontroll, om at produktet oppfyller de sikkerhetskrav som gjelder i EØS og at dette kan dokumenteres. Denne merkingen alene forteller kun at minstekravene med tanke på helse, miljø og sikkerhet er oppfylt, men den sier ingenting om produktets generelle kvalitet. [49]

Det er produsenten eller deres representanter som foretar en samsvarsvurdering for å vurdere om produktet er i henhold til angitte forskrifter. Prosedyren for denne samsvarsvurdering er angitt i direktiv eller forordning. For risikofylte produkter må det være en uavhengig tredjepart som utfører denne samsvarsvurderingen. Altså at dette utføres av et teknisk kontrollorgan. Risikofylte produkter er eksempelvis medisinske produkter eller utstyr for eksplosjonsfarlige områder.

Fra avsnitt 3.5.1 ser en at det ikke stilles krav gjennom trykkdirektivet til at denne installasjonen skal ha CE-merking.

3.5.4 Standard

Standardisering av produkter er med på å sikre handel på tvers av landegrensene og øke sikkerheten til produktene. Disse er frivillig å følge, med mindre kunden spesifiserer at en standard skal følges eller at dette er pålagt av myndighetene gjennom lover eller forskrifter. [49]

Fra avsnitt 3.5.1 og 3.5.2 kan en se at det i dette tilfellet ikke er pålagt av myndighetene å følge en standard.

4. Metode

Her beskrives framgangsmåten nyttet i forbindelse med dette prosjektet. Dette kapittelet er med på å bygge opp troverdigheten av rapporten ved å forklare hvordan prosjektdeltakerene har kommet fram til anbefalt løsning.

4.1 Valg av metode

Prosessene har ofte startet med veiledning. Deretter starter arbeidet med innhenting og bearbeiding av informasjon, som igjen blir en del av løsningen i den endelige rapporten. Deretter blir arbeidet kvalitetsikret ved at en kvalifisert tredjeperson ser gjennom resultatet. Ut fra tilbakemelding eller videre veiledning, starter en på neste del av prosjektet.

Dette har altså vært en kontinuerlig prosess hvor det har vært veiledning i forkant og kvalitetsikring i etterkant av hvert steg. Hensikten med dette har vært å forhindre merarbeid, opprettholde kontinuiteten og sikre kvalitet i arbeidet, men allikevel jobbe så selvstendig som mulig.



Figur 4.1: Metode

4.2 Innsamling av data

En av de store vanskelighetene i denne oppgaven har vært at Sibelco Nordic avd. Stjernøy var offer for et hackerangrep for en tid siden, og de mistet da størsteparten av all data de hadde lagret elektronisk. Det som var tilgjengelig av data var det som var lagret på papirform, eller datafiler viruset ikke klarte å gjenkjenne.

Ståstedsanalysen er bygget på data gitt ved intervju, tekniske tegninger og datablader. Der hvor Sibelco har manglet informasjon, er det tatt direkte kontakt med leverandør.

Til teorikapittelet er det meste av informasjon hentet ut av bøker, rapporter og internettsøk. Det av teori som går under *god ingeniørpraksis*, er funnet ved intervju.

Metode	Styrker	Svakheter
Intervju	Intervjuobjektet har ofte betydelig erfaring innen det en etterspør	Vanskelig å etterprøve Kan oppstå misforståelser
Datablader	Pålitelige	Kan leses av feil
Tekniske tegninger	Entydige	Gamle tegninger, kan ha gjennomgått modifikasjoner
Bøker og rapporter	Pålitelige	Mye informasjon
Websider	Enkelt å sjekke flere sider	Vanskelig å etterprøve da de endrer seg raskt

4.3 Behandling av data

For å skape en mest mulig kompakt og presis rapport, er det ved alle punkter vurdert hvilken informasjon som er nødvendig å ha med.

De stedene hvor datablader eller lignende må tolkes, er tolkningen sendt tilbake til produsent for å få verifisert at informasjonen er tolket riktig.

En del av informasjonen er basert på intervju. Derfor er ståstedsanalysen og innledningen sendt til Sibelco slik at de kan kontrollere at den er korrekt. Det er ikke mottatt bekreftelse på at den stemmer.

I teoridelen er det lagt som forutsetning at bøkene brukt som referanse er pålitelige. Her er det plukket ut den informasjonen som er relevant. I tillegg har veileder Rune Lillethun Hoggen, fra Multiconsult, sett gjennom rapporten og gitt tilbakemeldinger på den. Veileder har betydelig erfaring fra dette fagfeltet.

Kvalitetsikring	Styrker	Svakheter
Rapportskrivere	Høy motivasjon for å levere en god rapport	Lite erfaring
Produsenter	Ansvalige da de har godkjent våre tall Best kjennskap til produktet	Kan mangle motivasjon uten utsikter til mersalg
Sibelco	Er brukerne av ferdig produkt og ønsker derfor god kvalitet	Har hovedfokus på produksjon i anlegg og ikke prosjektet
Veiledere	Sterk faglig kompetanse	Har hovedfokus på andre oppgaver

4.4 Design av kjølesystem

Valg av løsning er basert på informasjonen i ståstedsanalysen, teorikapitlet og god ingeniørpraksis. Så langt det har vært mulig, har det vært et ønske om å gjenbruke flest mulig av dagens komponenter. Målet har vært å designe et system som sikrer at kompressorene kan stå i kontinuerlig drift, samtidig som en får utnyttet spillvarmen til det maksimale.

Veiledere fra Multiconsult og NTNU er brukt til å både rådføre seg med i forkant av hvert nytt steg, men og til å kvalitets sikre løsningen underveis.

5. Resultater

I dette kapitlet er alle de tekniske utregningene vist. Dette er både for å øke validiteten, men også for a Sibelco enkelt skal kunne gjøre nye utregninger dersom datagrunnlaget skulle endre seg.

5.1 Dimensjonering rør

Det er kompressorenes kjølebehov, vist i avsnitt 2.4, som styrer hvor stor massestrøm som er nødvendig. Når massestrømmen er gitt, vil det være tverssnittet på røret som avgjør strømningshastigheten. I avsnitt 3.2.1 kommer det fram at en ønsker å designe for et trykktap på ca $100 Pa/m$.

5.1.1 Hovedrør

Hovedrør beregnes ut fra massestrøm nødvendig for å kjøle kompressorene.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

P_{max}	355,8 [kW]	Maksimal avgitt effekt fra kompressorene
ΔT	15 [K]	Kjølebehovet (temperaturøkningen kjølevesken har over kompressorene)

Fra engineering toolbox [22]

C_b	4066 [J/kgK]	Varmekapasitet på 30% glykolblanding
ρ_b	1036 [kg/m ³]	Massetettheten til 30% glykolblanding
ν_b	$7 \cdot 10^{-7}$ [m ² /s]	Kinematisk viskositet for 30% glykolblanding

Andre konstanter

A_{DN80}	$(0,040[m])^2 \cdot \pi$	Arealet inne i DN80 rør
D_i	0,08 [m]	Indre diamtere for DN80 rør

Beregninger

Her vises formlene bak utregningene med et eksempel. Dette ble lagt inn i excel for å enkelt sammenligne resultatene med de ulike diametere.

Massestrøm i rør

$$\begin{aligned}\dot{m}_b &= \frac{P_{max}}{C_b \cdot \Delta T} \\ &= \frac{355,8 kW}{4066 J/kgK \cdot 15 K} \\ &= 5,83 kg/s\end{aligned}\tag{5.1}$$

Strømningshastighet i rør

$$\begin{aligned}
 v_{pipe} &= \frac{\dot{m}_b}{A_{DN80} \cdot \rho_b} \\
 &= \frac{5,83 \text{ kg/s}}{(0,040 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 1036 \text{ kg/m}^3} \\
 &= 1,12 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

Reynolds tall

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_{pipe} \cdot D_i}{\nu_b} \\
 &= \frac{1,12 \text{ m/s} \cdot 0,08 \text{ m}}{7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 128000
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

Resultater

Figur 5.1 viser utklipp av excelarket hvor all data ble lagt inn.

Tørke	Max forbruk [kW]	355.8		
	Diff vanntemp [K]	15		
	Varmekapasitant vann [J/kgK]	4180		
	Varmekapasitant etanol ca [J/kgK]	3800		
	Anndel glykol	30 %		
	Varmekapasitant blanding [J/kgK]	4066		
	Massetetthet [kg/m ³]	1036		
	Kjølemengde [kg/s]	5.83		
	v for 30% glykol [m ² /s]	0.0000007		
Mål rør [mm]	Massestrøm [kg/s]		Hastighet i rør [m/s]	Re []
40	5.83		4.48	256189
50	5.83		2.87	204951
65	5.83		1.70	157655
80	5.83		1.12	128094
100	5.83		0.72	102475

Figur 5.1: Utregning rørdimensjoner til tørka

Forutsetning for disse resultatene er at det nyttes 30% glykolblanding i systemet og at kompressorene har maksimalt kjølebehov.

5.1.2 Grenrør til verksted

Dette dimensjoneres ut fra varmebehovet på verksted.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

P_{verk}	41456 [W]	Maksimalt varmebehov på verksted
ΔT_b	33K	Endring i temperatur kjølevannet

Fra engineering toolbox [22]

C_b	4066 [J/kgK]	Spesifikk varmekapasitet 30% glykolblanding
ρ_b	1036 [kg/m ³]	Massetettheten til 30% glykolblanding
ν_b	$7 \cdot 10^{-7}$ [m ² /s]	Kinematisk viskositet for 30% glykolblanding

Andre konstanter

A_{DN32}	$(0,016[m])^2 \cdot \pi$	Arealet inne i DN32 rør
D_i	0,032 [m]	Indre diametre for DN32 rør

Beregninger

Her vises formlene bak utregningene med et eksempel. Dette ble lagt inn i excel for å enkelt sammenligne resultatene med de ulike diameterne.

Massestrøm i rør

$$\begin{aligned}\dot{m}_b &= \frac{P_{verk}}{C_l \cdot \Delta T_b} \\ &= \frac{41456W}{4066J/kgK \cdot 15K} \\ &= 0,68kg/s\end{aligned}\tag{5.4}$$

Strømningshastighet i rør

$$\begin{aligned}v_{pipe} &= \frac{\dot{m}_b}{A_{DN32} \cdot \rho_b} \\ &= \frac{0,68kg/s}{(0,016m)^2 \cdot \pi \cdot 1036m^3/kg} \\ &= 0,82m/s\end{aligned}\tag{5.5}$$

Reynolds tall

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_{pipe} \cdot D_i}{v_b} \\
 &= \frac{0,82m/s \cdot 0,032m}{7 \cdot 10^{-7}m^2/s} \\
 &= 37312
 \end{aligned}
 \tag{5.6}$$

Resultat

I figur 5.2 vises beregningene for avgrensingen til verksted. Variablene som er satt inn i regnearket er varmebehov og ønsket temperaturredifferanse på kjølevesken.

Verksted	Effekt per grad [W/K]	1256	Luft inn [m ³ /h]	7500
	Temp inne	19	Luft ut [m ³ /h]	7500
	Min temp ute	-14	Massetetthet luft 20grader [kg/m ³]	1.2
	Max temp diff	33	Spesifikk varmekap luft [J/(kg*K)]	1005
	Max forbruk [W]	41456.25	Varmegjenvinner kapasitetsfaktor	50 %
	Diff vanntemp	15		
	Varmekapitans blandning [J/kgK]	4066	v for 30% glykol [m ² /s]	0.0000007
	Max behov vannmengde[kg*k/s]	10.20	Massetetthet [kg/m ³]	1036
Mål rør [mm]	Massestrøm [kg/s]		Hastighet i rør [m/s]	Re []
25	0.68		1.34	47760
32	0.68		0.82	37312
40	0.68		0.52	29850

Figur 5.2: Utregning rørdimensjoner til verksted

Forutsetning for disse resultatene er at det nyttes 30% glykolblanding i systemet.

5.2 Dimensjonering varmebatteri

Det vil totalt være tre varmevekslere i systemet for å levere varmen fra kompressorene. Et er allerede montert i fyrrommet i administrasjonsbygget.

Kjølesystemet dimensjoneres slik at kjølevannet stiger med en temperatur på 15K over kompressorene, dermed må også varmevekslerene dimensjoneres slik at de kan avgi 15K.

5.2.1 Verksted

Dette varmebatteriet må dimensjoneres slik at den dekker varmebehovet på verkstedet.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

\dot{V}_{inn}	7500 [m ³ /h]	Volumstrøm luft inn til verksted
\dot{V}_{ut}	7500 [m ³ /h]	Volumstrøm luft ut fra verksted
η	0,5	Virkningsgrad varmegjenvinner
T_{komf}	19°C	Ønsket temperatur inne
DUT	-14°C	Dimensjonerende utetemperatur

Fra tekniske tabeller av Jarle Johannesen [9]

ρ_l	1,29 [kg/m ³]	Massetetthet luft ved 0°C og 1 atm
C_l	1005 [J/kgK]	Spesifikk varmekapasitet luft ved 0°C og konstant trykk

Beregninger

Beregningene er gjort ved dimensjonerende utetemperatur -14°C.

Vi ser at varmegjenvinneren har virkningsgrad lik 50%, dette betyr at gjennom varmegjenvinneren vil temperaturen på uteluften heves med halvparten av temperaturdifferansen mellom ute- og inneluft.

Temperaturøkning grunnet varmegjenvinner

$$\begin{aligned}\Delta T_{varmegjenvinner} &= \eta \cdot (T_{l, inne} - T_{l, ute}) \\ &= 0,5 \cdot (19 - -14)K \\ &= 0,5 \cdot 33K = 16,5K\end{aligned}\tag{5.7}$$

Temperatur uteluft når den går fra varmegjenvinner til varmebatteri

$$T_{luft} = DUT + \Delta T_{varmegjenvinner} = -19 + 16,5 = -2,5 \text{ °C}$$

Avgitt effekt fra kjøleveske til luft

$$\begin{aligned}P &= \dot{V}_{inn} \cdot \rho_l \cdot C_l \cdot \Delta T \\ &= \frac{7500m^3/h \cdot 1,29kg/m^3 \cdot 1005J/kgK}{3600s/h} \cdot (19 - -2,5)K \\ &= 2700W/K \cdot 16,5K \\ &= 44,6kW\end{aligned}\tag{5.8}$$

I avsnitt 5.1.2 ble massestrømmen i røret beregnet. Den samme massestrømmen går gjennom varmebatteriet.

$$\dot{m}_b = 0,68 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{41,5 \text{ kW}}{15 \text{ K} \cdot 4066 \text{ J/kgK}} \\ &= 0,66 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Resultat

Spesifikasjoner varmebatteri

Avgitt effekt	44,6 kW
Luftmengde	7500 m ³ /h
Dimensjonerende ΔT_{luft}	33°C (fra -14°C til 19°C)
\dot{m}_{vann}	0,66 kg/s
ΔT_{vann}	-15°C (fra 70°C til 55°C)

5.2.2 Tørka

Varmebatteriet til tørken dimensjonerer for å kunne avgi all varmen fra kompressorene. Disse to produserer sammenlagt 355,8kW. Dette er vist i avsnitt 2.3.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

\dot{V}_{inn}	34400 [m ³ /h]	Volumstrøm luft inn i tørka
P_{maks}	355,8 [kW]	Maksimal avgitt effekt

Fra tekniske tabeller av Jarle Johannesen [9]

C_l	1005 [J/kgK]	Spesifikk varmekapasitet luft
ρ_l	1,29 [kg/m ³]	Massetetthet luft ved 0°C og 1 atm

Beregninger

Massestrøm luft

$$\begin{aligned} \dot{m}_l &= \dot{V}_{inn} \cdot \rho_l \\ &= \frac{34400 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,29 \text{ kg/m}^3}{\frac{3600 \text{ s}}{\text{h}}} \\ &= 12,3 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Maksimal forvarming luft inn til tørke

$$\begin{aligned}\Delta T_{maks} &= \frac{P_{maks}}{C_l \cdot \dot{m}_l} \\ &= \frac{355,8 \text{ kW}}{1005 \text{ J/kgK} \cdot 12,3 \text{ kg/s}} \\ &= 28,8 \text{ K}\end{aligned}\tag{5.11}$$

Resultat

Spesifikasjoner varmebatteri

Effekt	355,8 kW
Luftmengde	33 400 m ³ /h
\dot{m}_{luft}	12,3 kg/s
ΔT_{vann}	-15°C (fra 70°C til 55°C)
$\Delta T_{l,maks}$	28,8 K

5.3 Dimensjonering pumpe

Det er to variabler som må tas hensyn til da en velger pumpe. Dette er trykkfall i rørsystemet og volumstrømmen den må levere.

5.3.1 Trykkfall i rørsystemet

I avsnitt 3.3.1 presiseres det at pumpen skal kompensere for trykkfallet gjennom rørene. Her er det brukt ca verdier for de ulike komponentene der det er komponenter som ikke allerede er installert.

På grunn av at de ulike kretsene er parallellkople, vil det bli høyest trykkfall i systemet dersom all kjølevesken sendes opp til tørka. Derfor blir dette dimensjonerende trykkfall for pumpen.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

Δp_1 0,8 bar Trykktap over kompressor

Fra engineering toolbox [22]

ρ_b 1036 [kg/m³] Massetettheten til 30% glykolblanding

Fra kapittel 3 Teori

f_D 0,01916 Friksjonsfaktor (avhengig av Reynolds tall og relativ ruhet)

Antakelser/overslag

L	300 [m]	Total lengde på rør fra kompressor til tørka og retur
Di	0,08 [m]	Indre diameter rør (forutsettes at DN80 velges)
u	1,12 [m/s]	Strømningshastighet kjøleveske (forutsettes at DN80 velges)

Fra datablad i tillegg B: anbefalte ventiler til dette systemet levert av Armatec AS

$\Delta p_{v,t}$	0,012 bar	Trykktap over tilbakeslagsventil DN80
$\Delta p_{v,s}$	$1,93 \cdot 10^{-3} \text{bar}$	Trykktap over spjeldventil DN80
$\Delta p_{v,st}$	0,46 bar	Trykktap over globeventil DN32

Fra databladet *eksempel varmebatteri* i tillegg C.

$\Delta p_{vb,eksempel}$	0,15 [bar]	Trykktap over varmebatteri
--------------------------	------------	----------------------------

Beregninger

Trykktap rette rør (Darcy-Weisbachs ligning)

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{rr} &= f_D \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \\
 &= 0,01916 \cdot \frac{300\text{m}}{0,08\text{m}} \cdot \frac{1036\text{kg/m}^3 \cdot (1,12\text{m/s})^2}{2} \\
 &= 46687\text{Pa} \\
 &= 0,47\text{bar}
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

Trykktap over begge kompressorene

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{\Delta p_{kompressor}} &= \frac{1}{\Delta p_1} + \frac{1}{\Delta p_2} \\
 \Delta p_1 &= \Delta p_2 \\
 \frac{1}{\Delta p_{kompressor}} &= \frac{2}{\Delta p_1} \\
 \Delta p_{kompressor} &= \frac{\Delta p_1}{2} \\
 &= \frac{0,8\text{bar}}{2} = 0,4\text{bar}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

I varmebatteriet i tørka må det brukes en tilnærmet verdi da det ennå ikke er bestemt hvilken veksler som skal nyttes. På lignende varmebatteri ligger trykktapet på 0,15 bar. Regner med sikkerhetsmargin da det er mye usikkerhet.

$$\Delta p_{vb} = 0,2\text{bar}.$$

Siden rørstrukturen med ventiler ennå ikke er tegnet opp, vil en måtte bruke en tilnærmet verdi. Antall ventiler er kjent (se P&ID i tillegg A). På bend må en bare anta antallet det vil være behov for. På en runde vil kjølevesken passere en tilbakeslagsventil, to strupeventiler og elleve stengeventiler.

Trykktapet over en strupeventil vil variere etter hvor stor åpning en har. I beregningsgrunnlaget er det oppgitt en verdi for en type strupeventil i dimensjonen DN32, på den smaleste åpningen. Normalt ville det vært mindre trykkfall over disse. Setter $\Delta p_{strupe} = 0,5 \text{ bar}$.

Trykktap over ventiler

$$\begin{aligned} \Delta p_{ventiler} &= \Delta p_{v,t} \cdot 1 + \Delta p_{v,s} \cdot 11 + \Delta p_{strupe} \cdot 2 \\ &= 0,0012 \text{ bar} + 1,93 \cdot 10^{-3} \text{ bar} \cdot 11 + 0,5 \text{ bar} \cdot 2 \\ &= 1,022 \text{ bar} \end{aligned} \quad (5.14)$$

For bend kan en regne med ha å et trykkfall som tilsvarer $3 \cdot \Delta p_{1 \text{ meter}}$. Hvor $\Delta p_{1 \text{ meter}}$ er trykktapet per meter i rette rørstrekker. Det antas et veskestrømmen passerer 30 bend på en runde fra kompressor til tørka og tilbake til kompressor.

Trykkfall over bend

$$\begin{aligned} \Delta p_{bend} &= 30 \cdot 3 \cdot \Delta p_{1 \text{ meter}} \\ &= 30 \cdot 3 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ bar} \\ &= 0,15 \text{ bar} \end{aligned} \quad (5.15)$$

Resultat

Komponent	Trykkfall
Rør (rette rør)	$\approx 0,5 \text{ bar}$
Sum ventiler	$\approx 1 \text{ bar}$
Bend	$\approx 0,15 \text{ bar}$
Kompressor	0,4 bar
Varmeveksler	$\approx 0,2 \text{ bar}$
Totalt	$\approx 2,25 \text{ bar}$

Her er det tatt utgangspunkt i at en velger DN80 helt opp til tørka. Merk at de fleste beregningene er overslag og må derfor kontrolleres da det er bestemt hvilke komponenter som skal nytttes.

5.3.2 Volumstrøm

Den dimensjonerende volumstrømmen pumpen må levere er den volumstrømmen som er nødvendig for at kompressorene skal oppnå tilstrekkelig kjøling.

I følge avsnitt 3.1.2 vil en måtte øke volumstrømmen med 7% da en nytter 30%-glykol blanding.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

\dot{V}_v	9,9 [m^3/h]	Volumstrøm vann nødvendig for å kjøle én kompressor
n	2 [stk]	Antall kompressorer

Fra kapittel 3 Teori

1.07 Faktor for volumstrøm til 30% glykolblanding sammenlignet med vann

Beregninger

$$\begin{aligned}\dot{V}_b &= n \cdot \dot{V}_v \cdot 1,07 \\ &= 2 \cdot 9,9m^3/h \cdot 1,07 \\ &= 21,2m^3/h\end{aligned}\tag{5.16}$$

Resultat

Pumpen må altså kunne levere en volumstrøm på $21,2 m^3/h$.

5.4 Mengde kjølevæske

I kjølesystemet så vil rør, varmevekslere og pumper påvirke mengden kjølevæske i systemet. Lengden på rørstrekningene er antatt ut fra blant annet tegninger, egne erfaringer og intervju. For å få et korrekt tall må rørstrekkene måles opp, derfor vil dette være tilnærming og må kontrolleres da rørgatene er tegnet opp.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

$V_{v,f}$	14 liter	Volum kjølevæske på varmeveksler fyrrom
V_k	15 liter	Volum kjølevæske for én kompressor

Andre konstanter

r_{DN80}	0,040 [m]	Indre radius i DN80 rør
r_{DN32}	0,016 [m]	Indre radius i DN32 rør

Antakelser/overslag

L_f	100 [m]	Lengde rør tur/retur til fyrrom
L_t	300 [m]	Lengde rør tur/retur til tørka
L_v	120 [m]	Lengde rør tur/retur til verksted
$V_{v,t}$	84 [liter]	Volum kjølevæske i varmeveksler tørka
$V_{v,v}$	9 liter	Volum kjølevæske varmeveksler verksted

Se tillegg *eksempel varmebatteri* i tillegg C for overslag volum varmevekslere.

Beregninger

Totalt volum i rørsystem

$$\begin{aligned}
 V_r &= L \cdot \pi \cdot r^2 \\
 V_{r,DN80} &= (L_f + L_t) \cdot \pi \cdot r_{DN80}^2 \\
 &= (300 + 100)m \cdot \pi \cdot (0,04m)^2 \\
 &= 2,011m^3 = 2011liter \\
 V_{r,DN32} &= L_v \cdot \pi \cdot r_{DN32}^2 \\
 &= 120m \cdot \pi \cdot (0,16m)^2 \\
 &= 0,097m^3 = 97liter \\
 V_r &= V_{r,DN80} + V_{r,DN32} \\
 &= 2108liter
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

Resultat

Komponent	Mengde i liter
Rørkrets	2108
Varmeveksler tørka	84
Varmeveksler verksted	9
Varmeveksler fyrrom	14
Varmevekslere kompressorer x2	30
Totalt mengde kjøleveske	2245

I disse beregningene er det tatt som forutsetning at DN80 nyttes i hele rørkretsen, med unntak av grenrør til verksted hvor det er forutsatt at DN32 nyttes.

5.5 Dimensjonering av ekspansjonskar

Ved dimensjonering av et ekspansjonskar er det to ting en må ta hensyn til. Det ene er mengden kjøleveske som er totalt i systemt og det andre er hvilket driftstrykk systemet må ha på grunn av trykkfallet som er en konsekvens av stigning.

5.5.1 Trykkfall grunnet stigning

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

h_t 35 [m] Antall høydemeter fra kompressorrom til tørka

Beregninger

Fra avsnitt 3.2.5 ser vi at trykket i systemet vil synke med 1 bar per 10 meter stigning.

Statisk trykk

$$\begin{aligned}\Delta p_h &= h_t \cdot 0,1 \text{bar} \\ &= 35 \text{m} \cdot 0,1 \text{bar} \\ &= 3,5 \text{bar}\end{aligned}\tag{5.18}$$

Resultat

Vi ser at minimum driftstrykk som må settes i systemet er $3,5 \text{bar} + 1 \text{bar} = 4,5 \text{bar}$.

Ut fra dette kan vi også sette åpningstrykket til sikkerhetsventilen til 6 bar.

5.5.2 Termisk utvidelse av vesken

Beregningsgrunnlag

Fra tidligere utregninger dette kapittelet

p_d	4,5 [bar]	Driftstrykket i systemet
p_o	6 [bar]	Åpningstrykket til sikkerhetsventilen (bestemmes ut fra nødvendig driftstrykk)
V_k	2245 [liter]	Total mengde kjøleveske i systemet

Fra leverandør av ekspansjonskar [50]

2,9%	Utvidelsesfaktoren til 30% glykolblanding ved temperatur- endring fra 10°C til 70°C
------	--

Beregninger

Volum termisk utvidelse av kjølevesken

$$\begin{aligned}\Delta V &= V_k \cdot 0,029 \\ &= 2245 \text{liter} \cdot 0,029 \\ &= 65 \text{liter}\end{aligned}\tag{5.19}$$

Utnyttelsesgrad

$$\begin{aligned}N &= \frac{p_o - p_d}{p_o} \\ &= \frac{6 \text{bar} - 4,5 \text{bar}}{6 \text{bar}} \\ &= 0,25\end{aligned}\tag{5.20}$$

Totalt volum ekspansjonskar

$$\begin{aligned}V_{tank} &= \frac{V_{eks}}{N} \\ &= \frac{65\text{liter}}{0,25} \\ &= 248\text{liter}\end{aligned}\tag{5.21}$$

Resultat

Karet bør minimum kunne romme 248 liter veske. Så kan en velge nærmeste standard størrelse over dette. Det viktigste er at en aldri velger et kar som er for lite.

5.6 Tørka

5.6.1 Effekt behov

Det er tre ting som krever varme i tørka. Det første er at vi må heve temperaturen på lufta for å gjøre mer plass til vann (se avsnitt 3.4), vannet trenger energi til å fordampe og til sist vil noen av varmen gå til å varme opp nefelinet. Dette er ikke til å unngå selv om dette egentlig er uhensiktsmessig for tørkeprosessen. Dette er med forutsetning om at tørka er varm og ingen ytterligere varme går til å varme opp godset i tørka.

For at disse beregningene skal være gyldige, må tørka isoleres for å minimere strålevarmen på utsiden.

Beregningsgrunnlag

Konstanter hentet fra Tekniske tabeller av Jarle Johannesen [9]

ρ_l	1,29 [kg/m ³]	Massetetthet luft ved 0°C og 1 atm
ΔH_v	2260 [kJ/kg]	Fordampningsentalpi for vann
C_l	1005 [J/kgK]	Spesifikk varmekapasitet luft ved 0°C og konstant trykk

Konstanter hentet fra kapittel 2 ståstedsanalyse

\dot{m}_n	80 [T/h]	Masser nefelin og vann inn i tørka
	2,5%	Fukt i massene (maksimalt)
\dot{V}_l	34 400 [m ³ /h]	Volum luft inn i tørka
ϕ	≈ 75%	Relativ luftfuktighet på Stjernøy, gjennomsnitt

Beregninger

Fukt inn per tidsenhet

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_v &= \dot{m}_n \cdot 2,5\% \\
 &= 80T/h \cdot 2,5\% \\
 &= \frac{80000kg}{60 \cdot 60s} \cdot 0,025 \\
 &= 0,56kg/s
 \end{aligned} \tag{5.22}$$

Effekt til fordampning

$$\begin{aligned}
 P_{damp} &= \Delta H_{vv} \\
 &= 2260kJ/kg \cdot 0,56kg/s \\
 &= 1254kW
 \end{aligned} \tag{5.23}$$

Absolutt fukt tilført luft da alt vann er fordampet

$$\begin{aligned}
 f_v &= \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_l} \\
 &= \frac{0,56kg/s}{34400m^3/h \cdot 1,29kg/m^3} \\
 &= \frac{0,56kg/s}{\frac{44376m^3}{60 \cdot 60s}} \\
 &= \frac{0,56kg/s}{12,3kg/s} \\
 &= 0,05kg/kg
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

Nødvendig temperatur luften trenger for å ta opp all vanndampen kan vi finne ut fra figur 3.12. Med så lave utetemperaturer som det er på Stjernøy, vil den absolutte luftfuktigheten ha lav variasjon og vil sjeldent overstige $0,01kg/kg$. Totalt må luften kunne romme en luftfuktighet på $0,06kg/kg$. Ut fra Mollierdiagrammet vises det at så lenge lufttemperaturen aldri faller under $42^\circ C$ vil luften være umettet. For å være helt sikkert settes temperaturen på luft til:

$$T_{l,ut,min} = 45^\circ C$$

Effekt til oppvarming av luft per kelvin

$$\begin{aligned}
 p_{luft} &= C_l \cdot \dot{m}_l \\
 &= 1005J/kgK \cdot 12,3kg/s \\
 &= 12,36kW/K
 \end{aligned} \tag{5.25}$$

Total effekt oppvarming av luft dersom uteluften holder en temperatur på $5^\circ C$.

$$\begin{aligned}
 P_{luft} &= p_{luft} \cdot \Delta T_{luft} \\
 &= 12,36kW/K \cdot 40K \\
 &= 495kW
 \end{aligned} \tag{5.26}$$

Effekt til oppvarming av massene per kelvin

(Her er det nyttet en ca verdi for spesifikk varmekapasitet til nefelin. Dette grunnet at det viste seg svært vanskelig å finne den for nefelin. Det er tatt utgangspunkt i spesifikk varmekapaiset for marmor og glass [22], og hvor det antas det vil ha omtrentlig samme egenskaper. Dette på grunn av at nefelin brukes i produksjon av marmor og glass.)

$$C_{nefelin} = C_n = 800J/kgK$$

$$\begin{aligned} p_{nefelin} &= C_n \cdot \dot{m}_n \\ &= 800J/kgK \cdot 22,2kg/s \\ &= 17,76kW/K \end{aligned} \tag{5.27}$$

Det er rimelig å anta at nefelinet som kommer ut av tørka har noe lavere temperatur enn hva luften har. Eksempelvis vil ikke større stener bli gjennomvarme. En kan også kjenne at massene ut av tørka er varme, det vil si at de holder en temperatur over 25°C, men en brenner seg ikke, så massene holder en temperatur under 50°C. Massene som kommer ut av fjellet vil ha en temperatur på 5°C, den samme temperaturen som er inne i tunnellene. $T_{l,ut,min} = 45°C$, så da settes forventet temperatur på nefelinet til:

$$T_{nefelin,ut} = 40°C$$

Dette betyr at nefelinets endring i temperatur er

$$\Delta T_{nefelin} = 35K$$

Total effekt til oppvarming av massene

$$\begin{aligned} P_{nefelin} &= p_{nefelin} \cdot \Delta T_{nefelin} \\ &= 17,76kW/K \cdot 35K \\ &= 622kW \end{aligned} \tag{5.28}$$

Resultater

	Effekt [kW]
Til fordampning	1254
Oppvarming luft	495
Oppvarming masser	622
Totalt behov varme	2371

Dette vil kun være gjeldene ved utetemperatur på 5°C. Det er i tillegg viktig å merke seg at ved høyere utetemperatur vil en få lavere massetetthet, som igjen vil påvirke beregningene. Det er derimot konservativt beregnet da der er beregnet med maksimal fuktighet på massene.

Merk at strålevarme fra tørka ikke er med i beregningene. For at dette skal bli korrekt forutsettes det at tørka isoleres.

5.6.2 Dieselforbruk

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

$$P_{spart} \quad 355,8 \text{ [kWh]} \quad \text{Avgitt varmeeffekt fra kompressorene}$$

Fra store norske leksikon [51]

$$U \quad 10,1 \text{ [kWh/liter]} \quad \text{Energitetthet diesel}$$

Fra tidligere beregninger i dette kapitlet

$$\Delta T_l \quad 28,8 \text{ [K]} \quad \text{Maksimal forvarming av luft inn til tørka}$$

Beregninger

Dette tilsvarer en effekt på

$$\begin{aligned} P_{spart} &= p_{luft} \cdot \Delta T_l \\ &= 12,36 \text{ kW/K} \cdot 28,8 \text{ K} \\ &= 356 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Denne effekten kan da trekkes fra det totale effektbehovet, og en står igjen med det effektbehovet som dieselbrenneren må dekke

$$\begin{aligned} P_{diesel} &= P_{tot} - P_{spart} \\ &= 2371 \text{ kW} - 356 \text{ kW} \\ &= 2015 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Redusert dieselforbruk grunnet forvarming av luft

$$\begin{aligned} V_{diesel,spart} &= \frac{P_{spart}}{U} \\ &= \frac{356 \text{ kW}}{10,1 \text{ kWh/liter}} \\ &= 35,2 \text{ liter/h} \end{aligned} \quad (5.31)$$

Resultat

Dieselforbruk spart er 35,2 liter/h.

Dette vil være antall liter spart dersom begge kompressorene går på 100% og all spillvarmen transporteres til tørka. Dette vil ikke være tilfelle på de fleste dager, men det illustrerer potensiale til hvor mye energi som kan spares.

Merk at beregningene er gjort med uteluft som kommer inn med en temperatur på 5°C.

Disse beregningene er også gjort med forutsetning om at drivstoffet forbrenner under ideelle forhold og får full omsetning til varme. Dette vil trolig heller ikke være tilfelle, og som igjen vil føre til at en i virkeligheten sparer en større mengde drivstoff de gangene all spillvarmen blir transportert til tørka.

5.7 Risikoanalyse

Denne risikoanalysen er utviklet for å kunne brukes som et beslutningsgrunnlag i prosessen om å velge design av nytt kjølesystem. Risikoanalysen er å finne i sin helet i tillegg A.

Denne matrisen er satt opp slik at en ser på farer og årsak til farer, for så å bestemme tiltak for å minimere risiko. Det er forslagene til tiltak som er viktige i en beslutningsprosess. Hensikten med tiltakene må være å redusere risiko.

Denne analysen er gjort ved at konsekvens graderes med karakter 1-5, hvor 5 er kritisk/svært alvorlig"og 1 er "ubetydelig". Sannsynlighet graderes også med karakter 1-5, hvor 5 er svært stor"og 1 er "meget liten". Konsekvens og sannsynlighet ganges sammen for å finne risiko.

I denne matrisen er det ikke gjort forskjell på om det er risiko for personell, miljø eller produksjon. Med tanke på at risikoanalysen skal brukes som et beslutningsgrunnlag, er det satt opp konsekvens=5 dersom det betyr stans i produksjon for lang tid. Det aller viktigste er allikevel at sikkerheten for personell blir ivaretatt, så leseren må selv vurdere disse opp mot hverandre.

6. Økonomi

Hensikten med dette kapitlet er å si noe om dette vil være en lønnsom investering. Dette er en del av grunnlaget som er nødvendig for at Sibelco skal kunne gjøre reflekterte valg rundt design av kjølesystem.

Det har vist seg å være vanskelig å få priser på komponenter fra leverandører, så kapitlet beskriver framgangsmåte å regne på dette samt et grovt overslag over de faktiske kostnadene. Det er lagt vekt på hvilke kriterier som må ligge til grunn for å få støtte fra Enova.

6.1 Enova

Enova støtter energi- og klimatiltak i industri og anlegg. Bedriften kan få støtte til tiltak som innebærer energigjenvinning så fremst det resulterer i konkrete, fysiske installasjoner og at:

Prosjektet gir en årlig energibesparelse på minimum 100 000kWh,
eller tilvarende 30 000 tonn CO2-ekvivalenter

Enova faller innenfor EØS-avtalens definisjon av statstøtte med det som følger med. Det handler om å sikre rettfærdige konkurransevilkår innenfor EØS. Statstøtte kan likevel tillates dersom det er for å beskytte miljøet.

Det er flere vilkår som må innfris for å få statstøtte. Blant annet at Enova kan bare støtte prosjekter som ikke ville blitt gjennomført uten støtte. Støtten skal også være knyttet til merkostnader ved å velge en mer miljøvennlig løsning enn alternativet.

Støtten et prosjekt kan få vil være begrenset oppad til det beløpet som er nødvendig for å oppnå en positiv netto nåverdi. Et annet krav er også at en benytter den kommersielt best tilgjengelige teknologien. [enova]

Det er antatt at fjernvarmen i fyrrommet ikke fungerer optimalt slik det er montert nå, så dermed kan det konkluderes med at tilnærmet ingen ting av spillvarmen fra kompressorene utnyttes i dag.

6.2 Nåverdi

Nåverdi nyttes til å si noe om en investering vil være lønnsom eller ikke. Her beregner en de mulige inntektene gjennom systemets planlagte levetid (brukstiden) og trekker så fra alle utgiftene som følger ved investeringen gjennom hele brukstiden. Dette gjelder også vedlikeholdskostnader. Dersom en ender opp med en positiv nåverdi betyr dette at det er en lønnsom investering. Det er viktig å merke seg at Enova støtter kun med beløp nødvendig for å oppnå en positiv nåverdi.

Formelen for beregning av nåverdi er følgende [52]

$$NV = \sum_{t=1}^n \frac{S_t}{(1+k)^t} - I \quad (6.1)$$

NV	Nåverdi
S_t	Netto kontantstrøm
k	Kalkulasjonsrente
n	Levetid i år
I	Investeringsbeløp

6.3 Årlig energibesparelse

En kan beskrive det reduserte energiforbruket en får ved å utnytte spillvarmen som inntekt. Altså vil dette være bedriftens fortjeneste ved å gjennomføre denne investeringen.

Beregningsgrunnlag

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse

t_k	9620 [h]	Totalt antall driftstimer kompressor ved full effekt
P_k	177,9 [kW]	Avgitt varme fra kompressor ved full effekt

Beregninger

Totalt avgitt varme fra kompressorene årlig

$$\begin{aligned}
 Q_a &= t_k \cdot P_k \\
 &= 9620h \cdot 177,9kW \\
 &= 1711398kWh
 \end{aligned}
 \tag{6.2}$$

Varmetap vil være avhengig av hvor godt isolert rørene er. Virkningsgraden på varmevekslere er tilnærmet lik én, så regner uten varmetap på de. I avsnitt 3.2.1 beskrives hvordan en kan velge isolasjonstykkelese. For å finne varmetap langs rør, er det brukt "ISODIM". Dette er glava sin kalkulator på nett. [53]

Hele utregningen kan sees i tillegg C.

Lengde rørstrekke	Forventet varmetap	
200 [m]	16,5 [W/m]	DN80 fra kompressor
200 [m]	11,1 [W/m]	DN80 til kompressor
60 [m]	13,6 [W/m]	DN32 fra kompressor
60 [m]	9,1 [W/m]	DN32 til kompressor

Forventet varmetap

$$\begin{aligned}
 Q_t &= 200m \cdot 16,5W/m + 200m \cdot 11,1W/m + 60m \cdot 13,6W/m + 60m \cdot 9,1W/m \\
 &= 6882W = 6,9kW
 \end{aligned}
 \tag{6.3}$$

Andel varme som kan utnyttes

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{177,9kW - 6,9kW}{177,9kW} \\
 &= 0,96 = 96\%
 \end{aligned}
 \tag{6.4}$$

Sibelco betaler ca 0,020 *Euro/kWh*, som tilsvarer 0,20 *kr/kWh* per 05.05.2018.

Årlig besparelse i kroner

$$\begin{aligned}
 \text{Inntekt} &= Q_a \cdot \eta \\
 &= 1716735 \text{ kWh} \cdot 0,96 \cdot 0,2 \text{ kr/kWh} \\
 &= 329613 \text{ kr}
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

Resultat

Årlig besparelse i kroner vil være ca 330 000kr. Dette blir et relativt lavt tall på grunn av den lave prisen Sibelco betaler per kWh.

Her har Sibelco mulighet til å se på hvilken energikilde de betaler mest for, for å avgjøre hvor det vil være mest lønnsomt å dumpe spillvarmen. Eksempelvis om dieselprisen er betydelig høyere enn strømprisen, vil det gi en raskere tilbakebetalingstid om en kjører all spillvarmen til tørka.

6.4 Investeringskostnader

I dette avsnittet gjøres det grove beregninger av pris for å gi en idé om dette vil være en lønnsom investering eller ikke. Disse prisene er tatt ut fra lignende tilbud og det er vanskelig å si om det vil ligne på priser som Sibelco selv vil få av leverandører. Det måtte løses på denne måten da det har vist seg å være vanskelig å oppdrive priser uten at det foreligger en reell bestilling.

Komponenter

Her er det sett på priser på lignende komponenter i andre anlegg. Da er det brukt de tekniske spesifikasjonene som ble funnet i kapittel 5. Pris på komponenter inkluderer frakt og montering. [14]

Komponent	Antall	Pris per stykk (kr)	Total pris (kr)
Pumpe	2 stk	75 000	150 000
Filter	1 stk	1 600	1 600
Mikrobleutskiller	1 stk	14 000	14 000
Påfyllingspakke	1 stk	27 000	27 000
Varmebatteri verksted	1 stk	30 000	30 000
Varmebatteri tørka	1 stk	50 000	50 000
Måler (temp./trykk)	10 stk	1 500	15 000
Spjeldventil DN80	16	4 500	72 000
Kuleventil DN 32	2	600	1 200
Strupeventil DN80	5	15 000	75 000
Strupeventil DN32	1	1 000	1 000
Sikkerhetsventil	1	5 000	5 000
Rør DN80	300 meter	2 000	600 000
Rør DN32	120 meter	1600	192 000
Isolasjon rør DN80	300 meter	540	162 000
Isolasjon rør DN32	120 meter	490	58 800
Sum			1 454 600

Kjølemedium

Antakelser/overslag

2108 [liter]	Mengde glykol i systemet
50 [kr/liter]	Pris glykol

Total mengde kjøleveske i systemet er regnet ut i avsnitt 5.4.

Kostnader glykol

$$\begin{aligned}K_g &= 2108 \text{liter} \cdot 50 \text{kr/liter} \\ &= 105400 \text{kr}\end{aligned}\tag{6.6}$$

Automatisering

Her er det gjort et grovt overslag hvor det er tatt høyde for alle utgifter i forbindelse med automatisering av systemet. Dette inkluderer blant annet komponenter, kabling, dokumentasjon, opplæring og så videre. Denne prisen er estimert av veileder fra Multiconsult, men merk at dette er et overslag og ikke et anbud. [14]

Kostnad automatisering

$$K_a = 250000 \text{kr}$$

Prosjektering

Det settes normalt av 10% av budsjettet til prosjektering på slike prosjekter. Det vil være en kostnad forbundet til dette selv om Sibelco velger å bruke egne ansatte.

Det arbeidet som legges i begrepet prosjektering er utforming og planlegging, dokumentasjon, lage tegninger og så videre. [14]

Rigg og drift

Det settes normalt av 7% av budsjettet til rigg og drift.

Dette inkluderer blant annet utgifter til innlosjering av arbeidere, mat, bygging av stillaser og så videre. [14]

Diverse utgifter og usikkerhet

Det settes normalt av 10% av budsjette til uforutsette utgifter. [14]

Totale kostnader

Post	Pris [kr]
Komponenter	1 454 600
Kjølemedium	105 400
Automatisering	250 000
Prosjektering	150 000
Rigg og drift	106 000
Div./usikkerhet	150 000
Sum	2 216 000

MERK! Ombygging av luftkanal i tørka er ikke inkludert i kostnadene. Å bygge om denne luftkanalen vil være nødvendig for optimal funksjon av systemet slik det er foreslått. Dette er antatt å være rimelige komponenter.

6.5 Forventet levetid og vedlikehold

Forventet levetid for både komponenter og rørstruktur ligger på 20-30år, men dette er noe leverandørene må gi en endelig avklaring på. For å være konservative settes forventet levetid for dette systemet til 20 år. [14]

Da hver av komponentene bør ha en forventet levetid på minimum 20 år, er det ikke beregnet at det må byttes ut deler på systemet i løpet av denne tiden. Det betyr av kostnader i forbindelse med vedlikehold i all hovedsak vil bestå av timelønn til de som må gjennomføre vedlikeholdet. Her er det regnet at Sibelco bruker interpersonell til dette.

Forventet tidsbruk på vedlikehold per år, er to personer som jobber sammen i en uke. Dette tilsvarer 75 timer per år. Timelønna i beregningen settes til 300kr. Ved å legge til selvkost 14% (feriepenger og pensjon), kommer dette på totalt 342kr/h.

Årlige vedlikeholdskostnader

$$\begin{aligned} \text{Vedlikeholdskostnader} &= 75h \cdot 342kr/h \\ &= 25650kr \end{aligned} \tag{6.7}$$

Slik en har anbefalt å bygge systemet kan hver del isoleres og det er to pumper. Det betyr at kjølesystemet kan være i drift, selv om det gjøres vedlikehold på deler av systemet. Dermed regner en ikke med tap av inntekt grunnet vedlikehold.

6.6 Eksempel bergening av nåverdi

Her er det vist med et eksempel hvordan beregne nåverdi. Alle tall er hentet ut fra dette kapittelet. Disse er ikke helt reelle, men nære nok til å gi en god indikasjon på om prosjektet vil være lønnsomt. Så kan Sibelco nytte denne framgangsmåten senere da de vet mer nøyaktig hvilke utgifter og inntekter som er forbundet med dette prosjektet.

Netto kontantstrøm

Netto kontantstrøm består av årlige inntekter og utgifter forbundet med investeringen. For dette prosjektet vil det være energibesparelsen og vedlikeholdsutgiftene.

$$\begin{aligned} S_t &= \text{inntekt} - \text{vedlikeholdsutgifter} \\ &= 330000kr - 25650kr \\ &= 304350kr \end{aligned} \tag{6.8}$$

Kalkulasjonsrente

Et annet ord for kalkulasjonsrente er avkastningskrav. Hva en setter renten til bør gjenspeile hva bedriften ønsker å tjene på denne investeringen. [54] Dersom en bedrift skal tenke rent økonomisk, bør en alltid investere pengene sine i det som gir størst avkastning. Så for å vite hva en skal sette kalkulasjonsrenten til, må en sammenligne det med hvilken rente alternativet ville gitt.

Det som ville vært et risikofritt alternativ her er å sette pengene i banken. En kan forvente god rente fra banken siden det er snakk om et relativt stort beløp. Vi setter renten banken ville gitt til 3%. Så for å investere pengene bør kalkulasjonsrenten være en del større enn det risikofrie alternativet.

Så er det også mulig at bedriften måtte tatt opp et lån for å kunne gjennomføre en investering. Da må kalkulasjonsrenten være høyere enn lånerenten slik at investeringen fortsatt gir overskudd.

I dette tilfellet settes kalkulasjonsrenten til 8%.

Nåverdi

Forventet levetid og investeringsbeløp er beskrevet tidligere i dette kapittelet.

$$\begin{aligned} NV &= \sum_{t=1}^n \frac{S_t}{(1+k)^t} - I \\ &= \sum_{t=1}^{20} \frac{304350kr}{(1+0,08)^t} - 2216000kr \\ &= 2988153kr - 2144275kr \\ &= 772153kr \end{aligned} \tag{6.9}$$

Ser at vi sitter igjen med en positiv nåverdi, på tross av relativt høy kalkulasjonsrente. Dette betyr at det er en lønnsom investering.

6.7 Tilbakebetalingstid

Ved å beregne tilbakebetalingstiden finner en ut hvor lang tid det tar før investeringen har gått i null, så det kan være en pekepinne på om dette er en lønnsom investering. Ulempen med denne metoden er at den ikke tar hensyn til hva som skjer med pengene over tid. Det er altså ikke med noen kalkulasjonsrente. [55]

$$\begin{aligned} \text{Tilbakebetalingstid} &= \frac{\text{Investeringsbelp}}{\text{Netto kontantstrom}} \\ &= \frac{2144275kr}{304350kr/ar} \\ &= 7,28ar \approx 7ar \end{aligned} \tag{6.10}$$

Dette betyr at etter syv år er investeringen tilbakebetalt og vil starte å gå med overskudd.

6.8 Konklusjon

Ved å se på nåverdien og tilbakebetalingstiden, er det tydelig at dette vil være en lønnsom investering. Dette vil gjøre det vanskelig å få støtte fra Enova som kun vil gi støtte opp mot det beløpet som er nødvendig for å oppnå positiv nåverdi.

Vurderinger

Den oppgitte energiprisen er svært lav. Dersom det viser seg at Sibelco egentlig betaler mer per kWh, enn det som er beregnet med her, vil dette bli en mer lønnsom investering enn hva som framkommer av disse beregningene.

Dersom det er slik at Sibelco også vurderer å investere pengene i andre prosjekter, må det sees på om det er brukt riktig kalkulasjonsrente i disse beregningene. Kalkulasjonsrenten skal gjenspeile den avkastningen som er nødvendig for at bedriften skal være villing til å sette pengene sine i nettopp denne investeringen. Visst det viser seg at det stilles krav om høyere kalkulasjonsrente vil denne investeringen være mindre lønnsom enn det som framkommer av beregningene.

Den siste faktoren som vil påvirke nåverdien er forventet brukstid. Selve systemet bør ha en levetid på minimum 20 år, men det kan hende at det ikke skal være i drift så lenge av andre årsaker. Eksempelvis om Sibelco planlegger å legge ned drift eller flytte produksjonen sin. Viser det seg at driftstiden er kortere enn det som er regnet med her, vil investeringen være mindre lønnsom enn det som framkommer av beregningene.

I disse utregningene er det ikke tatt hensyn til om energiprisene vil stige eller synke.

7. Drøfting

Her beskrives styrker og svakheter ved innholdet rapporten. Dette kapittelet ansees som nødvendig for at leseren skal kunne danne seg en mening om rapportens validitet.

7.1 Kildekritikk

Ved å vise refleksjon rundt valg av kilder, vil en kunne vise at det er gjort vurderinger underveis i arbeidet og det er tatt hensyn til svakhetene ved kildene.

7.1.1 Intervju

Mye av informasjonen i kapittel 1 og kapittel 2 er belaget på intervju. Ved å bruke intervju er det vanskelig å etterprøve påstandene. Informasjonen som ble etterspurt til dette prosjektet ligger utenfor Sibelco sitt primærvirke. Altså at svært lite av dette kan relateres direkte til produksjonen på anlegget. Dette kan skape usikkerhet rundt hvor sikre tallene er og derfor burde informasjonen kontrolleres ved målinger.

En måte å forbedre kvaliteten på kilden ville være ved å intervju flere personer. Da ville informasjonsgrunnlaget vært bredere og dermed mer pålitelig. Dette ble ikke gjort av hensyn til egne resurser og fordi veileder fra Sibelco ble vurdert til å være godt kjent på eget anlegg.

Derimot er framgangsmåten vist tydelig i kapittel 5. Slik at ved å kontrollere datagrunnlaget, vil det være enkelt å gjøre nye beregninger dersom det skulle være nødvendig.

7.1.2 Datablader

Datablader skal være pålitelige kilder, men alderen på komponenten bør tas med i betrakning. Eksempelvis vil slitte pumper ikke levere samme effekt som da de var nye fra produsent. Her er det også mulig å etterprøve påstandene ved å gjøre fysiske målinger.

7.1.3 Tekniske tegninger

Fallgruven ved å stole blindt på tekniske tegninger, er at det kan ha blitt gjort modifikasjoner på anlegget etter at det ble bygget første gangen. Med tanke på hackeangrepet Sibelco ble utsatt for er det vanskelig å avgjøre om tegningene er av nyeste versjon.

Flere av tegningene brukt i rapporten ble funnet i gamle permer. Eneste måten å være sikker på at all data fra tegningene er korrekt, er ved å fysisk kontrollere at tegningene stemmer overens med hvordan de ulike systemene er satt sammen i dag.

7.1.4 Bøker

Publiserte fagbøker regnes for å være gode og sikre kilder. Vanskeligheten i dette prosjektet var at en måtte bruke flere bøker og hente ut små deler fra hver bok. Der kan en miste noe av helheten ved at kun en begrenset del gjengis i rapporten.

7.1.5 Rapporter

Publiserte rapporter trenger nødvendigvis ikke være like sikre kilder som bøker, men det er forholdsvis enkelt å vurdere hvor troverdig en rapport er. Dette kan gjøres gjennom å se på kildehenvisningen og om rapporten er henvist til av andre. Her vil det være de samme ulempene som for bøker.

7.1.6 Websider

Internettsøk har også blitt brukt som informasjonsgrunnlag i rapporten. Fordelen med slike søk er at en hurtig finner det en leter etter, og en kan enkelt sammenligne informasjonen fra flere nettsteder. Ulempen er at websider ofte endrer seg eller forsvinner, slik at det kan være vanskelig å etterprøve den gitte kilden.

Websider har i all hovedsak blitt brukt for å finne tall på fysiske egenskaper til stoffer, hente bilder/illustrasjoner eller for å beskrive komponenter hvor det er stor konsensus om virkemåten.

7.2 Metodekritikk

Beskrivelse av hva som har vært bra med prosjektarbeidet og hva som kunne vært gjort anderledes.

7.2.1 Innhenting av informasjon

For å få bedre resultater burde en i større grad kvalitetsikret innsamlingen av data til dette prosjektet. Både ved å intervju flere personer fra Sibelco, og ved å reise opp og verifisere datagrunnlaget med fysiske målinger. Dette er ikke blitt gjort grunnet manglende resurser.

Alle utgifter har måtte dekkes av studentene selv. Det ble gjennomført en befaring i januar som var nødvendig for å komme i gang med prosjektet. Her ble mye av informasjonen innhentet, men nye behov for informasjon er blitt oppdaget underveis. For studentene har det ikke vært et alternativ å kunne dekke utgiftene for flere reiser til Alta.

Intervjuer kunne blitt gjort over telefon. Til tider har det opplevdes som vanskelig å få informasjon av Sibelco da det har tatt tid å få svar på mailer. Dette sender et signal om at de ansatte ved Sibelco har mye på agendaen og derfor har det ikke vært et ønske om pålegge mer arbeid enn høyst nødvendig. Ved å bruke denne rapporten er det enkelt å gjøre nye utregninger dersom det viser seg at datagrunnlaget er feil.

7.2.2 Tolkning og bearbeiding av informasjon

Det er blitt gjort grundig arbeid med informasjonen som er innhentet. Etter at dataene er bearbeidet av prosjektdeltakerene, er det blitt sett over av andre. Der hvor datablader o.l er blitt tolket, er det sendt tilbake til leverandør for kontroll. I tillegg er veiledere brukt til se over utregninger og tolkning av data.

Ved kompliserte utregninger er det også kontrollert opp mot kalkulatorer på nett. Hvor det først regnes ut manuelt av prosjektdeltakeren, før det nyttes spesialiserte kalkulatorer på nett laget for nettopp den type utregninger som ble utført.

Fordelen med å kontrollere resultatene i flere ledd er at det er stor mulighet for å fange opp feil. Det er allikevel viktig at prosjektdeltakerne vurderer alt nøye selv, da det er vanskelig å bedømme hvor grundig eksterne ser gjennom resultatene.

7.2.3 Kvalitetsikring

Kvalitetsikring av rapporten har i all hovedsak gått på å få arbeidet kontrollert av de tre veilederene. Vanskeligheten er at det har ofte tatt tid å få svar av Sibelco, slik at dette har kanskje blitt neglisjert i prosjektet. Veileder ved NTNU har ofte kommet med god kritikk og forslag til hva mer som bør tas med i rapporten.

Leverandører har også blitt brukt til å kontrollere utregninger og for å forsikre om at datablader har blitt tolket korrekt. De er å regne som eksperter innen sine fagområder. Faren er at de ikke nødvendigvis prioriterer forespørsler hvor de ikke ser en direkte mulighet for mersalg, og at det derfor gir lite utfyllende svar.

Det siste leddet i kvalitetsikringen har vært gjennom veilder på Multiconsult da han har betydelig erfaring innen dette fagområdet. Hans faglige kompetanse har blitt vektlagt under prosjektarbeidet og hans tilbakemeldinger undervies i prosjektet, er blitt tatt til følge. Det er en potensiell fallgrube dersom en ikke er kritisk til informasjon selv om det kommer fra en pålitelig kilde. Opplevelsen har dog vært at veileder har vært åpen for faglige diskusjoner hvor prosjektgruppen sammen med veileder har kommet fram til gode løsninger.

7.3 Oppsummert

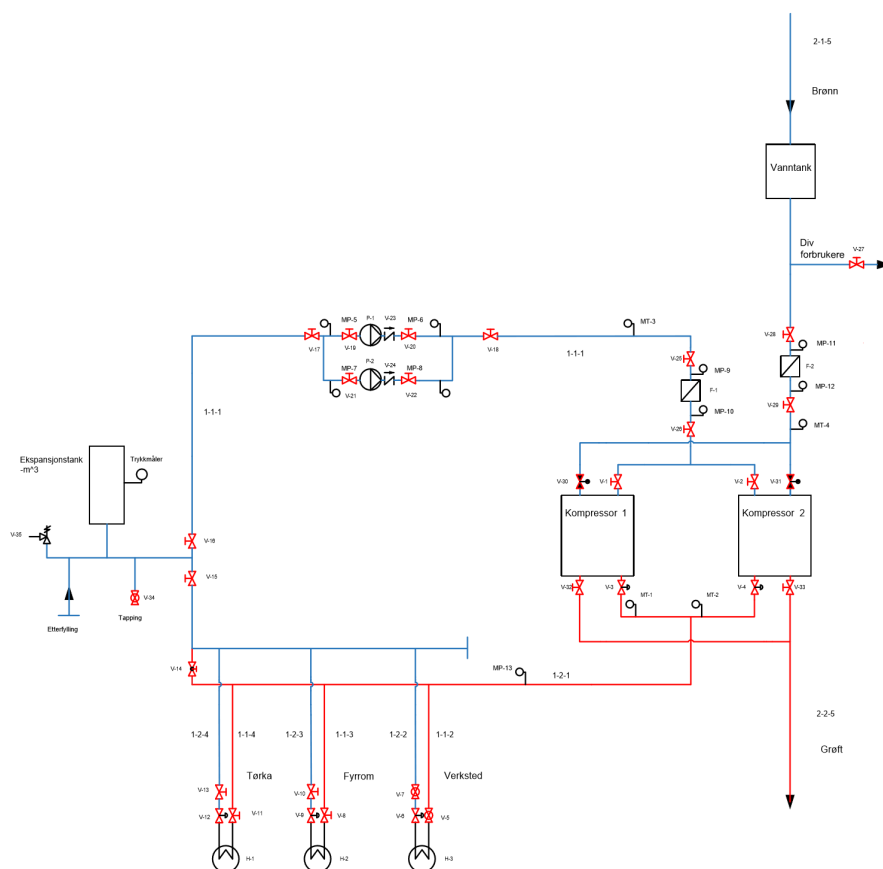
Det anbefales å gjennomføre målinger for å bekrefte datagrunnlaget før en tar beslutninger basert på denne rapporten. Framgangsmåten og formlene brukt i beregningene kan en nytte, og informasjonen i kapittel 3 teori bør være pålitelig. Anbefaling og konklusjon er basert på utregningene, så dersom datagrunnlaget viser seg å være feil, kan en bruke teorien og utregningsmetodene i rapporten til å ta nye beslutninger.

8. Analyse av resultater

I dette kapittelet analyseres resultatet fra utregningene og gjøres om til anbefalte tekniske spesifikasjoner. Begrunnelsen for hvert valg er tydelig beskrevet slik at leseren skal forstå bakgrunnen for hver anbefaling og ut fra dette gjøre egne vurderinger. Argumentasjonen i dette kapittelet er bygget opp av de foregående kapitlene.

8.1 Kjøllesystemet

I figur 8.1 vises forslag til nytt design på kjølesystemet. P&ID i sin helhet er å finne i tillegg A.



Figur 8.1: Forslag til nytt design på kjølesystemet

8.1.1 Primærkjøllesystemet

For å få et system hvor varmen utnyttes på en hensiktsmessig måte anbefales det å ha et lukket kjølesystem hvor varmen fraktes fra kompressoren og til steder hvor varmen kan utnyttes. Kjølevæsken henter ut varme fra kompressoren før den sirkulerer videre til enten varmeveksleren på fyrrømmet, verkstedet eller tørka. Da vil all varmen blir nyttgjort. Et kriterieie for at dette skal fungere, er at det er mulighet for å kvitte seg med all spillvarmen i varmevekslerene.

På denne måten vil en begrense bruken av ferskvann fra kilden ved anlegget.

8.1.2 Nødkjølesystemet

Dersom det av ulike årsaker skulle skje at primærkjølesystemet ikke får kjølt ned kompressorene tilstrekkelig, er det behov for å ha et nødkjølesystem. Her er det tenkt å bruke systemet slik det er i dag. Vannet hentes i fra brønnen og går gjennom kompressorene for å kjøle, før det føres videre ut i grøft.

Ved å ha et nødkjølesystem vil en sikre kontinuerlig drift selv om varmevekslerene på det primære systemet ikke skulle klare å kjøle ned kjølevæsken, og dermed også kompressorene tilstrekkelig. Det kan være aktuelt dersom tørka ikke er i bruk eller at det er svært høy utetemperatur.

På hver av kompressorene er det to innløp for kjølevæskene og to utganger, slik at det er mulig å koble til to ulike kjølekretser uten at mediumene kommer i kontakt med hverandre.

8.2 Kjølemedium

I dette systemet deles kjølemediumene inn i to bruksområder. Det ene området er det som skal kjøle kompressorene direkte og som heretter refereres til som kjølevæsken. Det andre bruksområdet for kjølemediumene er å kjøle kjølevæsken, som skjer ved varmevekslerene.

8.2.1 Kjølevæske

Anbefaling

Det anbefales å bruke glykol-blanding i hele kjølesystemet.

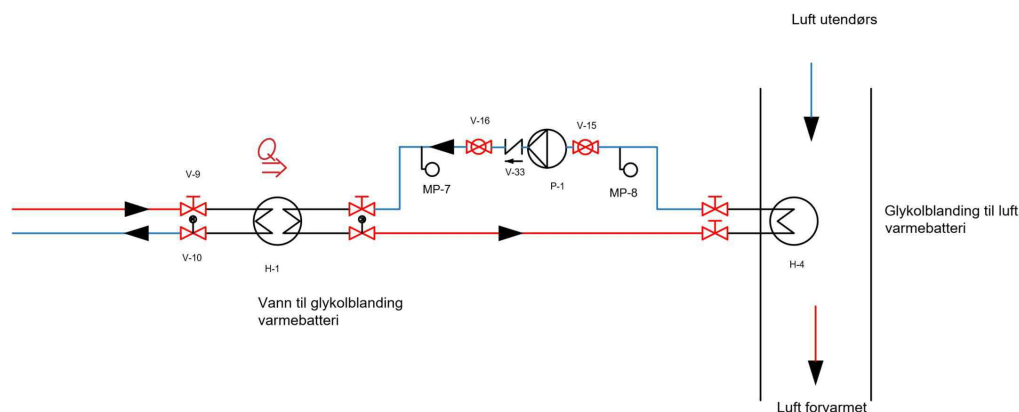
Begrunnelse

Viser til avsnitt 3.1. Glykol har et betydelig lavere frysepunkt enn vann og vil derfor hindre at mediumet fryser i varmebatteriene. Ved å bruke glykol vil en også redusere turbulens i rørene betraktelig. Dette vil kunne ha stor betydning for spenningene i rørstrukturen, levetid på komponenter og støyutvikling fra rørene.

Ulempene ved bruk av glykol er at det stilles større krav til HMS, men ved å håndtere mediumet korrekt bør ikke dette føre til komplikasjoner. Glykol er også dyrere enn vann. I tillegg må massestrømmen økes, men dagens pumpe er trolig underdimensjonert for det nye systemet og bør byttes ut. Dette kan være vanskelig å regne på, men de ekstra kostnadene det medfører å bruke glykol kan anses som en bra investering siden støy og vibrasjoner reduseres.

Alternativ anbefaling

Dersom en ikke ønsker å bruke glykol i hele systemet grunnet økonomi eller miljø, bør det i alle fall dannes et sekundært system med glykol som sirkulerer gjennom varmebatteriene for å hindre at kald uteluft får kjølemediumet til å fryse. Dette kan løses ved at kjølevannet (rent vann) sirkulerer gjennom en vann til vann veksler, før den oppvarmede glykolblanding sirkulerer gjennom vann til luft varmebatteriet. Dette er illustrert i figur 8.2. Med tanke på økonomi må det vurderes grundig hva som er mest lønnsomt. Det er mange ekstra komponenter som kreves for å danne dette sekundære systemet. Komponenter som ekspansjonstank, sikkerhetsventil og til påfylling er ikke tegnet inn på den forenklede figuren.



Figur 8.2: Sekundært sirkulasjonssystem med glykol

8.2.2 Kjøling av kjølevæsken

Anbefaling

Anbefalt løsning er å kjøle kjølevæsken i varmeveksler på fyrrom, og varmebatteri på verksted og i tørka.

Begrunnelse

Ved å kjøle ned kjølevæsken et sted varmen kan utnyttes, vil systemet tilbakebetales ved at en sparer inn energikostnadene. Dette vil gi en løsning som er både økonomisk og miljøvennlig.

På fyrrommet er det allerede montert en vann til vann varmeveksler. Kjølevannet kjøles ned av vann som brukes til å varme opp resten av bygget. Her sirkulere vannet fra varmeveksler og til radiatorene i bygget. I tillegg er det slik tappevannet varmes opp. Se avsnitt 2.2.2 for mer informasjon om denne.

På verksted og i tørka vil kjølevæsken kjøles av luft som medie, men den oppvarmede luften kan utnyttes. På verksted kan en montere vannrør til ventilasjonsrommet, se tegning av ventilasjonsrommet i tillegg E. Så bytte ut eksisterende elektrisk varmebatteri med en vann til luft varmebatteri i ventilasjonsanlegget. I tørka vil en kunne lage en tilsvarende løsning hvor en monterer en vann til luft varmebatteri som forvarmer luften som skal inn i tørka.

Sjøvann

Det anbefales ikke å nytte eksisterende sjøvannspumper til å kjøle kjølevæsken.

I avsnitt 3.1.3 beskrives det hvorfor inntaket bør være på minst 25m dyp. I innledningen kommer det fram at inntaket på eksisterende system er på fire meters dyp. I tillegg er det brukt rustfrittstål på rørene som går ned i sjøen. I avsnitt 3.2.1 kan vi se at selv om dette vil holde lenge, så vil korrosjon trolig spise opp rørene til slutt. Det er plastrør som anbefales å bruke i direkte kontakt med sjøvann.

Med tanke på at Sibelco er avhengig av kompressorene for å drive prosessanlegget, ville anbefalingen vært å bygge kraftig om på sitt sjøvannslanlegg for at dette skulle blitt en pålitelig

løsning. Dette vil påføre større kostnader enn å strekke rør opp til tørka, samt at varmen ikke utnyttes til å oppvarming andre steder. Dette ville potensielt gitt en høyere investeringskostnad og mindre inntekter i form av sparte energiutgifter.

Denne løsninger er trolig mindre gunstig enn den anbefalte løsningen, både med tanke på økonomi og miljø.

Luftkjøling på taket

Det anbefales ikke å bruke en luftkjøler på taket, dette på grunn av at spillvarmen ikke utnyttes på en god måte.

Med tanke på investeringskostnader vil den absolutt billigste løsningen være å kjøre kjølevæsken i en sløyfe via en varmeveksler på taket. Dette vil kreve den korteste rørstrekking og færrest komponenter, men en får ikke utnyttet spillvarmen på en hensiktsmessig måte. Dette vil gi et lavt engangsbeløp, men en får ikke tilbakebetalt denne investeringen ved å spare inn på energiforbruket andre steder.

Dette kan være et godt alternativ dersom det er satt av få midler til å investere i et kjøleanlegg eller det er beregnet svært kort levetid på systemet. Dette er trolig en økonomisk løsning på kort sikt.

8.3 Komponentvalg

8.3.1 Rør

Anbefaling

DN80 som dimensjon på hovedrør, grenrør til fyrrom og grenrør til tørke.

DN32 som dimensjon på grenrør til verksted.

Materialvalg: karbonstål.

Isolasjonsmateriale: mineralull. Alle rørstrekker bør isoleres, også nødkjølesystemet.

Begrunnelse

Fra utregningene i avsnitt ser vi at disse dimensjonene vil gi en gunstig hastighet slik at vi får det ønskede trykktapet. I ståstedsanalysen kan vi se at det er disse dimensjonene som allerede er brukt, så dermed er det gunstig å fortsette med dette.

Det ser ut som om det er ingen hensikt i å bygge om rørene til fyrrommet og at en kan bruke stussene som allerede er montert til verkstedet.

I tørken vil det være behov for mer varme enn hva kompressorene produserer og derfor er det ønskelig å dimensjonere slik at all spillvarmen kan transporteres dit. Slik sikrer en at kompressorene alltid får nok kjøling og at all spillvarmen utnyttes.

Med tanke på kostnader og vekt, er det ønskelig med så små dimensjoner som mulig. Ut fra beregningene i denne rapporten ser en at det trolig vil bli store strømningshastigheter ved dimensjoner mindre enn anbefalingen. Høye strømningshastigheter vil gi høyere trykktap, mer turbulent strømming og dermed mer vibrasjoner og støy. Støy er ikke ønskelig med hensyn til de som skal jobbe i områdene rundt rørene. Det er allerede mye støy inne i verket, men spesielt

på verkstedet vil dette ha betydning. Større vibrasjoner vil gi større slitasje på komponenter og supporteringsen.

Karbonstål er det rimeligste alternativet når det kommer til materialvalg. Da Sibelco ikke har noen negative erfaringer med bruk av dette er det ingen grunn til å oppgradere rørstrukturen.

Ved å bruke mineralull er en sikker på at isolasjonen tåler alle temperaturene i systemet. En må bruke isolasjon for å hindre at mediumet mister varmen når den sirkulerer i rørkretsen. Dersom varmen forsvinner der den ikke kan utnyttes, er dette dårlig økonomi. I tillegg vil isolasjon virke støydempende og beskytte personell mot brannskader.

For nødkjølesystemet sin del vil det være viktig med isolasjon for å hindre kondens på utsiden av rørene, og så korrosjon som et resultat av kondens.

Det er også viktig med et diffusjonstett lag, slik at minerallulla ikke blir fuktig mister isolasjonsevne over tid.

8.3.2 Varmevexslere

Anbefaling

Fyrrom: Beholde den som er der i dag.

Verksted: Erstatte dagens elektriske varmevexslere i ventilasjonsanlegget med en vann-luft varmevexslere etter dimensjoner i avsnitt 5.2.

Tørka: Installere en vann-luft varmevexslere etter dimensjoner i avsnitt 5.2.

Begrunnelse

Fra kapittel 2 Ståstedsanalyse ser vi at varmevexsleren på fyrrommet kan hente ut 226 kW varme, som bør være tilstrekkelig.

Ved å bytte ut den elektriske varmebatteriet på verksted, vil en kunne tjene inn denne investering ved at en minker strømforbruket. Etter det første varmebatteriet forgrener luftkanalene seg til henholdsvis verksted og kontorer. Det er allerede montert et varmebatteri nummer to på forgreningen til kontorer. Denne bør en beholde da det kreves høyere temperatur på kontorene. Se tegningene over ventilasjonsanlegget i tillegg E.

I tørka vil det være et større varmebehov enn hva kompressorene klarer å produsere. Ved å sette inn et vann-luft varmebatteri til forvarming av luften som tørker massene, vil en få tilstrekkelig kjøling av kjølevæsken. I tillegg vil en oppnå full utnyttelse av spillvarmen fra kompressorene og minke forbruket av diesel. Ved å ytterligere minke energiforbruket på anlegget vil det også gi økte muligheter for støtte fra Enova og nærme seg målet om å kutte det totale energiforbruket med 20%.

Det er unntaksvis at tørken ikke er i drift. Dersom det skulle oppstå situasjoner hvor tørka står lenge, men det fortsatt er behov for mye kompressorluft, kan en først og fremst styre mer av varmen til fyrrom og verksted, eller en kan velge å fortsette å strøme luft gjennom tørka. Er ikke dette tilstrekkelig, vil nødkjølesystemet slå inn og en sikrer kjøling av kompressorene. Ulempen med bruk av nødkjølesystemet er at spillvarmen ikke utnyttes.

Alternativ anbefaling

Dersom det er ønskelig å minke investeringskostnadene kan en vurdere om det er mer lønnsomt å kun strekke rør til tørka, og ikke til verksted. På denne måten vil en få utnyttet all spillvarmen. Altså inntekten vil være den samme, men investeringskostnadene vil minke med nesten 300 000kr.

Dette vil gi kun et år kortere nedbetalingstid og en mister noe fleksibiliteten til å styre hvor en ønsker å bruke spillvarmen. Denne fleksibiliteten kan være lønnsom ved at en kan regulere bruken av spillvarmen ut fra hvilken energikilde som er dyrest den dagen.

8.3.3 Ventiler

Se P&ID i tillegg A og anbefalte ventiler i tillegg B.

Anbefaling

Tilbakeslagsventiler: Monteres framfor hver pumpe.

Stengeventiler (av/på): Monteres framfor og bak hver komponent.

Reguleringsventil: Monteres framfor hver varmeveksler og framfor hver kompressor.

Sikkerhetsventil: Monteres i nærheten av ekspansjonskaret.

Begrunnelse

Tilbakeslagsventiler nyttes til å styre retningen på mediumet. Det eneste stedet det vil være fare for at mediumet presses i gal retning er ved pumpene, da bare en pumpe vil være i drift av gangen. For å sikre at vannet sirkulerer i hele kretsen og ikke bare i ring ved pumpene, bør det være montert tilbakeslagsventiler her.

Stengeventilene nyttes til å isolere hver komponent slik at en kan gjøre vedlikehold på disse uten å måtte tømme hele rørsystemet for kjøleveske. Slik sikrer en også at resten av systemet kan være i drift selv om det gjøres vedlikehold på isolerte deler. Kuleventiler er hensiktsmessig å nytte ved små dimensjoner, men på større dimensjoner er spjeldventiler å foretrekke da de tar mindre plass.

Reguleringsventil nyttes til å styre hastigheten på veskestrømmen. Ved å justere på en ventil like etter en varmeveksler, vil en justere hvor mye av kjølevesken som går til nettopp denne varmeveksleren. Så dersom det ikke er så stort varmebehov på verksted, kan denne ventilen strupes og mer av varmen går til de to andre stedene. I tillegg vil en kunne justere hvor mye kjøling kompressorene får ved å justere på strupeventilene etter kompressorene. Ventilen bør alltid monteres bak komponentene da dette gir mest jevn strømning av medie.

Sikkerhetsventilen er nødvendig for å sikre at det ikke blir for høyt trykk i systemet. Den monteres i nærheten av ekspansjonskaret da det er lavere trykk på returløpet.

8.3.4 Aktuator

Anbefaling

Det anbefales å bruke elektriske aktuatorer.

Begrunnelse

Det vil være behov for aktuatorer for å kunne automatisere dette systemet. Uten automatisering vil en sannsynligvis ikke oppnå ideell styring og dermed vil det være mye energi som går til spille.

De elektriske aktuatorene er kompakte og de eneste som kan dreie flere omdreininger, slik som det vil være behov for ved reguleringsventilene. Ulempen med fare for antennelse i brannfarlige gasstyper, bør heller ikke være et problem i miljøet de skal stå i.

8.3.5 Ekspansjonskar

Anbefaling

Volum ekspansjonstank bør være minimum 248 liter.
Driftstrykket på ekspansjonstank bør være 4,5 bar.

Begrunnelse

Ekspansjonskaret er et viktig sikkerhetstiltak i et lukket system hvor en veske varmes opp. Veske er inkompressibelt så den må ha et sted vesken kan utvide seg uten at det belaster andre komponenter. Ekspansjonskaret har også en annen viktig funksjon i at den får anlegget til å holde et stabilt trykk. Det er derfor viktig at en aldri bruker et underdimensjonert ekspansjonskar.

8.3.6 Pumpe

Anbefaling

Det bør installeres to pumper. Dagens pumpe bør også byttes ut til en med større kapasitet som tilfredsstiller de kravene som ble funnet i avsnitt 5.3.

Begrunnelse

Ved å ha to pumper koblet parallelt vil en kunne drive vedlikehold på den ene pumpen uten å stanse hele systemet. En sikrer også drift dersom en pumpe skulle havarere.

Fra utregningene i avsnitt 5.3 ser vi at pumpen minimum må levere en volumstrøm på $21,2 \text{ m}^3/\text{h}$ og et trykk på minimum 2,25 bar. I tabell 2.1 fra ståstedsanalysen ser vi at pumpen som er montert i dag leverer en volumstrøm på kun $10 \text{ m}^3/\text{h}$ og et trykk på maksimalt 2,3 bar. Med tanke på at trykkfallet kun er estimert og ikke beregnet nøyaktig, må det kontrolleres hva som er det faktiske behovet. Det ser uansett ut til at pumpen som er montert i dag leverer for liten volumstrøm.

Det er også viktig å bestille en pumpe tilpasset mediumet i kjølesystemet. Det er ulik viskositet på vann og glykol, derfor bør pumpen også tilpasses etter dette.

8.3.7 Måleutstyr

Anbefaling

Se P&ID i tillegg A

Hva	Hvor	Hensikt
Trykkmåler	Før og etter filter	Gir informasjon om tilstand på filter.
Trykkmåler	Før og etter pumpe	Gir informasjon om tilstand på pumpe.
Trykkmåler	Etter kompressor	Regulerer hastigheten på pumpa. Det skal være konstant trykk her.
Temperaturmåler	Før kompressor primærkjølesystem	Måle temperaturen på returvannet
Temperaturmåler	Før kompressor nødkjølesystem	Vannet vil normalt stå i ro her og dermed få høyere temperatur enn vannet i kilden. Dersin nødkjølesystemet starter, men temperaturen her holder seg stabil, indikerer dette at det ikke kommer vann.
Temperaturmåler	I kompressorene	Er allerede montert. Snakker sammen med reguleringsventiler like etter kompressorene for å styre volumstrømmen. Blir det for høy temperatur er det også dette som skal være indikasjon på at nødkjølesystemet bør startes.
Temperaturmåler	Inne på verksted	Snakker sammen ventilasjonsanlegget som igjen styrer volumstrømmen til varmebatteriet i ventilasjonsanlegget.
Temperaturmåler	I vannkrets nummer to på fyrrommet	Styrer ventilen som regulerer volumstrømmen til varmeveksleren på fyrrommet.

Begrunnelse

Trykkmålerene er for driftssikkerheten til systemet. Ved svikt i pumpe eller filter vil man risikere å ikke få nødvendig kjøling av kompressorene.

Temperaturmålerne på verksted og fyrrom er nødvendig for å regulere strømmingene etter behov og at en utnytter spillvarmen på en mest mulig hensiktsmessig måte.

I tillegg vil temperaturmålerene i kompressorene øke driftssikkerheten slik at de ikke blir overopphetet.

Alternativ anbefaling

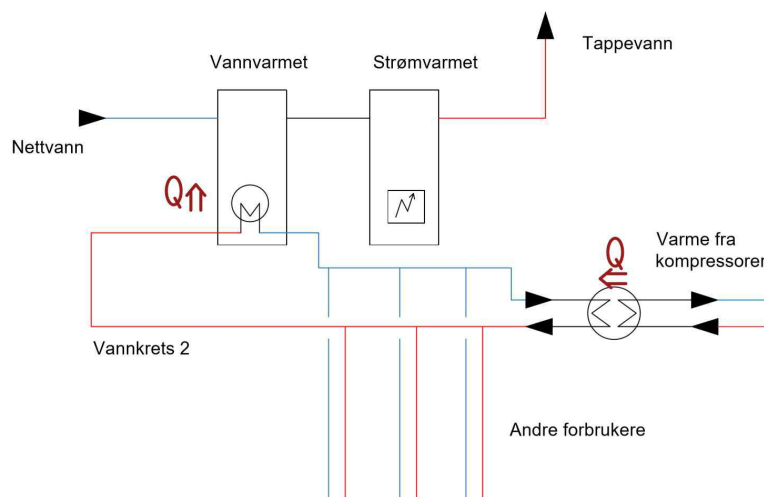
Det kan i tillegg vurderes å sette inn volumstrømsmåler i kretsen. Dette er en dyr komponent, men vil gi tidlig varsling ved eventuelle lekkasjer. Dette vil bidra til økt driftssikkerheten.

8.4 Ombygging fyrrom

Problemstillingen er beskrevet i avsnitt 2.5.

Anbefaling

Seriekoble varmtvannstankene. Kjølevæsken varmer opp tappevannet i den ene varmtvannstanken, før tappevannet sirkulerer til neste varmtvannstank som er elektrisk oppvarmet. Se figur 8.3.



Figur 8.3: Forenklet skisse av forslag til endring på fyrrom

Begrunnelse

Ved at kretsen som skal kjøle kjølevæsken fra kompressorene ikke går via en elektrisk oppvarmet varmtvannstank vil vi sikre nok temperaturdifferanse til at det hele tiden blir avgitt varme på en hensiktsmessig måte.

Nettvannet har lav nok temperatur til å kjøle vannet i krets nummer to på fyrrommet. Da vannet i krets nummer to bli kjølt ned, vil den igjen ha evne til å ta opp varme i fra kjølevæsken fra kretsen til kompressorene.

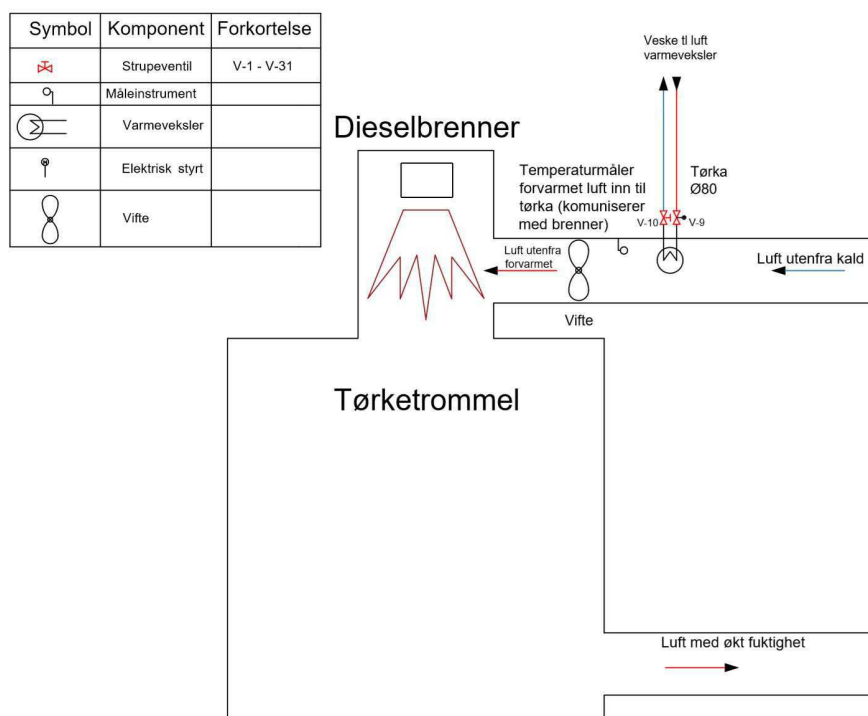
Tappevannet vil ikke nå ønsket temperatur i den første varmtvannstanken, men sirkulerer videre til den elektrisk oppvarmede varmtvannstanken hvor den varmes opp til riktig temperatur.

8.5 Tørka

For at all spillvarme skal kunne dumpes i tørka og dermed nyttegjøres, så vil en måtte endre systemet som er i dag.

Anbefaling

Bygge om luftkanalen vist i figur 2.2a slik at det hentes uteluft. På denne kanalen monteres en varmeveksler som forvarmer luften før luften sirkulerer til dieslbrenner. Dette er illustrert i figur 8.4.



Figur 8.4: Forvarming av luft til tørka

Begrunnelse

I avsnitt 3.4 ser vi at kald luft vil ha en lavere absolutt fuktighet enn varm luft. Det er dermed rimelig å anta at uteluften vil ha plass til mer vann enn inneluften. Dersom det hentes inn luft ved 5°C vil den maksimalt ha en absolutt fuktighet på $0,005 \text{ kg/kg}$. Inneluft vil kunne ha over $0,01 \text{ kg/kg}$. For å kunne romme like mye vanndamp så må inneluften varmes opp til 50°C mot de 42°C vist i utregningene i avsnitt 5.6.

Fra avsnitt 3.2.2 vet vi at temperaturdifferansen på mediumene er en av de avgjørende faktorene for hvor effektiv en varmeveksler er. I figur 2.2a ser vi at i dag er det varm luft som sirkulerer. Dette betyr at dersom det monteres en varmeveksler på eksisterende kanaler, vil en trolig ikke greie å hente ut nødvendig varme fra kjølevæsken slik at kjølevæsken blir tilstrekkelig nedkjølt. Dette vil potensielt være kritisk da det er beregnet at tørka er det stedet hvor en alltid vil kunne få kjølt kjølevæsken tilstrekkelig.

Ulempen med å hente uteluft er at den har lavere temperatur enn inneluften, så da vil en måtte ha større temperaturredifferanse. I fra utregningene i avsnitt 5.6 vises det at luften kan øke temperaturen med hele 28,8K. Det er få dager i året at det er 30K differanse på inne og uteluften. I tillegg er det nødvendig med kald luft for å hente ut energien i kjølevæsken. Dersom en ønsker å minke denne differansen ytterligere, kan en også kjøre luften som går ut av tørka gjennom en varmegjenvinner, som varmer opp uteluften før den når varmeveksleren.

Med denne løsningen vil en også kunne styre energiforbruket ut fra pris. Dersom diesel er rimeligste alternativet kan en sende varme ned til administrasjonsbygget for å spare energiforbruket der. Dersom elektrisitet er rimeligste alternativ, sendes varmen opp til tørka for å spare på energiforbruket der.

Et annet viktig moment er at en får kun støtte av Enova til å dekke merkostnader ved å velge en løsning som er mer miljøvennlig enn alternativet. Det mer miljøvennlige alternative er å dumpe all restvarme i tørka og ikke i en kjølevifte på taket hvor en ikke kan utnytte spillvarmen.

8.6 Styring av systemet

Anbefaling

Det anbefales å automatisere dette systemet.

Begrunnelse

På denne måten vil en få optimal utnyttelse av spillvarmen og dermed også størst økonomisk innsparinger på sikt. Enova har også som krav at de kun støtter den kommersielt beste tilgjengelige teknologien.

Alternativet er at en må batale lønn for personen som fysisk skal gå rundt og styre kjølesystemet.

9. Konklusjon

Her er en oppsummering av anbefalt løsning, uten detaljer på tekniske spesifikasjoner eller argumentasjon. Dette er for å gi leseren en hurtig helhetsoversikt. Sist i kapittelet er det også beskrevet forslag til videre arbeid med denne problemstillingen.

For en dypere innføring henvises det til kapittel 6 og kapittel 8.

9.1 Resultatmål

Hentet fra avsnitt 1.3:

1	Ståstedsanalyse som minimum inneholder A) Teknisk beskrivelse av dagens kjølesystem med komponenter B) Varme- og massebalanser
2	Forslag til design av et pålitelig kjølesystem slik at kompressorene kan operere til en hver tid A) Beregne varme- og massebalansene på de nye kompressorene B) Forslag på et design hvor vi utnytter spillvarmen fra kompressorene på en hensiktsmessig måte C) Lage en oppdatert P&ID for kjølevannsløyfe og spillvarmesløyfe
3	Et overslag over investeringskostnader og tilbakebetalingstid på de foreslåtte endringene

9.1.1 Resultatmål 1

Svaret på resultatmål 1A og 1B ligger i kapittel 2 og ansees som ikke hensiktsmessig å gjengi her.

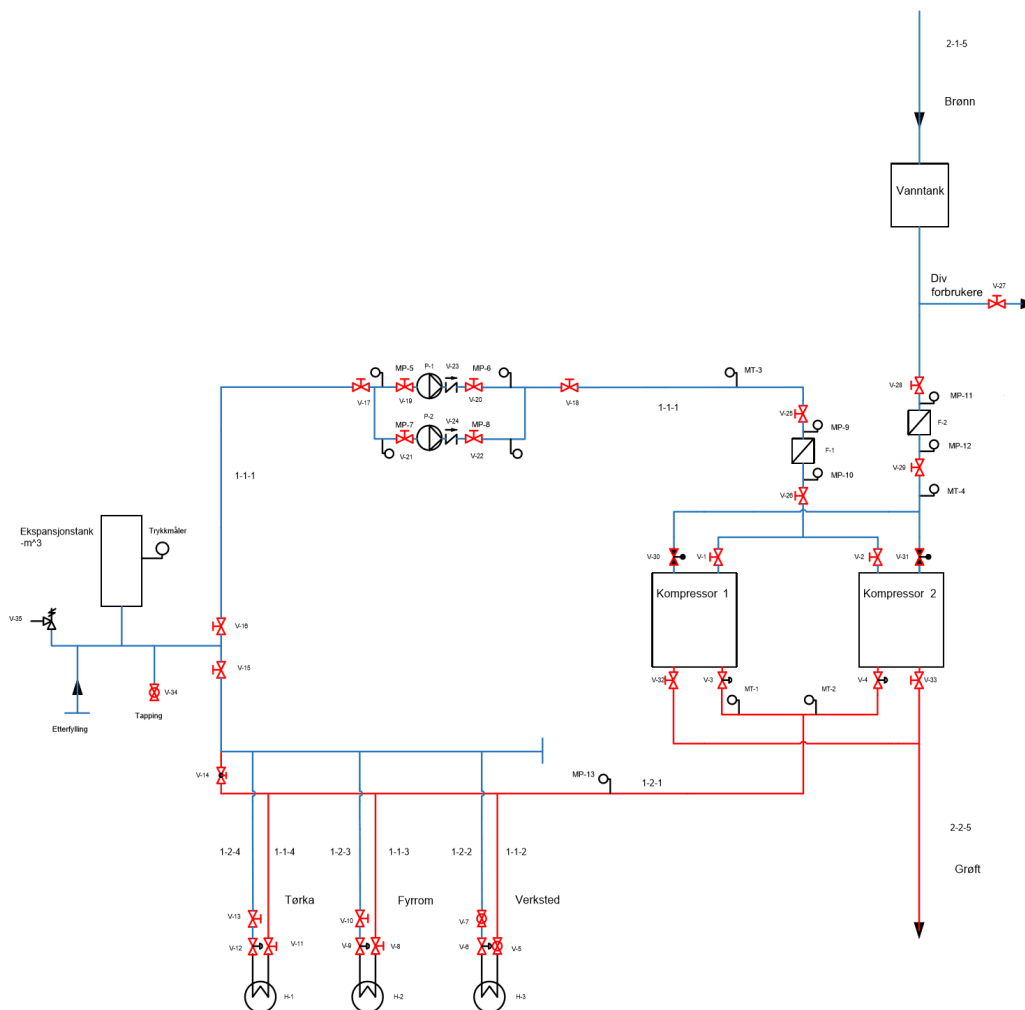
9.1.2 Resultatmål 2

Svaret på resultatmål 2A ligger i kapittel 2 og ansees som ikke hensiktsmessig å gjengi her.

For å få et pålitelig kjølesystem hvor kompressorene kan operere til en hver tid og hvor en får utnyttet spillvarmen på en hensiktsmessig måte, anbefales det å bygge en lukket kjølekrets hvor spillvarmen fra kompressorene hentes ut gjennom varmeveksleren på fyrrommet, varmebatteri i ventilasjonsanlegget på verksted og et varmebatteri som forvarmer luften til tørka. Luftinntaket på tørka burde bygges om slik at det tar inn uteluft. Kjølevannet bør bestå av en glykolblanding og systemet bør automatiseres.

I tillegg bør det konstrueres et nødkjølesystem tilsvarende det nåværende systemet, hvor en bruker nettvannet til å kjøle kompressorene. Dette i tilfelle primærkjølesystemet ikke skulle fungere tilstrekkelig.

Systemet er vist i figur 9.1 og resultatmål 2C ligger som sin helhet i tillegg A. Detaljer på komponentvalg og dimensjonering av komponentene er å finne i kapittel 8.



Figur 9.1: P&ID Forslag til nytt design på kjølesystem

9.1.3 Resultatmål 3

Dette vil trolig være en lønnsom investering med en forventet tilbakebetalingstid på syv år. Investeringskostnadene vil ligge rundt 2,2 millioner kroner og netto kontantstrøm (inntektene) hvert år forventes å ligge rundt 310 000kr. Merk at inntektene vil være avhengig av energiprisene.

Selv ved konservativ regning hvor det er brukt en høy kalkulasjonsrente, er det en positivt nåverdi med svært god margin. Dette er nærmere beskrevet i kapittel 6, men det kan se ut til at denne investeringer er for lønnsom til å få støtte av Enova.

9.2 Videre arbeid

9.2.1 P&ID

Vedlagt P&ID er ikke endelig og er ment som en veiledning til videre arbeid med kjølesystemet. Endelig P&ID må tegnes opp etter nytt kjølesystem er ferdig installert. Det er ikke kontrollert hvordan det faktisk må strekke rørene for å bygge et kjølesystem etter intensjonen i avsnitt 9.1.2, så dette må kontrolleres før en kan bestemme endelig struktur. Derfor er det heller ikke laget en ramme til tegningen.

9.2.2 Valg av kjøleveske

Det er viktig å merke at beregningene som er gjort med tanke på trykktap i rør, har som forutsetningen at en bruker 30% etylenglykol-blanding. Det bør også vurderes om propylenglykol eller rent vann er mer hensiktsmessig.

Hvilken kjøleveske en velger har stor betydning for alle komponenter, og da kanskje spesielt pumpen. Derfor burde en snakke med leverandør av pumpen før en bestemmer hvilken kjøleveske en bør bruke. Det bør kontrolleres for alle komponenter hvilken kjøleveske de tåler.

9.2.3 Mangler i rapporten

På dimensjonering av pumpen er ikke filterets trykktap tatt med i beregningene. Trykktapet er å finne i filterets datablad og legges til det totale trykktapet pumpen må kompensere for.

Ikke noe av informasjonen i ståstedsanalysen har blitt målt eller kontrollert i løpet av prosjektet. Da mye av informasjonen er belaget på intervju så bør det kontrolleres før en belager seg på utregningene i rapporten.

9.2.4 Tørka

I bergeningene i denne rapporten er det ikke tatt hensyn til strålevarmen i fra tørka. For at disse bergeningene skal være mest mulig korrekte, forutsettes det at tørka isoleres. Det er uansett et tiltak som anbefales for å nå målet om å redusere Sibelco sitt totale energiforbruk med 20% innen 2020.

Videre burde en se på muligheten for å optimalisere hele tørkeprosessen med tanke på energiforbruket der. Ved å måle fuktighet og temperatur på luft inn, samt vite fuktigheten og mengden på masse som går gjennom tørken, kan en regulere effekten på brenneren slik at det ikke nyttes mer drivstoff enn nødvendig.

Det er også en mulighet for å ta kontakt med HeatUp ved Sintef. Det er et forskningsprosjekt hvor de jobber med å utvikle varmpumper som tar spillvarme fra en del av anlegget og løfter temperaturen helt opp til 200°C for industriprosesser som krever høy temperatur. De har en egen hjemmeside <https://www.sintef.no/projectweb/heatup/> hvor en kan lese mer om prosjektet og finne en kontaktperson.

9.2.5 Bruk av konsulent

Ved hjelp av denne rapporten har Sibelco det grunnlaget som er nødvendig for å kunne bygge om kjølesystemet selv. Allikevel anbefales det å benytte konsulent som er ekspert på dette området.

Rune Lillethun Hoggen fra Multiconsult har fulgt dette prosjektet tett siden oppstart i januar 2018. Han har jobbet med slike prosjekter i 10 år og vil raskt kunne komme i gang med oppgaven da han allerede er godt kjent med problemstillingen. I tillegg til egen kompetanse, har han et stort nettverk innad i Multiconsult som alle er eksperter på egen områder.

Ved å bruke fagfolk vil Sibelco øke sjansen for å få et optimalt kjølesystem hvor spillvarmen utnyttes så hensiktsmessig som mulig.

Litteraturliste

- [1] *Begrepsliste kulde- og varmeteknikk*. URL: <https://www.enova.no/bedrift/industri-og-anlegg/energi--og-klimatiltak-i-industri-og-anlegg/>. (Hentet: 21.05.2018).
- [2] *Store norske leksikon*. URL: <https://snl.no/>. (Hentet: 21.05.2018).
- [3] Viggo Gabriel Borg. *Forelesning waterhammer - Piping Design*. (Hentet: 21.05.2018).
- [4] Frank Bækken - Vedlikeholdssjef. *Intervju Frank Bækken*. 2018. (Hentet: 01.2018).
- [5] *Byggeforskrift av 15. desember 1949, bind I*. Forsynings- og gjenreisningsdepartementet, 1949.
- [6] *U-verdi vinduer enova*. URL: <https://web.archive.org/web/20100817195900/http://hjemme.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=3199>. (Hentet: 23.02.2018).
- [7] *Klima statestikk for Stjernøya fra yr.no*. URL: <https://www.yr.no/place/Norway/Finmark/Alta/Stjern%C3%B8ya/climate.month07.html>. (Hentet: 21.02.2018).
- [8] Klimavakten. *Intervju klimavakten*. 2018. (Hentet: 24.04.2018).
- [9] Jarle Johannessen. *Tekniske tabeller*. J. W. Callegens Forlag A/S, 2002.
- [10] Viggo Gabriel Borg Pedersen - Studieveileder. *Intervju Viggo Gabriel Borg Pedersen*. 2018. (Hentet: 01.2018).
- [11] *Novema Kulde AS egenskaper glykolblanding*. URL: http://www.novemakulde.no/01/dot20_19.pdf. (Hentet: 20.04.2018).
- [12] *Glykol- giftighet*. URL: https://snl.no/glykol-_giftighet. (Hentet: 26.03.2018).
- [13] *Dybde blåskjell gror fra Havforskningsinstituttet*. URL: <https://www.imr.no/temasider/skjell/blaskjell/nb-no>. (Hentet: 14.03.2018).
- [14] Rune Lillethun Hoggen - Multiconsult. *Intervju Rune*. 2018. (Hentet: 01.2018).
- [15] *Kjoletorn*. URL: <https://snl.no/kj%C3%B8let%C3%A5rn>. (Hentet: 28.03.2018).
- [16] Tor Sigurd Brønn. "Valg av kjølekonsepter for prosessanlegg". nor. Masteroppg. 2008. URL: <http://hdl.handle.net/11250/233807>.
- [17] Einar Bardal. *Korrosjon og korrosjonsvern, andre utgave*. Tapir Akademiske Forlag 7005 TRONDHEIM: Tapir Akademisk Forlag, 1994.
- [18] Jørgen Amdahl mfl. *Havromsteknologi - Et hav av muligheter*. Kanalveien 51, 5068 Bergen: Fagbokforlaget Vigmostad Bjørks AS, 2014.
- [19] David Zijdemans. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. 2843 Tøyen 0608 Oslo: Skarland Press AS, 2012.
- [20] *Varmeisolasjonsmaterialer av stivt polyuretanskum (PUR/PIR)*. URL: http://www.pu-nordic.fi/files/pu-nordic/pdf/81228_PU_Nordic_lammoneriste_esite_nor-nettiin.pdf. (Hentet: 01.05.2018).
- [21] *SGP.no - leverandør av fjernvarmerør, preisolerte doble stålrør*. URL: <https://sgp.no/produkter/fjernvarmeror/fjernvarmeror-preisolerte-doble-stalror/>. (Hentet: 01.05.2018).
- [22] *engineeringtoolbox.com*. URL: <https://www.engineeringtoolbox.com/>. (Hentet: 26.04.2018).
- [23] *Moody diagram*. URL: <http://www.vectortechengineering.co.uk/latest-news/how-to-use-a-moody-chart/>. (Hentet: 17.03.2018).
- [24] Frank Kreith og Mark Bohn. *Principles of Heat Transfer, Sixth Edition*. St. Paul: West Pub. Co., 1993.
- [25] ResarchGate.net. *Bilde rør-varmeveksler*. URL: https://www.researchgate.net/figure/Shell-Tube-heat-exchanger_fig4_319403642. (Hentet: 12.04.2018).

- [26] *Generelt om varmevekslere, HiST*. URL: <https://hist-materialer-og-energi.wikispaces.com/Varmeveksler>. (Hentet: 13.04.2018).
- [27] *Flow principle of a plate heat exchanger illustrasjon*. URL: <https://www.aelheating.com/heat-exchangers/>. (Hentet: 12.04.2018).
- [28] Michael F. Ashby. *Materials Selection in Mechanical Design, Fifth Edition*. BROOKS/COLE 511 Forest Lodge Road Pacific Grove, Ca 93950 USA: BROOKS/COLE Thomson Learning, 2017.
- [29] Roy A. Parisher og Robert A. Rhea. *Pipe Drafting and Design, Third Edition*. Gulf Professional Publishing, 2012.
- [30] Viggo Gabriel Borg. *Forelesning valve1 - Piping Design*. (Hentet: 16.04.2018).
- [31] hvac-system-basics.blogspot.no. *Bilde Gate ventil*. URL: http://hvac-system-basics.blogspot.no/2012/08/understanding-basic-parts-of-valve.html#.WssxxS_JLVo. (Hentet: 09.04.2018).
- [32] ChuanKok.com. *Bilde kuleventil*. URL: <https://www.chuankok.com/2-pc-ball-valve.html>. (Hentet: 09.04.2018).
- [33] innva.no. *Bilde spjeldventil*. URL: <http://innva.no/dobbel-eksentrisk-dreiespjeldventil-9881/>. (Hentet: 01.05.2018).
- [34] ningvo-valve.com. *Bilde spjeldventil*. URL: <http://www.ningbo-valve.com/globe-valve/din-bellows-globe-valve.html>. (Hentet: 09.04.2018).
- [35] triagevalves.ni. *Bilde tilbakeslagsventil stempel*. URL: <http://triagevalves.in/lift-check-valves-bs-1868-1873-api-6d-asme-b1634.php>. (Hentet: 11.04.2018).
- [36] williamsvalve.com. *Bilde tilbakeslagsventil klaff*. URL: <http://www.williamsvalve.com/swing-check-bronze-marine.asp>. (Hentet: 11.04.2018).
- [37] Viggo Gabriel Borg. *Forelesning actuators - Piping Design*. (Hentet: 16.04.2018).
- [38] Novema Kulde AS - *Ekspansjonskar og vannvolum*. URL: http://www.novemakulde.no/01/dot20_48.pdf. (Hentet: 28.04.2018).
- [39] *Rørhåndboka*. NRL, 2013.
- [40] popproniva.com. *Illusrasjon virkemåte ekspansjonstank*. URL: <http://pooptonica.com/tank-diagram.html>. (Hentet: 12.04.2018).
- [41] snl.no *pumpe*. URL: <https://snl.no/pumpe>. (Hentet: 18.04.2018).
- [42] ankitacademy.com. *Bilde Skrupumpe*. URL: <http://www.ankitacademy.com/2016/11/marine-pumps-1.html>. (Hentet: 12.04.2018).
- [43] Rune Myra. *Bilde sentrifugalpumpe*. URL: <http://docplayer.me/43967395-Til-sist-vil-jeg-takke-min-kjaere-kone-kristine-for-lange-og-gode-frokoster-tilbakemeldinger-og-oppmuntringer-underveis-i-oppgaven-oslo-12.html>. (Hentet: 12.04.2018).
- [44] *Maskinregistrering - Trykkluftskolen*. URL: <http://www.tungt.no/maskinregisteret/trykkluftskolen-del-2-2008010>. (Hentet: 12.04.2018).
- [45] *Kaeser skruekompressor varmegjenvinning*. URL: http://www.kaeser.no/Products_and_Solutions/Rotary-screw-compressors/heat-recovery/default.asp. (Hentet: 20.04.2018).
- [46] *Teori Mollierdiagram*. URL: [Kilde:%20http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4125/pensum/fuluft.pdf](http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4125/pensum/fuluft.pdf). (Hentet: 30.04.2018).
- [47] Michael J. Moran og Hovard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, third Edition*. Wiley; 3 edition, 1998.
- [48] *Lovdata forskrift 2009*. URL: [Kilde:%20https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2009-05-20-544](https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2009-05-20-544). (Hentet: 29.04.2018).
- [49] *ES merking*. standard.no, 2001.

- [50] *Novema Kulde AS ekspansjonskar og vannvolum*. URL: http://www.novemakulde.no/01/dot20_48.pdf. (Hentet: 25.04.2018).
- [51] *snl.no energitetthet*. URL: <https://snl.no/energitetthet>. (Hentet: 23.04.2018).
- [52] Per L. Bye. *Vedlikehold og driftssikkerhet*. Akademika, 2009.
- [53] *Isodim - kalkulator varmetap*. URL: <http://bprog.glava.no/isodim/>. (Hentet: 05.05.2018).
- [54] *Lederkilden.no - Avkastningskrav*. URL: <https://www.lederkilden.no/ordliste/avkastningskrav-diskonteringsrate>. (Hentet: 05.05.2018).
- [55] Kjell Banken og Else Margrethe Nyhuus. *Innføring i bedriftsøkonomi, 10. opplag*. Cappeland Akademisk Forlag, 2015.

Tillegg

.1 Artikkel



Vemund Vonheim fra Sibelco ser at det er store muligheter ved å nyttiggjøre spillvarmen fra kompressorer.

Kan tjene penger på egen spillvarme

I dag er det i vinden å tenke miljø, så hva er vel bedre for en bedrift enn å kunne tjene penger på miljøtiltak? I en bacheloroppgave fra NTNU sees det på hvordan en bedrift kan spare sekscifrede beløp ved å gjenvinne spillvarme.

Sibelco Nordic avd. Stjernøy driver med gruve-drift i Alta. Da de skulle skifte ut sine kompressorer oppsto det en gylden mulighet for en bacheloroppgave; å designe et nytt kjølesystem der spillvarmen utnyttes. Hensikten med å utnytte spillvarmen er å redusere bedriftens energiforbruk.

Løsningen på dette var like enkel som den var lønnsom.

I følge Keaser sine egne hjemmesider er det ikke investeringkostnadene som

er den store utgiften med kompressorene, men den energien det kreves å drive kompressorene. De sier videre at hele 96% av denne energien er tilgjengelig for gjenbruk. Da bli det et enkelt regnestykke som gjenstår for å påstå at det er økonomisk å utnytte seg av denne muligheten.

Siden det allerede var lagt opp for vannkjøling av kompressorene til Sibelco, var det ønskelig å videreføre dette. Oppvarmet væske er en relativt enkel metode for å frakte energi.

Oppgaven tok for seg tre muligheter til hvor varmen kan utnyttes; administrasjonsbygg, oppvarming av verksted og til forvarming av luft som brukes i en tørkeprosess i verket.

For å oppnå størst mulig energibesparelse, var det kritisk å kunne utnytte all spillvarmen. For å oppnå dette var det nødvendig med en forbruker med større varmebehov enn kompressorenes spillvarmeproduksjon.



Rune Lillethun Høgen fra Multiconsult har fulgt dette prosjektet fra starten og tror flere bedrifter har stort potensiale med tanke på å spare inn på eget energiforbruk.

I bygninger vil det alltid være begrenset varmebehov, spesielt i sommerhalvåret. Dette vil gjøre at det ikke vil være en garanti for at kjølevannet får tilstrekkelig kjøling.

Energiforbruket i tørkeprosessen til Sibelco er betydelig høyere enn energien kompressorene avgir. Dette betyr at en



Maja Gunvor Erlandsen (28 år). Jeg har jobbet to sommere som industrimekaniker hos Sibelco og det har vært svært spennende å jobbe med ingeniøroppgaver i samme bedrift. Det har blitt tydelig vist hvilket potensiale ulike bedrifter har med tanke på miljøbesparelser og hvor mye penger de kan tjene på dette.

alltid vil kunne få avgitt nok varme fra kjølevæsken.

Oppvarmingen av byggene er i dag elektrisk, men i tørkeprosessen brennes det diesel. Ikke bare vil de spare penger på å slippe å betale to ganger for energien, men de vil også redusere sine egne utslipp.



Anders Mittet (23 år). Jeg synes dette var en givende og lærerik avslutning etter tre år med studie. Vi fikk jobbe med en case hvor vi potensielt er med på å redusere klimagassutslipp på en slik måte at bedriften tjener penger på det. Det var ekstra lærerikt å jobbe med så ulike veiledere, fra både universitet, konsulentfirma og fra industrien.

Den totale spillvarmeproduksjonen fra kompressorene til Sibelco vil ligge rundt 1711 MWh årlig. Med den anbefalte løsningen vil dette resultere i en besparelse på 466 - 525 tonn CO₂-ekvivalenter i årlig utslipp. Det tilsvarer utslippet til 60 nordmenn, eller litt over 100 gjennomsnitts personer på verdensbasis.

Nøyaktig hva dette utgjør økonomisk vil avhenge av energiprisene, men driftet vil trolig spare over 300 000 kroner hvert år på å utnytte spillvarmen. Med de beregnede investeringskostnadene gir dette en tilbakebetalingstid på like over syv år. Etter dette vil det kun gi overskudd.

Med tanke på at designlevetiden på et slikt system er forventet til minst 20år, med minimale vedlikeholdstgifter, er dette en svært lønnsom investering. Slik som miljøhensyn er på frammasj kan en og forvente at energiprisene vil stige og avgiftene for CO₂-

utslipp vil øke. Dersom det blir en realitet vil dette være en ennå mer lønnsom investering enn hva det ser ut som nå.

Hovedhensikten med denne oppgaven var å skape et pålitelig kjølesystem til kompressorene. Bonusen med resultatet var økonomiske og miljømessige besparelser. Ved å utnytte spillvarmen fikk de en investering som tilbakebetaler seg selv og vil kunne skape økt overskudd innenfor en relativt kort tidsramme.

Sibelco på Stjernøy er et gruveselskap og har utvinning av nefelinsyenitt som primærvirke. Med dette tiltaket får de vist hvilke potensialer ulike industrier har til å spare penger på miljøtiltak.

Navnet på oppgaven er *Design av kjølesystem til kompressorinstallasjon med utnyttelse av spillvarme* og rapporten kan leses i sin helhet på NTNU Open.

.2 Bacheloravtale



Institutt for maskinteknikk
og produksjon

Avtale

Avtale for gjennomføring av bacheloroppgaven mellom NTNU, oppdragsgiver (firma, etat) og student(er).

Avtalepartnere

NTNU Fakultet for ingeniørvitenskap Institutt for maskinteknikk og produksjon	Veileders navn/tlf/e-post: 24: 734 12 068 Viggo G.B. Pedersen viggo.pedersen@ntnu.no
Oppdragsgiver Firma/etat/ x Sibelco Nordic AS	Kontaktperson/navn: Frank Bøkken Tlf/e-post/adresse: x Sibelco Nordic AS 9509 ALTA 92886202
Student	Maja Gunvor Erlandsen
Student	Anders Mittet
Student	
Student	
Student	
Prosjekt-tittel/arbeidstitel	Design av kjedesystem til kompressorålegg med utnyttelse av overhuddsvarmen
Prosjektnr	MTP-4-2018-16 (y= studieretning (K,D,V, eller L), xx= gruppenr)

Andre relevante dokumenter: Prosjektmanual bacheloroppgaven.

Avtalen angir avtalepartenes plikter vedrørende gjennomføring av prosjektet og rettigheter til anvendelse av de resultater som prosjektet frembringer:

1. Studenten(e)/prosjektgruppen skal gjennomføre prosjektet i perioden fra 8. januar 2018 til 31. mai 2018.

Studentene skal i denne perioden følge en oppsatt fremdriftsplan der NTNU og oppdragsgiver yter veiledning til avtalte tider. Oppdragsgiver stiller til rådighet kunnskap og materiale som er nødvendig for å få gjennomført prosjektet. Det forutsettes at de gitte problemstillinger det arbeides med er aktuelle og på et nivå tilpasset studentenes faglige kunnskaper. NTNU skal stille til rådighet egen veileder. Oppdragsgiver plikter å gi en evaluering/sensur av prosjektet vederlagsfritt.

2. Kostnadene ved gjennomføringen av prosjektet dekkes på følgende måte:
Oppdragsgiver og NTNU dekker hver sin del av den veiledningstid som gis. Dekning av reiser og opphold langt fra studiested dekkes enten av studentene eller av oppdragsgiver ut fra den part som er aktiv for at reise og opphold er nødvendig. Studentene dekker utgifter for trykking og ferdigstillelse av den skriftlige besvarelsen vedrørende prosjektet med mindre ikke oppdragsgiver yter slik bistand.

3. Eiendomsrett
Besvarelsens spesifikasjoner og resultat kan anvendes i oppdragsgivers egen virksomhet inklusiv publisering. Gjør studenten(e) i sin besvarelse, eller under arbeidet med den, en patentbar oppfinnelse, gjelder i forholdet mellom oppdragsgiver og studentene bestemmelsene i Lov om retten til oppfinnelser av 17. april 1970, §§ 4-10.

Eiendomsretten til eventuell prototyp tilfaller den som har betalt komponenter og materiell mv. som er brukt til prototypen. Dersom det er nødvendig med større og/eller spesielle investeringer for å få gjennomført prosjektet, må det gjøres en egen avtale mellom partene om eventuell kostnadsfordeling og eiendomsrett.



Institutt for maskinteknikk og produksjon

Avtale

Den totale besvarelsen med tegninger, modeller, digitalt lagret materiale og apparatur som inngår som del av eller vedlegg til besvarelsen, kan vederlagsfritt benyttes til undervisnings- og forskningsformål (inkl. publisering) av NTNU. Besvarelsen, eller vedlegg til den, må ikke nyttes av NTNU til andre formål enn undervisning og forskning uten avtale med de øvrige parter i denne avtalen. Dette gjelder også firmaer hvor ansatte ved NTNU og/eller studenter har interesser.

4. Hvis arbeidet medfører publisering, skal studentene oppføres som medforfattere.

5. NTNU står ikke som garantist for at det oppdragsgiver har bestilt fungerer etter hensikten, ei heller at prosjektet blir fullført. Prosjektet må anses som en eksamensrelatert oppgave som blir bedømt av faglærer/veileder og sensor. Likevel er det en forpliktelse for utøverne av prosjektet å fullføre dette til avtalte spesifikasjoner, funksjonsnivå og tider.

6. Offentliggjøring.
Papirkopi av besvarelsen registreres og plasseres i NTNUs bibliotek. Oppdragsgiver og veileder godtar slik offentliggjøring når de signerer denne prosjektavtalen, og må evt. gi skriftlig melding til NTNU om de i løpet av prosjektet endrer syn på slik offentliggjøring. Oppdragsgiver kan ved prosjektstart kreve at prosjektet skal behandles som *lukket prosjekt* dvs ikke publiseres eller plasseres i NTNUs bibliotek. Dette anføres i avtalens pkt 11.

7. Når NTNU også opptrer som oppdragsgiver trer NTNU inn i kontrakten både som utdanningsinstitusjon og som oppdragsgiver.

8. Taushetserklæring
Ved denne avtalen erklærer studentene ved sin underskrift alminnelig taushetsplikt vedrørende tekniske innretninger, fremgangsmåter, drifts eller forretningsforhold hos oppdragsgiver som det er av betydning å behandle konfidensielt.

9. Eventuell uenighet vedrørende forståelse av denne avtale løses ved forhandlinger avtalepartene imellom. Dersom det ikke oppnås enighet, er partene enige om at tvisten løses av voldgift etter LOV 2004-05-14 nr 25: Lov om voldgift.

10. Denne avtalen utferdiges med et eksemplar til hver av partene. Signert dokument godtas på pdf-fil. På vegne av NTNU er det faglærer/veileder eller studieleder som godkjenner avtalen.

11. Annet

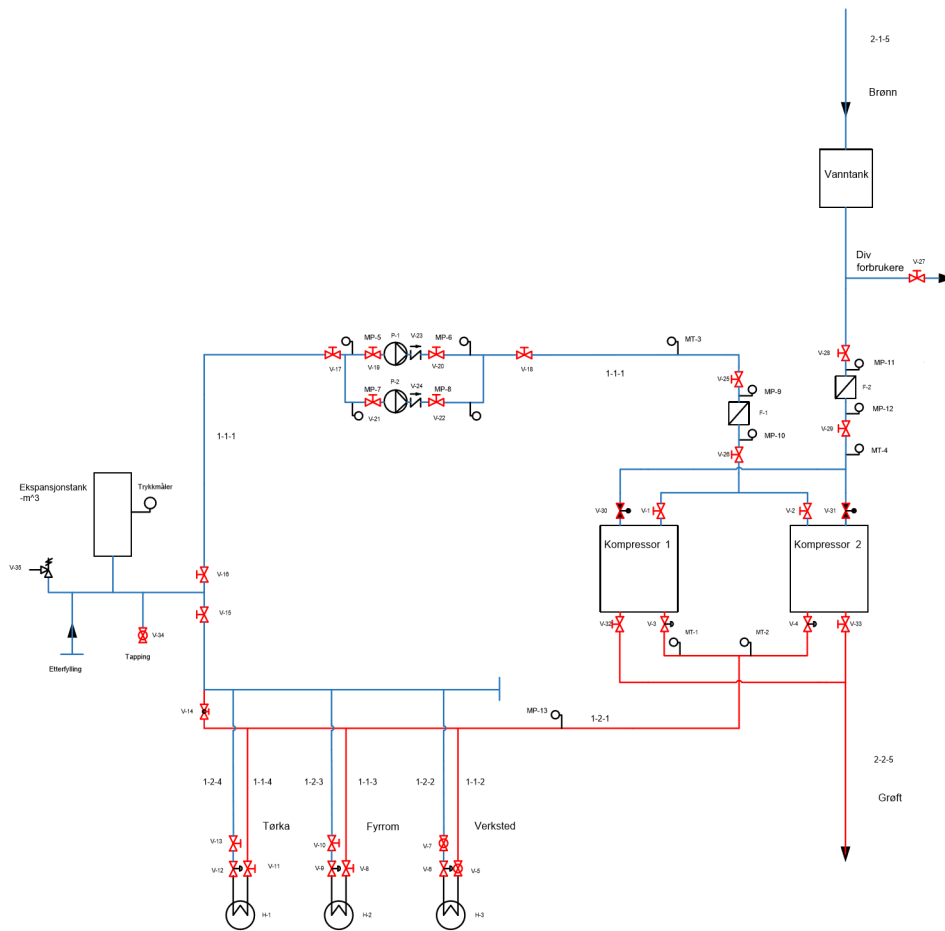
--









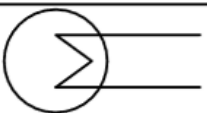

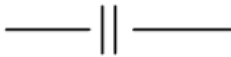
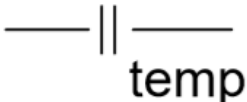
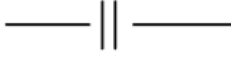
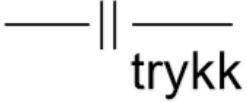
12. Signaturer

Dato/ Veileder NTNU Fakultet for ingeniørvitenskap	30/01/17	Viggo Pedersen
Dato/Oppdragsgiver/kontaktperson	17/01	RyBald
Dato/Student	17/01-18	Maja G. E. E. E. E.
Dato/Student	17/01-18	Anders Mittet
Dato/Student		
Dato/Student		
Dato/Student		

A. Forslag til nytt kjølesystem

A.1 P&ID og legend



Symbol	Komponent	Forkortelse
	Strupeventil	V-1 - V-33
	Kuleventil	V-5,V-7,V34
	Tilbakeslagsventil	V-23,V-24
	Automatisk reguleringsventil	V-3,V-4,V-6,V-9,V-12
	Automatisert stengeventil normalposisjon stengt	V-30,V-31
	Sikkerhetsventil	V-35
	Pumpe	P-1,P-2
	Filter	F-1,F-2
	Varmeveksler	H-1 - H-3
	Måleinstrument	
	 temp	MT-1 - MT-4
	 trykk	MP-5 - MP-13

A.2 Line list

Line liste

P-1	Pumpe 1	80mm
P-2	Pumpe 2	80mm
F-1	Filter 1	80mm
F-2	Filter 2	80mm
H-1	Varmebatteri 1 tørka vann-luft	80mm
H-2	Varmebatteri 2 fyrrom vann-vann	80mm
H-3	Varmebatteri 3 verksted vann-luft	80mm
MT-1	Temperaturmåler	80mm
MT-2	Temperaturmåler	80mm
MT-3	Temperaturmåler	80mm
MT-4	Temperaturmåler	80mm
MP-5	Trykkmåler	80mm
MP-6	Trykkmåler	80mm
MP-7	Trykkmåler	80mm
MP-8	Trykkmåler	80mm
MP-9	Trykkmåler	80mm
MP-10	Trykkmåler	80mm
MP-11	Trykkmåler	80mm
MP-12	Trykkmåler	80mm
MP-13	Trykkmåler	80mm
V-1	Stengeventil	80mm
V-2	Stengeventil	80mm
V-3	Automatisk to-veis reguleringsventil	80mm
V-4	Automatisk to-veis reguleringsventil	80mm
V-5	Kuleventil	32mm
V-6	Automatisk to-veis reguleringsventil	32mm
V-7	Kuleventil	32mm
V-8	Stengeventil	80mm
V-9	Automatisk to-veis reguleringsventil	80mm
V-10	Stengeventil	80mm
V-11	Stengeventil	80mm
V-12	Automatisk to-veis reguleringsventil	80mm
V-13	Stengeventil	80mm
V-14	Strupeventil	80mm
V-15	Stengeventil	80mm
V-16	Stengeventil	80mm
V-17	Stengeventil	80mm
V-18	Stengeventil	80mm
V-19	Stengeventil	80mm
V-20	Stengeventil	80mm
V-21	Stengeventil	80mm
V-22	Stengeventil	80mm
V-23	Tilbakeslagsventil	80mm
V-24	Tilbakeslagsventil	80mm
V-25	Stengeventil	80mm
V-26	Stengeventil	80mm
V-27	Stengeventil	80mm
V-28	Stengeventil	80mm

V-29	Stengeventil	80mm	
V-30	Automatisk to-veis stengeventil	80mm	Normalt stengt
V-31	Automatisk to-veis stengeventil	80mm	Normalt stengt
V-32	Stengeventil	80mm	
V-33	Stengeventil	80mm	
V-34	Kuleventil		
V-35	Sikkerhetsventil		
1-2-1	Rør fraløp kompressorer hovedkrets	80mm	
1-1-1	Rør tilløp kompressorer hovedkrets	80mm	
1-1-2	Rør tilløp varmebatteri H-1	32mm	
1-2-2	Rør fraløp varmebatteri H-1	32mm	
1-1-3	Rør tilløp varmebatteri H-2	80mm	
1-2-3	Rør fraløp varmebatteri H-2	80mm	
1-1-4	Rør tilløp varmebatteri H-1	80mm	
1-2-4	Rør fraløp varmebatteri H-1	80mm	
2-1-5	Rør fraløp kompressorer nødkjøøl	80mm	
2-2-5	Rør tilløp kompressorer nødkjøøl	80mm	

Forklaring rørkoding

1. nummer	Rørkrets
1	Hovedkrets glykolblanding
2	Nødkjøling vann
2. nummer	Tilløp/fraløp
1	Tilløp
2	Fraløp
3. nummer	Rom
1	Kompressorrom
2	Verksted
3	Fyrrom
4	Tørkerom
5	Utendørs

A.3 Risikoanalyse

Konsekvens (K): 5-Kritisk/svært alvorlig, 4-Alvorlig, 3-Moderat, 2-Lav/mindre, 1-Ubetydelig Sannsynlighet (S): 5-Svært stor, 4-Stor, 3-Moderat, 2-Liten, 1-Meget liten

Risiko (R): Konsekvens*Sannsynlighet

*R: Restrisiko etter tiltak er iverksatt

Hovedpost	Farer:	Årsak:	K:	S:	R:	Tiltak:	Ansvar:	K:	S:	*R:	Merknad:
Lekkasje glykol	Forurensing miljø	Dårlige pakninger, korrosjon, søl ved påfylling	3	3	9	Sette oppsamlingskar under typiske lekkajsepunkt.	Eier/konstruktør	2	3	6	Konsekvens for miljøet
	Manglende kjøling kompressor	Luftlommer i vesken (grunnet lekkasje)	5	3	15	Måleinstrumenter som gir tidlig varsling. Måle temperatur og volumstrøm	Eier/konstruktør	3	3	9	Konsekvens for produksjon
	Forurensing personell	Ikke korrekt håndtering ved påfylling, lekkasje eller ved vedlikehold av systemet	5	4	20	Opplæring, ha datablad tilgjengelig	Arbeidsgiver	5	2	10	Konsekvens for personell
Systemsvikt nødkjølesystem	Tomt i vannkilden	Lite nedbør, islagt, snøskred, restriksjoner grunnet reindrift	4	4	16	Vanntank for å ha reserver	Eier/konstruktør	4	2	8	
	Tett filter	Dårlig vedlikehold over tid	4	2	8	Gjevnlig vedlikehold	Eier	4	1	4	
Systemsvikt primærkjølesystem	Manglende sirkulasjon av kjøleveske	Pumpen svikter	5	3	15	Monter to pumper slik at en kan ha drift under vedlikehold	Eier/konstruktør	5	1	5	
	Manglende sirkulasjon av kjøleveske	Pumpen svikter grunnet strømbrydd	5	3	15	Nødkjølesystemet åpner ventiler. Vannet drives av tyngdekraften	Eier/konstruktør			0	Magnetventiler som åpner ved strømbrydd. Kompressorer vil også stoppe å gå, men dersom de er overopphetet bør de kjøles ned.
	Brekkasje rørsystem	Røff behandling	5	4	20	Montere rør slik at de er utgjengelig for personell og kraner	Eier/konstruktør	5	2	10	
	Brekkasje rørsystem og komponenter	Korrosjon og kavitasjon	4	4	16	Isolasjon for å unngå kondens. Glykol som kjøleveske. Vedlikehold	Eier/konstruktør	4	1	4	
	Brekkasje rørsystem og komponenter	Vibrasjoner	5	4	20	Korrekt supporterings og lave strømningshastigheter	Eier/konstruktør	5	2	10	
	Lekkasje vann-luft varmevekslere	Lav hastighet sirkulasjon kjøleveske, kald uteluft	4	3	12	Glykol som kjøleveske	Eier	4	1	4	
	Tett filter	Dårlig vedlikehold overtid	4	2	8	Gjevnlig vedlikehold	Eier	4	1	4	

Termisk utvidelse	Brekasje rør	Stålet utvider seg i lengderetning	5	4	20	Cold spring, korrekt supportering, fleksibelt design	Eier/konstruktør	5	1	5
	Brekasje komponenter grunnet trykk	Kjølevesken øker i volum med temperaturøkning	5	4	20	Montere en korrekt dimensjonert ekspansjonstank og sikkerhetsventil	Eier/konstruktør	5	1	5

B. Datablad ventiler fra Armatec AS

B.1 Tilbakeslagsventil

KAT-05..... VALVOLE DI RITEGNO / CHECK VALVES / CLAPETS DE RETENUE

ACMO | datasheets

VALVOLE DI RITEGNO A PROFILO 'VENTURI'
NOZZLE TYPE CHECK VALVES PROFILE 'VENTURI'
CLAPETS DE RETENUE PROFIL 'VENTURI'



VALVES and TECHNOLOGIES for WATER WORLD
www.acmospa.com

PN 10-16-25-40-64-100 DN 40+600

FIG. 510-510A-511-512-513-513_100



LE FOTO HANNO CARATTERE PURAMENTE INDICATIVO
PICTURES ARE PURELY FOR ILLUSTRATIVE PURPOSES
LES PHOTOS SONT UNIQUEMENT A TITRE ILLUSTRATIF

5

NORME / STANDARDS / NORMES

PRODUZIONE / MANUFACTURING / FABRICATION

EN 12334 VALVOLE DI RITEGNO IN GHISA / CHECK VALVES IN DUCTIL IRON / CLAPETS DE RETENUE EN FONTE
EN 1092-2 FORATURA FLANGE / DRILLING FLANGES / PERCAGE BRIDES

MATERIALI / MATERIALS / MATERIAUX

EN 1561 (EN 1563)	CORPO / BODY / CORPS	EN GJL-250 (OPT. EN GJ5-400-15)
EN 12164	OGIVA / OGIVE / OGIVE DN40-100	OTTONE / BRASS / LAITON
EN 1563	OGIVA / OGIVE / OGIVE DN 125-300	EN GJ5-400-15
EN 12164	OTTURATORE / OBTURATOR / OBTURATEUR DN40-150	OTTONE / BRASS / LAITON
EN 1563	OTTURATORE / OBTURATOR / OBTURATEUR DN200-300	EN GJ5-400-15
EN 10088-1	SEGGIO CORPO / BODY SEAT / SIEGE DU CORPS	ACCIAIO INOX / STAINLESS STEEL / ACIER INOX 18/8
EN 10088-1	SEGGIO MOLLA / SPRING SEAT / SIEGE RESSORT	ACCIAIO INOX / STAINLESS STEEL / ACIER INOX 18/8
EN 10088-1 or EN 12164	STELO / STEM / TIGE	ACCIAIO INOX / STAINLESS STEEL / ACIER INOX or BRONZO / BRONZE / BRONZE

PROTEZIONE ALLA CORROSIONE

CORROSION PROTECTION / PROTECTION CONTRE LA CORROSION

VERNICE INTERNO-ESTERNO / COATED INSIDE-OUTSIDE / REVETEMENT INTERNE-EXTERNE
(FBE) EPOXY 250 MICRONS

CERTIFICATI / CERTIFICATES / CERTIFICATS

DECRETO MINISTERIALE NR. 174 - MINISTERO DELLA SALUTE / HEALTH DEPARTMENT / MINISTERE DE LA SANTE
IDONEITA' CONTATTO ACQUA POTABILE / ACCORDING TO CONTACT DRINKABLE WATER / ADEQUATION CONTACT EAU POTABLE (W270)

APPLICAZIONI / APPLICATIONS / UTILISATIONS

ACQUA / WATER / EAU

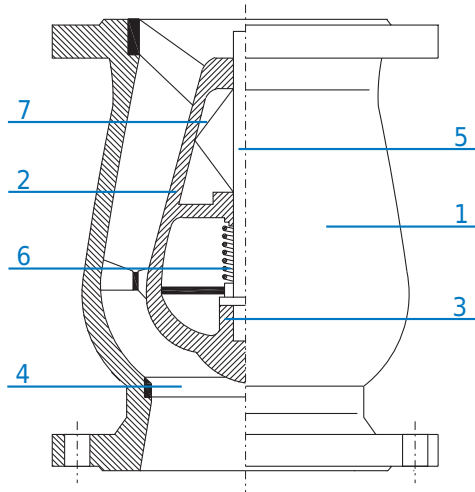
COLLAUDI / TESTING / TESTS

EN 12266-1 (ISO 5208) PROVE IN PRESSIONE / PRESSURE TESTS / TESTS HYDRAULIQUES EN PRESSION
GRADO "B" / GRADE "B" / GRADE "B"

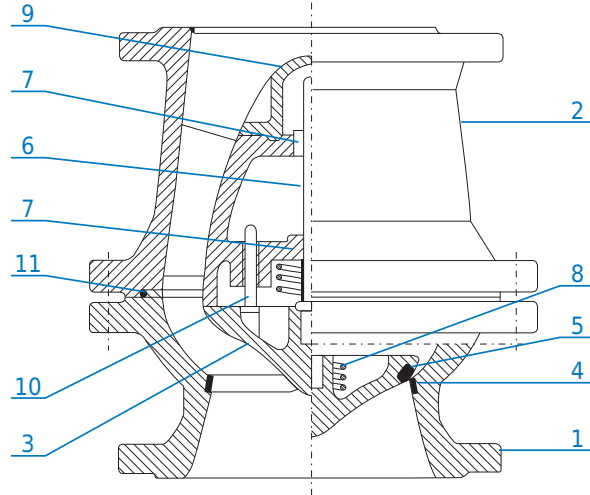
AC.MO S.p.A si riserva il diritto di apportare modifiche anche senza preavviso, al fine di un miglior standard qualitativo. E' proibito l'uso non autorizzato delle specifiche tecniche.
AC.MO S.p.A reserves the right to modify the specifications and data contained in this catalogue, even without prior notice, in order to improve its quality standards. Non authorized use is forbidden.
AC.MO S.p.A. se réserve le droit de modifier le projet sans préavis, pour en améliorer le standard de qualité. L'utilisation de la présente fiche technique, sans préalable autorisation écrite AC.MO, est interdite.

PN 10-16-25-40-64-100 DN 40÷600 FIG. 510-510A-511-512-513-513_100

MATERIALI / MATERIALS / MATERIAUX



PN 10 DN 40 ÷ 400
PN 16 DN 40 ÷ 400
PN 25 DN 40 ÷ 300
PN 40 DN 40 ÷ 200
PN 64 DN 40 ÷ 200
PN 100 DN 80 ÷ 125



PN 10 DN 450 ÷ 600
PN 16 DN 450 ÷ 600
PN 25 DN 350 ÷ 600
PN 40 DN 250 ÷ 600
PN 64 DN 250 ÷ 300

ITEM	DENOMINAZIONE DESCRIPTION DESCRIPTION	MATERIALI MATERIALS MATERIAUX	NORME STANDARDS NORMES
1	CORPO BODY CORPS	EN GJL-250 (OPT. EN GJS-400-15)	EN 1561 EN 1563
2	OGIVA DN 40/125 DN 150/300 OGIVE DN 40/125 DN 150/300 OGIVE DN 40/125 DN 150/300	OTTONE EN GJS-400-15 BRASS EN GJS-400-15 LAITON EN GJS-400-15	EN 12164 EN 1563 EN 12164 EN 1563 EN 12164 EN 1563
3	OTTURATORE DN 40/125 DN 150/300 OBTURATOR DN 40/125 DN 150/300 OBTURATEUR DN 40/125 DN 150/300	OTTONE EN GJS-400-15 BRASS EN GJS-400-15 LAITON EN GJS-400-15	EN 12164 EN 1563 EN 12164 EN 1563 EN 12164 EN 1563
4	SEGGIO CORPO BODY SEAT SIEGE CORPS	BRONZO / ACCIAIO INOX BRONZE / STAINLESS STEEL BRONZE / ACIER INOX	EN 10088-1
5	STELO STEM TIGE	ACCIAIO INOX 18/8 STAINLESS STEEL 18/8 ACIER INOX 18/8	EN 10088-1
6	MOLLA SPRING RESSORT	ACCIAIO INOX 18/8 STAINLESS STEEL 18/8 ACIER INOX 18/8	EN 10088-1
7	STELO SU OGIVA OTTONE DN 40/100 STEM ON BRASS OGIVE DN 40/100 TIGE SUR OGIVE LAITON DN 40/100	ACCIAIO INOX STAINLESS STEEL ACIER INOX	EN 10088-1
7	STELO SU OGIVA GHISA DN 125/150 STEM ON OGIVE CAST IRON DN 125/150 TIGE SUR OGIVE EN FONTE DN 125/150	ACCIAIO INOX STAINLESS STEEL ACIER INOX	EN 10088-1
7	STELO SU BOCCOLA BRONZO DN 200/400 STEM ON BUSH BRONZE DN 200/400 TIGE SUR DOUILLE BRONZE DN 200/400	ACCIAIO INOX STAINLESS STEEL ACIER INOX	EN 10088-1

ITEM	DENOMINAZIONE DESCRIPTION DESCRIPTION	MATERIALI MATERIALS MATERIAUX	NORME STANDARDS NORMES
1	BOCCA INGRESSO IN GHISA INLET IN CAST IRON ENTREE EN FONTE	EN GJL-250 PN 10-16 EN GJS-400-15 PN 25-40-64	EN 1561 EN 1563
2	BOCCA USCITA IN GHISA OUTLET IN CAST IRON SORTIE EN FONTE	EN GJL-250 PN 10-16 EN GJS-400-15 PN 25-40-64	EN 1561 EN 1563
3	OTTURATORE IN GHISA OBTURATOR IN CAST IRON OBTURATEUR EN FONTE	EN GJL-250 PN 10-16 EN GJS-400-15 PN 25-40-64	EN 1561 EN 1563
4	SEGGIO CORPO BODY SEAT CORPS SIEGE	ACCIAIO INOX AISI 304 STAINLESS STEEL AISI 304 ACIER INOX AISI 304	EN 10088-1
5	SEGGIO OTTURATORE OBTURATOR SEAT OBTURATEUR SIEGE	ACCIAIO INOX AISI 304 STAINLESS STEEL AISI 304 ACIER INOX AISI 304	EN 10088-1
6	ALBERO STEM ARBRE	ACCIAIO INOX AISI 304 STAINLESS STEEL AISI 304 ACIER INOX AISI 304	EN 10088-1
7	BOCCOLE BUSH BAGUE	OTTONE BRASS LAITON	EN 12164
8	MOLLA SPRING RESSORT	ACCIAIO INOX AISI 304 STAINLESS STEEL AISI 304 ACIER INOX AISI 304	EN 10088-1
9	OGIVA OGIVE OGIVE	ALLUMINIO ALUMINIUM ALUMINIUM	nd
10	SPINA ANTI ROTAZIONE PIN FICHE	ACCIAIO INOX AISI 304 STAINLESS STEEL AISI 304 ACIER INOX AISI 304	EN 10088-1
11	BOCCOLA BUSH DOUILLE BAGUE	OTTONE BRASS LAITON	EN 12164
12	GUARNIZIONE OR GASKET OR JOINT OR	GOMMA RUBBER CAOUTCHOUC	nd

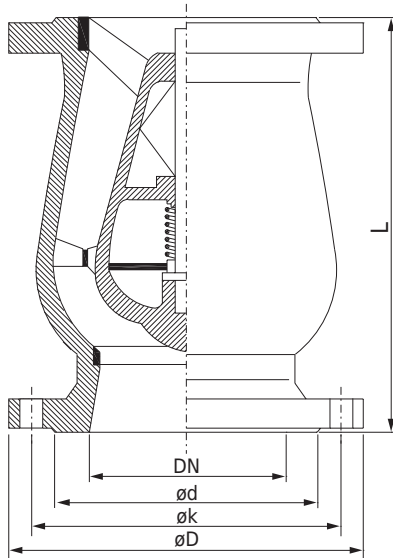
PRESSIONE DI ESERCIZIO / WORKING PRESSURE / PRESSION D'EXERCICE
TEMPERATURA DI UTILIZZO / OPERATING TEMPERATURE / TEMPERATURE D'EMPLOI

10-16-25-40-64-100 bar Fig. 510-510A-510GS-510AGS-511-512-513 DN 40 ÷ 600
T.Max.: 50°C CON RIVESTIMENTO EPOSSIDICO / EPOXY PROTECTION / PROTECTION EPOXY
120°C CON RIVESTIMENTO NON EPOSSIDICO / NOT EPOXY PROTECTION / PROTECTION NON EPOXY

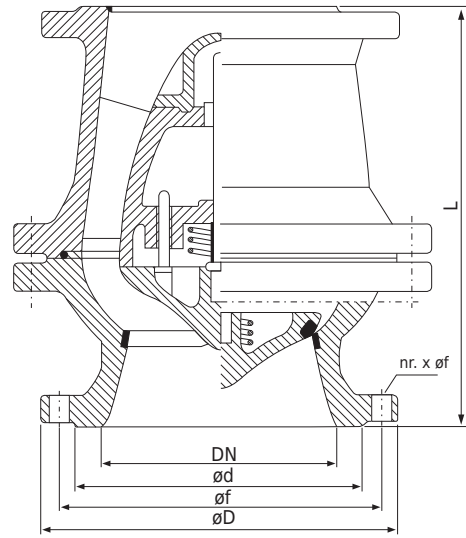
AC.MO S.p.A si riserva il diritto di apportare modifiche anche senza preavviso, al fine di un miglior standard qualitativo. E' proibito l'uso non autorizzato delle specifiche tecniche.
AC.MO S.p.A. reserves the right to modify the specifications and data contained in this catalogue, even without prior notice, in order to improve its quality standards. Non authorized use is forbidden.
AC.MO S.p.A. se réserve le droit de modifier le projet sans préavis, pour en améliorer le standard de qualité. L'utilisation de la présente fiche technique, sans préalable autorisation écrite AC.MO, est interdite.

PN 10 DN 40+600 FIG. 510-510GS

DIMENSIONI / DIMENSIONS / MESURES



PN 10 DN 40 + 400



PN 10 DN 450 + 600

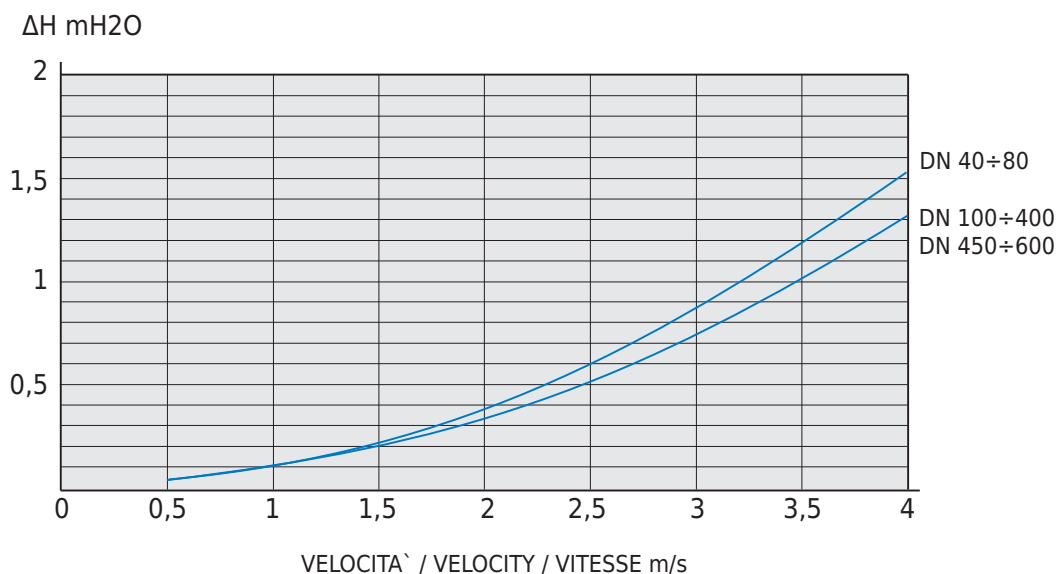
5

EN1092-2 PN10									EN1092-2 PN10								
DN	L	øD	øK	øf	nr	M	ød	Kg PN10	DN	L	øD	øK	øf	nr	M	ød	Kg PN 10
40	120	150	110	19	4	M16	84	7	450	750	615	565	28	20	M24	530	465
50	120	165	125	19	4	M16	99	7	500	850	670	620	28	20	M24	582	720
65	150	185	145	19	4	M16	118	11	600	1000	780	725	31	20	M27	682	830
80	180	200	160	19	8	M16	132	13									
100	240	220	180	19	8	M16	156	21									
125	300	250	210	19	8	M16	184	30									
150	350	285	240	23	8	M20	211	45									
200	400	340	295	23	8	M20	266	75									
250	450	395	350	23	12	M20	319	115									
300	500	445	400	23	12	M20	370	135									
350	600	505	460	23	16	M20	429	210									
400	700	565	515	28	16	M24	480	300									

AC.MO S.p.A si riserva il diritto di apportare modifiche anche senza preavviso, al fine di un miglior standard qualitativo. E' proibito l'uso non autorizzato delle specifiche tecniche.
AC.MO S.p.A. reserves the right to modify the specifications and data contained in this catalogue, even without prior notice, in order to improve its quality standards. Non authorized use is forbidden.
AC.MO S.p.A. se réserve le droit de modifier le projet sans préavis, pour en améliorer le standard de qualité. L'utilisation de la présente fiche technique, sans préalable autorisation écrite AC.MO, est interdite.

DIAGRAMMI / DIAGRAMS / DIAGRAMMES

DIAGRAMMA PERDITE DI CARICO / HEADLOSS DIAGRAMS / DIAGRAMMES DE PERTE DE CHARGE



B.2 Spjeldventil

Product data sheet
 PDS01.04.001

Wouter Witzel - EVBS



DESIGN	
Body	Flangeless wafer type with Centring Lugs
End Connection	EN 1092 PN 10/16
Face to Face	EN558-1/2 Series 20 API 609 Cat. A
Body Seat	Non replaceable Lining bonded to the body
Shaft Seal Design	O-ring bush
Driving Shaft	With indication for position of the disc
Special Design Options	-



TESTING PROCEDURES	
Shell strength test	EN 12266-1, P10 ISO 5208 API 598
Shell tightness test	EN 12266-1, P11 ISO 5208 API 598
Seat tightness test	EN 12266-1, P12, Rate A ISO 5208, Rate A API 598
Operability test	EN 12266-2, F20 ISO 5208 API 598

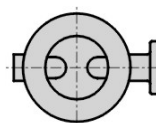
OPTIONS	
Anti-Static Design	In accordance with EN 736/3 and API 609

FUNCTIONAL CHARACTERISTICS	
Application	On/off, regulating, control valve
Design pressure PS	Maximum 16 bar
Design temp. TS	-20°C (-4°F) to +200° (392°F)
Flow velocity	Max. 5 m/s for liquids, max. 50 m/s for gases
Seat tightness rate	Bi-directional - ISO 5208 rate A

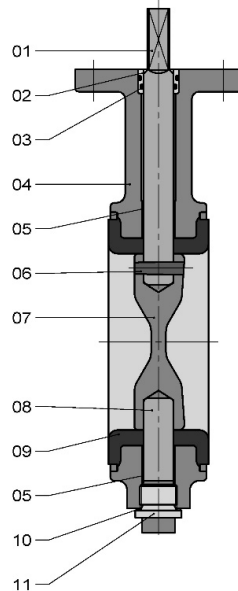
MARKING & CERTIFICATION	
Marking	EN 19, MSS SP 25
Certification	EN 10204 - 2.2, 3.1, 3.2

PRODUCT DATA	
General Description	BUTTERFLY VALVE - Centric rubber lined
Design Code	EN 593
Size Range	DN 50 - 300, NPS 2" - 12"
Maximum Pressure	16 bar

PREFERRED POSITION WHEN INSTALLED IN HORIZONTAL PIPELINE



PARTS LIST - EVBS 50-300 (2"-12")

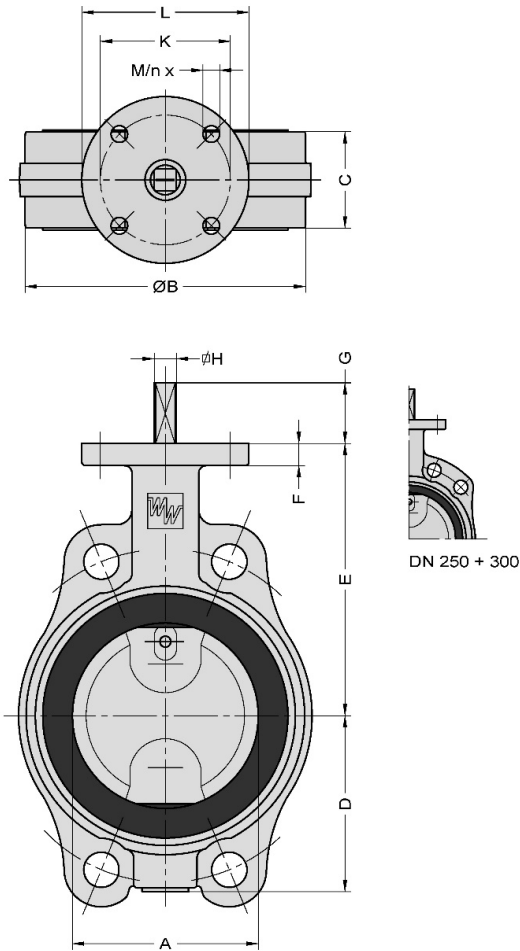


Item	Description	Material ⁽¹⁾	EN/DIN	Comparable ASTM
01	Shaft	Duplex SS Martensitic SS Aluminium Bronze Monel K500* Hastelloy-C*	1.4462, EN 10088 1.4057, EN 10088 CuAl10Ni5Fe4, EN/DIN 17665 NA 18, BS 3076 -	A 182, Grade F51 A 276, Grade 431 B 150, C63000 - B 547, N10276
02	Bush	Bronze		
03	O-ring	EPDM NBR FPM		
04	Body	Cast iron Ductile Iron Ductile Iron (low temp.)	JL 1040, EN 1561 JS 1030, EN 1563 JS 1049, EN 1563	A 126, Class B A 395, 60-40-18 -
05	Bearing	St. / PTFE Lining Bronze / PTFE Lining		
06	Conical pin	See ITEM 01	See ITEM 01	See ITEM 01
07	Disc	Duplex SS Martensitic SS Ductile Iron / Rilsan coated ⁽²⁾ Aluminium Bronze Hastelloy-C*	1.4462, EN 10088 1.4057, EN 10088 JS 1030, EN 1563 G-CuAl10Ni, DIN 1714 -	A 182, Grade F51 A 276, Grade 431 A 395, 60-40-18 B 148, C95800 A 494, CW-12MW
08	Shaft	See ITEM 01	See ITEM 01	See ITEM 01
09	Lining	EPDM NBR FPM		
10	Sealing ring	Cu		
11	Plug	St./Zn5C		

⁽¹⁾ Other materials on request

⁽²⁾ For DN 250 and DN 300

DIMENSIONS - EVBS 50-300 (2"-12")



DN	NPS	A	B	C	D	E	F	G	H	ISO 5211	K	L	M	n	MASS ±kg
50	2"	50	100	43	63	118	12	34	10	F07	70	90	9	4	2.8
65	2½"	65	115	46	71	126	12	34	10	F07	70	90	9	4	3.6
80	3"	80	130	46	78	133	12	34	10	F07	70	90	9	4	3.9
100	4"	100	150	52	98	147	12	34	12	F07	70	90	9	4	5.1
125	5"	125	182	56	109	160	12	34	12	F07	70	90	9	4	7
150	6"	150	210	56	133	180	14	34	16	F07	70	90	9	4	9.5
200	8"	200	262	60	158	204	14	34	16	F07	70	90	9	4	14
250	10"	250	315	68	194	245	15	45	24	F10	102	125	11	4	24
300	12"	300	371	78	219	270	15	45	24	F10	102	125	11	4	36

B.3 Formler for ventiler

Technical Data Sheet
 100.03.02.006(e)-A

GD100 VADIS
 02 Technical Data Sheet
 03 TDS 200 - Flow Data

Flow Calculations - BFV Valves -



FLOW CALCULATIONS OF BUTTERFLY VALVES – ON/OFF

FLOW CALCULATIONS OF BUTTERFLY VALVES – ON/OFF	1
1 GENERAL	1
2 VALVE FLOWCOEFFICIENTS	1
2.1 Definitions	1
2.2 Formulas	1
3 TABLE OF FLOW COEFFICIENTS AT FULL OPEN POSITION	2
4 FLOW SIZING FORMULAS	2
4.1 Incompressible fluid flow (liquids)	2
4.2 Compressible fluid flow (gases)	2
4.3 Flow velocity	3
4.4 Nomenclature	3
4.5 Data of specific gravity for liquids and gases	3
5 WATERHAMMER	3
6 EXAMPLES	4
6.1 Calculation of pressure drop across the valve	4
6.2 Sizing a butterfly valve for a gas system (on-off application)	4

1 GENERAL

This data sheet contains the flow data of butterfly valves for on-off applications.

The valve capacity is expressed as the flow coefficient K_v which has been established by flow testing or extrapolation based upon the flow testing figures.

For the centric rubber lined butterfly valves, with flat and spherical-shaped disks the K_v -values in full open position are established.

With the following formulas and tables it is possible to determine valve sizes, pressure drops and other relevant data depending on the specific conditions of each process system.

2 VALVE FLOWCOEFFICIENTS

2.1 DEFINITIONS

- K_v = Valve flow coefficient in m³/h water (5 - 30°C) at pressure drop of 1 bar across the valve.
- C_v = Valve flow coefficient in U.S. Gallons/min water (5 - 30°C) at pressure drop of 1 psi across the valve.
- A_v = Valve flow coefficient in m³/sec water (5 - 30°C) at pressure drop of 1 kPa across the valve.
- ζ = Valve restriction factor, related to the nominal pipe size DN.
- DN = Nominal valve size (mm).

2.2 FORMULAS

$$\zeta = 1,57 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{DN^4}{K_v^2} \quad (1) \quad C_v = 116 \cdot K_v \quad (2) \quad A_v = 2,78 \cdot 10^{-5} \cdot K_v \quad (3)$$

Reference: EN 1267-Valves-Test of flow resistance using water as test fluid (Terms and definitions, calculations)

[TOP](#)

F:\GD100 - VADIS\GD100 - Technical Data Sheets\GD100 - TDS 200 - Flow Data\100.03.02.006(e)-A - Flow Calculations - BFV Valves - On-Off.doc

3 TABLE OF FLOW COEFFICIENTS AT FULL OPEN POSITION

Valve size DN	Centric rubber lined butterfly valves range EVS types			
	Flat-shaped disk ⁽¹⁾		Spherical-shaped disk ⁽²⁾	
	K _v	ζ	K _v	ζ
50	95	1.09	-	-
65	231	0.53	-	-
80	491	0.27	-	-
100	690	0.33	-	-
125	1450	0.18	-	-
150	1945	0.21	-	-
200	4095	0.15	-	-
250	6085	0.17	4265	0.34
300	9570	0.14	6360	0.31
350	13500	0.13	8975	0.29
400	16350	0.15	10130	0.39
450	21550	0.14	12730	0.40
500	27700	0.13	17000	0.34
600	37200	0.15	24810	0.33
700	-	-	34470	0.32
800	-	-	45540	0.31
900	-	-	58290	0.30
1000	-	-	73510	0.29
1100	-	-	92940	0.27
1200	-	-	108400	0.28
1400	-	-	151400	0.26
1500	-	-	176100	0.26
1600	-	-	203200	0.25
1800	-	-	260300	0.24
2000	-	-	321700	0.24

Note: ⁽¹⁾ Flat-shaped disk: M21 Aluminium-bronze
M50 Duplex stainless steel (1.4462)
M52 Stainless steel AISI 431 (1.4057)
⁽²⁾ Spherical-shaped disk: M03 Ductile iron
M20 Aluminium-bronze
M97 Duplex stainless steel (1.4517)

4 FLOW SIZING FORMULAS

4.1 INCOMPRESSIBLE FLUID FLOW (LIQUIDS)

$$\Delta p = \frac{\rho}{\rho_0} * \frac{Q^2}{K_v^2} \quad (4) \quad K_v = Q * \sqrt{\frac{\rho/\rho_0}{\Delta p}} \quad (5) \quad Q = K_v * \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho/\rho_0}} \quad (6)$$

4.2 COMPRESSIBLE FLUID FLOW (GASES)

Non critical flow $\Delta p < 0.5 * p_1$:

$$\Delta p = 9,819 * 10^{-4} * \rho * \frac{Q^2}{K_v^2} \quad (7) \quad K_v = 0,0313 * Q * \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (8) \quad Q = 31,91 * K_v * \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (9)$$

Calculation from standard into actual conditions:

$$Q = Q_n * \frac{p_n}{p_1} * \frac{T_1}{T_n} \quad (10) \quad \rho = \rho_n * \frac{p_1}{p_n} * \frac{T_n}{T_1} \quad (11)$$

[TOP](#)

Flow Calculations - BFV Valves -

4.3 FLOW VELOCITY

$$v = \frac{354 * Q}{DN^2} \quad (12)$$

The maximum recommended flow velocity, avoiding cavitations, vibration, noise etc is:

- for liquids : 5 m/sec
- for gases : 50 m/sec

4.4 NOMENCLATURE

- K_v = Valve flow coefficient in m³/h water (5 - 30°C) at pressure drop of 1 bar across the valve.
- Q = Flow capacity (m³/h).
- Δp = Pressure drop across the valve (bar).
- ρ = Density of fluid (kg/m³).
- ρ_0 = Density of water at 288 K = 1000 (kg/m³).
- p_1 = Absolute upstream pressure (bar).
- T_1 = Absolute upstream temperature (K).
- Q_n = Flow capacity at standard conditions (m³/h).
- p_n = Absolute pressure at standard conditions = 1.01325 (bar).
- ρ_n = Density of gases at standard conditions (kg/m³).
- T_n = Absolute fluid temperature at standard conditions = 273 (K).
- v = Flow velocity based upon nominal pipe size (m/s).
- DN = Nominal valve size (mm).

4.5 DATA OF SPECIFIC GRAVITY FOR LIQUIDS AND GASES

Liquids	ρ/ρ_0
ammonia (liquid)	0.63
benzene	0.88
ethane	0.40
ether	0.73
ethanol	0.78
gasoline/petrol	0.72
glycerol	1.26
kerosene	0.80
methanol	0.79
methyl chloride	1.00
phenol	1.07
seawater	1.02
sulphuric acid	1.80
water	1.00

Gases	ρ_n
air	1.293
ammonia	0.776
carbon monoxide	1.254
carbon dioxide	1.965
chloride	3.219
hydrogen	0.091
nitrogen	1.254
oxygen	1.435
sulphur dioxide	2.922

5 WATERHAMMER

If the velocity of water or an other fluid, flowing through a pipe system, is suddenly diminished, the energy given up by the liquid will be transferred in pressure waves, sounding like hammer blows. This symptom is called water hammer, and may rupture pipes, valves or other equipment. It may be caused by too rapid closing of a valve. The minimum recommended closing time for a butterfly valve can be determined by the following formula:

$$t = \frac{5157 * Q}{DN^2 * \Delta p} \quad (13)$$

- T = Minimum closing time (sec).
- Q = Flow capacity (m³/h).
- Δp = Maximum pressure difference across the closed valve (bar).
- DN = Nominal valve size (mm).

[TOP](#)

6 EXAMPLES

6.1 CALCULATION OF PRESSURE DROP ACROSS THE VALVE

Input: Water at room temperature (20°C)
Q = 60 m³/h
Valve size DN 100

Question: Pressure drop across the valve?

Output: Calculation of pressure drop:

- Fluid is incompressible, see para 4.1
- Density of water at room temperature $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- Table para 3: $K_v = 690 \text{ m}^3/\text{h}$
- Formula (4): $\Delta p = 0.008 \text{ bar}$

Velocity check:

- Formula (12): $v = 2.1 \text{ m/s} < 5 \text{ m/s} \Rightarrow \text{OK}$

So pressure drop is 0.008 bars

6.2 SIZING A BUTTERFLY VALVE FOR A GAS SYSTEM (ON-OFF APPLICATION)

Input: Fluid: CO₂-gas at temperature T= 31°C
Q = 110000 m³/h
p₁ = 2.3 bar
 $\Delta p = 0.05 \text{ bar}$

Question: Nominal valve size?

Output: Determination of nominal valve size:

- Fluid is compressible, see para 4.2
- Data para 4.5: $\rho_n = 1.965 \text{ (carbon dioxide)}$
- Formula (11): $\rho = 4.03 \text{ kg/m}^3$
- $\Delta p < 0.5 \cdot p_1 \Rightarrow$ so non critical flow
- Formula (8): $K_v = 30910 \text{ m}^3/\text{h}$
- Table para 3: so for spherical-shaped disk the valve size = DN 700

Velocity check:

- Formula (12): $v = 79.4 \text{ m/s} > 50 \text{ m/s} \Rightarrow \text{NOT OK}$

Too high velocity, take DN 900

- Formula (12): $v = 49.0 \text{ m/s} < 50 \text{ m/s} \Rightarrow \text{OK}$


Nominal valve size: DN 900

[TOP](#)

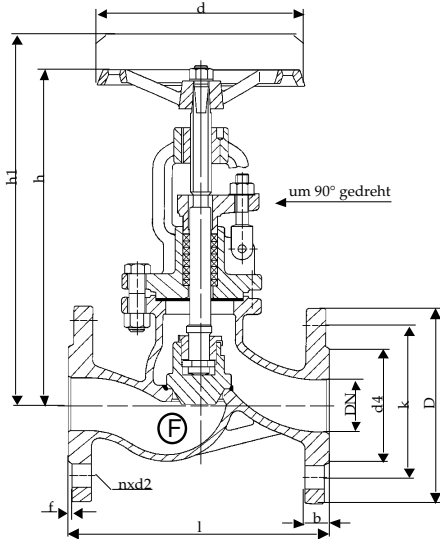
B.4 Globe ventil

Fig.216
 Absperrventil
 mit Drosselkegel
 aus 1.4408
 DN 15 - 50 PN 40

DIN 3356
 Globe valve
 with throttling plug
 in stainless steel
 DN 15 - 50 PN 40



02/2007



Baulänge nach DIN EN 558-1, Grundreihe 1
 Length acc. to DIN EN 558-1, face to face series 1

Nennweite Size DN	Nenndruck nom. pressure	Anschlußflansch flange	zulässige Betriebstemperatur max. working temperature	zulässige Betriebsdrücke (bar) bei °C max. working pressure (bar) to °C					
				neutr. Flüssigkeiten bis neutr. liquids up to			neutr. Gase bis neutr. gases up to		
15 - 50	PN 40	DIN EN 1092-1 Form B1 PN 40	- 60 °C bis/up to 300 °C <small>* nur für Medien, die ihren Umfang bei Minustemperaturen nicht vergrößern</small>	100°C	200°C	300°C	100°C	200°C	300°C
				32	25	21	32	25	21

DN	D	k	d4	d	l	h	h1	n	d2	b	f	Sp □	Sp Ø	Nm	U / Hub	kg
15	95	65	45	140	130	195	205	4	14	16	2	9	14x3	15	3,5	4,5
20	105	75	58	140	150	190	200	4	14	18	2	11	14x3	15	4	5,0
25	115	85	68	140	160	205	215	4	14	18	2	11	14x3	20	5	6,5
32	140	100	78	140	180	205	215	4	18	18	2	11	14x3	20	4	7,5
40	150	110	88	160	200	235	245	4	18	18	3	13	16x4	30	4	10,5
50	165	125	102	160	230	240	260	4	18	20	3	14	20x4	25	5	13,0

Fromme Armaturen GmbH & Co.KG - Hauptstraße 12 - D - 38275 Haverlah - Telefon (05341) 338411 - Telefax (05341) 338413
 E-mail: info@fromme-armaturen.de - Internet: www.fromme-armaturen.de

Technische Beschreibung

Fig.216

Geradsitz-Absperrventil aus Edelstahl mit Bügelaufsatz in Durchgangsform, mit außenliegendem steigenden Spindelgewinde mit Stopfbuchse. Gehäuse und Bügeldeckel mit Sechskantschrauben verbunden. Spindel und Kegel sind mittels Verschraubung verbunden. Das Ventil mit Drosselkegel ersetzt kein Absperrventil, bei dem vollkommene Dichtheit gefordert wird.

Verwendungsbereich

Für aggressive Flüssigkeiten, Gas und Dampf.

Die DIN EN 1092 bestimmt den zulässigen Betriebsdruck, in Bezug auf die Temperatur.

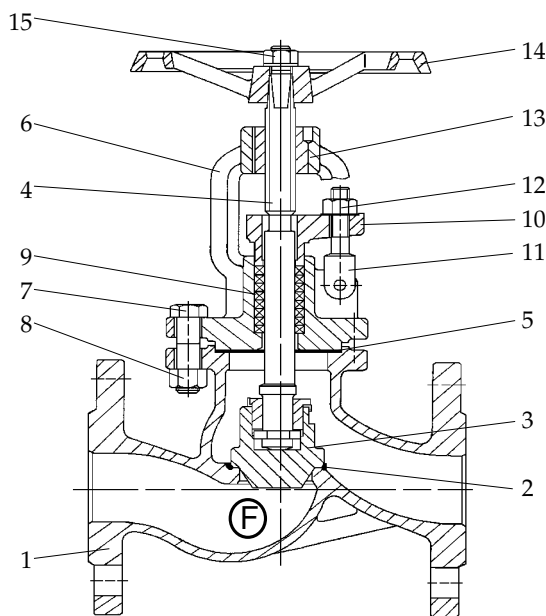
Prüfung

Die Prüfungen werden gemäß DIN EN 12266 durchgeführt.

Festigkeit des Gehäuses : Nenndruck (PN) x 1,5

Dichtheit des Sitzes : Nenndruck (PN) x 1,1

Änderungen vorbehalten!



Pos.	Benennung	Designation	Material	WNr./DIN
1	Gehäuse	body	GX5CrNiMo 19112	1.4408
2	Dichtfläche	seat	Stellite	/
3	Kegel	plug	X6CrNiMoTi17122	1.4571
4	Spindel	stem	X6CrNiMoTi17122	1.4571
5	Dichtung	gasket	Graphit	/
6	Bügel	yoke	GX5CrNiMo 19112	1.4408
7	Skt-Schraube	hexagon screw	A4	933
8	Skt-Mutter	hexagon nut	A4	934
9	Packung	packing	Graphit	/
10	Stopfbuchsbrille	gland flange	GX5CrNiMo 19112	1.4408
11	Klappschraube	hinged screw	A4	186
12	Skt-Mutter	hexagon nut	A4	934
13	Gewindebuchse	threaded bush	GJS-400-15	0.7040
14	Handrad	handwheel	GJL-200	0.6020
15	Skt-Mutter	hexagon nut	A4	934
16				
17				
18				
19				
20				
21		- Andere Materialien auf Anfrage.		
22		- Other materials on request.		
23				

Technical Description

Globe valve in stainless steel with yoke in straightway form with outside rising stem with gland. Body and yoke connected with hexagon screw. Stem and disk connected via balls. The globe valve with throttling plug does not replace a stop valve which requires absolute tightness.

Area of application

For aggressive liquids, gas and steam.

DIN EN 1092 determines the admissible operating pressure, in relation to the temperature.

Testing

The tests are carried out acc. to DIN EN 12266.

Solidity of body : nominal pressure (PN) x 1,5

Tightness of seat : nominal pressure (PN) x 1,1

Subject to change!

C. Til beregninger

C.1 Eksempel varmebatteri

Referanse : 2 - 2
Produktkode : HW-ES-2,0-2170-1467-6R-66-S-Cu/Al

Kapasitet 365,05 kW

Luft Data

Barometrisk trykk	101,325 kPa
Tetthet	1,225 kg/m ³
Luftmengde	9,556 m ³ /s
Luft hastighet	3,0 m/s
Lufttemperatur inn	19,0 °C
Lufttemperatur ut	50,0 °C

Trykkfall luft 139 Pa

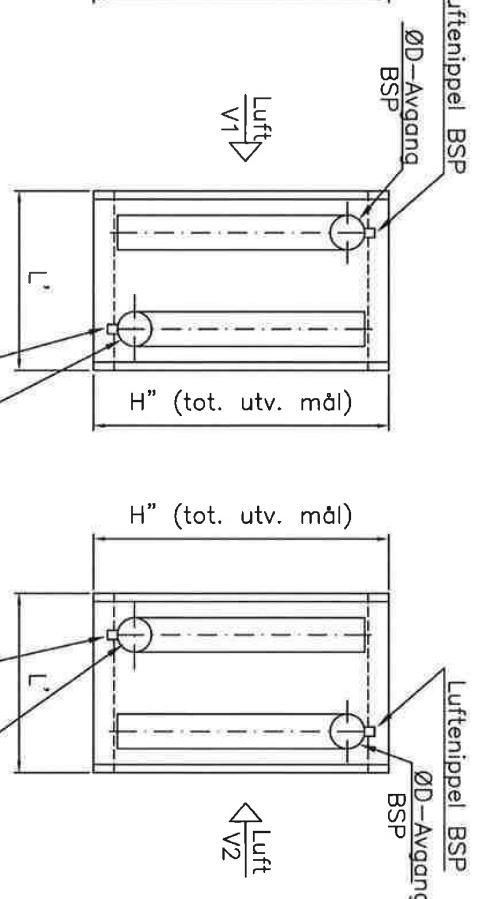
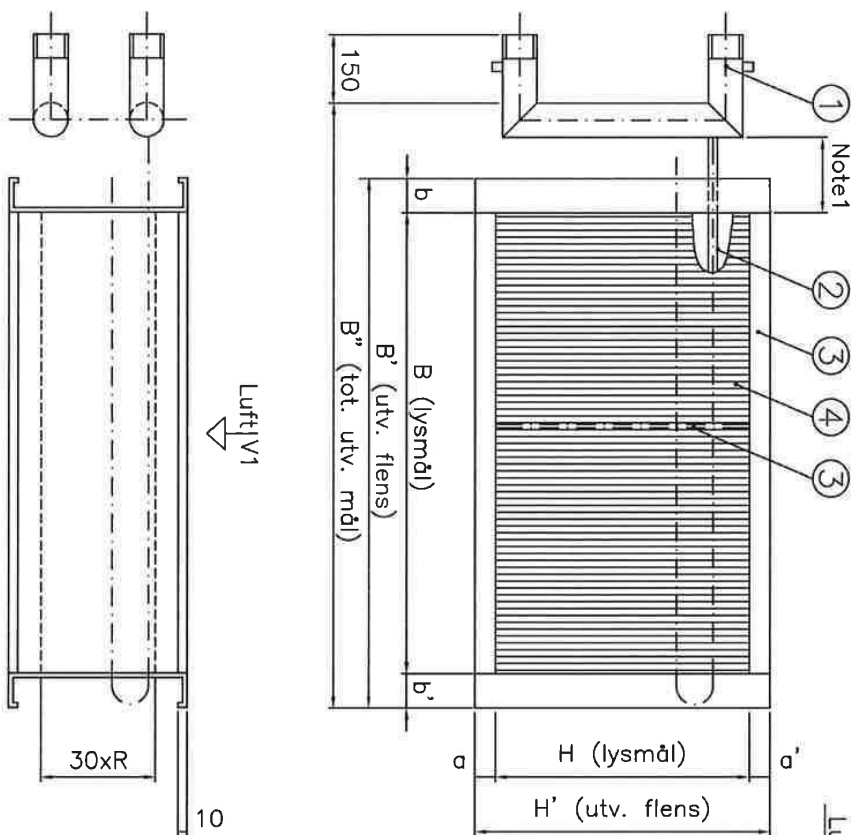
Væskedata

Medium : Ethylene Glycol - 30%

Væske inn	65,0 °C
Væske ut	50,0 °C
Væskemengde	6,31 l/s
Væskehastighet	0,87 m/s
Spesifikk vekt	1 027,723 kg/m ³
Spesifikk varme	3 751,75 J/kg/K
Varmeledningsevne	0,486 W/m/K
Viskositet	0,948 mPa.s
Trykkfall væske	13,35 kPa

Fysiske data

Preliminær Nettovekt	247 kg	Overflate	498,53 m ²
Rør	Cu, 0.40	Internt volum	83,56 dm ³
Samlestokk(L)	Cu	Finner	Al, 0.13
Prelim. Utv.[B" x H" x L']	2 419 x 1 527 x 250	Ramme	Galv. - 1,5mm
Innløp dim.	1 x 3" BSP	Utløp dim.	1 x 3" BSP
Design Pressure	10 bar		



Øbs! Både tilkoblings-side V1 og V2 vist over, må avklares.

Item	Description
4	Fins
3	Case Work
2	Tubes
1	Headers

Kappliste K1000

Prod.Nr.

Note1: = 80(D<4"), 100(D=4") AISI/AL 110mm

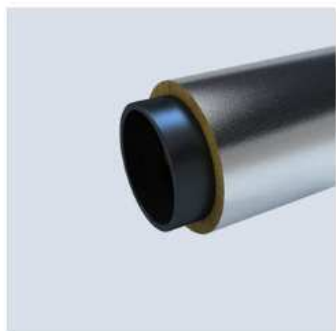
B	B'	B''	b	b'	H	H'	H''	d	d'	L'	ØD
2170	2290	2419	60	60	1467	1527	1527	30	30	250	3"

C.2 ISODIM kalkulator fra Glava

Varmetap

ISO DIM

Projekttinformasjon (navn, referanse, person):



Beregningstype

- Rør
- Sirkulær kanal
- Rektangulær kanal
- Innv. isolert kanal
- Utv. isolert flate
- Innv. isolert flate

Orientering

- Horisontal
- Vertikal

Kledning (overflate isolasjon)

Mineralull

Egendefinert emissivitet: 0.94

Beregningsekriterium

- Varmetap for en gitt isolasjonstykkelse
- Nødv. isolasjonstykkelse ved gitt overflate-temp.
Maks. overflate-temperatur [°C]: 30
- Nødvendig isolasjonstykkelse ved gitt varmetap
Maks. tillatt varmetap [W/m]: 10
- Nødv. isolasjonstykkelse NS-EN 12626/DS 452
Spillfaktor energi (0-1): 1
- Gitt isolasjonsklasse (NS-EN 12626/DS 452)
Isolasjonsklasse (1-6): 4

Dimensjoner

Diameter rør/kanal [mm]: 32 Høyde kanal/overflate [mm]: 200 Brekke kanal [mm]: 200
 Lengde rør/kanal [m]: 60 Flateareal [m²]: 10 Emissivitet isolert: 0.5

Isolasjon lag 1

Glava Lamellmatte

Isolasjonstykkelse [mm]: 25
 Egendefinert tykkelse [mm]: 7.5

Isolasjon lag 2

GLAVAFLEX Platte

Isolasjonstykkelse [mm]: 6
 Egendefinert tykkelse [mm]: 6

Isolasjon lag 3

GLAVAFLEX Platte

Isolasjonstykkelse [mm]: 6
 Egendefinert tykkelse [mm]: 6

Omgivelse

- Intendert: Omgivelsestemp. [°C]: 20 Medietemperatur [°C]: 70
- Utlendert: Vindhastighet [m/s]: 2 Luftmengde [m³/s]: 5
- Gitt utv. varmeovergangstall [W/m²K]: 5

Beregn energibruk

Driftstid [h/år]: 6780
 Energiforbruk pr kWh: 0.8
 CO2-utslipp [g/kWh]: 750
 Valuta: NOK

Isolerte oppheng

Tilleggsvarmetap for oppheng beregnet etter tabell A.1 i ISO 12241

Ventiler, flenser og rørdeler

Velg tilleggsutstyr: Flenssepar
 Egendefinert: <egendefinert type>
 Ekv. rørlengde [m]: 1
 Antall enheter: 1

Resultater

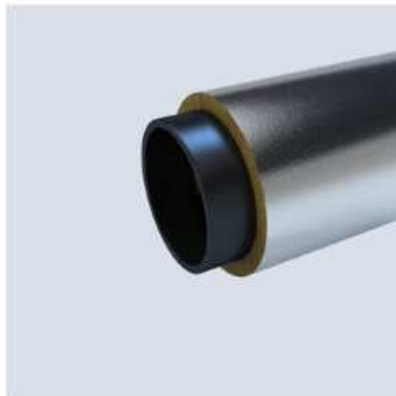
Resultater	Verdi
Overflate-temperatur	25.8 °C
Varmetap	13.6 W/m
Varmetap pr. m² utv. overflate	52.7 W/m²
Utvendig varmeovergangstall	9.15 W/m²K
Totalt varmetap	815 W
Varmetap isolert	68.0 W/m
Nødvendig mengde isolering	15.46 m³
Totalt varmetap isolert	3478 W
U _L -verdi	0.27 W/mK



Varmetap

IsoDim®
Teknisk isolasjon

Prosjektinformasjon (navn, referanse, person):



Beregningstype

- Rør
- Sirkulær kanal
- Rektangulær kanal
- Innv. isolert kanal
- Utv. isolert flate
- Innv. isolert flate

Orientering

- Horisontal
- Vertikal

Kledning (overflate isolasjon)

- Egendefinert emissivitet:

Beregningekriterium

- Varmetap for en gitt isolasjonstykkelse
- Nødv. isolasjonstykkelse ved gitt overflate-temp.
 - Maks. overflate-temperatur [°C]:
- Nødvendig isolasjonstykkelse ved gitt varmetap
 - Maks. tillatt varmetap [W/m]:
- Nødv. isolasjonstykkelse NS-EN 12626/DS 452
 - Spillfaktor energi (0-1):
- Gitt isolasjonsklasse (NS-EN 12626/DS 452)
 - Isolasjonsklasse (1-6):

Dimensjoner

Diameter rør/kanal [mm]: Høyde kanal/overflate [mm]: Brekke kanal [mm]:
 Lengde rør/kanal [m]: Flateareal [m²]: Emissivitet uisolert:

Isolasjon lag 1

- Isolasjonstykkelse [mm]:
- Egendefinert tykkelse [mm]:

Omgivelse

- Innendørs Omgivelses-temp. [°C]: Medielemperatur [°C]:
- Utendørs Vindhastighet [m/s]: Luftmengde [m³/s]:
- Gitt utv. varmeovergangstall [W/m²K]:

Isolasjon lag 2

- Isolasjonstykkelse [mm]:
- Egendefinert tykkelse [mm]:

Beregne energibruk

Driftstid [h/år]:
 Energiforsyning pr kWh:
 CO2-utslipp [g/kWh]:
 Valut:

Ventiler, flenser og rørdeler

Isolasjon lag 3

- Isolasjonstykkelse [mm]:
- Egendefinert tykkelse [mm]:

Uisolerte oppheng

Tilleggsvarmetap for oppheng beregnet etter tabell A.1 i ISO 12241

Velg tilleggsutstyr:
 Egendefinert:
 Ekv. rør lengde [m]:
 Antall enheter:

Resultater

Verdi

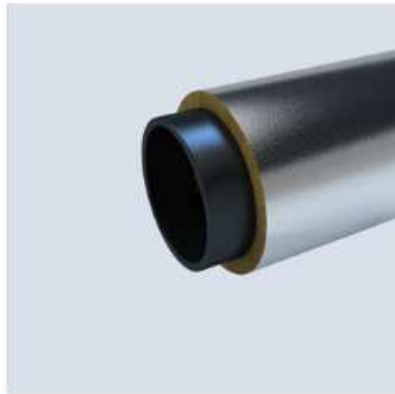
Overflate-temperatur	24.1 °C
Varmetap	9.1 W/m
Varmetap pr. m² utv. overflate	35.5 W/m²
Utvendig varmeovergangstall	8.80 W/m²K
Totalt varmetap	548 W
Varmetap uisolert	37.3 W/m
Nødvendig mengde isolering	15.46 m³
Totalt varmetap uisolert	2238 W
U _v -verdi	0.26 W/mK



Varmetap



Prosjektinformasjon (navn, referanse, person):



Beregningstype

- Rør
- Sirkulær kanal
- Rektangulær kanal
- Innv. isolert kanal
- Utlv. isolert flate
- Innv. isolert flate

Orientering

- Horisontal
- Vertikal

Kledning (overflate isolasjon)

Mineralull

Egendefinert emissivitet: 0.94

Beregningskriterium

- Varmetap for en gitt isolasjonstykkelse
- Nødv. isolasjonstykkelse ved gitt overflate-temp.
- Maks. overflate-temperatur [°C]: 30
- Nødvendig isolasjonstykkelse ved gitt varmetap
- Maks. tillatt varmetap [W/m]: 10
- Nødv. isolasjonstykkelse NS-EN 12628/DS 452
- Spillfaktor energi (0-1): 1
- Gitt isolasjonsklasse (NS-EN 12628/DS 452)
- Isolasjonsklasse (1-6): 4

Dimensjoner

Diameter rør/kanal [mm]:

80

Høyde kanal/overflate [mm]:

200

Bredde kanal [mm]:

200

Lengde rør/kanal [m]:

200

Flatesreal [m²]:

10

Emissivitet isolert:

0.5

Isolasjon lag 1

Glava Lamellmatts

Isolasjonstykkelse [mm]: 50

Egendefinert tykkelse [mm]: 7.5

Isolasjon lag 2

GLAVAFLEX Platte

Isolasjonstykkelse [mm]: 6

Egendefinert tykkelse [mm]: 6

Isolasjon lag 3

GLAVAFLEX Platte

Isolasjonstykkelse [mm]: 6

Egendefinert tykkelse [mm]: 6

Omgivelse

- Innendørs: Omgivelsestemp. [°C]: 20 Medietemperatur [°C]: 70
- Utendørs: Vindhastighet [m/s]: 2 Luftmengde [m³/s]: 3
- Gitt utv. varmeovergangstall [W/m²K]: 5

Beregne energibruk

Driftstid [h/år]: 8780

Energipris pr kWh: 0.8

CO2 utslipp [g/kWh]: 750

Valuta: NOK

Utsolerte oppheng

Tilleggsvarmetap for oppheng beregnet etter tabell A.1 i ISO 12241

Ventiler, flenser og rørdeler

Logg til utstyr

Slett utstyr

Velg tilleggsutstyr: Flensepar

Egendefinert: <egendefinert type>

Ekv. rørlengde [m]: 1

Antall enheter: 1

Resultater

Verdi

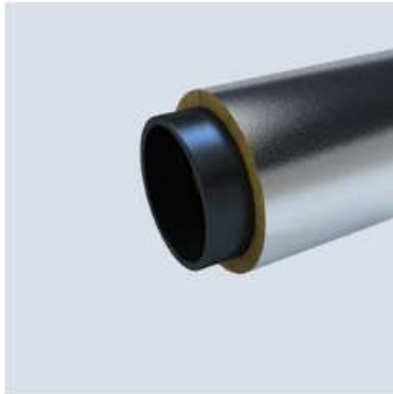
Overflate-temperatur:	23.6 °C
Varmetap:	16.5 W/m
Varmetap pr. m² utv. overflate:	29.1 W/m²
Utvendig varmeovergangstall:	8.11 W/m²K
Totalt varmetap:	3292 W
Varmetap isolert:	124.7 W/m
Nødvendig mengde isolering:	113.10 m³
Totalt varmetap isolert:	24943 W
U _L -verdi:	0.33 W/mK



Varmetap

IsoDim®
Teknisk isolasjon

Prosjektinformasjon (navn, referanse, person):



Beregningstype

- Rør
- Sirkulær kanal
- Rektangulær kanal
- Innv. isolert kanal
- Utv. isolert flate
- Innv. isolert flate

Orientering

- Horisontal
- Vertikal

Kledning (overflate isolasjon)

Mineralull

Egendefinert emissivitet: 0.94

Beregningskriterium

- Varmetap for en gitt isolasjonstykkelse
- Nødv. isolasjonstykkelse ved gitt overflate-temp.
- Maks. overflate-temperatur [°C]: 30
- Nødvendig isolasjonstykkelse ved gitt varmetap
- Maks. tillatt varmetap [W/m]: 10
- Nødv. isolasjonstykkelse NS-EN 12828/DS 452
- Spillfaktor energi (0-1): 1
- Gitt isolasjonsklasse (NS-EN 12828/DS 452)
- Isolasjonsklasse (1-6): 4

Dimensjoner

Diameter rør/kanal [mm]:

80

Høyde kanal/overflate [mm]:

200

Bredde kanal [mm]:

200

Lengde rør/kanal [m]:

200

Flateareal [m²]:

10

Emissivitet uisolert:

0.5

Isolasjon lag 1

Glava Lamellmatte

Isolasjonstykkelse [mm]:

50

Egendefinert tykkelse [mm]:

7.5

Isolasjon lag 2

GLAVAFLEX Plate

Isolasjonstykkelse [mm]:

8

Egendefinert tykkelse [mm]:

8

Isolasjon lag 3

GLAVAFLEX Plate

Isolasjonstykkelse [mm]:

8

Egendefinert tykkelse [mm]:

8

Omgivelse

- Innendørs: Omgivelsestemp. [°C]: 20 Medietemperatur [°C]: 55
- Utendørs: Vindhastighet [m/s]: 2 Luftmengde [m/s]: 3
- Gitt utv. varmeovergangstall [W/m²K]: 5

Beregne energibruk

Driftstid [h/år]: 6760

Energipris pr kWh: 0.6

CO2-utslipp [g/kWh]: 750

Valuta: NOK

Uisolerte oppheng

Tilleggsvarmetap for oppheng beregnet etter tabell A.1 i ISO 12241

Ventiler, flenser og rørdeler

Legg til utstyr

Slett utstyr

Velg tilleggsutstyr: Flensepar

Egendefinert: <egendefinert type>

Ekv. rør lengde [m]: 1

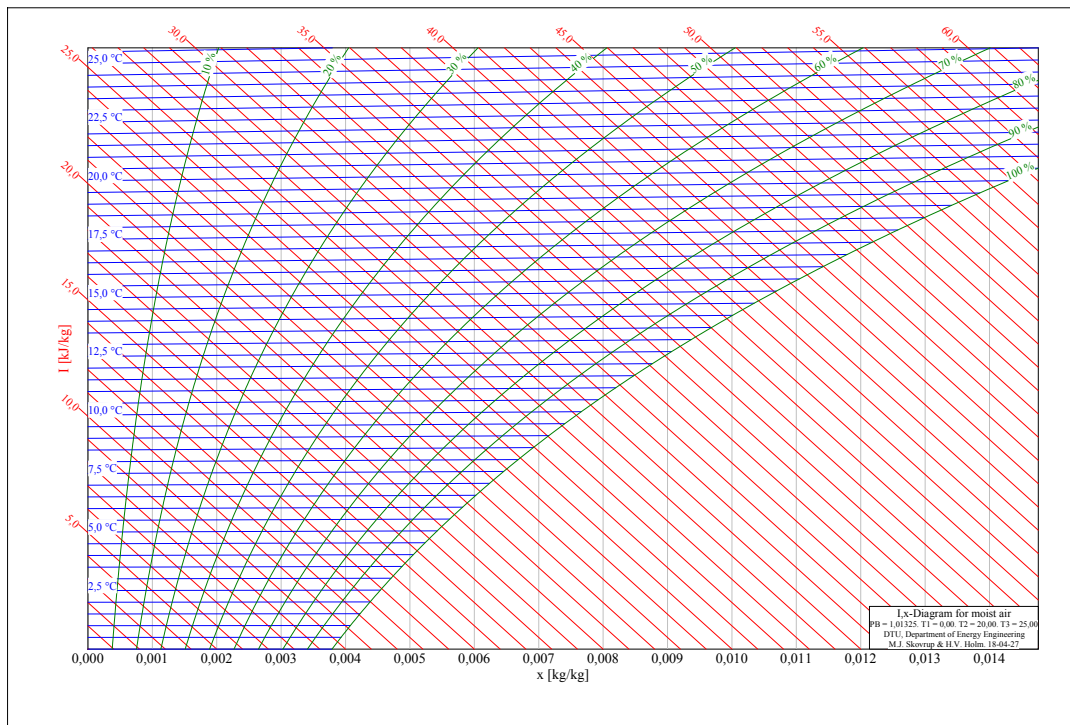
Antall enheter: 1

Resultater

Verdi

Overflate-temperatur	22.5 °C
Varmetap	11.1 W/m
Varmetap pr. m² utv. overflate	19.6 W/m²
Utvendig varmeovergangstall	7.65 W/m²K
Totalt varmetap	2220 W
Varmetap uisolert	80.3 W/m
Nødvendig mengde-isolering	113.10 m²
Totalt varmetap uisolert	16657 W
U _L -verdi	0.32 W/mK

C.3 Fuktig luft diagram



D. Datablad eksisterende komponenter

D.1 Kompressor

KAESER KOMPRESSOREN		DSDX.3 - SFC - 50 Hz additional data						Datei 00001096.XLS	
Formular-Nr. M0000002.XLT	erstellt: 02.10.2015 TB:Röblitz	geprüft: 02.10.2015 TB:Blittermann			freigegeben: 02.10.2015 TB:Blittermann			Seite	
Model	DSDX 245 SFC			DSDX 305 SFC					
Max. overpressure [bar]	8,5	12	15	8,5	12	15			
Nominal motor power [kW]	132			160					
Protecting class	IP55			IP55					
Frame construction	B35			B35					
Sep. vent motor aircooled: Oilcooler	B5			B5					
Motor input power [kW]	0,1 ... 2,0			0,1 ... 2,4					
Speed [rpm]	variabel			variabel					
Sep. vent motor aircooled: Aircooler	B5			B5					
Motor shaft output [kW]	1,3			1,3					
eta (2)	85,3%			85,3%					
Speed [rpm]	1445			1445					
Sep. vent motor watercooled:	B5			B5					
Motor shaft output [kW]	0,3			0,3					
eta	75%			75%					
Speed [rpm]	1400			1400					
Unit power input									
Off-load (A) [kW]	12,3	11,2	11,7	14,0	12,3	11,2			
Off-load (W) [kW]	12,6	11,5	12,0	14,3	12,6	11,5			
Sigma airoend	S 36.1	S 33.1	S 32.1	S 37.1	S 36.1	S 33.1			
Installed oil-air separator [ltr.]	230								
Total oil charge (A/W) [ltr.]	100 / 83								
Air line connection [G]	DN 80 PN 16								
Electric supply	2 x Ø 75								
Cooling water connection [G]	1 1/2								
Cooling water flow f. heating up temp. diff. t=15K [m³/h]	8,3			10,3					
Cooling water pressure loss at temp. diff. t=15K [bar]	0,6			0,8					
(Aircooling) temp. diff. Compressed air temp. to ambient temp. [Kelvin] (3)	8	7	6	10	9	8			
(Watercooling) temp. diff. Compressed air temp. to water inlet temp. [Kelvin] (3)	1			1					
Sound pressure level (A/W) 1m distance [dB(A)] (4)	75 / 70			76 / 71					
Exhaust air (heating air) free blowing out (A/W) [m³/h] (5)	22.000 / 5.000			22.000 / 5.000					
Permissible pressure drop for ducts on site (A/W) [Pa]	100 / 60			80 / 60					
Cooling air demand for (A/W) exhauster at stat. Pressure 1mbar[m³/h] (unit without ducts)	50.000 / 11.000			60.000 / 13.000					
Intake air apert. (A/W) [m²]	3,5 / 0,8			4,2 / 0,9					
Min. / max. ambient temp. [°C]	+3 / +45								
Dimensions LxDxH (A+W) [mm]	2.940 x 1.910 x 2.140								
Weight (A) [kg]	4.700			4.800					
Weight (W) [kg]	4.500			4.600					

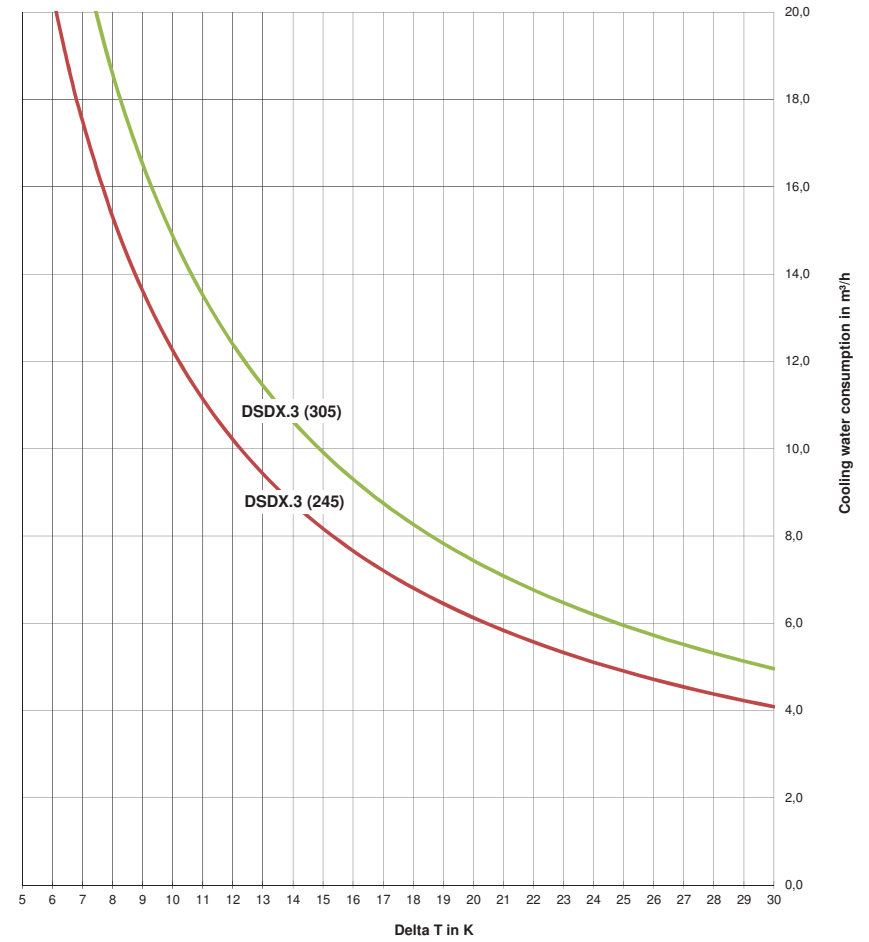
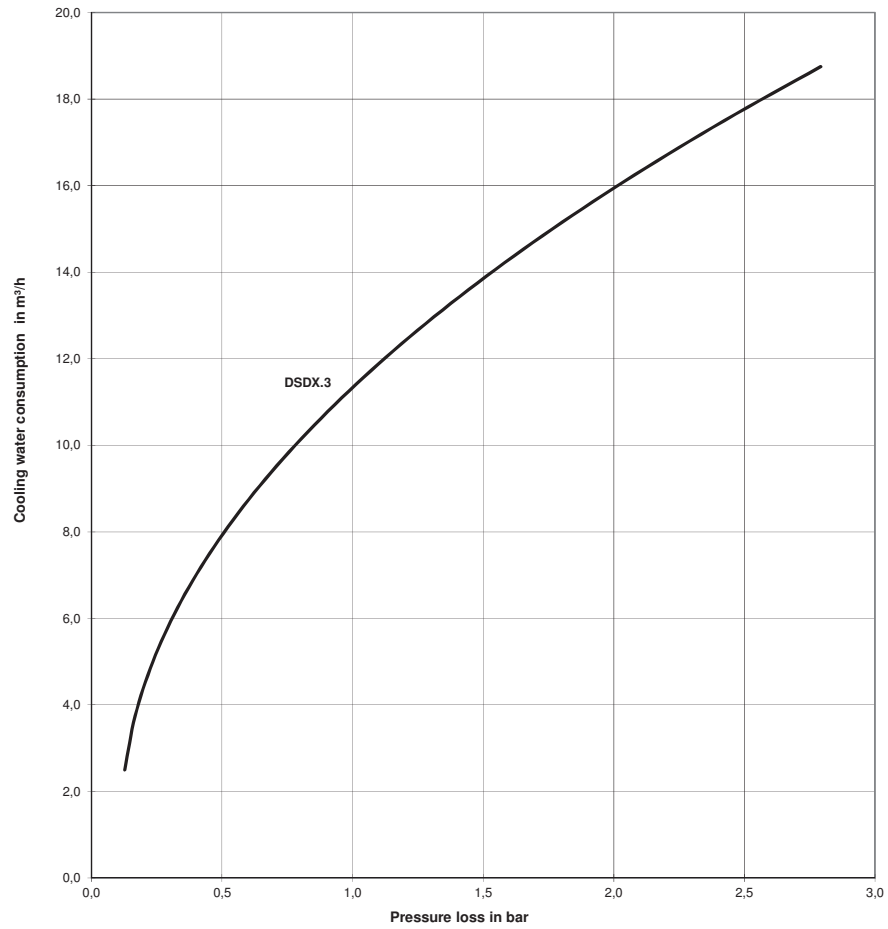
A = aircooled unit W = watercooled unit
 FAD and power consumption according to ISO 1217:2009, Annex E
 (2) Motor-efficiency meets Premium Efficiency (IE3) according to IEC 60034-30:2008
 (3) Data are valid for ambient temperature t = 20°C, 30 % relative humidity, ambient pressure 1000 mbar
 (4) Sound pressure level according to ISO 2151 and basic standard ISO 9614-2; tolerance ± 3 dB(A)
 (5) Ventilation air volume [m³/h] = Exhaust air volume [m³/h] + (delivery volume [m³/min]·60)

erstellt	23.06.2016	P. Schubart	Datei
geprüft			
freigegeben:			Seite

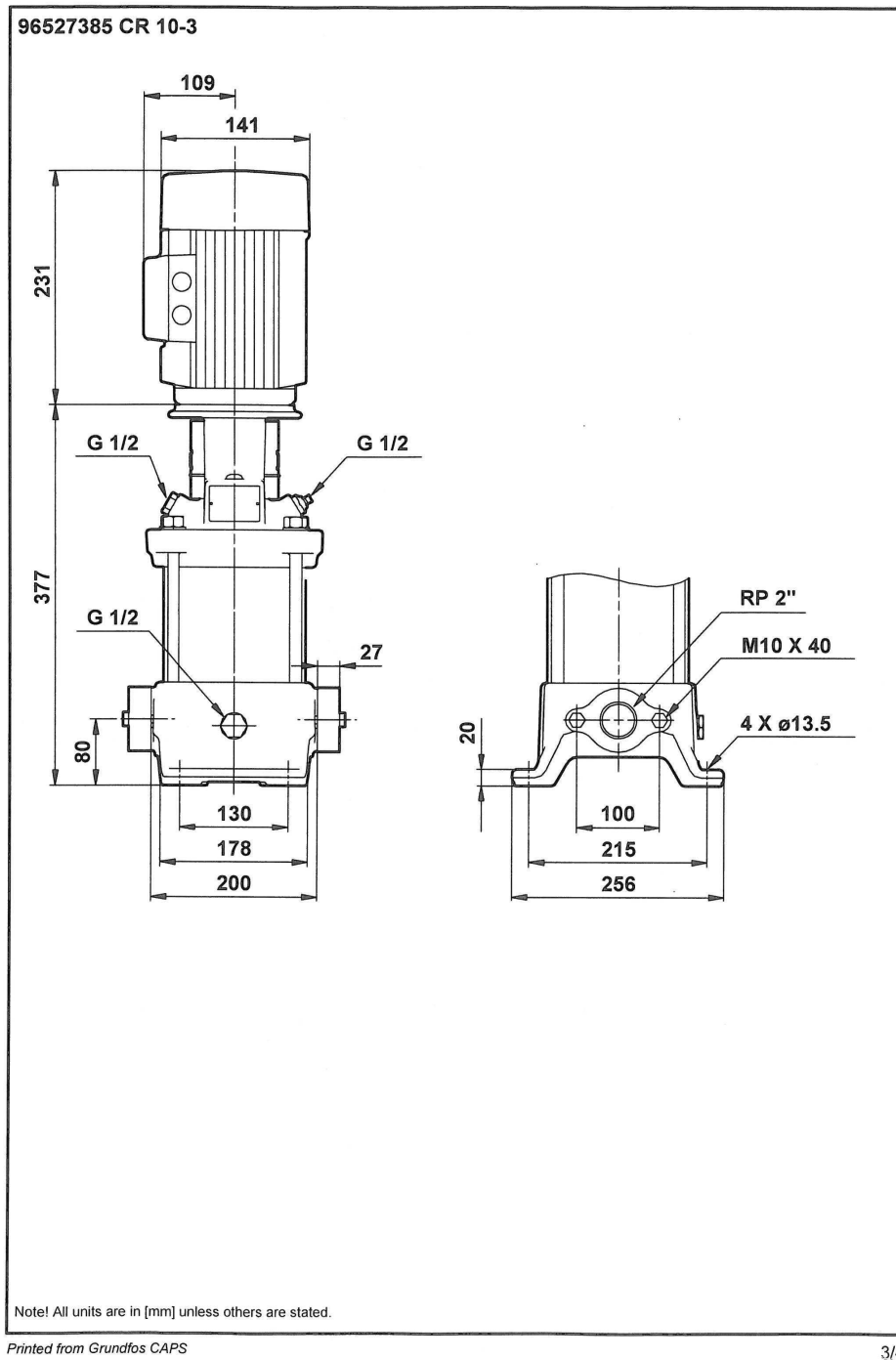
Standard DSDX.3

If the machine should work with a higher cooling water amount than shown below, a special water system is necessary.

Coolers waterside in series

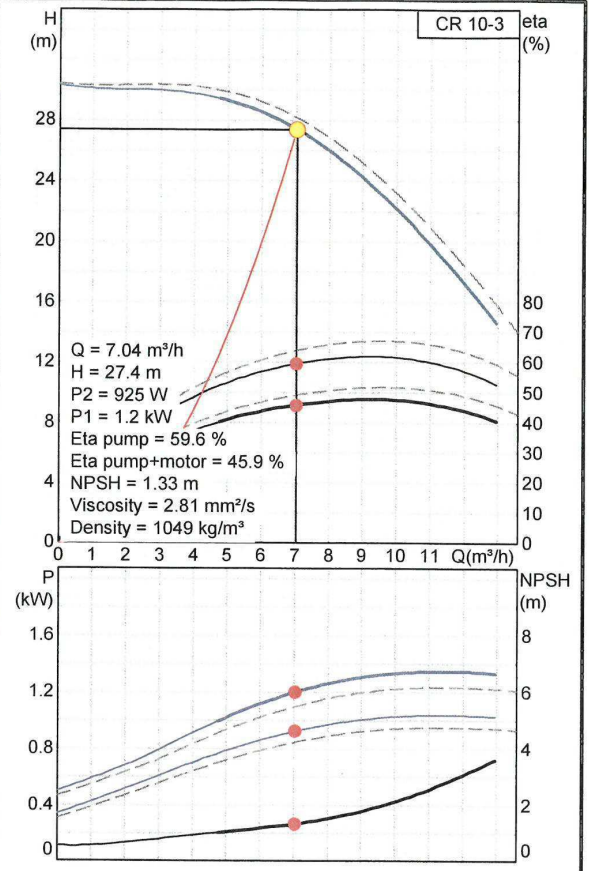


D.2 Sirkulasjonspumpe



Position	Qty.	Description	Single Price
	1	<p>CR 10-3 Product No.: 96527385 Vertical, non-self-priming, multistage, in-line, centrifugal pump for installation in pipe systems and mounting on a foundation.</p> <p>The pump has the following characteristics:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Impellers and intermediate chambers are made of Stainless steel DIN W.-Nr. 1.4301 DIN W.-Nr. - Pump head and base are made of Cast iron. - The shaft seal has assembly length according to DIN 24960. - Power transmission is via cast iron split coupling. - Pipework connection is via Oval flanges. <p>The motor is a 3-phase AC motor.</p> <p>Liquid: Liquid temperature range: -20 .. 120 °C</p> <p>Technical: Speed for pump data: 2853 rpm Rated flow: 10 m³/h Rated head: 23.1 m Type of shaft seal: HQQE Approvals on nameplate: CE</p> <p>Materials: Material, pump housing: Cast iron EN-JL1030 DIN W.-Nr. A48-30 B ASTM</p> <p>Material, impeller: Stainless steel 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI</p> <p>Installation: Maximum ambient temperature: 40 °C Max pressure at stated temp: 16 / 120 bar / °C 16 / -20 bar / °C</p> <p>Standard, pipe connection: Oval Size, pipe connection: Rp 2 Flange size for motor: FT100</p> <p>Electrical data: Motor type: 80B Efficiency class: 2 Number of poles: 2 P2 : 1.1 kW Power (P2) required by pump: 1.1 kW Mains frequency: 50 Hz Rated voltage: 3 x 220-240 D / 380-415 Y V Rated current: 4.5 / 2.6 A Starting current: 580-630 % Cos phi - power factor: 0,81-0,75 Rated speed: 2820-2850 rpm Enclosure class (IEC 34-5): IP55 Insulation class (IEC 85): F</p> <p>Others: Net weight: 36 kg Gross weight: 40 kg Shipping volume: 0.08 m³</p>	Price on request

Description	Value
Product name:	CR 10-3
Product No:	96527385
EAN number:	5700397060698
Technical:	
Speed for pump data:	2853 rpm
Rated flow:	10 m ³ /h
Rated head:	23.1 m
Impellers:	03
Type of shaft seal:	HQQE
Approvals on nameplate:	CE
Stages:	03
Pump version:	A
Model:	A
Materials:	
Material, pump housing:	Cast iron EN-JL1030 DIN W.-Nr. A48-30 B ASTM
Material, impeller:	Stainless steel 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI
Material code:	A
Code for rubber:	E
Installation:	
Maximum ambient temperature:	40 °C
Max pressure at stated temp:	16 / 120 bar / °C 16 / -20 bar / °C
Standard, pipe connection:	Oval
Connect code:	AN
Size, pipe connection:	Rp 2
Flange size for motor:	FT100
Liquid:	
Liquid temperature range:	-20 .. 120 °C
Electrical data:	
Motor type:	80B
Efficiency class:	2
Number of poles:	2
P2:	1.1 kW
Power (P2) required by pump:	1.1 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 220-240 D / 380-415 Y V
Rated current:	4.5 / 2.6 A
Starting current:	580-630 %
Cos phi - power factor:	0,81-0,75
Rated speed:	2820-2850 rpm
Enclosure class (IEC 34-5):	IP55
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	NONE
Motor No:	85805105
Others:	
Net weight:	36 kg
Gross weight:	40 kg
Shipping volume:	0.08 m ³
Sales region:	Sweden



D.3 Plateveksler i fyrrom

v. 2.3.3.0

HEAT-CON Varmeteknikk AS
 P.O. Box 107 Leirdal
 Tevlingveien 4 a
 1009 OSLO
 Norway

SSP 2000

HEAT EXCHANGER: GC-16Mx118

SINGLE PHASE - Quotation
 Customer: Atlas Copco Kompressorteknikk AS
 Reference: Varmegjenvinning 226 kW

Date: 22.04.2005
 Our Ref.: T.05.119

DUTY REQUIREMENTS

	SIDE 1	SIDE 2
Fluid Side 1	Ethylene Glycol - Water (30,0 %)	
Fluid Side 2	Water	
Inlet temperature	°C : 82,0	58,0
Outlet temperature	°C : 62,0	78,0
Flow rate	l/min : 175,0	165,3

PLATE HEAT EXCHANGER

Heat load	kW	:	226,0	
Total heat transfer area	m ²	:	15,66	
Log mean temperature difference	°C	:	4,0	
Overall H.T.C.	W/m ² ,°C	:	3607	
Calculated pressure drop	kPa / kPa	:	6	5
Number of channels		:	59H+0M	58H+0M
Number of plates		:	118	

CONSTRUCTION DATA

Plate material		:	EN 1.4401	
Plate thickness	mm	:	0,4	
Gasket material		:	NBR(P)	
Frame type		:	GC-16 P	
Frame material		:	P265GH	
Bolt material		:	8.8	
Connection material		:	EN 1.4401	EN 1.4401
Connection diameter		:	R2	R2
Connection standard		:	ISO7/1	ISO7/1
Connection locations	in/out	:	S1/S3	S2/S4
Fluid hold-up volume	dm ³	:	14,2	13,9
Max. operating pressure / Test pressure	bar	:	10 / 14	
Max. working temperature	°C	:	128	
Length (C)	mm	:	840	
Plate pack length (A)	mm	:	260	
Width * Height	mm	:	320 * 832	
Weight - full / Weight - empty	kg	:	200 / 170	

Comments:

Disclaimer: Data used in this calculation is subject to change without notice. Tranter PHE AB may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from Tranter PHE AB, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property.

Line	Seg.	Revision	Component Desc.	UOM	QTY	Start Date ECN In	End Date ECN Out	Phantom? Backflush	Fixed Qty.	By Product Shrink %	Non-Issue Balloon ID	
Part Number: GC-016-110081-1 GCD-016-H-4-P-118-1.4401-NBR (P)												
1	1		600101620041115 Plate GC-016 1.4401/316 0.4mm H 1234	EA	117.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
2	1		600101620041100 Plate GC-016 1.4401/316 0.4mm H 0000	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
3	1		200100161111 Gasket GC-016 NBR(P) Start / 4-Ring	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
4	1		200110161110 Gasket GCD-016 NBR(P)	EA	117.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
5	1		3-4869-760101 FC GX-012P S1 Ral:5012 TC1234 DN50	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
6	1		3-4073-760101 MC GX-012P S1 Ral:5012 0 Without Conn	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
7	1		4-3127-700800 End Support CS 50x10x825 FZV PHE-12 N,P,S	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
8	1		730101611 GC-016P Bulk Assembly	EA	1.000000	01/01/01		Yes	No	0.00	No	
9	1		4-2712-20 Threaded Connection R2 1.4401 PHE-012 GL-013 GC-016	EA	4.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
10	1		748002070750 Tie Bolt Ass. M20 x 750 8.8/B7 FZB	EA	4.000000	01/01/01		Yes	No	0.00	No	
11	1		748002070500 Tie Bolt Ass. M20 x 500 8.8/B7 FZB	EA	4.000000	01/01/01		Yes	No	0.00	No	
12	1		70251000000805 Guiding Bar PHE-012/018 Tube Diam 30x2 x 805mm 1.4301	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
13	1		70251000000805 Guiding Bar PHE-012/018 Tube Diam 30x2 x 805mm 1.4301	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
14	1		4-524 Data Plate Tranter PHE English 1A	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
15	1		77011991005 Skid Tilted PHE-012 PHE-026N, P Wood	EA	1.000000	01/01/01		No	No	0.00	No	
16	1		GC-016 Complete Unit GC-016	EA	1.000000	01/01/01		Yes	No	0.00	No	

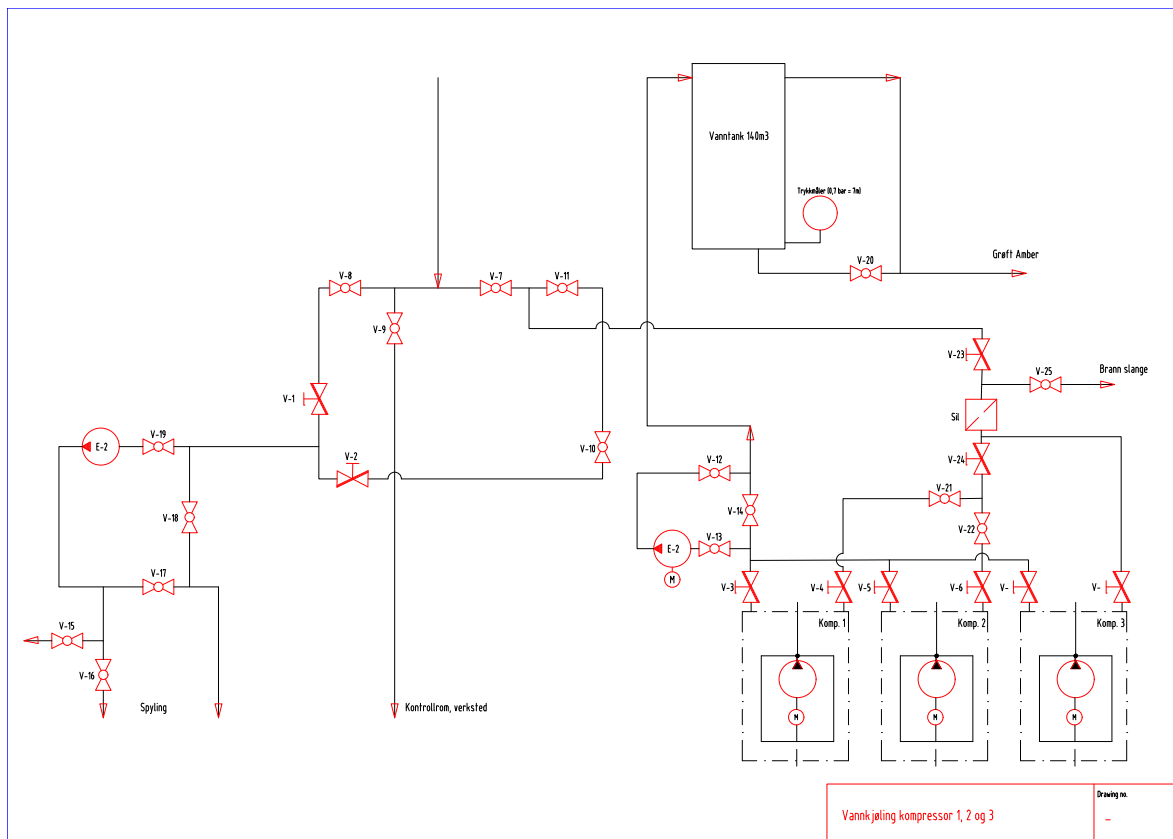
UOM: EA
Assembly Revision:

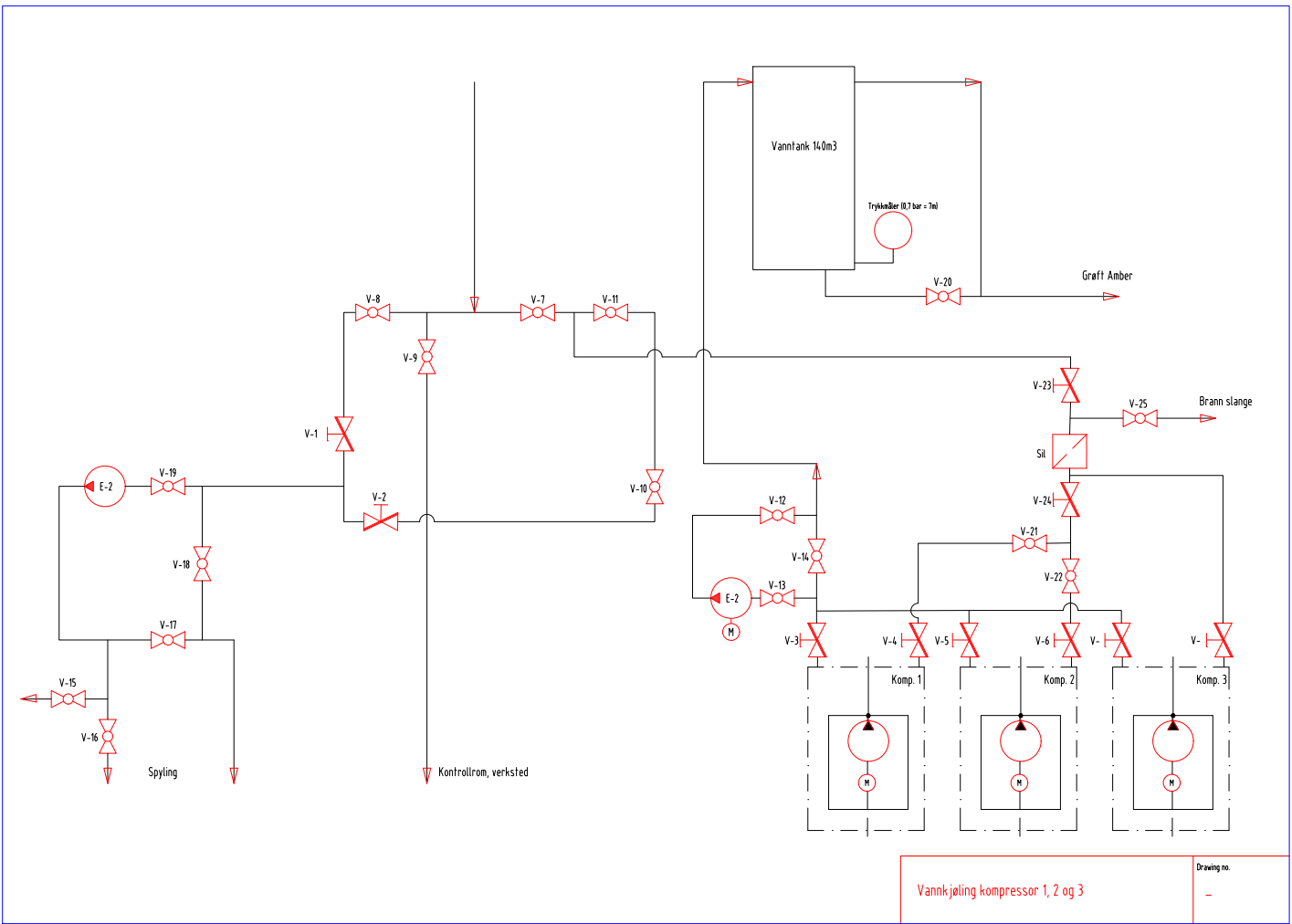
Kit: No

Phantom: No
As of Date: 05-31-2005

E. Tegninger eksisterende system

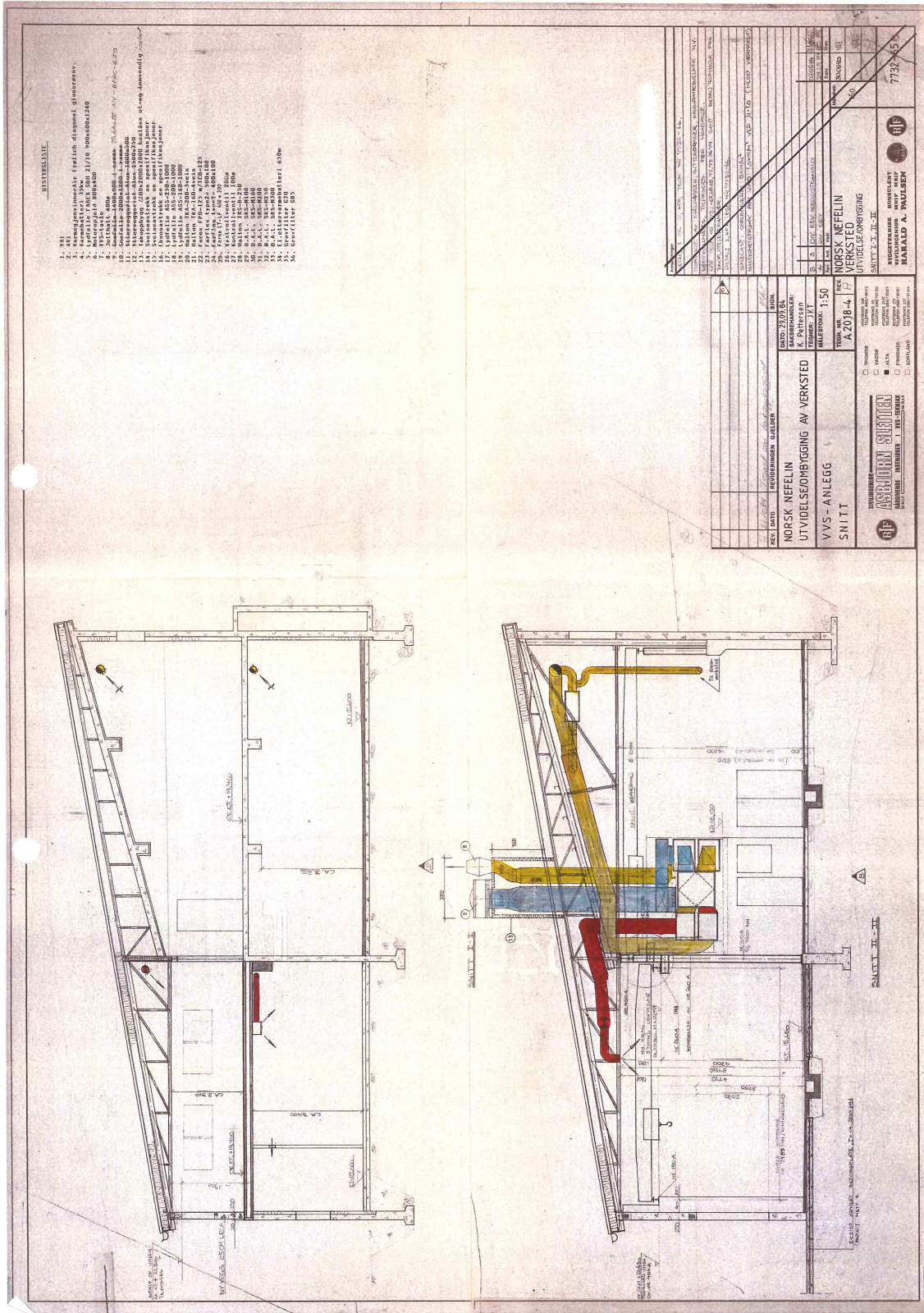
E.1 P&ID kjølesystem, as built



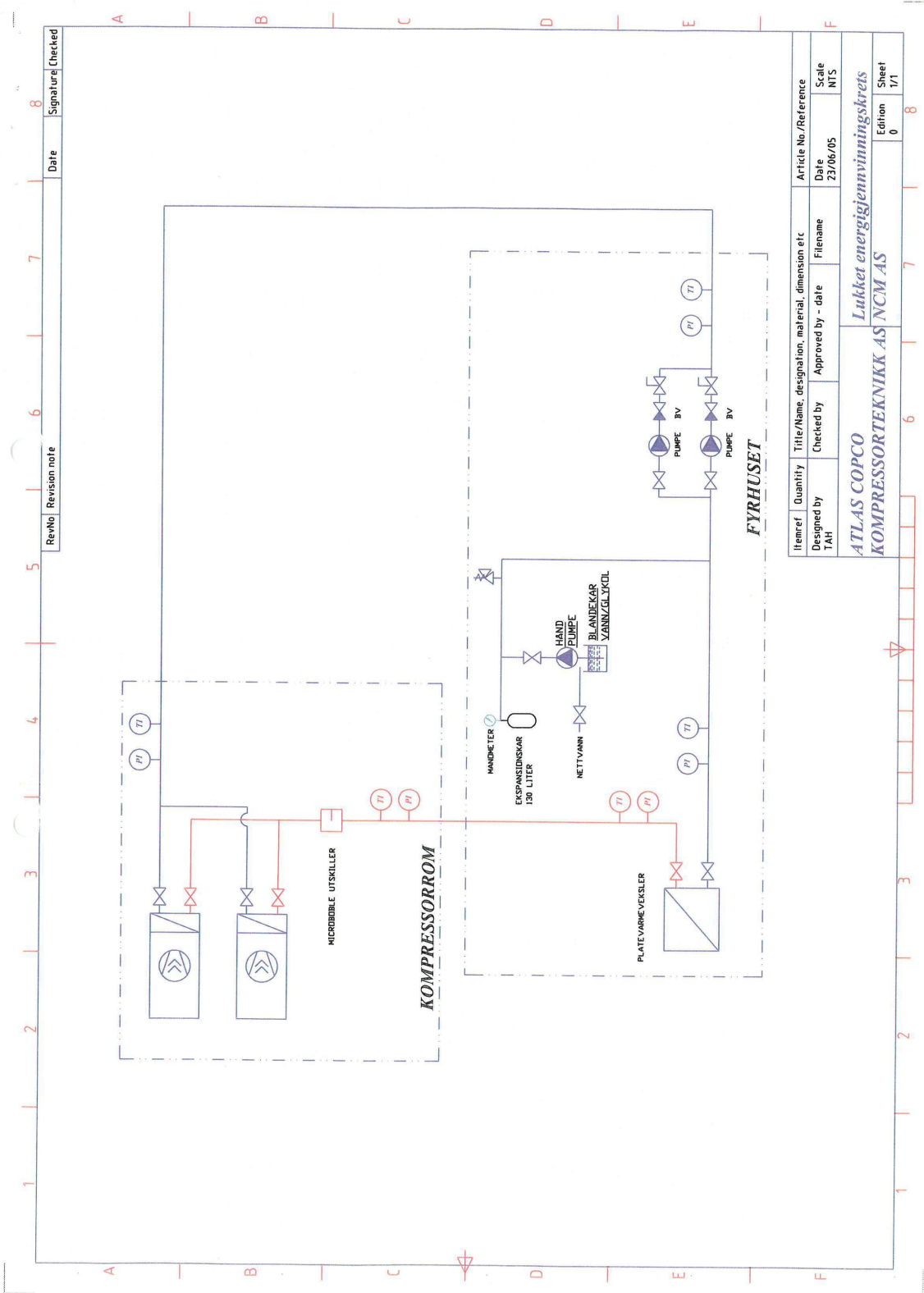


Vannkjøling kompressor 1, 2 og 3	Drawing no. -
----------------------------------	------------------

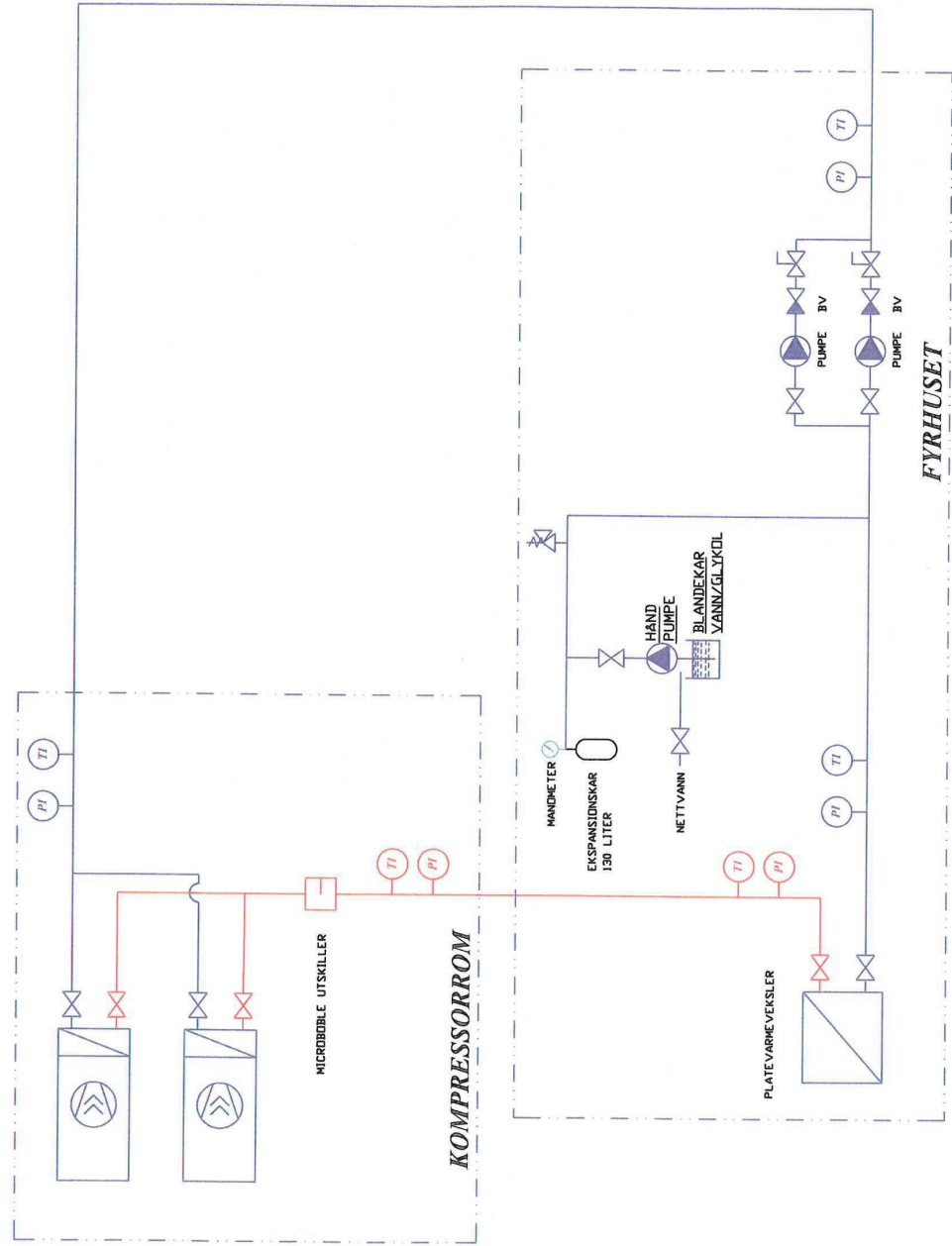
E.2 Ventilasjonsanlegg verksted



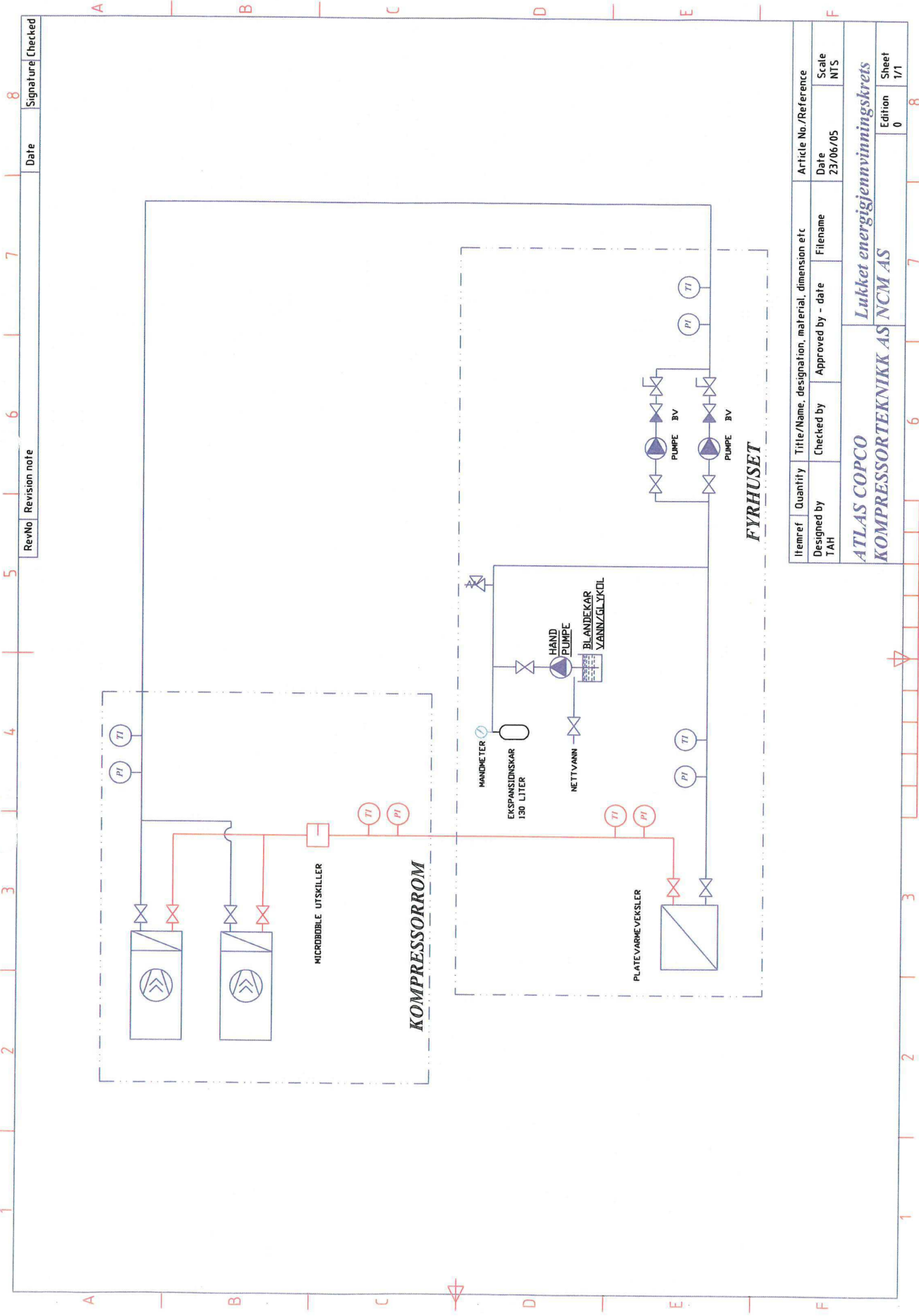
E.3 P&ID fjernvarme administrasjonsbygg



RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
8				



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference
TAH	Designed by	Checked by	Date
	Approved by - date	Filename	Scale
			NTS
ATLAS COPCO KOMPRESSORTEKNIKK AS			Lukket energigjenvinningskrets NCM AS
			Edition
			0
			Sheet
			1/1



E.5 Tørka

