



AALBORG UNIVERSITY  
STUDENT REPORT

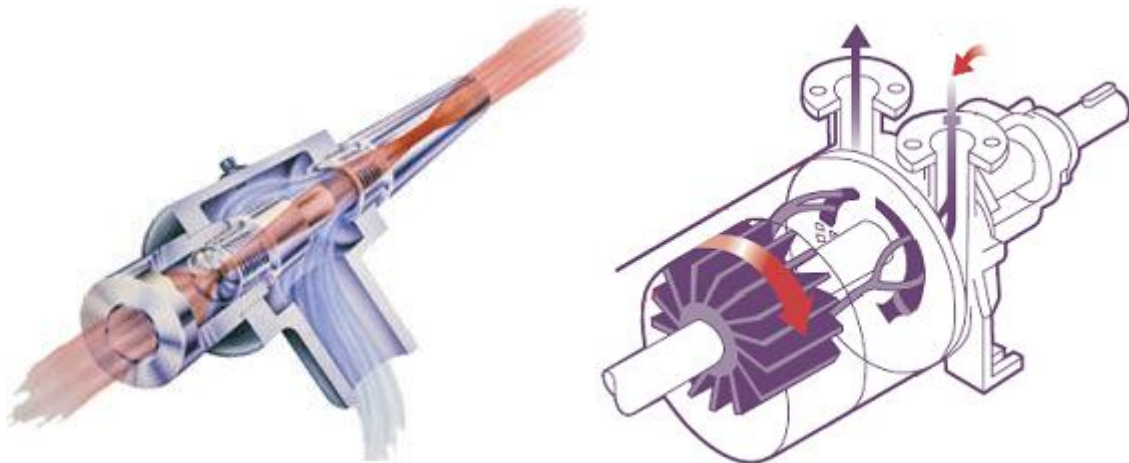
# Optimering af eksisterende vakuumanlæg

---

Diplomingeniør bachelorprojekt ved Energiingeniørstudiet  
Aalborg Universitet Esbjerg

Udarbejdet af: Anders Brandsborg Jensen

Lavet i samarbejde med Dansk Shell A/S  
Shell raffinaderiet i Fredericia



Vejleder fra AAU: Matthias Mandø  
Vejleder fra Shell: Jesper Johansen  
Dato: 7. januar 2016



# Titelblad

<b>Projekttitel:</b>	Optimering af eksisterende vakuumanlæg
<b>Projektstatus:</b>	Afsluttende diplomingeniørprojekt
<b>Universitet:</b>	Aalborg Universitet Esbjerg
<b>Uddannelse:</b>	Energi diplomingeniør, dynamisk linje
<b>Projekt periode:</b>	20. oktober 2015 til 7. januar 2016
<b>ECTS:</b>	15
<b>Studienummer:</b>	20115779
<b>Projektvejleder AAU:</b>	Matthias Mandø
<b>Projektvejleder Shell:</b>	Jesper Johansen
<b>Rapportens længde:</b>	53 sider

---

---

**Anders Brandsborg Jensen**





## Forord

Dette projekt er udarbejdet af Anders Brandsborg Jensen og skrives i samarbejde med A/S Dansk Shell (Shell raffinaderiet i Fredericia). Projektet er skrevet i perioden 20. oktober 2015 til 7. januar 2016.

Projektet er skrevet som et afslutningsprojekt på diplom energiingeniør uddannelsen på Aalborg Universitet Esbjerg og henvender sig således til mennesker med ingeniørmæssig eller tilsvarende baggrund.

Emnet i rapporten omhandler en væskeringspumpe i et vakuumsystem som kaviterer, hvilket skal udbedres. Problemstillingen finder sted på Shell raffinaderiet.

Formålet med projektet er, at belyse hvorfor væskeringspumpen kaviterer, samt komme med forslag til hvordan problemet kan løses. I dette projekt undersøges diverse ejektoranlæg som mulige alternativer til væskeringspumpen. Projektet er skrevet til gavn for Shell raffinaderiets tekniske afdeling og skal bruges som et forslag eller en undersøgelse for mulig udbedring af anlægget.

Der skal rettes en tak til vejleder på Aalborg Universitet Esbjerg, Matthias Mandø, samt vejleder på Shell raffinaderiet, Jesper Johansen. Derudover skal den mekaniske afdeling på raffinaderiet takkes for input og sparring. Endvidere skal David Bøgh fra Aage Christensen A/S takkes for fremskaffelse af ejektoroplysninger samt dimensionering af ejektor.



## Summary

This project is written as a final project for the energy engineer education at Aalborg University of Esbjerg. The project is written in cooperation with the Shell Refinery in Fredericia in Denmark. The project concerns a vacuum plant at the refinery which contains a liquid ring vacuum pump (lrvp). The lrvp cavitates while it is compressing some process gas and moves it to a safe location. The main purpose is to analyze why the vacuum pump is cavitating and provide solutions.

The project contains analyzing of the gas composition in the vacuum system. The system contains some hydrocarbons which boiling point curves conflicts with the operating pressures and temperatures.

The solution part analyzes an alternative technology to the lrvp. It performs dimensioning of water- and steam ejectors as main components, and assess whenever existing components such as heat exchangers and separating vessels can be reused. It also performs dimensioning of a normal centrifugal pump and steam pipe to support the ejector plants.

The report also describes how to model a control valve as well as simulating and controlling vacuum pressure over a control valve in the Matlab/Simulink program.

The report suggests the lrvp replaced with a steam ejector, as the calculations in the report shows, that most other components can be reused, and because the refinery already uses large amounts of steam.



# Indholdsfortegnelse

1	Rapportens formål .....	1
1.1	Afgrænsning .....	1
1.2	Metoder .....	2
2	Indledning .....	3
2.1	A/S Dansk Shell.....	3
2.2	Raffinaderiet.....	3
2.3	HDS2 .....	4
2.3.1	P1471's kredsløb .....	5
3	Væskeringspumpens virkeprincip.....	6
3.1	Valg af væskeringspumpe til formålet .....	8
4	Kavitation .....	10
5	Kavitationsanalyse samt analyse af P-1471 .....	11
5.1	Gasanalyse.....	12
5.2	Pumpens energiforbrug .....	14
5.3	Energibalance af væskeringspumpen .....	15
5.3.1	Måleusikkerhed og fejlkilder .....	18
5.4	Laboratorieanalyse af væsken i væskeringen .....	19
5.5	Kavitationsskader i pumpen.....	20
6	Problemformulering.....	21
7	Forsøg tiltænkt den daglige drift på raffinaderiet .....	22
8	Alternativ Teknologi.....	22
8.1	Ejektor teori.....	22
8.2	Implementering af ejektorer .....	25
8.2.1	Væskeringspumpe kombineret med ejektor .....	25
8.2.2	Væskeringspumpe erstattet af dampejektor .....	27
8.2.3	Væskeringspumpe erstattet af vandejektor .....	34
9	Prisforskel på drift.....	46
10	Styring af vakuum over kontrolventil .....	47
10.1	Kontrolventil teori .....	47
10.2	Kontrolsystem af vakuumregulering .....	49
10.2.1	PID regulering.....	51
11	Konklusion.....	52
12	Bibliografi .....	54
13	Bilag.....	56
13.1	Datablad P-1471 .....	56

13.2	Analyse af recirkulerende væske til væskeringen .....	57
13.3	Datablad generelt for P-1471 anlæg .....	59
13.4	Dampejektor- tabeller og formler .....	62
13.5	Vandjektor- tabeller og formler .....	66
13.6	Datablad af E-1471 .....	69
13.7	Arbejdstegning af E-1471 .....	71
13.8	Arbejdstegninger af V-1471.....	73
13.9	Separationstank V-1471 volumenberegninger .....	75
13.10	P-1471 driftsprocedure .....	76
13.11	Datablad af Grundfos pumpe .....	79
13.12	Driftspris af vakuumpumpe kontra ejektor .....	85
13.13	Matlab script.....	86

# 1 Rapportens formål

Formålet med rapporten er, at komme med forslag til udbedringen af et eksisterende vakuumanlæg. Vakuumanlægget har en væskeringsvakuumpumpe som kaviterer, hvilket er uhensigtsmæssigt for raffinaderiet. Der laves analyser af den eksisterende væskeringspumpe, for at finde årsagen til kavitationen. Ydermere indeholder rapporten forbedringsforslag, som indebærer ejektorer som hovedkomponent.

Rapporten er udarbejdet som et diplomingeniør afgangprojekt, hvilket stiller nogle krav fra "Studienævn i Energi". I studieordningen er beskrevet grundlaget for hele Energiingeniørlinjen, hvortil der også er beskrevet hvilke færdigheder og kompetencer den studerende skal mestre med hensyn til diplomingeniør-uddannelsen. Herunder er der taget nogle udklip fra studieordningen.

### *Viden:*

- Skal have udviklingsbaseret viden om og forståelse for professionens og fagområdets praksis og anvendt teorier og metoder inden for bæredygtig energiteknik

### *Færdigheder:*

- Skal kunne anvende fagområdets metoder og redskaber og skal mestre de færdigheder, der knytter sig til beskæftigelse inden for professionen
- Skal kunne vurdere praksisnære og teoretiske problemstillinger samt begrunde og vælge relevante løsningsmodeller
- Skal kunne formidle praksisnære og faglige problemstillinger og løsninger til samarbejdspartnere og brugere

### *Kompetencer:*

- Skal på selvstændig måde kunne problemformulere, gennemføre, dokumentere og præsentere et projektarbejde omfattende en kompleks og udviklingsorienteret opgave inden for centrale emner af de den valgte specialisering
- Skal evne at omsætte akademiske kundskaber og færdigheder til relevant, praktisk problembearbejdning og løsning på diplomingeniørniveau
- Skal selvstændigt og med professionel tilgang kunne indgå i en dialog med den valgte specialiserings parter og professionelle interessenter.
- Skal kunne identificere egne læringsbehov og udvikle egen viden, færdigheder og kompetencer i relation til professionen (1)

Disse krav medvirker blandt andet til rapportens opbygning og fremgangsmetode, samt nogle af de emner, som er behandlet i rapporten. Kravene medvirker også til nogle af de brugte metoder i rapporten, for at vise forståelse for den underviste teori, implementeret på praktiske problemstillinger samt maskiner.

## 1.1 Afgrænsning

---

Rapporten har til hensigt at analysere hvad kavitation af en væskeringspumpe kan skyldes, samt at komme med nogle bud på hvordan anlægget kan gøres bedre. Derfor vil dette projekt hovedsageligt bestå af dimensionering af mekanisk udstyr, samt fastslå

hvilke eksisterende komponenter som kan genbruges, således at raffinaderiet har et grundlag for det videre forløb af udbedring af anlægget.

Derfor vil design af forskellige komponenter, f.eks. ejektordyser m.m., ikke blive berørt i denne rapport. Rapporten er hovedsageligt bygget på praktiske beregningsmetoder af mange komponenter, hvilket medvirker at der ikke vil blive gået i dybden med teoretisk teori inden for snævre områder. Ligeledes vil andre kompressortyper blive nævnt i rapporten, men de behandles dog ikke dybdegående.

Teori angående to-faset flow, som muligvis kan forekomme i eksempelvis varmevekslere og rør, vil heller ikke blive berørt i rapporten.

## 1.2 Metoder

---

Metoderne som er anvendt i rapporten er hovedsageligt taget fra flere pålidelige lærebøger.

For at opfylde de opstillede krav fra studieordningen, er der gjort brug af teori og metoder fra undervisningen i uddannelsen for, at vise teorierne kan bruges i praksis.

Dog er der gjort brug af nogle metoder og opslag fra internetsider eller elektroniske rapporter, hvor kilderne og producenterne er vurderet pålidelige.

Ligeledes er nogle værdier forsøgt valideret flere steder (Lærebøger og på internettet), for at sikre at beregningerne gør brug af rigtige opslag og koefficienter.

Projektet omfatter derudover målinger og observationer af væskeringspumpen, samt en væskeanalyse fra pumpens kredsløb.



## 2 Indledning

Projektet tager udgangspunkt i en problemstilling på A/S Dansk Shells raffinaderi i Fredericia. For at inddrage læseren i raffinaderiet og problemstillingen, beskrives her kort om Shell, raffinaderiet og problemstillingen.

### 2.1 A/S Dansk Shell

---

Shell er en global koncern, med afdelinger og raffinaderier over hele verden. De både udvinder olie fra undergrunden, raffinerer olien til mange forskellige olieprodukter og sælger og distribuerer produkter i hele verden. Shells virksomhedsstruktur er delt op i tre hovedkategorier, Upstream, Downstream og Projekter & Teknologi.

- Upstream søger efter udvinding af råolie og naturgas, sommetider i samarbejde med andre internationale virksomheder.
- Downstream beskæftiger sig med at omdanne olien til de forskellige olieprodukter som sælges, samt de beskæftiger sig med levering, distribution og salg.
- Projekter & Teknologi yder teknisk assistance, og beskæftiger sig med store projekter, samt innovation af færdige olieprodukter.

A/S Dansk Shell er en lille del af den globale koncern, som har hovedsæde i København. Derudover styrer A/S Dansk Shell raffinaderiet i Fredericia som blev indviet i 1966, hvorfra en mængde af udstyret stadig stammer fra (2).

### 2.2 Raffinaderiet

---

Raffinaderiet er forsynet af en 320 km rørledning, som går tværs under jylland, ud til de danske boreplatforme i nordsøen, hvorfra omkring 15 millioner tons råolie hvert år føres til raffinaderiet. Omkring en tredjedel af olien bearbejdes til mange forskellige olieprodukter på selve raffinaderiet som udgør 35 % af Danmarks brændstofprodukter. Heraf kan bl.a. nævnes benzin, diesel, fuel oil og fly brændstof. Resten af råolien udsendes til raffinaderier verden over, via raffinaderiets egen havneterminal beliggende 7 kilometer fra raffinaderiet, hvor der både importeres og eksporteres forskellige produkter. Til at bearbejde råolien bruger raffinaderiet et stort antal forskellige roterende maskiner som pumper, kompressorer, turbiner samt statiske komponenter som ovne, kolonner, tanke og varmevekslere. Der er ansat omkring 200 medarbejdere på raffinaderiet, hvor en del af de ansatte er kemiingeniører for at styre processerne samt maskiningeniører for at kontrollerer roterende og statisk udstyr (2).



Figur 1: Fotografi af Shell-raffinaderiet i Fredericia (2)

Selve raffineringsprocessen foregår i raffinaderiets mange kolonner. Kolonnerne er høje cylinderformede tårne, hvor den forbehandlede olie deler sig i lag grundet forskellige temperaturer og densiteter. De tykke produkter vil befinde sig nederst i kolonnerne, hvor gas vil befinde sig øverst. Efterfølgende bliver produkt fra de forskellige lag ført videre i processer, hvor de bliver yderligere bearbejdet, for endeligt at blive til solgte produkter (2).

Da raffinaderiet behandler produkter med høje temperaturer over 300 °C, er nogle af produkterne selvantændende hvis de udsættes for atmosfærisk tryk. Derudover er meget af raffinaderiets udstyr også farligt, hvis der forekommer skader o.l. Derfor er en af raffinaderiets fokusområder sikkerhed. Der bruges mange ressourcer på sikkerhed, hvilket involverer alle på arbejdspladsen. Sikkerheden spiller også en stor rolle for udstyret i procesområdet, da det ene udstyrs pludselige svigt, kan forårsage fyldte tanke og kolonner samt ustabile processer i andre anlæg. Dette betyder også, at effektivitet af udstyr i nogen grad bliver nedprioriteret til fordel for pålidelighed. Hele raffinaderiet skal være i drift 24 timer alle årets 365 dage, hvor vigtige reparationer gerne skal laves under kontrollerede forhold. Alt udstyr i raffinaderiets procesområde er ligeledes godkendt Ex udstyr, hvilket er en kapslingsklasse som har til formål at undgå brandfare og eksplosioner omkring procesanlæggene på raffinaderiet. Alt fra pumper til lommelygter skal være Ex godkendte. (2)

## 2.3 HDS2

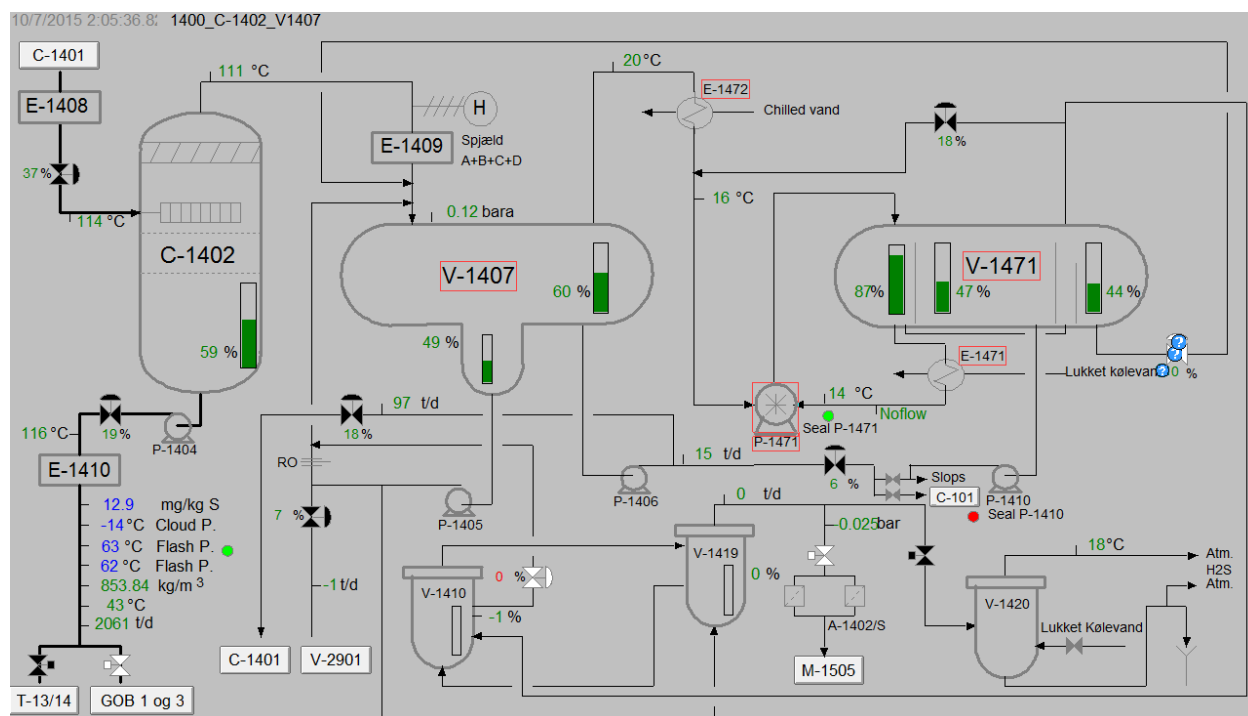
Inde i procesområdet er raffinaderiet delt op i forskellige anlæg. Et af anlæggene hedder HDS2, som er et katalytisk afsvovningsanlæg designet til at behandle forskellige blandinger af gasolie fra andre dele af raffinaderiets anlæg. Katalysen øger hastigheden af reaktionerne, hvorved svovl-, kvælstof- og iltforbindelser samt umættede kulbrinter ved hjælp af brint omdannes til svovlbrinte (H<sub>2</sub>S), ammoniak, vand og mættede kulbrinter (3). Ved den katalytiske proces forekommer en række kvalitetsforbedringer i gasolien således at der fra HDS2 anlægget produceres en lav-svovls

gasolieblandekomponent for en blanding af en række mellemprodukter, som derefter bliver bearbejdet til færdige produkter i andre anlæg. Derudover går der fra HDS2 anlægget en strøm af fuelgas til raffinaderiets gasturbine. I HDS2 anlægget findes et lille anlæg kaldet A-1470, hvilket bl.a. omfatter væskeringspumpen P-1471.

### 2.3.1 P1471's kredsløb

A-1470 har til opgave at skabe et stabilt vakuum i nogle kolonner og beholdere, samt at pumpe gassen som måtte opstå i kolonner og beholdere videre til en af raffinaderiets mindre ovne i et andet anlæg.

P-1471 er af mærket Siemens og dens funktion er, at suge vakuum fra kolonne C-1402 gennem en beholder V-1407. Herefter køles gassen via en "Shell & Tube" varmeveksler E-1472 inden gassen pumpes over i separationsbeholder V-1471, hvor noget af gassen kondenseres. Noget af væsken fra væskeringen vil blive ført med ud ad pumpens afgangsport. Figur 2 viser kredsløbet, hvor nøglekomponenterne mht. pumpen er markeret med røde rektangler.



Figur 2: Screenshot i monitoringsprogrammet PI, af anlægget med P1471 (3)

I beholder V-1471 vil vand og de kulbrintholdige væsker separeres, hvilket medfører at de kulbrintholdige produkter flyder oven på vandet. Dermed skimmes de væk grundet beholderens opbygning med separationsvægge. Hermed vil den "rene" væske recirkulere med et bestemt flow tilbage til væskeringspumpen gennem en varmeveksler E-1471. Data og tegninger af komponenterne kan ses omme i bilag.

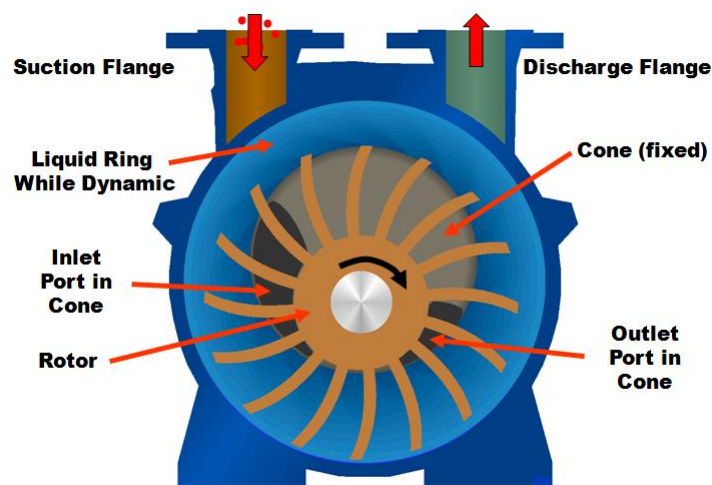
Separeringen sker ved, at mængden af kulbrinter overstiger separationsvæggen og dermed flyder over i det midterste kammer af V-1471. Dog siger erfaringen at driftsfolkene påfylder vand i tanken under separering, selvom det dog ikke burde være

nødvendigt. Fra det midterste kammer pumpes kulbrinterne væk via pumpe P-1410 som skal startes og stoppes manuelt ude i anlægget. I V-1471 er der også et 3. kammer, som er overløb af vand, hvis vandstanden skulle stige i det første kammer. (3)

Denne rapport har til hensigt at analysere hvad der skyldes kavitationen, samt undersøge hvad en løsning kan være. Komme med forslag eller relevante analyser og observationer som kan være brugbare for raffinaderiets ansatte i forbindelse med det projekt som skal oprettes på problemet i 2016.

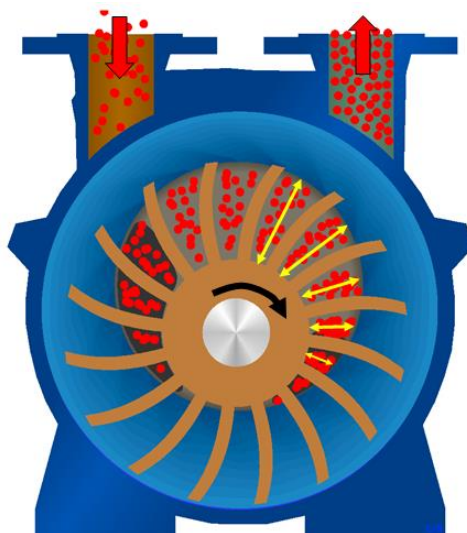
### 3 Væskeringspumpens virkeprincip

En væskeringspumpe bruges til at komprimere og flytte gas. Derudover bruges pumpen ofte til at skabe vakuum. Virkeprincippet bygger på forholdsvis simpel fysik.



Figur 3: Væskeringspumpen indeni (3)

Illustrationen viser en væskeringspumpe indvendigt. Impelleren er monteret excentrisk således at impellerskovelene vil rotere tæt på pumpehuset, f.eks. nederst i pumpehuset som på Figur 3. Når impelleren roterer, vil centrifugalkraften lave en væskering 360° rundt i pumpehuset. Når pumpen ikke er i drift, vil væsken fylde omtrent halvdelen af pumpehuset (4).



Figur 4: Her vises at gassen komprimeres af væskeringen (3)

Når impellerskovelene roterer sig fri fra væskeringen, skabes der vakuum mellem impellerskovelene, hvilket suger gas ind ved indgangsporten, som er større end udgangsporten. Når impellerskovelene nærmer sig udgangsporten bliver volumenet reduceret af væskeringen, grundet impellerens excentriske placering. Herved bliver gassen komprimeret inden den passerer udgangsporten.

Væskeringspumper er ofte installeret i forbindelse med andet udstyr. Når pumpen er i drift, vil noget af væsken, som bruges til væskeringen, forsvinde ud gennem udgangsporten sammen med den komprimerede gas (4). Derfor kræves ofte en beholder monteret efter pumpen, som adskiller væsken og gassen. Der er to muligheder mht. væsken. Enten skal den adskilte væske returneres til pumpen i form af et loop, ellers skal pumpen konstant have ny væske tilført i pumpehuset. Hvis der hele tiden anvendes ny væske, vil denne medføre køling af pumpen. Hvis den adskilte væske returneres, bør væsken afkøles, for ikke at overhede pumpen, eller ramme mætningspunktet af den komprimerede gas.

En væskeringspumpe kan have flere trin. Et trins pumpen, suger gas ind i sugeflengen og pumper gassen ud af udløbsflengen. To trins pumpen suger gassen ind af indløbsflengen, men udløbsflengen monteres på indløbsflengen på andet trin, og derefter pumper pumpen gassen ud ad andet trins udløbsflange. (4)

Trin	Tryk [Bara]
1 trin	0,1
2 trin	0,053

Tabel 1: Anbefalet vakuumtryk for væskeringspumpe (5)

I Tabel 1 vises laveste vakuumtryk som anbefales at skabe via 1- og 2 trins væskeringspumper. Dog bygger disse værdier på generelle anbefalinger ifølge en

lærebog. Vakuums størrelserne kan variere producenterne imellem, samt de fluider som suges og bruges til væskeringen.



Figur 5: Væskeringspumpen til venstre og i midten er 1-trins væskeringspumper mens pumpen til højre er i 2 trin (6)

Figureerne ovenover viser eksempler på væskeringsvakuumpumper i både et og to trins versioner. Disse pumper er af mærket Busch, det kan yderligere bemærkes at disse pumper er drevet af en el-motor.



Figur 6: P1471 uden isolering (3)

Figur 6 viser et billede af P-1471, hvor pumpen er uisoleret. De røde ledninger er el-tracing, som skal holde pumpen frostfri om vinteren, da stilstand af pumpen kan resultere i en frosset mængde væske inde i pumpen. P-1471 kan monteres i både 1 og 2 trin, men bruges på raffinaderiet i en 1 trins konfiguration.

### 3.1 Valg af væskeringspumpe til formålet

---

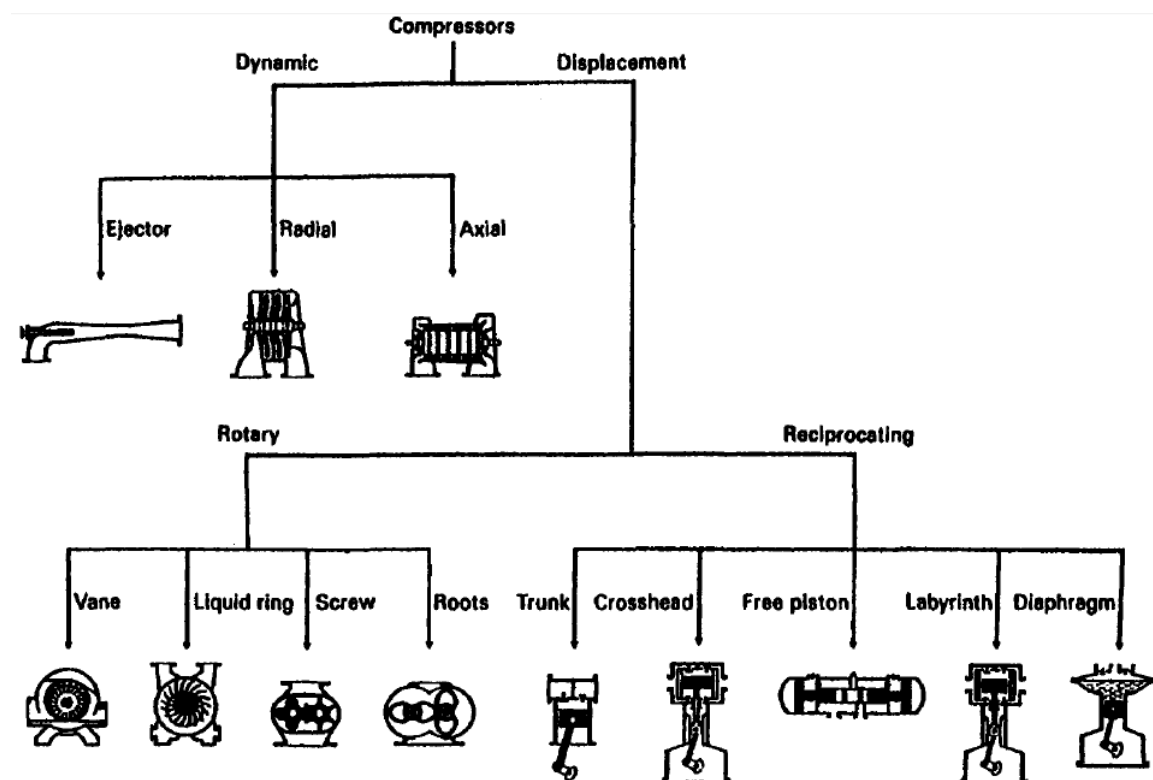
Der findes flere forskellige kompressorer til at skabe vakuum samt komprimere gas. Blandt andet kan nævnes stempelkompressorer, andre roterende kompressorer og ejektorer. Hvorfor det lige er en væskeringsvakuumpumpe som er valgt til formålet kan der være flere grunde til.

En stempelkompressor virker efter samme princip som en normal bilmotor, hvilket også betyder at den har betydeligt flere bevægelige dele, og dermed vil kræve oftere



renovering. Derudover vil stempelkompressoren blive ødelagt, hvis dele af gassen kondenseres, fordi den opererer med små tolerancer (7).

Der findes som sagt mange forskellige roterende kompressorer. Problemet med disse roterende kompressorer er, at de ikke kan håndtere væsker, hvis noget af gassen kondenserer. Ligeledes vil det ikke være en fordel at få kontakt mellem kulbrinter og smøreolie, da kulbrinterne kan medvirke til ændrende specifikationer for olien (7). Kontakten kan forårsage, at smøreolien i kompressorerne skal skiftes ofte, hvilket vides af erfaring, ikke bliver gjort på raffinaderiet (7). Ligeledes gør nogle roterende kompressorer brug af små tolerancer, hvilket vil have større omkostninger i forbindelse med renovering (7). Figur 7 giver et overblik over forskellige typer kompressorer.



Figur 7: Overblik over forskellige typer kompressorer (8)

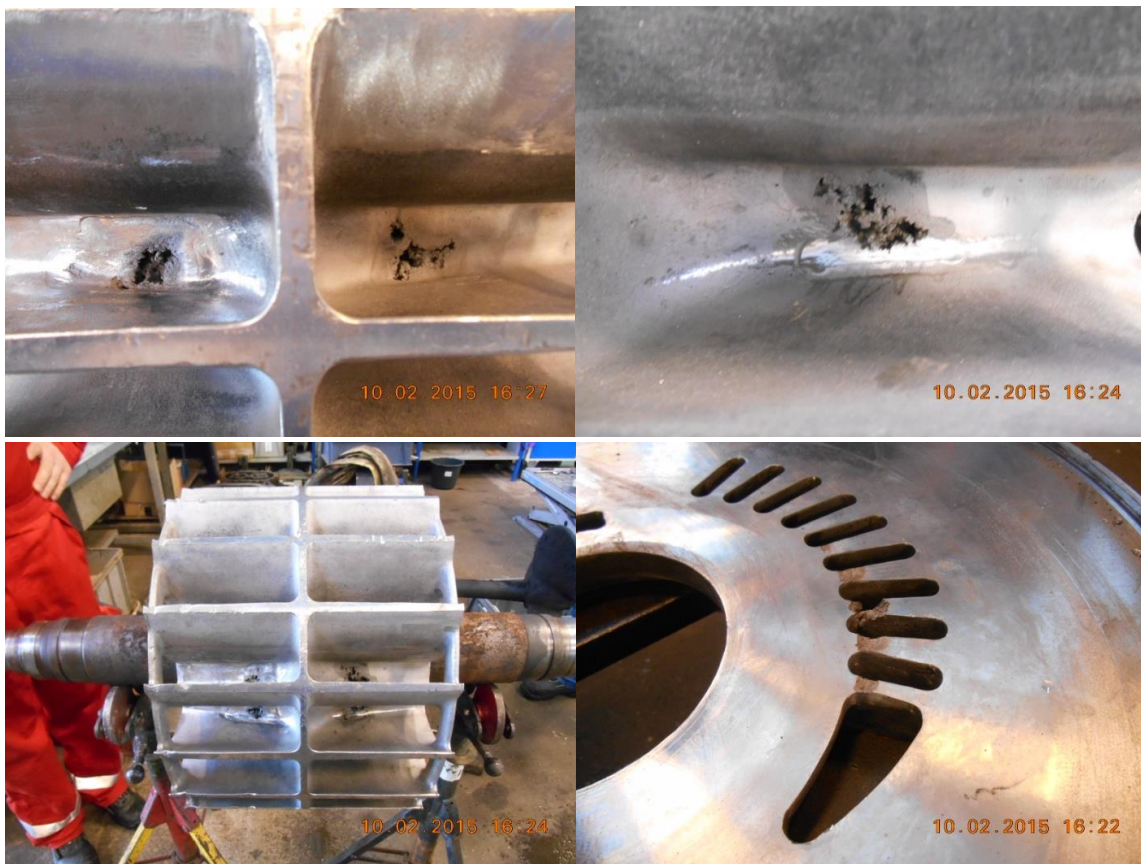
Væskeringspumpen har den fordel, at den både er kølig, har et svagt støjniveau, samt kan håndtere kondensat. Derudover er det en meget slidstærk kompressor, hvis kavitation undgås.

En anden teknologi som er interessant er ejektorer, da disse ingen bevægelige dele har samt prisen på ejektorer er attraktiv sammenlignet med pumper. Ejektorer vil blive behandlet senere i rapporten.

## 4 Kavitation

Problemet med P-1471 er, at væskeringspumpen står og kaviterer. Kavitationen har været grunden til nogle u hensigtsmæssige reparationer samt et usikkert vakuum, som har været en irritation for raffinaderiet i flere år. Der er tidligere lavet flere analyser af praktikanter og teknologer for at forsøge at fastslå hvad kavitationen skyldes. I 2016 skal der foretages nogle tiltag for at løse problemet. Enten skal der findes ud af, hvordan man kan undgå at pumpen kaviterer, men en anden løsning vil være at erstatte væskeringspumpen med andre teknologier.

Kavitation forekommer når væsken inde ved impelleren rammer sit kogepunkt. Når impelleren roterer, kan den skabe lavere tryk lokale steder inde ved impellerskovelende. Hvis dette lave tryk, sammenholdt med den rette temperatur, rammer kogepunktet for den pumpede væske, vil væsken gå på gasform, hvilket skaber små bobler i væsken. Når disse bobler bevæger sig væk fra det lokale lave tryk, kolliderer de, hvilket skyldes overfladespændingen på boblerne som bliver svag (9). Dette forårsager udmattelse af materialet, som dermed langsomt eroderer. Når en pumpe kaviterer har det u hensigtsmæssige følger, da det kan skabe vibrationer, larm og skader på udstyr som f.eks. impelleren. (4) (9)



Figur 8: Billederne viser kavitationsskader af impeller og portplade (3)



I starten af 2015 blev P-1471 demonteret og skildt ad (Figur 8) i forbindelse med en lækage på anlægget. Billederne viser tydelige tegn på at pumpen har været udsat for kavitation, som forekommer inde mod impellerens midte. Det kan ses at impelleren er delt på midten, hvilket betyder at pumpen kan monteres i 2 trin. Billedet nederst til højre viser portpladen, som er en plade monteret ved hver ende af impelleren der indeholder gassens indløbs- og udløbsport.

Over længere perioder med kavitation ses det tydeligt, at pumpens ydeevne kan falde markant (4).

## 5 Kavitationsanalyse samt analyse af P-1471

For at analysere hvad der kan skyldes kavitationen i P-1471, skal der kigges på en række parametre i forbindelse med pumpen. De interessante parametre er følgende:

- Væskeringen
  - Væskeringstemperaturer
  - Væskeringsegenskaber
- Gas
  - Gastemperaturer
  - Gassammensætningen
- Tryk
  - Vakuumtryk
  - Afgangstryk

I tabellen herunder er der givet design procesdata ved ind- og udløb på pumpen.

	Indløb	Udløb
Væskeringstemperatur [°C]	15	23
Gastemperatur [°C]	18	Ukendt
Tryk [bara]	0,10	1,2

Tabel 2: Designdata fra datablade

Dog viser raffinaderiets monitorerings program, PI, at de aktuelle parametre er en smule anderledes. Hele pumpehuset er isoleret, hvilket gør det umuligt at få et visuelt blik på pumpen. Dog var det muligt at få en tekniker til at demontere en isoleringsplade, således der kunne opnås adgang til selve pumpehuset. Med en lasermåler blev pumpehuset målt til en temperatur på 18,8 °C som antages at være steady state temperatur, hvilket er samme temperatur som gassen og væsken har i udløbet af pumpen. Både gassen og den tilførte væske havde temperaturer på 13,4 °C. Aktuelle data, som bruges i beregningerne i rapporten vises i Tabel 3.

	Indløb	Udløb
Væskerings temperatur [°C]	13,4	18,8
Gas temperatur ind [°C]	13,4	18,8
Tryk [bara]	0,11	1,2

Tabel 3: Aktuelle temperaturer brugt til beregninger

Udgangstrykket fra pumpen monitoreres ikke i PI, så det antages at være design trykket på 1,2 bara.

Parametre for temperaturer kan variere efter vejrforholdene, og vakuumtrykket kan variere en smule afhængig af processen

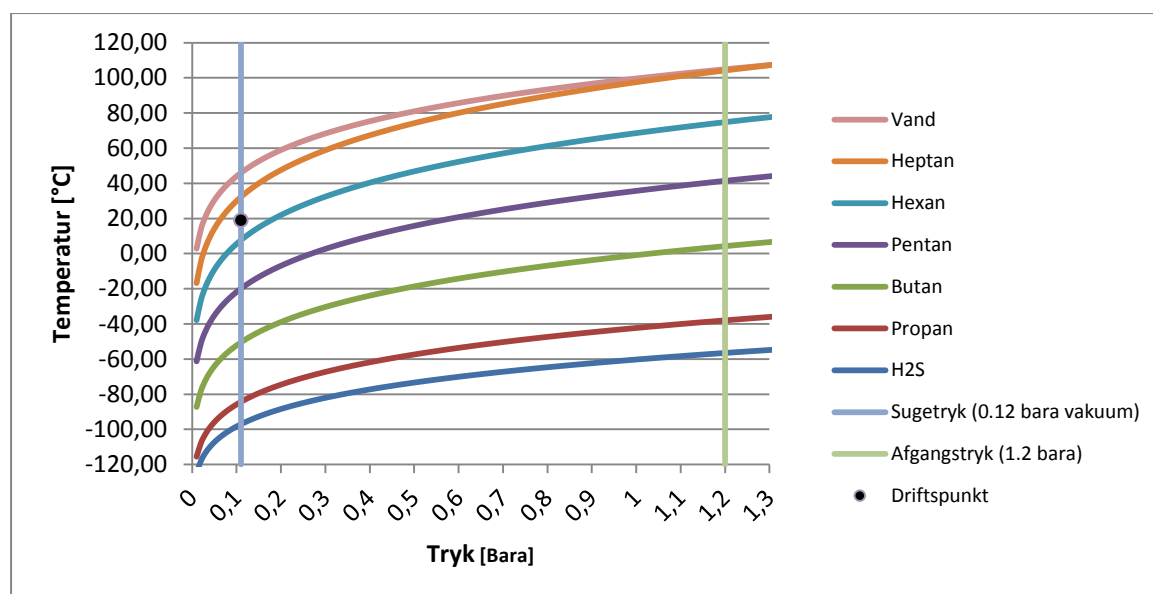
## 5.1 Gasanalyse

For at vurdere om disse parametre har nogen indvirkning på gassen, må gassen analyseres. Da gassen opstår fra nogle processer på raffinaderiet, vil gassens sammensætning formentlig ikke være ens. Dog er designdataene opgivet på den gas, man formoder komprimeres af P-1471.

Kemiske betegnelse	Kemisk navn	g/mol	Mol %	Vægt %	g/s
H <sub>2</sub> S	Svovlbrinte	34	1,8	1,49	2,05
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propan	44	0,03	0,03	0,04
C <sub>4</sub>		58	0,95	1,34	1,85
C <sub>5</sub>		72	5,06	8,86	12,23
C <sub>6</sub>		86	0,83	1,74	2,40
C <sub>7-135°C</sub>		112	9,88	26,91	37,14
135-150°C		120	5,09	14,85	20,50
150-400°C		200	2,45	11,92	16,44
Luft	Luft	29	1,92	1,35	1,87
H <sub>2</sub> O	Vand	18	71,99	31,51	43,49
I alt		41,4	100	100	138

Tabel 4: Designdata en gas fra datablad

Tabel 4 viser designgassen som er opgivet via databladet, dog kan det ses, at der findes mange forskellige kulbrintearter i gassen. Det antages dog, at f.eks. C<sub>4</sub> er butan og C<sub>5</sub> er pentan osv, selvom det ikke er udspicificeret fra databladet.



Figur 9: Damptryksskurver for de kulbrinter som design gassammensætningen består af

Figur 9 viser kogepunktet ved de gasser som indgår i gassammensætningen. Derudover fremhæver de vertikale linjer sugetrykket og afgangstrykket. Kurverne er udregnet via Clausius-Clapeyron ligningen. Fordampningsenthalpien er taget fra regneprogrammet EES.

$$T_k = \left( \frac{1}{T_0} - \frac{R \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)}{\Delta h_{vap}} \right)^{-1} \quad [5.1]$$

$T_k$	=	Kogepunkt ved ønsket tryk [°C]
$T_0$	=	Kogetemperatur opgivet ved et bestemt tryk ( $P_0$ ) [°C]
$P$	=	Damptryk ved ønsket tryk [kPa]
$P_0$	=	Damptryk opgivet ved bestemt temperatur ( $T_0$ ) [kPa]
$\Delta h_{vap}$	=	Energi brugt til at fordampe væske ved $P_0$ [J/mol]
$R$	=	Idealgaskonstanten: $8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$

Denne ligning kan bruges til at udregne kogepunktskurver hvis et sæt kogepunkts data er kendt. I Ligning [5.1] udgør  $T_0$ ,  $P_0$  og  $\Delta H_{vap}$  det kendte datasæt.

På Figur 9 ses at punktet ved 18,8°C og 0,11 bara, som er indsugningsbetingelserne for gassen, vil vand og heptan kurverne ligge over punktet, hvilket betyder at de er på væskeform. Med andre ord er vand og heptan allerede kondenseret ved indløbet til pumpen. Dog vil dampkurverne for pentan og hexan blive krydset under kompressionen i pumpen, hvilket betyder de kondenserer under kompressionen.

## 5.2 Pumpens energiforbrug

Ude ved pumpen samt i monitoreringsprogrammet PI, er der som tidligere nævnt aflæst værdier under drift. Værdierne er aflæst når pumpen har kaviteret, hvilket kan give en indikation af hvordan pumpens tilstand er. Ved at aflæse et lokalt amperemeter, samt kende trykkene i pumpen kan kompressionseffekt, effektforbrug og effektivitet af pumpen beregnes.

Kompressionen som sker i pumpen kan udregnes isotermisk, da ca. 90 % af tabet i pumpen overføres til væskeringen (4), som dermed køler pumpen så den har konstant temperatur under steady state drift. Dermed forekommer der nærmest ingen temperaturstigning inde i pumpen. Den isotermiske kompression udregnes med Ligning [5.2]. (4)

$$P_{is} = 0.0278 \cdot p_1 \cdot \dot{S} \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 8,7 \text{ kW} \quad [5.2]$$

$P_{is}$	=	Isotermisk effekt brugt på at komprimere og suge vakuum [kW]
$\dot{S}$	=	Suge kapacitet [ $\text{m}^3/\text{t}$ ]
$p_1$	=	Sugetryk (vakuumtryk) [bara]
$p_2$	=	Afgangstryk [bara]
0,0278	=	Omregningskonstant for at bruge bar som trykenhed [kPa/bar-t/s]

Denne energi, betegnes som den termiske energi pumpen skal bruge på at suge vakuum samt komprimere gassen. Ved at aflæse amperemetret som er monteret på pumpen (78 A), kan det udregnes hvor meget elektrisk effekt der bliver tilført pumpen. Ved at kende motorens effektivitet som er 92,5 % kan det derefter udregnes hvilken energi som tilføres pumpeakslen og tabet af energi som omdannes til varme.

$$P_p = U \cdot I \cdot \text{Cos}(\phi) \cdot \sqrt{3} \cdot \eta = 41 \text{ kW} \quad [5.3]$$

$P_p$	=	Effekt tilført pumpeaksel [kW]
$U$	=	Elmotorens påtrykte spænding [400 v]
$I$	=	Elmotorens tilførte strøm [78 A]
$\text{Cos}(\phi)$	=	Elmotorens ohmske effekt konstant [0,82 -]
$\sqrt{3}$	=	Elmotoren er tilsluttet 3 faser [-]
$\eta$	=	Elmotorens effektivitet [0,925 -]

Motorens påtrykte spænding, effektivitet og  $\text{Cos}(\phi)$  er aflæst på motorens mærkeplade. I en væskeringpumpe er den primære køling selve væskeringen, som optager omkring 90 % af det energitab som måtte forekomme i pumpen (4). Den isotermiske effektivitet kan udregnes når kompressionsforbruget, og akselforbruget kendes.

$$\eta_{is} = \frac{P_{is}}{P_p} = 0,212 \quad [5.4]$$

$\eta_{is}$  = Isotermisk effektivitet af pumpen [-]

En effektivitet på 21,2% er i underkanten, men acceptabel for en væskeringspumpe (4). Tabet i pumpen forekommer af friktion i bl.a. lejer, samt slidtage af pumpe.

Endvidere fremgår det af P-1471's datablad, at pumpen skal bruge 34 kW ved normal drift (Bilag 13.1). Dette siger noget om at pumpen kan være slidt, hvilket Figur 8 beviser, fordi pumpen blev samlet uden reparation af impeller og andre sliddele, da den sidst blev skildt ad i starten af 2015.

Da langt størstedelen (omkring 90%) af energitabet fjernes via væskeringen, kan det udregnes hvor meget væskens temperatur vil stige under kompressionen. Hvis det som i Tabel 2 antages at væskeringen under steady state er 18,8 °C og der, aflæst på flowmeter, recirkuleres et flow til væskeringen på 10 m<sup>3</sup>/t som er 2,78 kg/s hvis densiteten sættes til 1000 kg/m<sup>3</sup>, vil udgangstemperaturen være:

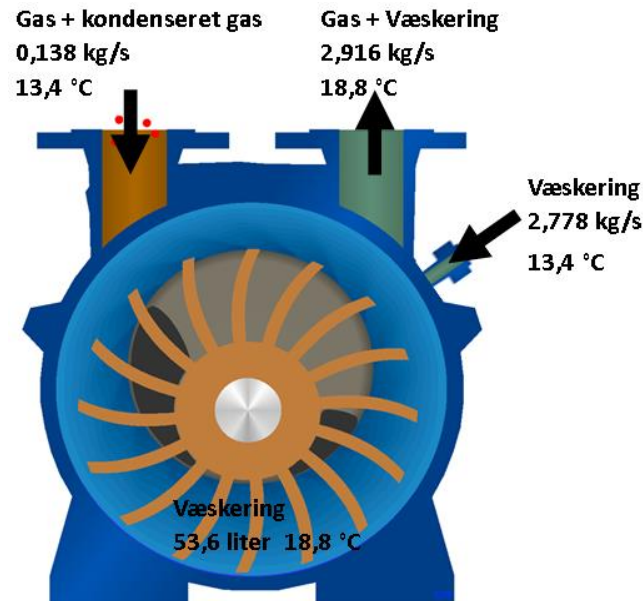
$$t_{ud} = \frac{0,9 \cdot P_p}{\dot{m} \cdot c_p} + t_{ind} = 16,57^\circ C \quad [5.5]$$

$\dot{m}$  = masseflow [kg/s]  
 $c_p$  = Specifik varmekapacitet [kJ/kg\*°C]  
 $t_{ind}$  = Væskeringens indløbs temperatur [°C]

Resultatet viser, at temperaturforskellen mellem indløb og udløb af vandet ikke er voldsom stor, og at resultatet ikke stemmer overens med den steady state målte temperatur på 18,8 °C. Dog krydses damptrykskurven (Figur 9) for både hexan og pentan, hvilket vil få disse kulbrinter til at kondensere. Hexan og pentan vil afgive energi under kondensering, hvilket vil påvirke den energi som tilføres vandet i pumpen. For at vurdere de virkelige forhold for pumpen, må en energibalance for pumpen opstilles, hvor alle de kendte energibidrag medregnes.

### 5.3 Energibalance af væskeringspumpen

For at komme med en nærmere vurdering af pumpeforholdene opstilles en energibalance for pumpen. Selve den vandmasse som befinder sig i pumpen er udregnet efter væskeringspumpens geometriske tegninger og anvisning af væskenniveau. Væskemængden af væskeringen i pumpen er 53,59 liter. Væskemængden bruges dog ikke i beregningerne, da der regnes på pumpens steady state, men er kun oplyst for læserens mulige interesse.



Figur 10: Fluiders gennemstrømning af vakuumpumpen (3), modificeret

Figur 10 viser en skitse hvor pumpens indløbs og udløbs betingelser er givet. For at pumpen holder konstant temperatur under steady state drift, skal væsketilførslen til væskeringen kunne optage samme mængde energi som væskeringen udsættes for. For at holde den konstante temperatur, skal væsken som tilføres pumpen dermed være køligere end pumpens 18,8 °C. Den køligere temperatur vil blive udregnet i energibalancen som ses opstillet i Ligning [5.7]. Dog bør de forskellige led blive forklaret for at gøre balancen overskuelig. Summen af de energibidrag som sker inde i pumpen, skal være ens med den energimængde som væsketilførslen skal optage.

- $\dot{E}_p = P_p$ , er effekt tilført fra pumpe.
- $\dot{E}_{gas}$  optager energi, da temperaturen af gassen ved pumpens indløb er 13,4 °C og opnår pumpens steady state temperatur på 18,8 °C.
- $\dot{E}_{heptan}$  optager energi, da temperaturen af heptanvæsken ved pumpens indløb er 13,4 °C og opnår pumpens steady state temperatur på 18,8 °C.
- $\dot{E}_{vand}$  optager energi, da temperaturen af vandmængden ved pumpens indløb er 13,4 °C og opnår pumpens steady state temperatur på 18,8 °C.
- $\dot{E}_{pentan}$  afgiver energi, da pentanen kondenseres i pumpen.
- $\dot{E}_{hexan}$  afgiver energi, da hexanen kondenseres i pumpen.
- $\dot{E}_{væsketilførsel}$ , er den recirkulerende væske til væskeringen, som skal kunne optage den energi der overføres til væskeringen i pumpen.

$$\dot{E}_{ind} = \dot{E}_{ud} \quad [5.6]$$

$$\dot{E}_p + \dot{E}_{gas} + \dot{E}_{heptan} + \dot{E}_{vand} + \dot{E}_{pentan} + \dot{E}_{hexan} = \dot{E}_{vasketilførsel} \quad [5.7]$$

$\dot{E}_p$	=	Effekt tilført fra pumpe
$\dot{E}_{gas}$	=	Gassen optager energi
$\dot{E}_{heptan}$	=	Heptan optager energi
$\dot{E}_{vand}$	=	Vand optager energi
$\dot{E}_{pentan}$	=	Pentan kondenserer og afgiver energi
$\dot{E}_{hexan}$	=	Hexan kondenserer og afgiver energi
$\dot{E}_{vasketilførsel}$	=	Vasketilførselens optagne energi

De forskellige led i Ligning [5.7] dækker over de energioverførsler som forekommer inde i pumpen. Vand og heptan er kondenseret fra gassen inden indløbet til pumpen, dermed kommer der både væske og gas ind gennem gasindløbet til pumpen. Dette resulterer også i at gassens specifikke varmekapacitet ( $C_p$ ) skal beregnes på ny, for at kunne beregne  $\dot{E}_{gas}$ .

Cp beregning af gas			
Stoffer	Cp [kJ/kg*K]	Masseflow [g/s]	Vægtfordeling [%]
Propan	1,67	0,04	0,22
Butan	1,69	1,85	9,05
H2S	1,02	2,05	10,05
Air	1,01	1,87	9,14
Pentane	1,65	12,23	59,82
Hexane	1,65	2,40	11,72
I alt		20,44	100,00
Gas Cp	<b>1,53</b>		

Tabel 5: Værdier brugt til udregning af Cp værdi for gas (10)

Ligningerne som er brugt i energibalancen for at udregne bidragene, er følgende to ligninger: (9)

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta t \quad [5.8]$$

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot \Delta h_{vap} \quad [5.9]$$

$\Delta h_{vap}$  = Energimængden som frigives ved at kondensere [kJ/kg]

Værdierne som er brugt i udregningerne samt bidragenes resultater er vist i Tabel 6.

	$\dot{m}$ [kg/s]	$C_p$ [kJ/kg*°C]	$t_{ind}$ [°C]	$t_{ud}$ [°C]	$\Delta h_{vap}$ [kJ/kg]	$\dot{E}$ [kJ/s]
$\dot{E}_p$						41
$\dot{E}_{gas}$	0,020	1,53	13,4	18,8		-0,2
$\dot{E}_{heptan}$	0,037	2,20	13,4	18,8		-0,9
$\dot{E}_{vand}$	0,044	4,18	13,4	18,8		-1,1
$\dot{E}_{pentan}$	0,012				358 (4)	4,4
$\dot{E}_{hexan}$	0,002				335 (4)	0,8
$\dot{E}_{væsketilførsel}$						44

Tabel 6: Værdier brugt til udregning af bidrag i energibalancen

Ifølge energibalancen (Ligning [5.7]) bliver væskeringen tilført en energi på 39,6 kW (44\*0,9), hvilket den tilførte væske skal kunne optage for at opretholde balancen. Det udregnes i Ligning [5.10] hvilken temperatur den tilførte væske bør have. Masseflowet er 2,78 kg/s og temperaturen ved udløbet er 18,8 °C.

$$t_{ind} = -\frac{\dot{E}}{\dot{m} \cdot C_{p,vand}} + t_{ud} = 15,4 \text{ °C} \quad [5.10]$$

Temperaturen af det tilførte vand skal være 15,4 °C for at holde konstant temperatur ved steady state i de forhold som pumpen har i tidsrummet hvor temperaturen på pumpehuset blev målt. Dog viser data fra PI, at temperaturen kun er 13,4 °C på det tilførte vand.

### 5.3.1 Måleusikkerhed og fejlkilder

Til at bestemme den recirkulerende massestrøm er aflæst et flowmeter, det har ikke været muligt at finde modelnummer på flowmetret. Derfor kan der ikke sættes en afmålingsnøjagtighed på denne. Dog siger databladet på lasermåleren, at nøjagtigheden er  $\pm 2$  °C. Hvis steady state temperaturen reelt er  $18,8 - 2 = 16,8$  °C vil  $t_{ind}$  ifølge Ligning [5.10] blive 13,4, hvilket passer med energibalancen. Temperaturmålinger svingede dog mellem 18,8 og 20 °C, hvilket indikerer der formentlig er flere fejlkilder. De brugte kulbrinter i beregningerne er antaget, da der fra databladet ikke var udspicificeret konkrete kulbrinter som butan ( $C_4H_{10}$ ) og pentan ( $C_5H_{12}$ ), men kun var angivet  $C_4$  og  $C_5$ , hvilket kan forårsage uoverensstemmelse mellem beregninger og virkelighed.

Antagelsen taget fra en lærebog, som påstår at 90 % af energioverførslen i væskeringspumpen bliver ledt ud med væskeringen, kan også være en fejlkilde.

Hvis separatoren ikke virker efterhensigten og dermed ikke får skimmet alle kulbrinter fra vandet, kan kulbrinterne blandet med vandet recirkuleres til pumpen, som dermed har andre egenskaber end ønsket. En anden mulighed er, at den gas som komprimeres, indeholder en gassammensætning som ikke overholder de designparametre, som er et



kriterie for at anlægget virker som ønsket. Da anlægget er sat i drift i 1994, vil det være sandsynligt at olieprodukter har ændret specifikationer grundet moderne teknologi og evt. strammere krav. Dette kan medføre at den gas som befinder sig i anlægget er en del anderledes end den var i 1994.

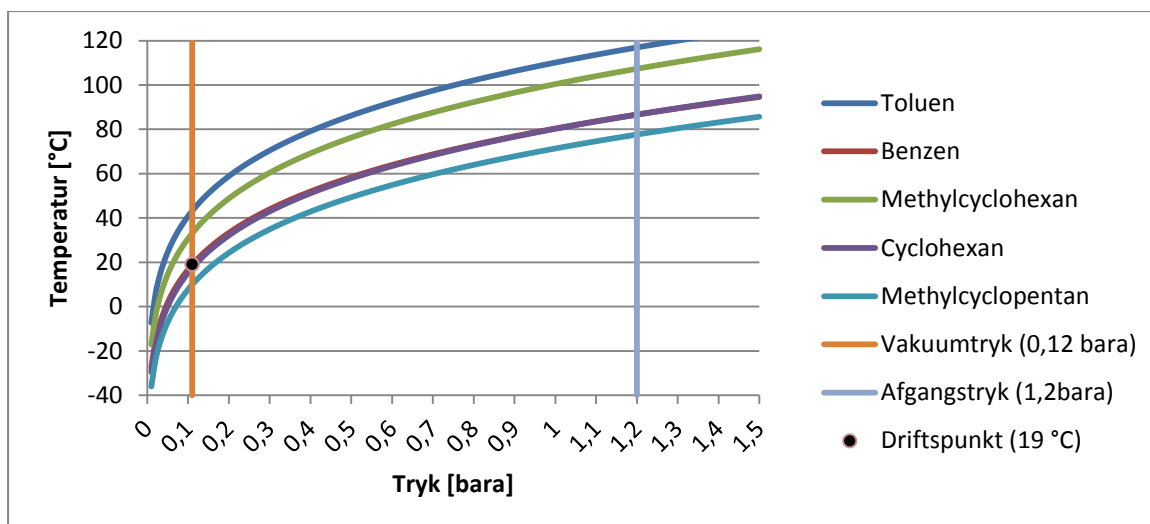
### 5.4 Laboratorieanalyse af væsken i væskeringen

For at finde kavitationsårsagen og på baggrund af mulige uoverensstemmelser mellem energibalancen i afsnit 5.3 og temperaturmålingen på 18,8 °C, blev der i samarbejde med raffinaderiets laboratorie og den daglige drift af raffinaderiet, lavet en analyse af væsken, som pumpen bruger som væskering. Væskeprøven blev udtaget fra et dræn på V-1471 fra det kammer, hvor den recirkulerende væske til væskeringspumpen befinder sig. Der blev taget to prøver som blev analyseret på et eksternt laboratorie.



Figur 11: Væskeprøverne som blev sendt til analyse

Som udgangspunkt burde væsken være rent vand. Dog var det forventet at separatorbeholderen V-1471 ikke ville skimme alle kulbrinterne fra. Som billederne antyder, er det tydeligt at se, at vandet er blandet med noget. Af analysen blev kulbrinterne som befandt sig i væsken oplyst. Dog blev analysen lavet på en sådan vis, at den ikke opgiver kvantitative resultater. Resultatet af denne type analyse fortæller hvilke kulbrinter som befinder sig i væsken, og ydermere hvilke som er dominerende. De fem dominerende kulbrinter kan ses i Figur 12. Hele analyseresultatet kan ses i Bilag 13.2. Det ses på Figur 11, at prøverne har en uklar farve. Dette skyldes, at nogle af kulbrinterne er vandopløselige. Det kan bl.a. nævnes at Toluen, benzen og cyclohexan er svagt opløseligt i vand (11). Hvilket også betyder, at over tid vil kulbrinter ophobe sig i den recirkulerende væske.



Figur 12: Damptrykskurver for de dominerende kulbrinter der befinder sig i den recirkulerende væsning

Her ses det at driftspunktet ligger lige oven i benzens og cyclohexans damptrykskurve, samt at methylcyclopentan vil kondensere under kompressionen i pumpen. Eftersom driftspunktet ligger lige på nogle dampkurver, beviser det at der kan forekomme kavitation i pumpen.

## 5.5 Kavitationsskader i pumpen

Figur 8 viser kavitationsskaderne hovedsageligt befinder sig inde ved impellerens centrum. Dette kan synes en smule besynderligt, da man ofte vil finde eroderet materiale ved enden af impelleren, hvor hastigheden er størst. Det er ikke umiddelbart muligt at få et indblik i hvordan flowet fysisk agerer inde i væskeringsvakuumpumpen. Men centrifugalkraften gør, at væsken lægger sig yderst ved pumpehuset, hvilket betyder at gassen vil ligge inderst i impelleren. Ligeledes ses der også kavitationsskader ved indløbsportene, fordi sugetrykket gør at nogle af kulbrinterne ligger på sine damptrykskurver.

### 6 Problemformulering

Væskeanalysen viser, at væskeringspumpen kaviterer grundet nogle kulbrinter som befinder sig i væskeringen, og yderligere ligger på kogepunktet ved væskeringspumpens indløb. Derfor skal det undersøges om der kan gøres tiltag for at mindske kavitationen, om det vil være muligt at implementere andre teknologier sammen med væskeringspumpen, eller om vakuumpumpen skal erstattes af alternativ teknologi. At bruge andre typer kompressorer kan være problematiske, idet noget af gassen vil kondensere, og smøreoliens levetid reduceres hvis det kommer i kontakt med kulbrinter. En interessant teknologi som alternativ til væskeringspumpen er ejektorer, som både kan drives af damp, luft og vand. Dette giver anledning til en række spørgsmål som skal besvares gennem resten af rapporten.

- Kan der laves tiltag/forsøg for at mindske kavitation i P-1471?
- Vil det være muligt at implementere anden teknologi?
  - Kan ejektorer implementeres i eksisterende anlæg?
  - Kan vakuumpumpen erstattes af ejektorer?
  - Kan allerede eksisterende komponenter genbruges?
  - Hvad er der af muligheder for at regulere vakuummet i et ejektoranlæg?

## 7 Forsøg tiltænkt den daglige drift på raffinaderiet

Der er for hvert anlæg og vigtige komponenter på raffinaderiet, lavet en procedure der fortæller, hvordan anlægget eller komponenten skal håndteres under drift og idriftssætning. P-1471 er ligeledes omfattet af en procedure der ses i Bilag 13.10. Denne procedure kan ændres, hvis fornuftige forslag forekommer.

Efter det er opdaget via væskeanalysen (Afsnit 5.4), at nogle dominerende kulbrinter opholder sig i den recirkulerende væske, kan der gøres nogle tiltag for at forsøge at undgå kavitationen. Et forslag til en midlertidig ændring af proceduren, kunne være at prøve at udskifte vandet i væskeringspumpen en gang om ugen. Derefter skal den daglige drift nogle gange om dagen, observere om det har indvirkning på kavitationen. Hvis dette viser sig at kunne minimere kavitationen, vil det være langt den billigste metode at holde anlægget kørende på. Dette er ikke en pålidelig måde at løse problemet på, men det kan gøre levetiden for pumpen længere, og kan implementeres indtil en endelig løsning er klar til at blive udført.

Dog skal der bruges omkring 53 liter vand ved hver udskiftning, hvilket ikke betyder noget set i forhold til raffinaderiets samlede forbrug. Udskiftningen kan foregå mens vakuumpumpen er i drift, hvis bare der tilføres en lille mængde vand enten på studsens oven på vakuumpumpen, over f.eks. en time om ugen, eller i separeringsbeholderen V-1471. Der bør prøves at påfylde vand i både P-1471 og V-1471, for at vurdere hvad der ville give bedst resultat.

Forsøget blev forsøgt udført i december 2015, men blev stoppet, da raffinaderiets regler siger, at der skal udføres en procedure for midlertidige ændringer på anlæg, hvis slanger monteres på udstyr. Proceduren ville kræve tidskrævende papirarbejde, samt underskrifter fra de forskellige discipliner og driftsafdelinger på raffinaderiet.

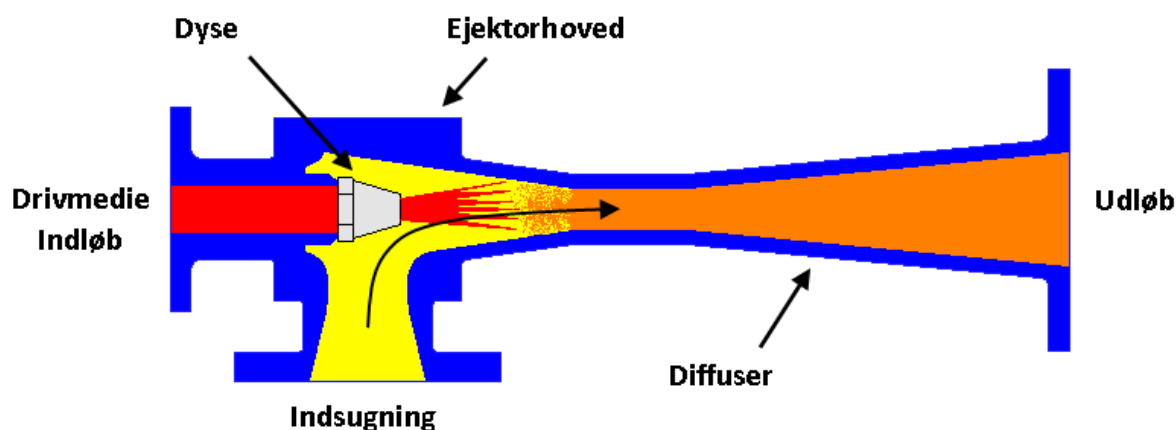
## 8 Alternativ Teknologi

Hvis anden teknologi end væskeringspumpen skal anvendes, er der flere muligheder. Der findes vakuumpumper, som virker på anden vis end væskeringspumpen. Men et andet alternativ som ikke vil blive beskadiget af kavitation i samme grad, er ejektorer.

### 8.1 Ejektor teori

En ejektor er en mekanisk enhed, som har samme formål som pumper og kompressorer, nemlig at flytte eller komprimere et medie. Dog skiller en ejektor sig ud, idet den hverken har bevægelige dele samt den ikke skal drives af en mekanisk enhed som f.eks. en el-motor. Manglen på bevægelig mekanik er ligeledes årsag til, at der inde i ejektoren ikke vil forekomme lokale lave tryk som kan få væsken til at fordampe, og derefter få boblerne til at implodere.

Ejektorens opbygning er simpel og består af 3 grundlæggende dele. En dyse, et ejektorhoved hvor sugestudsens er monteret, samt en diffuser. (4)



Figur 13: Illustration af ejector (12), modificeret

Ejektoren fungerer ved, at et drivmiddel med et givent tryk føder dysen. Herefter løber drivmidlet mod diffuseren, hvor det blandes med indsugningsgassen som suges ind i ejektorhovedet. Drivmidlet kan være af forskellig art, hvor det mest brugte drivmiddel er damp, selvom der også kan bruges vand og luft. Luft kan desuden anses som et farligt drivmiddel, grundet mulig eksplosionsfare hvis der komprimeres kulbrinter (7).

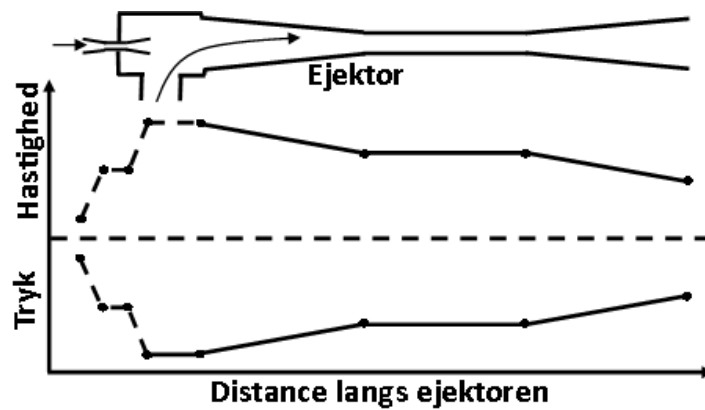
Måden indsugningsgassen suges ind i ejektorhovedet på, samt måden der skabes vakuum, skal findes i Bernoullis ligning. (13)

$$P + \rho \cdot \frac{V^2}{2} = \text{konstant (langs en strømlinie)} \quad [8.1]$$

P	=	Statisk tryk
$\rho \cdot \frac{V^2}{2}$	=	Dynamisk tryk

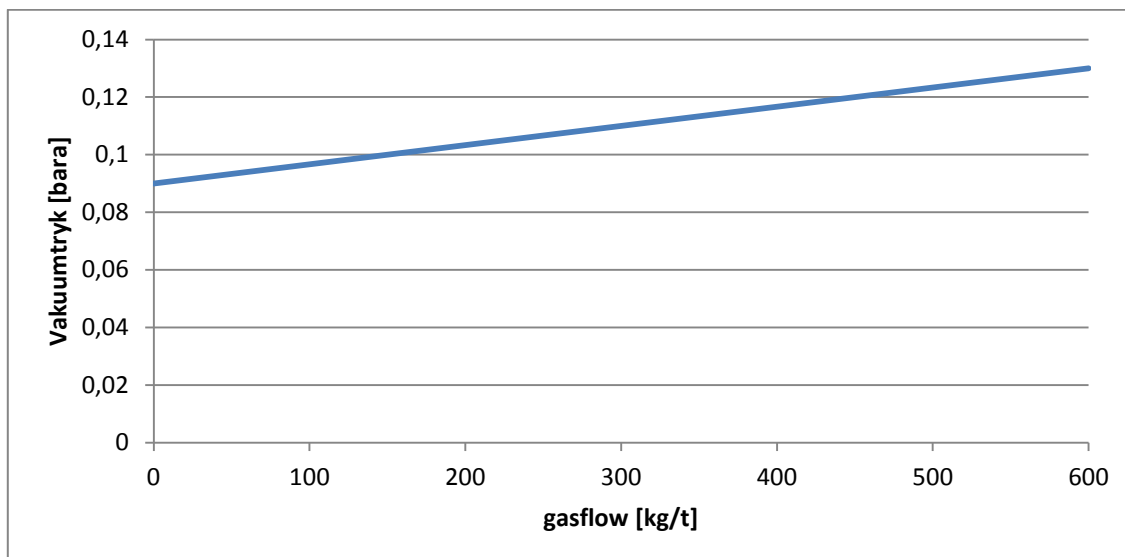
Bernoullis ligning indeholder også et led med det hydrostatiske tryk, som dog negligeres da der ingen højde indgår i teorien for ejektoren. (9)

Drivmidlets tryk reduceres ved dysen, da hastigheden vil stige. Ved dysens udløb, har drivmidlet størst hastighed og mindst tryk. I diffuseren vil hastigheden falde, og trykket vil stige. Det lave tryk lige efter dysens udløb resulterer i, at gassen bliver suget ind i ejektorhuset og dernæst bliver blandet med drivmidlet, hvorefter den mixede fluid vil løbe ud af ejektoren. Figur 14 viser en princip skitse af tryk- og hastighedsprofil gennem ejektoren. De stiplede linjer i profilerne, viser hastighed og tryk for drivmidlet, mens de fuldoptrukne linjer viser hastighed- og trykprofiler hvor drivmidlet og gassen er blandet.



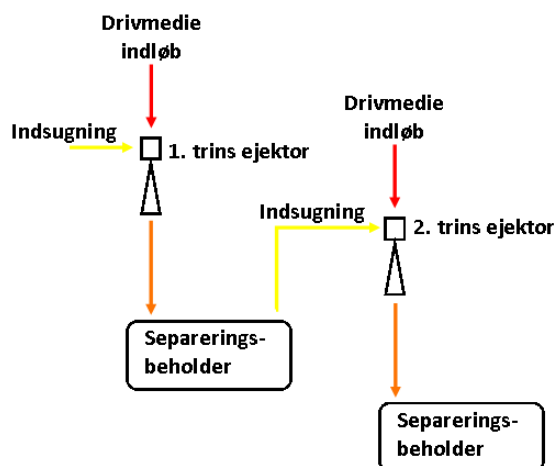
Figur 14: Princip af tryk- og hastighedsprofil gennem ejektor

Performance-kurven på en ejektor kan udtrykkes via genereret vakuumtryk og gasflow. Figur 15 viser et eksempel på en performance-kurve for en dampejektor. Kurven kan variere efter ejektordesign og hvor mange ejektorer som seriekobles, men en typisk kurve for én ejektor vil stige svagt og være lineær.



Figur 15: Typisk vakuumtryk kontra masseflow af dampejektor

Ved brug af ejektorer til at skabe vakuum, kan der opnås højt vakuum. Dog skal ejektorerne normalt sammensættes i flere trin, for at opnå et højt og pålideligt vakuum. Dette gøres ved at sætte flere ejektorer i serie således, at udløbet på den ene ejektor monteres på indsugningsflangen på den næste ejektor. Hvis to ejektorer sættes i serie, er det et to-trins ejektoranlæg.



Figur 16: 2-trins ejektor med separeringsbeholdere

Ofte monteres en anordning for at separere drivmidlet og gassen efter ejektorernes udløb. Tabel 7 viser typiske lavest anbefalede vakuumtryk for dampejektorer monteret i op til seks trin. Det skal dog bemærkes at trykkene kan variere efter designet af ejektoren, samt producenternes individuelle anbefalinger. Dette er kun et overordnet estimat.

Trin	Tryk [Bara]
1 trin	0,1
2 trin	0,016
3 trin	0,0013
4 trin	0,00027
5 trin	0,000027
6 trin	0,000004

Tabel 7: Anbefalede vakuumtryk (5)

Ejektorer kan have både fordele og ulemper. En af ulemperne er, at de ofte kræver mere energi i form af drivmiddel, end en væskeringspumpe (4). Dog har de en række fordele, bl.a. at de ikke har nogen bevægelige dele, og dermed ikke bliver så hurtigt medtaget af slitage, samt de er forholdsvis billige i udskiftning, da prisen ikke er nævneværdig til sammenligning med væskeringspumpen. Ejektorer bruges i mange forskellige industrier, hvor nogle er mere hygiejniske end andre, så materialet af ejektorer kan være bl.a. støbejern, forskellige rustfri stål legeringer samt bronze. (13)

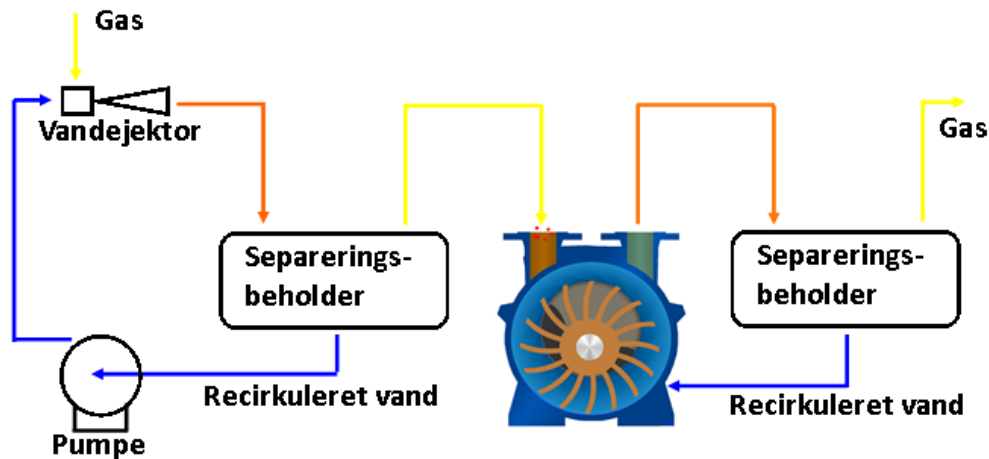
## 8.2 Implementering af ejektorer

Hvis ejektorer skal erstatte eller booste væskeringspumpen, vil ejektoranlægget kunne laves på forskellige måder. Der findes mange forskellige varianter af anlæggene, men her er de som vil være interessante at implementere på raffinaderiet.

### 8.2.1 Væskeringspumpe kombineret med ejektor

Det er ofte brugt, at en ejektor monteres på sugesiden af væskeringspumpen og dermed fungerer som vakuum booster. Dette giver mulighed for at opnå vakuum ned til 0,0002

bara (5). Grunden til at bruge en væskeringspumpe bag på ejektoren er bl.a. at væskeringspumpen sagtens kan behandle kondenseret gas som muligvis vil komme med ind i indsugningen. Derudover er væskeringspumpen slidstærk grundet pumpens kølige temperatur, hvis altså kavitation kan undgås.



Figur 17: Vandejektor koblet på vakuumpumpe

Figur 17 viser en principskitse af en vandejektor monteret på sugesiden af vakuumpumpen. Der kan naturligvis også installeres en dampejektor i stedet. Muligvis kan ejektoren installeres uden separeringsbeholderen, men i raffinaderiets konfiguration skal der suges 1187 m<sup>3</sup>/h gas, hvilket kræver en stor mængde drivmiddel gennem ejektoren, hvorfra det ikke vil være fornuftigt at føre alt drivmidlet gennem væskeringspumpen. Grunden til at det vil være en fordel at have en ejektor på kredsløbet er, at pumpen oplever højere tryk ved indsugningen. Hvis pumpen opretholdes med en temperatur på omkring 20-25 °C, vil pumpen da kunne operere i et område hvor pumpen har en større mulighed for at undgå kavitation ved både de dominante kulbrinter i Figur 12 og design gassammensætningen i Figur 9.

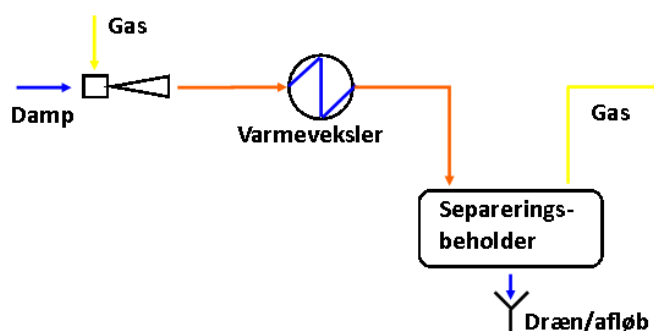
### 8.2.1.1 Delkonklusion af ejektor kombineret med ejektor

Disse typer anlæg ses ofte hvis en væskeringspumpe bruges til at skabe vakuum. Dog er der i dette tilfælde en klar ulempe. Drivvæsken som en ejektor skal bruge, kan ikke føres gennem væskeringspumpen, da der så vil komme et alt for stort flow gennem pumpen. Derfor skal der monteres en separeringsbeholder til at separere ejektorens drivvæske fra den sugede gas. En sådan beholder vil ikke kunne placeres på den betonplatform hvor anlægget er placeret grundet pladsmangel.



## 8.2.2 Væskeringspumpe erstattet af dampejektor

Ved at erstatte vakuumpumpen med en dampejektor, har raffinaderiet den fordel, at der allerede eksisterer højtryks damprør på det meste af raffinaderiet.



Figur 18: Dampejektor anlæg

Figur 18 illustrerer anlæggets opbygning. Dampen kondenseres i en varmeveksler og føres videre til separeringsbeholderen, hvor kondensatet ledes direkte til afløb eller recirkuleres til genbrug i kedlerne. Gassen føres videre i systemet.

I dette anlæg skal dampejektoren og damprøret dimensioneres, derudover skal det undersøges om den eksisterende varmeveksler E-1471 samt separeringsbeholder V-1471 kan genbruges.

Da Tabel 7 viser at ejektorer i et trin kan skabe 0,1 bara vakuum, udregnes ejektoren som et trin.

### 8.2.2.1 Dimensionering dampejektor

Dimensioneringen af dampejektoren skal resultere i, at drivmiddelmængden og dysediameteren af ejektoren beregnes. Dette gøres via Ligning [8.2] og Ligning [8.3].

$$\dot{m}_{tr} = \frac{\dot{m}_s}{\mu_x} \quad [8.2]$$

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}_{tr}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot P_{tr} \cdot \rho_1 \cdot \frac{x}{x+1} \cdot \left(\frac{2}{x+1}\right)^{\frac{2}{x-1}}}}} \quad [8.3]$$

Ligningernes brug af værdier og konstanter vil blive beskrevet, når de skal bruges senere i afsnittet. Dog skal der udregnes nogle værdier og aflæses nogle tabeller inden de kan tages i brug.

Metoden som er brugt, er anbefalet af en tysk ejektorproducent, Körting, hvor resultaterne skal give fornuftige estimater.

Først divideres afgangstrykket efter ejektoren, som er 1 bara (1atm) med sugetrykket som er 0,12 bara (vakuum).

$$\frac{P_d}{P_s} = 8,33 \quad [8.4]$$

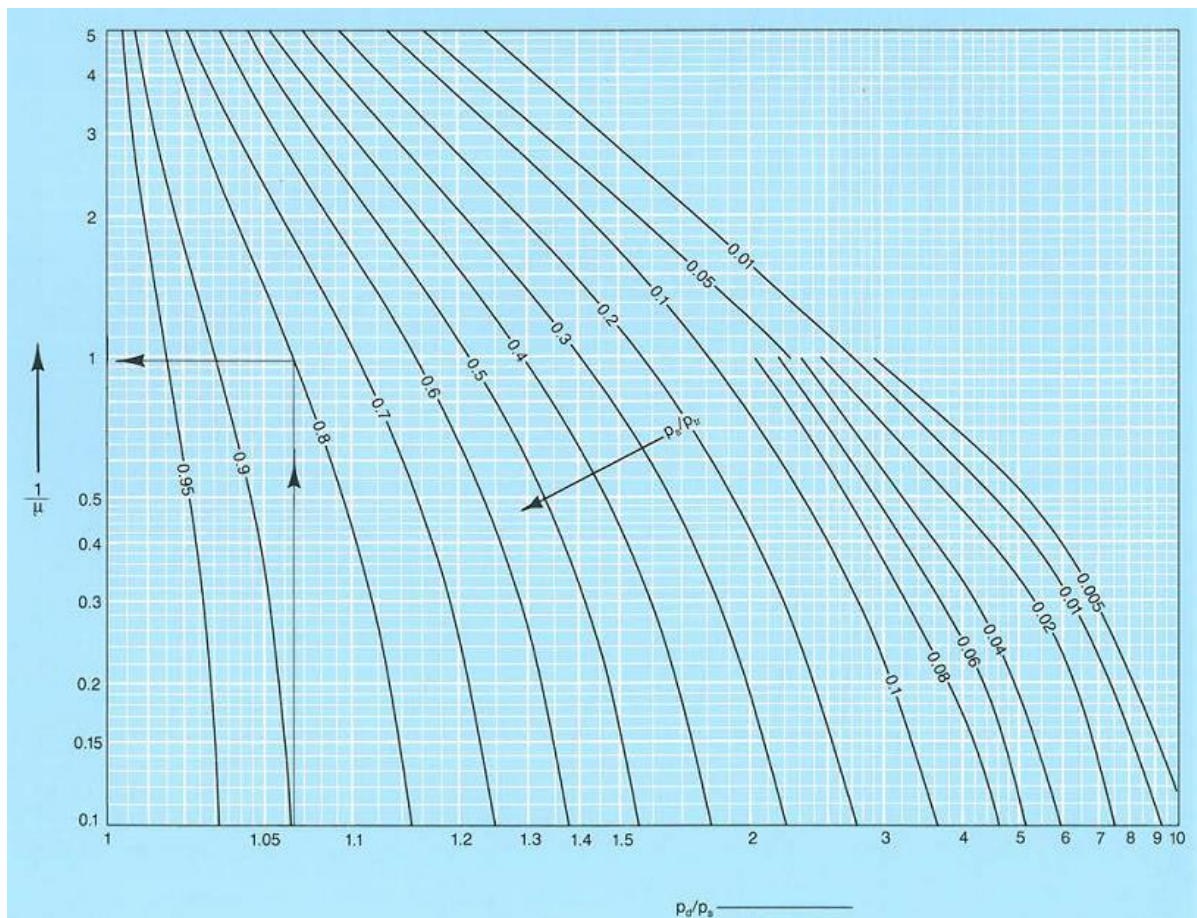
$P_d$  = Afgangstrykket [1 bara]  
 $P_s$  = Sugetrykket [0,12 bara]

Herefter divideres sugetrykket med trykket af drivmidlet. Trykket for drivmidlet er 18 bara, da det er trykket på raffinaderiets højtryksdampslinje. Temperaturen er i øvrigt 330 °C, hvilket dog ikke bruges i beregningen, men indikerer at dampen er overhødet (superheated).

$$\frac{P_s}{P_{tr}} = 0,007 \quad [8.5]$$

$P_{tr}$  = Trykket af drivmidlet [18 bara]

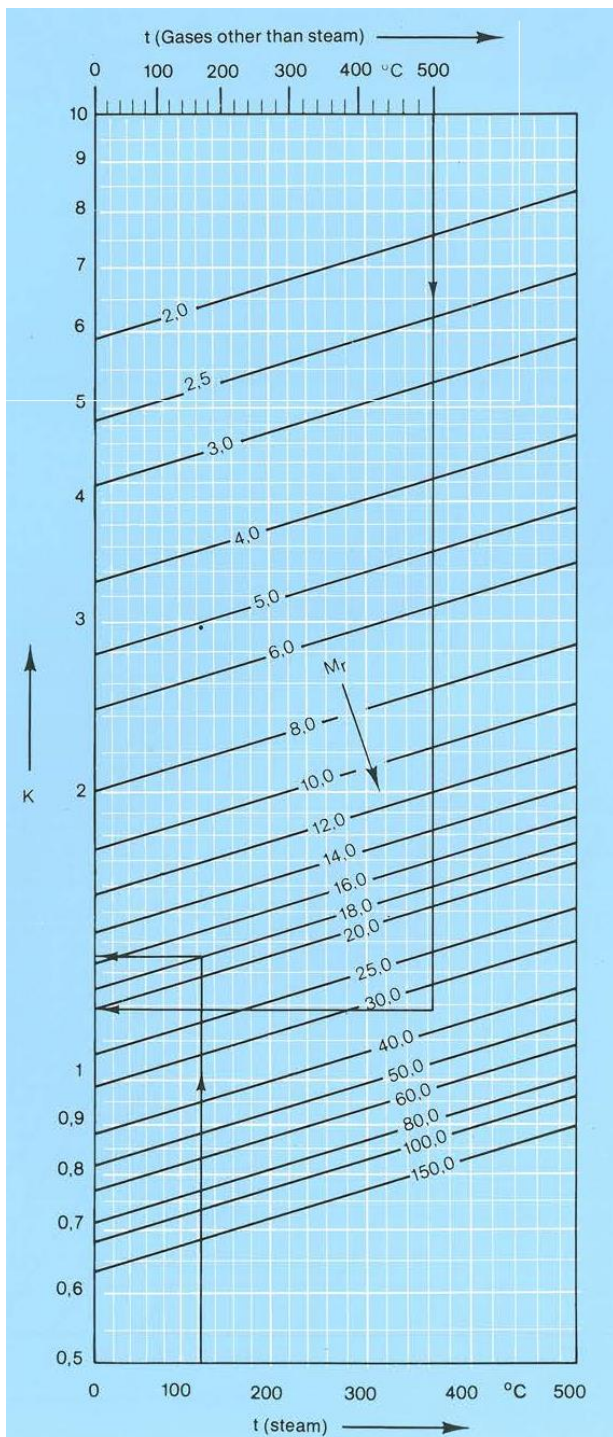
Disse dimensionsløse tal skal bruges til et tabelopslag i Figur 19 som Körting har lavet. Først findes en koefficient  $\frac{1}{\mu}$ , som senere bruges i en ligning for at bestemme flowet for drivmidlet.



Figur 19: Bestemmelse af  $\frac{1}{\mu}$  (13)

Værdien  $\frac{1}{\mu}$  aflæses til 0,2. Figur 19 kan også ses i fuld størrelse i Bilag 13.4. For at aflæse denne figur er det dog antaget, at masseflowet af gas på sugesiden af ejektoren er ens med det ækvivalente sugeflow, hvis det var luft som blev komprimeret. Tabellen er kun gyldig for luft som sugeflow.

Herefter skal  $\frac{1}{\mu_x}$  koefficienten findes, for at korrigere flowet, da det ikke er luft som komprimeres, men gas.



Figur 20: Bestemmelse af K værdien (12)

$$\frac{1}{\mu_x} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{1}{K} = 0,22 \quad [8.6]$$

K skal findes på Figur 20, som også kan findes i fuld størrelse i Bilag 13.4.

$M_r$  er molmassen på den pumpede gas, som antages at være designgassen.

Molmassen er 41,1 kg/kmol.

K aflæses til 0,9 for gassen omkring 30 til 40 °C.

Herefter udregnes masseflowet for dampdrivmidlet ( $\dot{m}_{tr}$ ) via Ligning [8.7].

$$\frac{1}{\mu_x} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{tr}} \quad [8.7]$$

$\dot{m}_s$  = Gasflow [kg/t]

$\dot{m}_{tr}$  = Drivmiddelflow [kg/t]

Først skal masseflowet af gassen dog kendes, som beregnes i Ligning [8.8].

$$\dot{m}_s = \dot{V} \cdot \rho = 497 \frac{kg}{t} \quad [8.8]$$

$\dot{V}$  = Volumenflow af gas [1187 m<sup>3</sup>/t]

$\rho$  = Gasdensitet [0,4185 kg/m<sup>3</sup>]

$\dot{M}_{tr}$  isoleres i Ligning [8.7] og resultatet bliver udregnet i Ligning [8.9].

$$\dot{m}_{tr} = \frac{\dot{m}_s}{\frac{1}{\mu_x}} = 2236 \frac{kg}{t} \quad [8.9]$$

Dette bliver til 54,2  $\frac{tons}{døgn}$  damp, som ejektoren

skal bruge som drivmiddel for at suge det krævede gasflow. Raffinaderiet bruger omkring  $1400 \frac{t}{d}$ , hvorimod et merforbrug på  $54,2 \frac{t}{d}$  sagtens vil kunne produceres af raffinaderiets kedler.

Til sidst skal diameteren for dysen i ejektoren udregnes.

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}_{tr}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot P_{tr} \cdot \rho_1 \cdot \frac{x}{x+1} \cdot \left(\frac{2}{x+1}\right)^{\frac{2}{x-1}}}}} = 15 \text{ mm} \quad [8.10]$$

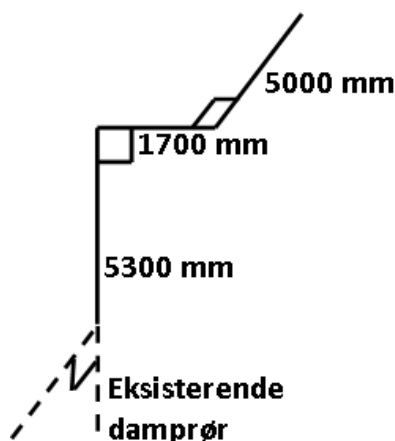
$\Phi$	=	Dysekoefficient [0,97] (13)
$\rho_1$	=	Densitet af damp ved dysens indgang [ $6,3 \text{ kg/m}^3$ ] (EES)
$x$	=	Adiabatisk eksponent [1,3] (13)
$P_{tr}$	=	Tryk af drivmiddel [18 bara]

Dysekoefficienten fortæller noget om flowet gennem dysen. Det kan være indvirkningen på hvordan dysen er geometrisk designet, og om den er vinklet i ejektoren. Værdien af dysekoefficienten er taget fra Körtings anbefaling (13).

Körting har ligeledes udregnet en ejektor efter samme kriterier. Deres komplekse udregninger viste dog at ejektoren skal bruge  $1800 \text{ kg/t}$  svarende  $43,2 \text{ t/d}$ . Så den metode som blev brugt her i rapporten har en fejlmargen på omkring 20 %, hvilket må forventes da metoden skulle give et retvisende estimat.

### 8.2.2.2 Dimensionering af damprør

For at undersøge om dampejektoren er et godt alternativ til vakuumpumpen, skal det undersøges om det er muligt at anlægge et damprør til ejektoren. Ved HDS2 anlægget, som er den ene ende af procesområdet, findes der få højtryksdamprør. Dog er et af damprørene tilfældigvis tæt på området ved vakuumsystemet. En illustration af rørføringen ses i Figur 21, hvor det kan ses at der kan nøjes med at blive opført 12 meter rør, for at røret er tilgængeligt henne ved anlægget. Det tilgængelige rør er et 4" rør, hvilket det nye rør også bliver. Begge bøjninger er  $90^\circ$ .



Figur 21: Nødvendig rørføring

Inden der udregnes tryktab i den kommende rørføring, skal det udspecificeres hvilken tykkelse røret skal have, da det påvirker den hydrauliske diameter.

Godstykkelsen på damprøret udregnes via følgende ligning (14):

$$t = \frac{P \cdot D_{ud}}{2 \cdot \frac{\sigma}{SF} \cdot f + P} + c = 0,62mm \quad [8.11]$$

t	=	Godstykkelse [mm]
P	=	Designtryk [MPa]
$D_{ud}$	=	Udvendig diameter [mm]
$\sigma$	=	Beregningsspændingen (flydespændingen) [MPa]
SF	=	Sikkerhedsfaktor [-]
f	=	Svejsfaktor [-]
c	=	Corosionstillæg [mm]

Beregningsstrykket er 1,7 MPa (17 bar), f sættes til 1 for sømløse rør og rør hvis specifikationer sikrer at der ingen svækkelse er i svejsningerne (14). Sikkerhedsfaktoren skal mindst være 1,5 (14). Korrosionstillægget kan sættes til 0 da det flydende medium er overhedet damp (14). Flydespændingen sættes til 235 MPa efter DS/EN 10025 (15). Udvendig diameter er 114,3mm (4,5") ifølge ASME B 36. 10 M- 1996 (16). Dog siger anbefalinger på raffinaderiet, at der bør bruges Schedule 80 rør. Tabel 8 viser dimensioner på det brugte rør.

<b>Standard</b>	ASME B 36. 10 M- 1996
<b>Norm</b>	API 5L
<b>Rør størrelse</b>	101,6mm (4")
<b>Schedule</b>	80 XS
<b>Udvendig diameter</b>	114,3mm (4,5")
<b>Godstykkelse</b>	8,56mm (0,337")

Tabel 8: Dimensioner på brugt rør (16)



For at beregne tryktab skal nogle parametre som flow, rørlængde, hydraulisk diameter, samt diverse specifikationer på dampen kendes. Disse parametre listes i Tabel 9. Damp specifikationerne er fundet ved interne tabelopslag i beregningsprogrammet EES (Engineering Equation Solver). Den ækvivalente rørlængde er udregnet ved at finde ækvivalente længder for de to 90° bøjninger (3,35m pr. stk. (17)) og lægge til de 12 meters rørstrækning.

Flow	284,4	m <sup>3</sup> /t
Hydraulisk diameter	0,097	m
Tværsnitsareal	0,0074	m <sup>2</sup>
Ækvivalent rørlængde	18,7	m
Dynamisk viskositet	0,0000214	kg/m*s
Densitet	6,3	kg/m <sup>3</sup>
Rughed	0,07	mm
Hastighed	10,7	m/s

Tabel 9: Diverse værdier brugt i følgende beregninger

Først skal Reynolds tallet bestemmes. Dette tal er dimensionsløst og fortæller om strømmingen inde i røret er laminar eller turbulent (9).

- $Re < 2300$  → laminar strømning
- $2300 < Re < 4000$  → overgangsområde
- $Re > 4000$  → turbulent strømning

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{avg} \cdot D}{\mu} = 306018 \quad [8.12]$$

Re	=	Reynolds tal [-]
$V_{avg}$	=	Middelhastighed [m/s]
$\rho$	=	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]
D	=	Hydraulisk diameter [m]
$\mu$	=	Dynamisk viskositet [kg/m*s]

Reynolds tallet viser at strømmen i røret er kraftigt turbulent. Der skal endvidere bestemmes en friktionsfaktor, hvor først den relative ruhed skal udregnes. Den relative ruhed beskriver forholdet mellem middelhøjden af ruheden i røret og rørdiameteren.

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,0007 \quad [8.13]$$

$\varepsilon$	=	Ruhed [mm]
D	=	Hydraulisk diameter [mm]

Ruheden ses i Tabel 9, hvilket er et opslag fra bogen Pumpe Ståbi (18).

Friktionsfaktoren kan bestemmes på flere måder. To populære metoder, er Colebrook ligningen, hvor resultatet skal itereres, samt Moody diagrammet, hvor friktionsfaktoren kan aflæses hvis Reynolds tallet og den relative ruhed er kendte. Dog er usikkerheden ved brug af Colebrook ligningen og Moody diagrammet op til 15 % (9).

I denne beregning bruges en approksimerende relation til Colebrook ligningen givet af S. E. Haaland. Denne relation har en usikkerhed på 2 % af Colebrook ligningen og Moody diagrammet (9), men kan udregnes uden iteration, samtidig undgås det at aflæse unøjagtigt i Moody diagrammet. Ligning [8.14] viser udregningen af friktionsfaktoren.

$$f = \left( \frac{1}{-1,8 \cdot \log \left( \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{D} \right)^{1,11} \right)} \right)^{0,5} = 0,37 \quad [8.14]$$

Endeligt kan tryktabet regnes som gøres i Ligning [8.15].

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 25742 Pa = 0,26 bar \quad [8.15]$$

f	=	Friktionskoefficient [-]
L	=	Ækvivalent længde [m]
D	=	Hydraulisk diameter [m]
$\rho$	=	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]
V	=	Hastigheden af fluiden [m/s]

Dette tryktab vil ikke påvirke ejektoren, og da trykket i højtryksdamplinien ofte er en smule højere end 17 bar, vil der ikke opstå problemer.

### 8.2.2.3 Genanvendelse af separeringsbeholder V-1471

Det bør undersøges, om den eksisterende separeringsbeholder kan genanvendes. Som vakuumanlægget opererer nu, tager det 169 sekunder for en teoretisk komplet udskiftning af væske. Dampen skal dog kondenseres inden den kommer i separeringsbeholderen. Når dampen er kondenseret og er lige under kogepunktet på f.eks. 95 °C er densiteten 961,5 kg/m<sup>3</sup>. Med et masseflow af damp på 1800 kg/t bliver volumenflowet 1,87 m<sup>3</sup>/t, når dampen er kondenseret. Dette giver en teoretisk opholdstid på 905 sekunder, da volumenet af den eksisterende beholder er 0,47 m<sup>3</sup>. Hvis der monteres en varmeveksler på afgangssiden af ejektoren, som sørger for køle dampen nok til at kondensere, vil den eksisterende separeringsbeholder kunne genbruges. Beregninger af volumenet i den eksisterende separeringsbeholder vises

senere i rapporten i afsnit 8.2.3.4. Den kondenserede damp, skal enten udledes direkte til kloak, eller opsamles og renses for, at blive genbrugt i raffinaderiets dampsystem.

#### 8.2.2.4 Genbrug af varmeveksler E-1471

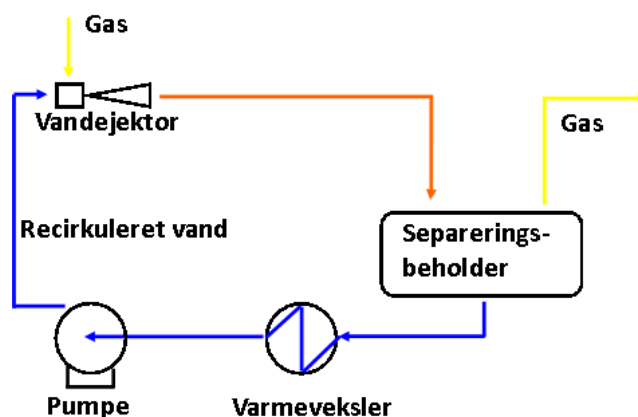
Varmeveksleren skal bruges til at køle og kondensere dampen inden den ledes ind i separeringsbeholderen. NTU-beregningsmetoden af den eksisterende varmeveksler, viser at varmeveksleren kan bruges til formålet. Resultaterne viser, at hvis kølevandet i varmeveksleren holdes på 86 °C, så vil udgangstemperaturen af den kondenserede damp (vand), være 93,8 °C og 94,3 °C i henholdsvis ren og foulet tilstand.  $C_p$  værdien brugt, for damp/kondenseret vand, til beregningen er 3,12 kJ/kg·°C. Værdien er udregnet som gennemsnittet mellem  $C_p$  værdien af 330 °C varm damp ved et tryk på 1 bara som har  $C_p$  værdien 2,03 kJ/kg·°C samt vand ved 95 °C og 1 bara med  $C_p$  værdien 4,21 kJ/kg·°C.  $C_p$  værdien for damp og vand er opslag lavet i EES. NTU metoden som der er gjort brug af er nærmere beskrevet senere i rapporten, i afsnit 8.2.3.3, hvor også data af E-1471, som bl.a. overfladeareal og overall heat transfer koefficient, er udspecificeret.

#### 8.2.2.5 Delkonklusion af dampejektoranlæg

Dampejektoranlægget virker som en fornuftig løsning, da det er nemt at anlægge et damprør til anlægget. Herudover kan kedlerne producere ekstra damp til at drive ejektoren, da raffinaderiet i forvejen bruger store mængder damp. En af de vigtige parametre er, at den eksisterende separeringsbeholder kan genanvendes. Den eksisterende varmeveksler kan også genanvendes.

### 8.2.3 Væskeringspumpe erstattet af vandejektor

Hvis væskeringspumpen skal erstattes af en vandejektor, har et sådan anlæg brug for flere mekaniske komponenter som skal dimensioneres.



Figur 22: Vandejektoranlæg

Anlægget gør brug af recirkulerende vand. Vandet kan også bruges direkte fra en vandledning og derefter separeres og føres direkte til afløb. Det fornuftige ved recirkulering af vandet er, at det kan pumpes i en lukket kreds således der ikke bruges unødvendige vandressourcer.



I anlægget skal både ejektoren, separeringsbeholderen, varmeveksleren og pumpen dimensioneres. I det eksisterende væskeringspumpe anlæg er der både monteret separeringsbeholder og varmeveksler, hvor det vil blive undersøgt om disse kan genbruges.

### 8.2.3.1 Dimensionering af vandejektor

Når vandejektoren skal dimensioneres, er det ligeledes både mængden af drivmiddel samt dysens diameter som udregnes. Dette gøres, ligesom dampejektoren, via Körtings metode, dog for vandejektorer.

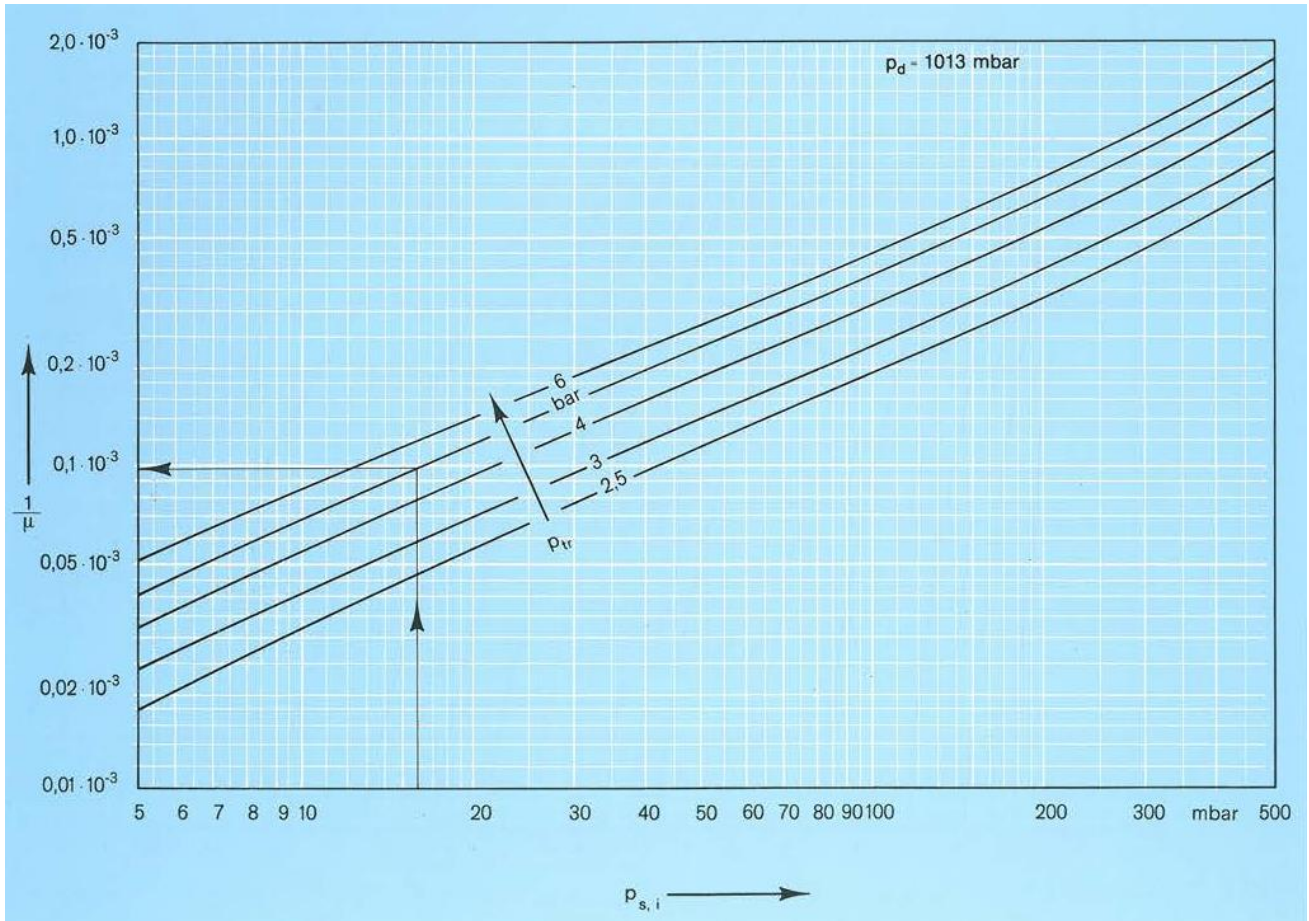
Først udregnes mængden af drivmiddel som i dette tilfælde er almindeligt vand.

Der skal igen udregnes nogle værdier som skal bruges til tabelopslag, inden Ligning [8.20] og Ligning [8.21] kan bruges til at beregne drivmiddelmængden samt dysediameteren.

$$P_{s,i} = P_s - P_{DA} = 0,0883 \text{ bara} \quad [8.16]$$

$P_s$	=	vakuumtryk [0,12 bara]
$P_{DA}$	=	Damptryk af vand ved 25°C [0,0317 bara] (9)

For at lave tabelopslaget, skal der vælges et tryk som drivmidlet skal have. Her vælges trykket ( $P_{tr}$ ) til at være 5 bara. I Figur 23 aflæses  $\frac{1}{\mu}$  til 0,00035.



Figur 23: Når drivtrykket samt  $p_{s,i}$  er defineret kan  $1/\mu$  bestemmes

Figur 23 kan findes i fuld størrelse i Bilag 13.5.

For at korrigere mellem luft og gasflow, bruges Ligning [8.17].

$$\frac{1}{\mu_x} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{1}{K} \quad [8.17]$$

K værdien skal dog udregnes denne gang.

$$K = \frac{R_s \cdot T_s}{R_L \cdot T_L} \quad [8.18]$$

$R_s$	=	Gaskonstant for gas [kJ/kg·K]
$T_s$	=	Temperatur af gas [K]
$R_L$	=	Gaskonstant af luft [0,287 kJ/kg·K] (13)
$T_L$	=	Reference temperatur af luft [293 K] (13)

Men før K kan udregnes, er det nødvendigt at udregne gaskonstanten af den sugede gas. Dette kan gøres hvis molmassen af gassen kendes, hvilket er 41,1 kg/kmol (Bilag 13.3), samt da universal gaskonstanten kendes, hvilket er 8,315 kJ/kmol·K (9).

$$R_s = \frac{R}{M} = 0,2023 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad [8.19]$$

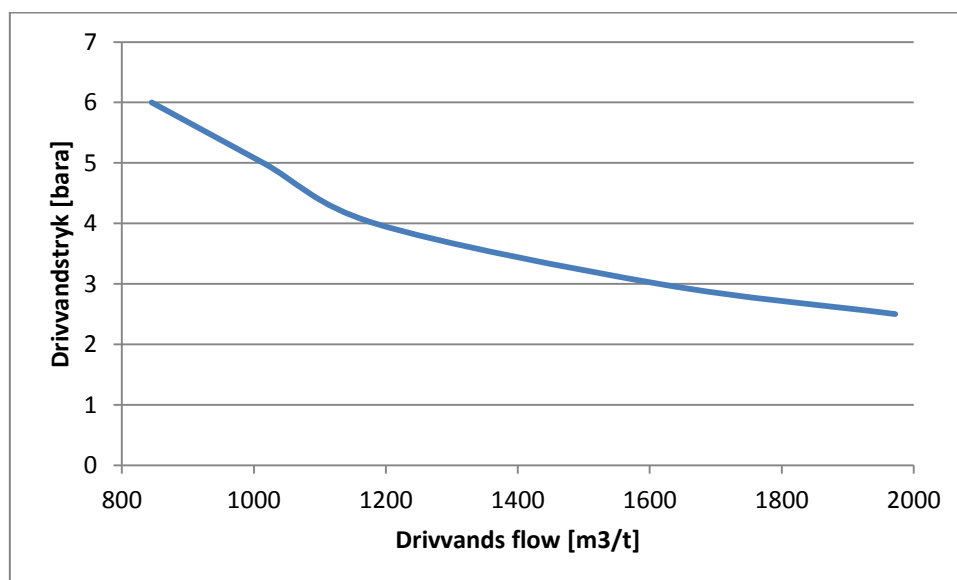
R = Universalgaskonstant [kJ/kmol·K]  
M = Molmassen af gassen [kg/kmol]

K bliver dermed 0,715 og  $\frac{1}{\mu_x}$  bliver 0,00049. Herefter udregnes mængden af drivvæsken via Ligning [8.20].

$$\dot{m}_{tr} = \frac{\dot{m}_s}{\frac{1}{\mu_x}} = 1013877 \frac{kg}{t} \approx \dot{V}_{tr} = 1014 \frac{m^3}{t} \quad [8.20]$$

$\dot{m}_s$  = Masseflow af gassen [kg/t]  
 $\dot{m}_{tr}$  = Masseflow af drivmiddel [kg/t]  
 $\dot{V}_{tr}$  = Volumenflow af drivmiddel [m<sup>3</sup>/t]

På Figur 24 ses det nødvendige volumenflow af drivvandet som driver ejektoren ved forskellige tryk af drivvandet.



Figur 24: Nødvendig mængde af drivvand ved givent tryk

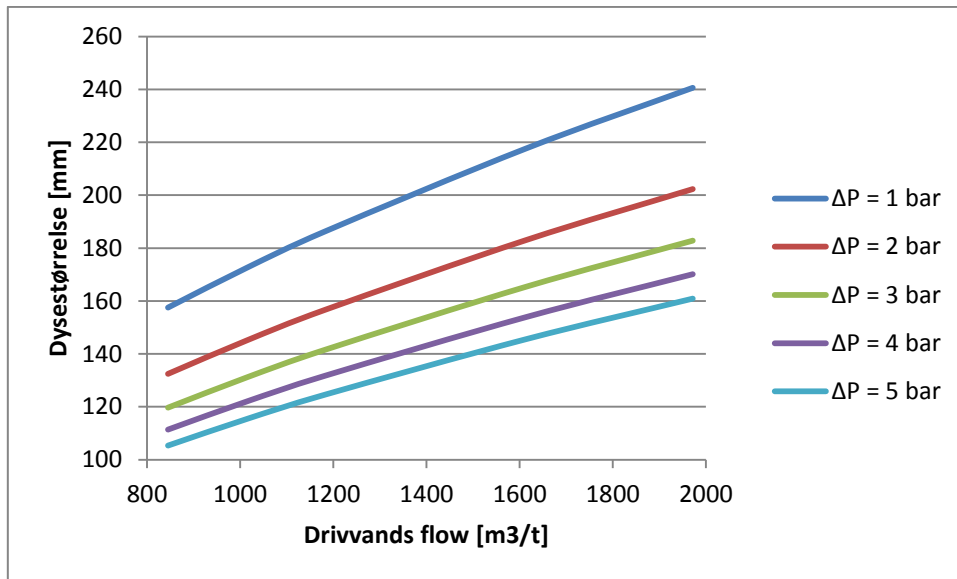
Til sidst skal dysediameteren udregnes. Dette gøres via Ligning [8.21].

$$D = \sqrt{\frac{\dot{V}_{tr}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}} = 122 \text{ mm} \quad [8.21]$$

$\Delta P$  = Trykforskellen mellem indløb og udløb af dysen [bar]  
 $\Phi$  = Dysekoefficient [0,97] (13)  
 $\dot{V}_{tr}$  = Volumenflow af drivmiddels [m<sup>3</sup>/t]

Da design af dyserne ikke er afgrænset fra projektet, vil  $\Delta P$  blive vurderet til 4 bar.

Figur 25 viser dog dysediametrene ved drivvandsflow for forskellige trykforskelle mellem ind- og udløb af dysen.



Figur 25: Dysetørrelser ved drivflow for forskellige trykforskelle

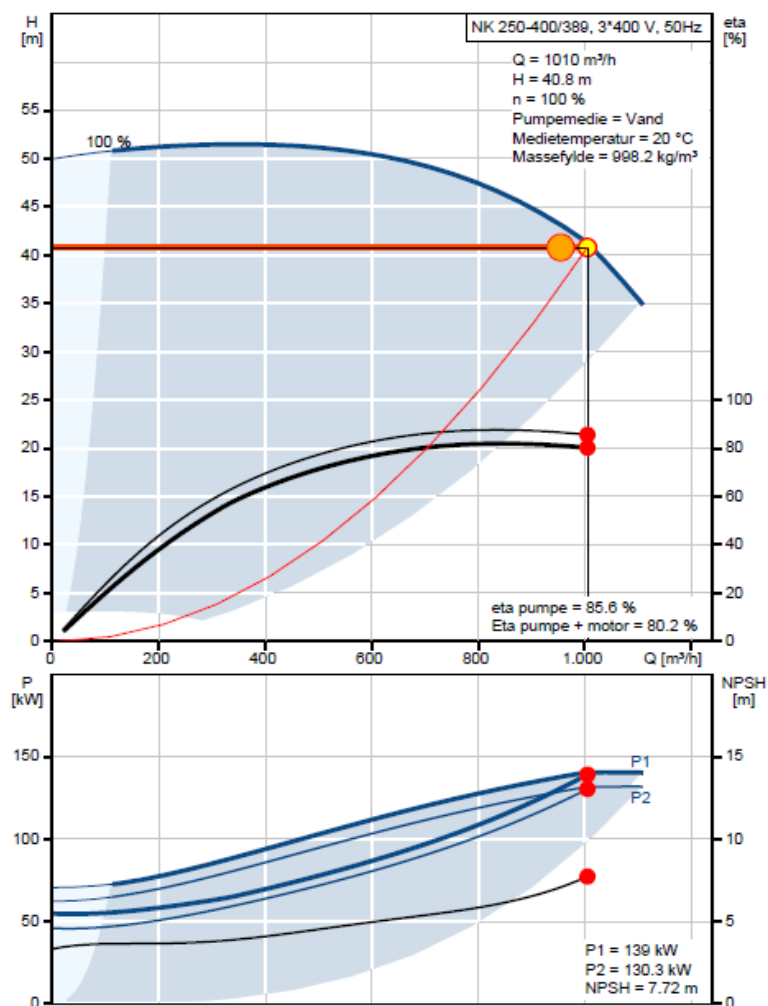
Figur 25 fortæller, at jo større trykforskel der er over dysen, jo mindre drivflow og dysediameter behøves for at ejektoren kan suge den krævede gasmængde på 497 kg/t og skabe et vakuum på 0,12 bara.

### 8.2.3.2 Dimensionering af pumpe

Pumpen bruges til at recirkulere den vand, som vandejektoren skal bruge. Vandejektoren er dimensioneret ud fra et valgt tryk på 5 bara (4 barg = 400000 Pa) i drivtryk, hvor dimensionering af vandejektoren viser at et drivmiddelsflow på 1014 m<sup>3</sup>/t er nødvendigt. Disse parametre er betingelserne som pumpen skal opfylde. Densiteten er 1000 kg/m<sup>3</sup>, hvorefter det er muligt, at udregne løftehøjden som pumpen skal kunne overvinde for, at levere det ønskede tryk.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = 40,8 \text{ m} \quad [8.22]$$

Herefter skal der findes en pumpe, hvis pumpekurve viser at pumpen kan overvinde en løftehøjde på 40,8 m ved 1014 m<sup>3</sup>/t. På Grundfos hjemmeside er det muligt at indtaste de data, hvorefter der kommer nogle forslag frem på nogle pumper. Her er valgt en almindelig centrifugalpumpe af navnet NK 250-400/389, hvis specifikationer passer til den ønskede løftehøjde samt volumenflow.



Figur 26: Diverse kurver for Grundfos Pumpe

Figur 26 kan findes i fuld størrelse i Bilag 13.11.

Ifølge Grundfos skal der tilføres 139 kW til motoren som driver pumpen. Da pumpens effektivitet er opgivet til 85,6 % og motorens effektivitet er opgivet til 95,6 %, kan det udregnes om Grundfos har ret i påstanden. Denne udregning udføres via Ligning [8.23] (9).

$$P = \frac{\dot{V}_{tr} \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_{pumpe} \cdot \eta_{motor}} = 137 \text{ kW} \quad [8.23]$$

$P$	=	Elektrisk tilført effekt [kW]
$H$	=	Head (løftehøjde) [m]
$\eta_{pumpe}$	=	Effektivitet af pumpe [-]
$\eta_{motor}$	=	Effektivitet af motor [-]
$\dot{V}_{tr}$	=	Volumenflow af pumpe [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Pumpen som er valgt er konstrueret horisontalt, således at akslen ligger vandret mellem motor og pumpe. Dette er valgt fordi pumpen da kan placeres nogenlunde samme sted, som den nuværende væskeringspumpe, dermed kan det eksisterende kabel muligvis genbruges. Figur 27 viser et billede af hvordan pumpe med elmotor ser ud.



Figur 27: Billede af den valgte Grundfos pumpe

Da kablet formentlig er dimensioneret efter den nuværende motor til væskeringspumpen som bruger max 55 kW, kan det blive problematisk at montere den nye pumpe, da den nye skal bruge 137 kW. Denne forøgelse i effekt er så stor, at der muligvis skal dimensioneres et større kabel. Tværsnitsarealet af lederne i kablet bestemmer hvor meget strøm som må gennemstrømme kablet.

Strømmen som den nye motor skal bruge på at pumpe vand til ejektoren kan udregnes via Ligning [8.24].

$$I = \frac{P}{U \cdot \cos(\phi) \cdot \sqrt{3}} = 223 \text{ A} \quad [8.24]$$

I	=	Motorens strømforbrug [A]
P	=	Motorens elektriske effekt [W]
U	=	Motorens tilsluttede spænding [V]
cos(φ)	=	Omregning fra reaktiv effekt til ohmsk effekt
√3	=	Motoren er tilsluttet 3 faser

I det nuværende kabel gennemstrømmer 105 ampere som maximum.

Det skal dog nævnes at den valgte pumpe ikke kan blive opsat på raffinaderiet, grundet raffinaderiets udstyr skal være Ex godkendt for at undgå brand- og eksplosionsfare. Derfor skal det være en pumpe med lignende præstations-specifikationer, dog med Ex godkendt kapslingsklasse.

### 8.2.3.3 Genanvendelse af varmeveksler E-1471 i ejektor anlægget

For at udregne parametre for varmeveksler E-1471, skal det først udregnes hvor meget energi som går tabt til at opvarme drivvandet i kredsløbet. For at pumpe vandet ved et givent flow og tryk, skal der bruges en hydraulisk effekt som er udregnet via Ligning [8.25].

$$Q_{hydraulisk} = \dot{V}_{tr} \cdot H \cdot \rho \cdot g = 112 \text{ kW} \quad [8.25]$$

Effekten som tilføres pumpen findes ved at dividere den hydrauliske effekt med virkningsgraden på pumpen som er 85,6 %. Dette giver en tilført effekt på pumpeakslen på 131 kW. Dermed er tabet i pumpen forskellen mellem den hydrauliske effekt og den tilførte effekt, hvilket bliver 19 kW. Herudover vil der være en varmeoverførsel mellem vand og gas. Den er udregnet via Ligning [8.26].

$$Q_{gas} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{p,gas} \cdot (t_{ind} - t_{ud}) = 0,4 \text{ kW} \quad [8.26]$$

Gassen er bestemt til at blive ført ind i ejektoren med 30 °C, som ifølge data fra raffinaderiets monitoreringsprogram, PI, svarer til gassen i det høje temperaturområde. Derefter blandes gassen med vand på 25 °C. Når gassen er kommet ind i ejektoren og trykket vil bevæge sig mod 1 atm, vil som tidligere belyst, pentan og hexan kondensere, hvilket vil frigive 4,4 og 0,8 kW til vandet.

Da ejektordysen ikke komprimerer vandet, men omsætter trykket til hastighed, vil der ikke forekomme temperaturstigning som følge heraf.

Den overførte energi til vandet fremkommer således fra følgende bidrag.

$$Q_{pumpe,tab} + Q_{gas} + Q_{pentan} + Q_{hexan} = 24,5 \text{ kW} \quad [8.27]$$

Dette vil opvarme drivvandet 0,02 °C. Det lyder umiddelbart ikke af meget, men som tiden går, vil temperaturen stige. Derfor skal temperaturen kontrolleres. Det er bestemt at der gerne vil holdes en konstant temperatur af drivvandet på 25 °C

Varmeveksler E-1471 er af typen "Shell & Tube" og er 3,581 meter lang. Kølevandet gennemstrømmer tuberne i veksleren med et flow på 5,8 kg/s, som er opgivet i databladet (Bilag 13.6). Drivvandet strømmer mellem skallen og tuberne med et flow på 282 kg/s (1014 m<sup>3</sup>/t).

Der forefindes flere metoder til at beregne varmevekslere. En populær metode er "Log Mean Temperature Difference (LMTD)", hvor middel temperaturer bruges til at beregne på varmeveksleren. Dog er denne metode nemmest, hvis alle temperaturer er opgivet. I dette tilfælde kendes alle parametre undtagen ind- og udløbstemperaturer på kølevandet. Derfor bruges metoden "Effectiveness-Number of Transfer Units ( $\epsilon$ -NTU)". Via en iterativ proces gør denne metode det muligt at udregne kølevandstemperaturene.

Først udregnes varmekapaciteten for drivvandet og kølevandet.

$$C_{drivvand} = \dot{m} \cdot c_{p,drivvand} = 1175 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} = C_{max} \quad [8.28]$$

$$C_{kølevand} = \dot{m} \cdot c_{p,kølevand} = 24 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} = C_{min} \quad [8.29]$$

Det er den mængde energi som skal tilføres enten drivvandet eller kølevandet pr. °C temperaturen skal stige.  $C_{\text{kølevand}}$  bliver i dette tilfælde  $C_{\text{minimum}}$ . Forholdet mellem  $C_{\text{min}}$  og  $C_{\text{max}}$  udregnes for senere brug.

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = 0,02 [-] \quad [8.30]$$

Varmeoverførslen i en varmeveksler er begrænset. Den kolde væske kan maksimalt opvarmes til temperaturen af den varme væskes indløb. Og omvendt, den varme væske kan maksimalt køles til temperaturen på den kolde væskes indløb. Derfor bliver den maksimale mulige varmeoverførsel udregnet via Ligning [8.31].

$$\dot{Q}_{\text{max}} = C_{\text{min}} \cdot (t_{\text{drivvand,ind}} - t_{\text{kølevand,ind}}) = 37 \text{ kW} \quad [8.31]$$

Da kølevands temperaturerne ikke kendes, bliver dette en iterativ proces, hvor der laves et kvalificeret startgæt, hvorefter Ligning [8.32] og nogle af de efterfølgende beregninger genregnes med en ny  $t_{\text{kølevand,ind}}$ . I denne udregning bruges dog det rigtige gæt, nemlig 23,5 °C.

Herefter udregnes "Number of Transfer Units (NTU)".

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{\text{min}}} = 0,69 \quad [8.32]$$

U = Overall heat transfer coefficient [1598 W/m<sup>2</sup>·°C]  
 A<sub>s</sub> = Overfladeareal [10,5 m<sup>2</sup>]

NTU er en dimensionsløs værdi som er proportional med overfladearealet. Det vil sige at jo større NTU værdien er, jo større er varmeveksleren. Data af veksleren kan findes Bilag 13.6. NTU værdien bruges når varmevekslerens effektive virkning skal udregnes. Formlen varierer efter hvilken type varmeveksler som bruges. Ligning [8.33] passer til en "Shell & Tube" varmeveksler hvor 1 "Shell" passerer 2, 4, 6 osv. "Tubes" (9).

$$\varepsilon = 2 \cdot (1 + c + \sqrt{1 + c^2} \cdot \frac{1 + e^{(-NTU \cdot \sqrt{1 + c^2})}}{1 - e^{(-NTU \cdot \sqrt{1 + c^2})}})^{-1} = 0,66 \quad [8.33]$$

Nu da den effektive virkning er kendt, kan den faktiske rate af varmetransmission udregnes.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\text{max}} = 24 \text{ kW}$$

Herefter kan udgangstemperaturerne af både drivvæsken og kølevæsken udregnes.



$$t_{kølevand,ud} = \frac{t_{kølevand,ind} + \dot{Q}}{C_{kølevand}} = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [8.34]$$

$$t_{drivvand,ud} = \frac{t_{drivvand,ind} + \dot{Q}}{C_{drivvand}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [8.35]$$

Da udgangstemperaturen på drivvandet er 25 °C, som er den ønskede temperatur, betyder det, at den gættede indløbstemperatur på kølevæsken som er 23,5 °C og giver udgangstemperaturen på 24,5 °C, er de korrekte kølevands temperaturer (9).

I Tabel 10 og Tabel 11 ses oversigt over de iterative resultater. Den udregningsproces, som giver det korrekte resultat er fremhævet med fed blå skrift. Den første tabel er udregnet mht. en ren varmeveksler, hvor det ses, at kølevandstemperaturen i indløbet til varmveksleren er 23,5 °C

Hvis veksleren er clean - Overall heat transfer coefficient = 1598 W/m <sup>2</sup> *K					
T <sub>c,ind</sub> gættes til	[°C]	21,50	22,50	<b>23,50</b>	24,50
Q̇ <sub>max</sub>	[kW]	85,40	61,14	<b>36,89</b>	12,63
NTU	[-]	0,69	0,69	<b>0,69</b>	0,69
ε	[-]	0,66	0,66	<b>0,66</b>	0,66
Q̇	[kW]	56,49	40,44	<b>24,40</b>	8,36
T <sub>c,ud</sub>	[°C]	23,83	24,17	<b>24,51</b>	24,84
T <sub>h,ud</sub>	[°C]	24,97	24,99	<b>25,00</b>	25,01

Tabel 10: Tabellen viser resultater fra den iterative beregning af varmeveksleren

Tabel 11 viser de iterative resultater hvor veksleren er foulet, altså hvis der sidder aflejringer på varmeveksleren. Det kan ses, at overall heat transfer coefficienten er nærmest halveret. Dette betyder også, at indløbs temperaturen på kølevandet er nede på 22,5 °C, for at kunne køle drivvandet til 25 °C.

Hvis veksleren er foulet - Overall heat transfer coefficient = 815 W/m <sup>2</sup> *K					
T <sub>c,ind</sub> gættes til	[°C]	21,50	<b>22,50</b>	23,50	24,50
Q̇ <sub>max</sub>	[kW]	85,40	<b>61,14</b>	36,89	12,63
NTU	[-]	0,35	<b>0,35</b>	0,35	0,35
ε	[-]	0,46	<b>0,46</b>	0,46	0,46
Q̇	[kW]	38,95	<b>27,89</b>	16,83	5,76
T <sub>c,ud</sub>	[°C]	23,11	<b>23,65</b>	24,19	24,74
T <sub>h,ud</sub>	[°C]	24,99	<b>25,00</b>	25,01	25,02

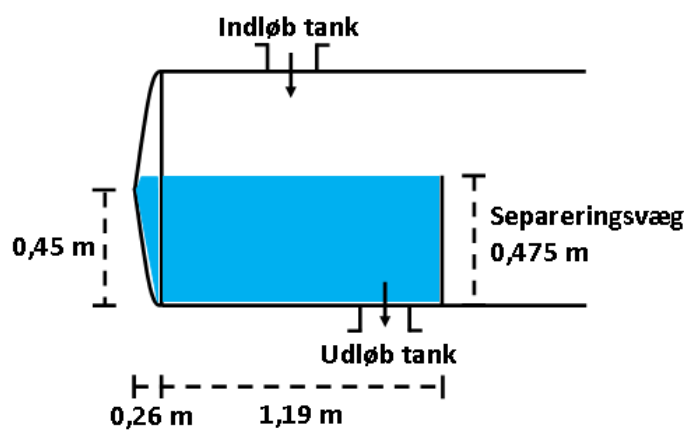
Tabel 11: Viser resultater fra den iterative beregning af varmeveksleren

Som det fremgår af varmevekslerens datablad i Bilag 13.6 er tuberne designet til et tryk på 15,5 bar, samt skallen er designet til 5 bar. Da kølevandstrykket er omkring 5 bar,

samt at drivvandet opnår atmosfærisk tryk i beholderen, vil der ikke befinde sig voldsomt tryk i varmeveksleren. Dermed anses den eksisterende varmeveksler E-1471 for at kunne genbruges uden ændringer.

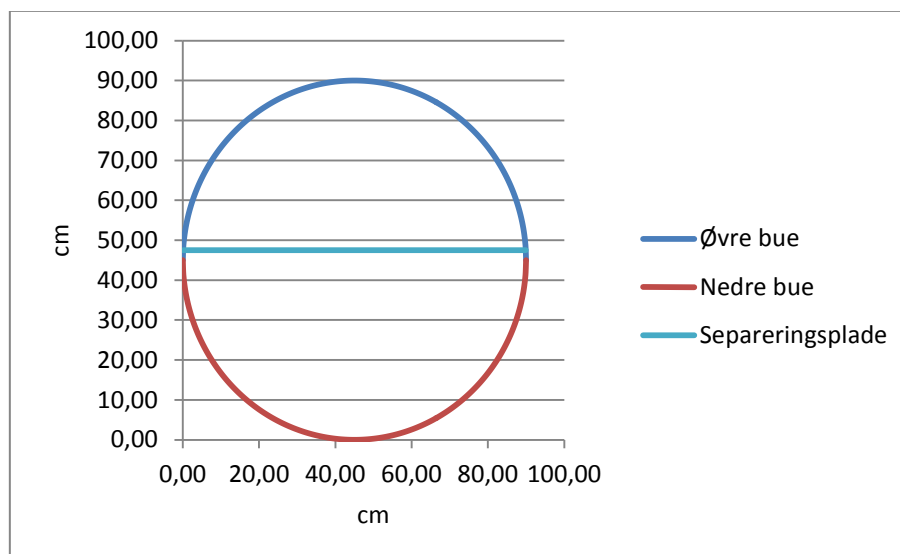
### 8.2.3.4 Genanvendelse af separeringsbeholderen V-1471

For at finde ud af om det er en mulighed at genbruge den cylinderformede beholder, skal det undersøges hvor stor en mængde vand, der kan befinde sig i beholderen. Vandejektoren kræver der bliver recirkuleret en mængde vand på  $1014 \text{ m}^3/\text{t}$ , som er en væsentlig forøgning i forhold til de  $10 \text{ m}^3/\text{t}$  som den nuværende vakuumpumpe kræver. Derfor udregnes det rumfang i beholderen, som er begrænset af separeringspladen i beholderen, hvor kondenserede kulbrinter skimmes væk fra vandet.



Figur 28: Illustration af beholderen

Figur 28 viser beholderens geometri, hvorfra volumenet skal udregnes. Cirkelns ligning omskrives til forskriften for en halvcirkel. Herefter integreres der over halvcirklen for at finde arealet rundt om halvcirklen. Herunder ses tanken i det koordinatsystem, som beregningerne tager udgangspunkt i.



Figur 29: Viser koordinatsystemet beregningerne er lavet fra

Centrum ligger i  $(a,b) \rightarrow (45,45)$ , desuden har tanken en radius på 45 cm.

$$\int_0^{90} b - \sqrt{r^2 - (x - a)^2} dx = 0,087 m^3 \quad [8.36]$$

Integralet udregner arealet mellem den nedre halvcirkel og x-aksen. Dette fratrækkes det rektangulære felt, 45·90, hvor halvcirklen er placeret, hvorfra et areal af den nederste halvcirkel bliver  $0,32 m^3$ .

Herefter opstilles en ligning for at finde punkterne på x-aksen, ved separeringspladens top som er 47,5 på y-aksen. Tanken er symmetrisk, så punkterne på x-aksen vil være ens ved y-aksens værdier på 42,5 og 47,5. Beregningerne vil derfor kun blive brugt for nederste halvcirkel.

$$b - \sqrt{r^2 - (x - a)^2} = 42,5 \quad [8.37]$$

Dette er en andengradsligning, derfor er der to resultater som giver værdierne på x-aksen. Resultaterne bliver 0,07 samt 89,93. Efter lignende gentagelse af integrering med de nye randbetingelser, findes arealet af det lille stykke separeringsplade som går over midten af cirklen. Herefter udregnes volumenet ved, at det fundne areal ganges med længden, hvilket bliver  $0,41 m^3$ . Enden af cylinderbeholderen består af en cirkulær halvellipse.

$$V = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot K \cdot r^3 = 0,11 m^3 \quad [8.38]$$

I Ligning [8.38] udregnes volumenet af halvellipsen, hvor K er forholdet mellem dybden af halvellipsen og radius af den cirkulære del.

$$V = \frac{3}{4} \cdot V \cdot \Delta^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3}\right) \cdot \Delta = 0,06 m^3 \quad [8.39]$$

$V$  beskriver det fyldte volumen, som i dette tilfælde er ved en væskehøjde på 47,5 cm.

$\Delta$  er forholdet mellem højden af væsken og radius. (5)

Dette giver et samlet volumen af tanken, hvor vandet kan befinde sig på  $0,41 + 0,06 = 0,47 m^3$ . Den fulde fremgangsmetode og beregninger fremgår af Bilag 13.9.

Da vandejektoren kræver  $1014 m^3/t$  recirkuleret vand, vil beholderen være for lille. Der skal designes en ny tank hvor vandet kan have en længere opbevaringstid, inden det recirkuleres. Som vakuumanlægget opererer nu, recirkuleres en væskemængde på  $10 m^3/t = 0,00278 m^3/s$ . Det vil tage 169 sekunder = 2,8 minutter at udskifte beholderens væske. I anlægget med vandejektoren vil denne tid være 1,7 sekunder, hvis de 1014

m<sup>3</sup>/t skal have samme opbevaringstid, skal tanken kunne rumme 47,6 m<sup>3</sup>. Derudover skal der være ekstra plads, da tanken også skal have kapacitet til at skimme de kondenserede kulbrinter. Det vil ikke være muligt at flytte separeringspladen inde i beholderen nok til at opnå et tilstrækkeligt volumen. Derfor erklæres V-1471 ikke egnet som separeringsbeholder og bør udskiftes.

### 8.2.3.5 Delkonklusion af vandejektoranlæg.

Vandejektoranlægget kræver en vandejektor, en pumpe, en varmeveksler og en separeringsbeholder. Anlægget er urealistisk som erstatning af vakuumpumpen. Vandejektoren kræver en del mængde vand, hvor pumpen til formålet, f.eks. Grundfos NK 250-400/389, skal bruge en stor mængde energi for at levere nok flow og tryk til ejektoren. Denne pumpe fysiske størrelse vil dog være fornuftig i forhold til det tilgængelige areal, hvor anlægget er placeret. Den eksisterende varmeveksler vil kunne genbruges, dog vil en veksler med mindre areal også kunne bruges. Det største problem er separeringstanken, som skal udskiftes, og vil få en størrelse som bliver problematisk for det tilgængelige areal.

## 9 Prisforskel på drift

I dette afsnit diskuteres driftsomkostningerne for henholdsvis væskeringspumpen kontra dampejektoren. Væskeringspumpen er drevet af en elmotor som kræver elektricitet. Dampejektoren derimod er drevet af damp, hvor det skal udregnes hvor meget energi det kræver at producere dampen. Deionaten (kedelvandet) som skal fordampes, er tilsat additiver for bl.a. at justere PH-værdien (7). Derudover anses kedlen for i dette tilfælde at være drevet af propan. Priser på additivmængden og propanmængden, vil være den cirkapris det koster at drive ejektoren. Kedelvandet opvarmes af kedlens røggas, så vandet allerede er fordampet når det ledes ind ved kedelbrænderne.

Propan pris	395 USD pr. ton (19)
Additiv pris	17500 € pr. år (3)
\$ kurs	675 kr. (20)
€ kurs	746 kr. (20)
Elpris for store virksomheder i 2015	48,9 øre pr. kWh (21)
Propans nedre brændværdi	46,2 MJ/kg (22)
Dampflow	1,8 ton pr. time
Cp damp	2,236 kJ/kg*°C (EES)

Tabel 12: Diverse værdier brugt til beregninger

Prisen for at drive væskeringspumpen i ren elektricitet er 20 kr. pr. time

Prisen for at producere damp til ejektoren samt tilsætte nødvendige additiver til deionaten er 41 kr. pr. time

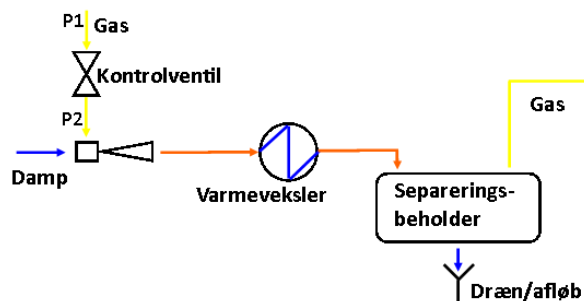
Beregninger kan ses i Bilag 13.12.

Dermed er prisen for at skabe damp til at drive dampejektoren ca. dobbelt så stor som for at drive væskeringspumpen. Dette betyder dog ikke noget for raffinaderiet. Hvis vakuumanlægget kommer til at fungere bedre med ejektoren end væskeringspumpen, er den ekstra driftsomkostning i orden.

### 10 Styring af vakuum over kontrolventil

For at styre vakuumtrykket i dampejektoranlægget, skal en ventil monteres på sugesiden af ejektoren. Reguleringen foregår ved, at ventilen åbnes og lukkes. Vakuummet kan også styres ved at regulere på drivmidlet gennem ejektoren, dette vil dog give et snævert, og muligvis ubrugbart reguleringsområde (23).

For at styre og regulere vakuummet automatisk, skal en kontrolventil bruges, som skal tilsluttes et eksisterende signal der angiver det ønskede vakuum tryk.

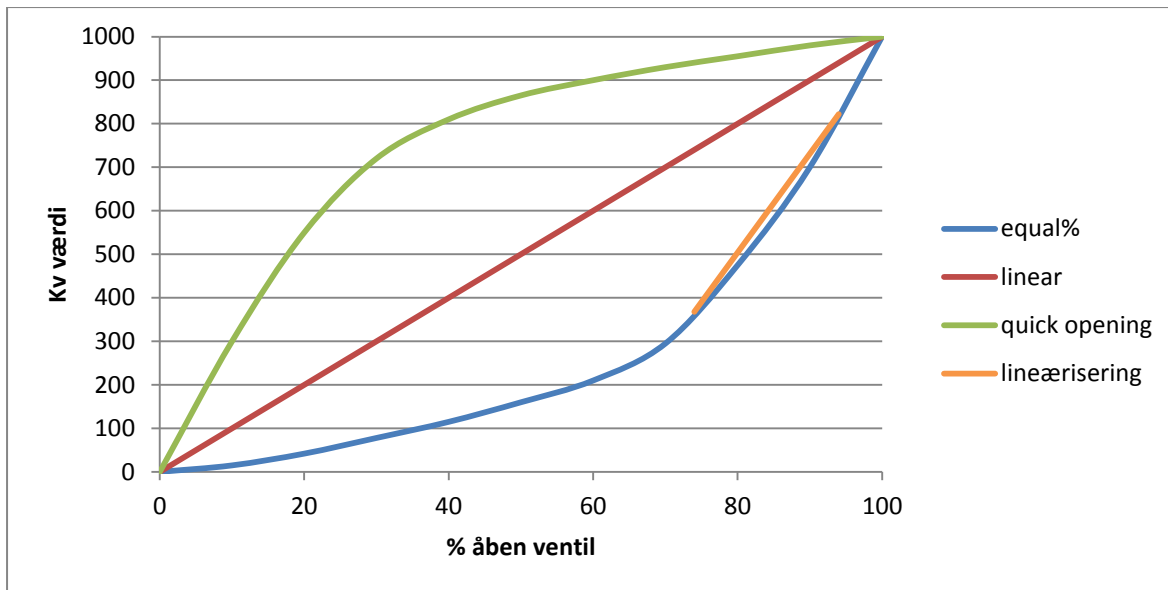


Figur 30: Dampejektor anlæg med kontrolventil

Figur 30: Dampejektor anlæg med kontrolventil. Figur 30 viser en illustration af dampejektoranlægget, hvor også kontrolventilen er implementeret. Derudover er primærtrykket (P1) og sekundærtrykket (P2) over ventilen angivet, hvilket bliver brugt senere i dette kapitel.

#### 10.1 Kontrolventil teori

For at regulere vakuummet over kontrolventilen, skal der først vælges en kontrolventil. Disse ventiler vælges over deres ventilkoefficient, som benævnes  $K_v$ , for brug i metriske enheder. Denne enhed siger noget om flowkapaciteten gennem kontrolventilen ved et givent trykfald. Størrelsen af værdien varierer efter hvilken position kontrolventilen står i. Der er tre dominerende kontrolventilkarakteristikker. Quick opening, lineær og equal percentage (24).



Figur 31: Typiske ventilkarakteristikker

Figur 31 viser de tre ventilkarakteristikker. Når en af disse vælges, skal den passe til den regulering som ønskes.

Quick opening, har sin fordel hvis man ønsker at regulere ventilen tættest på fuld åben. Fordi det ses at Kv værdien ikke varierer meget, men der er en stor vandring af ventilen at regulere over.

Lineær, er en karakteristisk hvor Kv og % åben ventil er lineær hele vejen fra lukket til fuld åben. Ofte viser det sig at linjen dog ikke er helt lineær i virkeligheden (24).

Equal percentage betyder, at for hver procent ventilen åbnes, vil flowet også stige med et bestemt antal procent (24). Som figuren antyder, ses det tydeligt, at equal percentage karakteristikken egner sig bedst til regulering fra omkring 0 % til 60 % åben ventil.

Når en ventil skal vælges, udregnes en Kv værdi, for det største mulige flow som kan forekomme gennem ventilen. Derefter vælges en ventil, som har tilsvarende Kv værdi, eller højere.

Formlen for Kv værdien varierer, alt efter om fluiden er gas, væske eller damp, samt om det er kritisk eller ikke kritisk flow. Der forekommer kritisk flow, hvis trykket mere end halveres gennem ventilen, hvilket kan forårsage kavitation. Dette medfører støj samt erosion af ventil, som dermed bliver hurtigt slidt (24) (7). En måde at undgå dette, er ved at monterer flere ventiler i serie, for at tryktabet sker i flere trin. Der findes også flertrinsventiler til formålet (7). Men i dette tilfælde skal trykket ikke mere end halveres over ventilen, og derfor undgås problemet.

Da ejektoren skal suge gas, vil formelen bruges for gas som "ikke kritisk" flow (25).

$$Kv = \frac{Q}{514} \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot T_1}{\Delta P \cdot P_2}} = 822 \quad [10.1]$$

Q	=	Flow [m <sup>3</sup> /t]
514	=	Omregningsfaktor, for at bruge metriske enheder
P	=	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]
T <sub>1</sub>	=	Temperaturen på gassen [K]
ΔP	=	Tryktab over ventil (P <sub>1</sub> -P <sub>2</sub> ) [bara]
P <sub>2</sub>	=	Sekundærtryk som er konstant (trykket mellem ventil og ejektor) [bara]

Det antages dog at Q er konstant. Det ses af performance-kurven for ejektoren (Figur 15), at flowet stiger når trykket stiger. Men over en ventil vil flowet falde når ventilen lukkes.

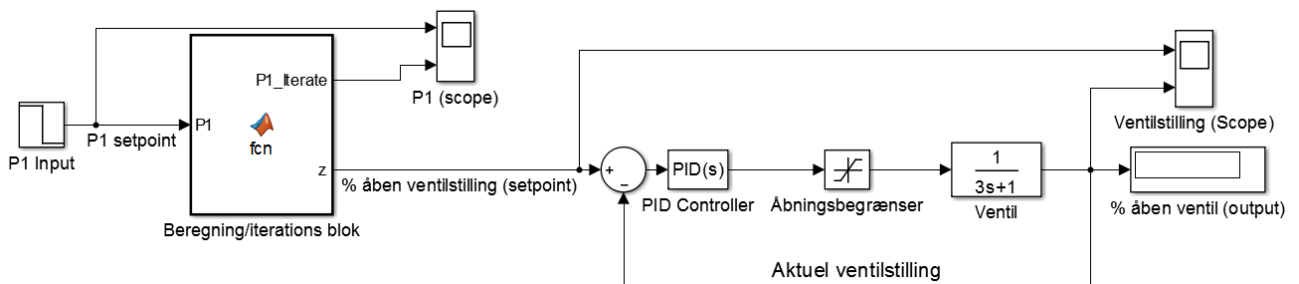
Fordi Q ikke ændrer på reguleringsmetoden antages den at være konstant.

P<sub>2</sub> er konstant fordi ejektoren operer med konstant drivmiddelflow og tryk. Herved vil vakuumtrykket på sugesiden af ejektoren være konstant, derfor reguleres vakuumtrykket kun over kontrolventilen.

### 10.2 Kontrolsystem af vakuumregulering

Det ønskede kontrolområde skal defineres. Hvis det antages at ventilen som er brugt til dette formål, er af karakteristikken equal percentage, skal Kv kurven lineæriseres i det ønskede reguleringsområde. Det ønskede vakuum reguleringsområde er mellem 0,11 og 0,15 bara. På Figur 31, viser den lineære korte orange linje, det Kv område og dermed ventil område som der ønskes reguleres i. Området strækker sig fra 74 % åben til 94 % åben stilling.

Den eneste kendte værdi i kontrolkredsløbet er det ønskede vakuum, som dermed bliver setpunkt for kontrolsystemet. Kontrolsystemet ses på Figur 32 opbygget i simuleringsprogrammet Simulink.



Figur 32: Simulink model af vakuumstyring over kontrolventilen

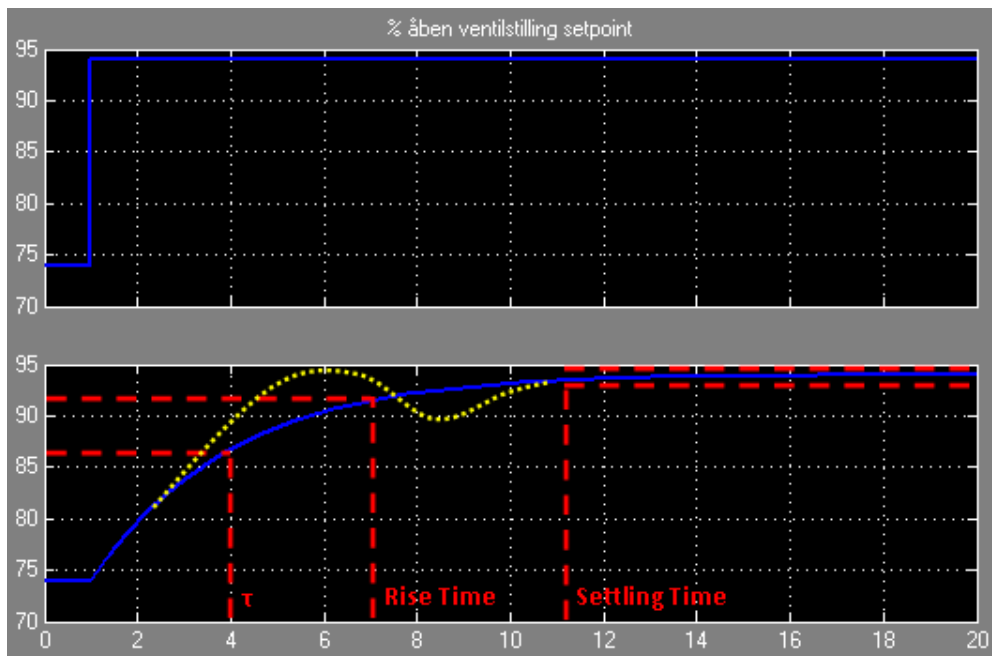
For at omregne det ønskede vakuum (P1) til en ventilstilling, bruges en "Matlab function blok" i Simulink, som i modellen er navngivet "Beregning/iterations blok". Inde i den blok laves et Matlab script, som importerer P<sub>1</sub> setpoint. Punktformen herunder forklarer kort de matematiske operationer som sker i Matlab scriptet.

1. P<sub>1</sub> setpoint importeres i scriptet og regnes om til det ønskede tryktab over ventilen ( $\Delta P = P_1 - P_2$ ).
2. Kv værdien gættes til den laveste Kv værdi i det ønskede reguleringsområde (lineæriseret område).

3. Kv værdien indsættes i Ligning [10.1] hvor  $\Delta P$  er isoleret således, at en "ny  $\Delta P$ " bliver udregnet.
4. Herefter bruges Kv værdiens sammenhæng til ventilens vandring til at beregne en ønsket ventilstilling.
5. Step 2 til step 4 gentages i et loop (Kv itereres) indtil en betingelse er opfyldt. Betingelsen er, at "ny  $\Delta P$ " >  $\Delta P$ . I det øjeblik hvor "ny  $\Delta P$ " bliver større end den ønskede  $\Delta P$ , stopper iterationen, og den endelige Kv værdi omregnes til en ventilstilling. "ny  $\Delta P$ " bliver naturligvis kun en smule større, således at "ny  $\Delta P$ " kan betragtes som samme værdi som  $\Delta P$ .
6. Ventilstillingen eksporteres som output fra Matlab scriptet, og bruges videre i Simulink systemet.

Disse matematiske operationer er dog statiske, og derfor minder de mere om et opslagsværk. Matlab scriptet kan ses i Bilag 13.13.

En kontrolventils bevægelse styres af en pneumatisk eller en elektrisk aktuator. Aktuatoren kan dog ikke bevæge sig momentant, derfor vil der være en tidsforsinkelse fra aktuatoren får sit setpunkt, til ventilen når den ønskede position. Dette indebærer en tidskonstant, som kan ses kaldet "Ventil" i Simulink systemet, denne blok betragtes som selve ventilen. Det er dette led, som gør systemet dynamisk. Blokken kaldet "Åbningsbegrænser" har til formål at sørge for at holde signalet indenfor ventilens fulde arbejdsområde, således at en fejl i systemet eller udregningen ikke kan give ventilen signal udenfor 0 til 100 % åben.



Figur 33: Step response af kontrolventil

Figur 33 viser step responset hvor den øverste kurve er setpunktet og den nederste kurve er bevægelsen af ventilen. Ventilen skal gå fra 74 % åben til 94 % åben. Det svarer til at vakuumtrykket skal ændres fra 0,15 bara til 0,11 bara, hvilket er omtrent det område vakuumtrykket strækker sig over i det eksisterende vakuumsystem.  $\tau$  er



tidskonstanten, der defineres som den tid det tager systemet at reagere fra sit udgangspunkt til 63,3 % af den ønskede værdi (26). I dette tilfælde ses det at tidskonstanten er 3 sekunder, hvilket stemmer overens med "3s" ledet i "Ventil" blokken. Dette betyder også at ventilen vil nå den ønskede position på ca  $5 \cdot \tau = 15$  sekunder (26), hvilket også passer ifølge Figur 33. Herudover kan nogle andre parametre bestemmes af systemet. Rise Time, er den tid det tager systemet at opnå 90 % af den ønskede værdi, som kan aflæses til 7 sekunder. Settling Time er den tid hvor systemet rammer den ønskede værdi  $\pm 1\%$  (26). Den gule stiplede linje angiver en alternativ step respons som ofte ses. Det alternative step respons starter med at overstige setpunktet på 94 % åben. Dette kaldes overshoot, hvorefter responset vil stå og oscillere, inden setpunktet nås (26).

### 10.2.1 PID regulering

Med PID reguleringen kan signalet tunes så stepresponset får en ønsket karakteristik. Dog giver det ikke mening at tune signalet til at reagere hurtigere i denne situation, da ventilens aktuator har en fysisk begrænsning i hvor hurtigt den kan bevæge sig ( $\tau$ ). Feedbacksignalet fører output signalet tilbage til PID regulatoren. Feedbacksignalet angiver den fejl/afvigelse som er mellem outputsignalet og setpunktet. Feedbacksignalet kan betragtes som en sensor der måler ventilens flytning.

- **P:** Proportional regulering består af en konstant som ganges på fejlen, hvilket ikke kan korrigere for konstante steady-state fejl. (26) (27).
- **I:** Integralet vil aflæse fejlen over en periode, og korrigere fejlen. Ofte forårsager integral-ledet oscillationer, men for hver gang den oscillerer, læse sin egen fejl og minimere oscillationen for til sidst at ramme setpunktet og minimere en steady-state fejl (26) (27).
- **D:** Differential-ledet aflæser afvigelsens ændringshastighed, og vil dermed f.eks. korrigere for integralets oscillation hurtigere end integral-ledet selv kan (26) (27).

Step responset har ingen overshoot og er dermed underdæmpet. Dette betyder også at differential-ledet i regulatoren ikke er nødvendig. Dermed er der kun gjort brug af PI regulering. Proportional-ledet er sat til 1 mens integrator-ledet er sat til 0,35. Værdierne er indstillet manuelt således PI-regulatoren ikke forsøger at få ventilen til at reagere hurtigere end aktuatoren fysisk kan håndtere.

Systemet virker nu som en simulering af en kontrolventil med en tidskonstant på 3. Når der angives et ønsket vakuumtryk, beregnes den ventilstilling, hvor step responset viser ventilens bevægelse. Hvis en forstyrrelse skulle forekomme på ventilstillingen, så

ventilen f.eks. skulle komme til at stå i en forkert position, vil regulatoren få afvigelsen opgivet af feedback signalet, og dermed regulere ventilen ind på korrekt position.

## 11 Konklusion

I rapporten er der blevet analyseret på grunden til kavitationen i væskeringspumpen. En prøve af den recirkulerende væske til pumpen viste, at specielt to dominerende stoffer i væsken, benzen og cyclohexan, har nærmest ens damptrykskurver, hvor Figur 12 afslører at driftspunktet på 0,11 bara samt 18,8 °C ligger lige ovenpå kogepunktet. Dette vil resultere i, at kulbrinterne vil stå og veksle mellem gas og væske stadier ved indgangsporten til væskeringspumpen. Da gassammensætningen er et produkt af processerne som forekommer i raffinaderiet, kan de ikke ændres hvilket resulterer i, at en væskeringspumpe muligvis kan være en dårlig komponent til at skabe vakuum i raffinaderiets tilfælde. Raffinaderiets drift opfordres til, at udskifte væskeringen f.eks. en gang om ugen, for at observere om det kan mindske kavitationen. Der er i projektet kigget på alternative løsninger hvor hovedkomponenten er ejektorer drevet af damp, vand og en kombination af ejektor som booster en væskeringspumpe. Booster muligheden blev dog hurtigt vurderet uegnet, da der skulle gøres brug af to separeringsbeholdere.

Punktformen herunder fremhæver kort resultaterne af dampejektor- og vandejektoranlæggene.

### Vakuumpumpe erstattet af dampejektor:

- Dampejektoren skal bruge 1800 kg/t (43,2 t/d) damp, hvilket raffinaderiet sagtens vil kunne producere, da der allerede på raffinaderiet bruges en stor mængde damp. Oplysninger som pris og størrelse har dog ikke været muligt at fremskaffe.
- Separeringsbeholderen V-1471 kan genbruges fordi volumenflowet på 1,87 m<sup>3</sup>/t, hvis dampen er kondenseret, er en del mindre end det nuværende flow gennem separeringsbeholderen på 10 m<sup>3</sup>/t.
- Der er et 4" damprør tilgængelig tæt på platformen, hvor vakuumanlægget befinder sig. Derfor vil det ikke være et problem, eller dyrt, at anlægge et damprør til brug af ejektoren.
- Varmeveksler E-1471 kan genbruges. Det eneste krav som stilles til denne er, at kølevandstemperaturen til varmeveksleren ikke må være højere end 86 °C, hvis dampen skal kondenseres i varmeveksleren. Selvom der skulle forekomme fouling i veksleren, vil den stadig køle nok til at dampen vil kondensere.

### Vakuumpumpe erstattet af vandejektor:

- Vandejektoren skal bruge en stor mængde drivmiddel, 1014 m<sup>3</sup>/t, svarende til omkring 1014000 kg/t, hvilket er en del. Oplysninger som pris og størrelse af ejektoren har dog ikke været muligt at fremskaffe.
- Separeringsbeholderen V-1471 vil være for lille, da et volumen på 0,47 m<sup>3</sup> ikke vil være tilstrækkeligt til at separere kulbrinterne fra den recirkulerende væske. Ydermere vil en tilstrækkelig stor separeringsbeholder have dimensioner som vil konflikte med den tilgængelige plads på betonplatformen hvor anlægget befinder sig.
- Den eksisterende varmeveksler, E-1471, vil kunne genbruges, da det recirkulerende drivmiddel ikke bliver tilført nok energi til at stige mærkbart i temperatur.
- Pumpen som skal installeres for at skabe flow og tryk til drivvandet, er i dette eksempel en Grundfos pumpe, hvis fysiske størrelse er fornuftig i forhold til at blive placeret på betonplatformen. Dog skal der muligvis anlægges et nyt kabel, da pumpen bruger betydeligt mere effekt end den eksisterende væskeringspumpe.

Ifølge punktformen af begge alternative forslag til væskeringspumpen, er dampejektoranlægget den bedste mulighed. De fleste komponenter kan genbruges, derudover bruger raffinaderiet i forvejen store mængder højtryksdamp, hvor kedlerne sagtens vil kunne producere den ekstra mængde damp til at drive ejektoren. Derudover vil dette anlæg være billigst at opføre, da der ikke skal investeres i ny separeringsbeholder og pumpe, men derimod bliver hovedudgifterne selve ejektoren og anlægningen af det nye damprør.

Mht. til vakuumregulering, så kan trykket reguleres ved at regulere drivmidlet til ejektoren. Dog giver det et snævert reguleringsområde, derfor vil det optimale være at montere en kontrolventil på ejektorens sugeside, og bruge det eksisterende vakuum signal som setpunkt.

## 12 Bibliografi

1. **Energi, Studienævn for.** Studieordninger. *ses.aau.dk*. [Online] 2010. [Citeret: 30. november 2015.] [http://www.ses.aau.dk/digitalAssets/86/86172\\_diplom\\_baerdygtig\\_energiteknik\\_2010\\_ver4.pdf](http://www.ses.aau.dk/digitalAssets/86/86172_diplom_baerdygtig_energiteknik_2010_ver4.pdf).
2. Om Shell. *shell.dk*. [Online] [Citeret: 5. november 2015.] <http://www.shell.dk/aboutshell.html>.
3. **Intern, Shell.**
4. **Bannwarth, Helmut.** *Liquid Ring Vacuum Pumps, Compressors and Systems*. Weinheim : Wiley-VCH, 2005.
5. **Cooker, A. Kayode.** *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Volume 1, 4. edition*. Burlington : Elsevier, 2007.
6. Busch Vacuum Pumps and Systems. *buschvacuum.com*. [Online] [Citeret: 30. november 2015.] <http://www.buschvacuum.com/dk/en/products/dolphin>.
7. **Johansen, Jesper.** Fredericia, december 2015.
8. **Hoefner, Heinz P. Bloch & John J.** *Reciprocating Compressors Operation & Maintenance*. Houston : Gulf Professional Publishing, 1996. 0-88415-525-0.
9. **Yunus A. Cengel, John M. Cimbala and Robert H. Turner.** *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 4. edition*. New York : Mc Graw Hill, 2012.
10. **Cengel, Yunus A.** *Mass and Heat Transfer: A Practical Approach 3.rd edition*. Singapore : McGraw-Hill, 2006.
11. **Steve Murov, Professor Emeritus of Chemistry.** Properties of Organic Solvents. *murov.info*. [Online] 29. december 2014. [Citeret: 2. januar 2016.] <http://murov.info/orgsolvents.htm>.
12. Steam Jet Ejectors. *sugartech.co.za*. [Online] [Citeret: 30. november 2015.] <http://www.sugartech.co.za/vacuum/steamjetejector.php>.
13. **Körting.** Brochurer. *Aage Christensen A/S*. [Online] [Citeret: 30. november 2015.] <http://aagechristensen.dk/sw14046.asp>.
14. **Krex, H. E.** *Maskin Ståbi 9. udgave*. København V : Nyt Teknisk Forlag, 2007.
15. *Teknisk Ståbi 17. udgave 2. oplag*. København V : Teknisk Forlag A/S, 1996.
16. *Piping Equipment*. LE HAVRE Cedex (France) : Trouvay & Cauvin, 2001.
17. [www.cranepumps.com](http://www.cranepumps.com). *Deming.* [Online] [http://www.cranepumps.com/downloadables/CATALOGS\\_OIPMs/DEMING/90\\_ENGDAT A/DP90-3.PDF](http://www.cranepumps.com/downloadables/CATALOGS_OIPMs/DEMING/90_ENGDAT A/DP90-3.PDF).
18. *Pumpe Ståbi 3. udgave*. København V : Nyt Teknisk Forlag, 2007.
19. Market News Børsen. *marketnews.dk*. [Online] [Citeret: 5. januar 2016.] [http://marketnews.dk/artikel/19/25393/saudi\\_aramco\\_reduserer\\_propan\\_og\\_butan-pris\\_for\\_juli.html](http://marketnews.dk/artikel/19/25393/saudi_aramco_reduserer_propan_og_butan-pris_for_juli.html).
20. Valutakurser. *www.nationalbanken.dk*. [Online] Danmarks Nationalbank. [Citeret: 6. januar 2016.] <http://www.nationalbanken.dk/da/statistik/valutakurs/Sider/Default.aspx>.

21. **Energitilsynet.** *Prisstatistik for forsyningspligtprodukter.* s.l. : Energitilsynet, 3. kvartal 2015.
22. Effektive brændværdier. *www.natlex.dk.* [Online] [Citeret: 6. januar 2016.] <http://www.natlex.dk/burnvalues.html>.
23. **Bøgh, David.** *Produktspecialist.* [E-mail] Valby : Aage Christensen A/S, 2015.
24. **Belimo.** *Electronic Valve Applications Guide.* [Online] 1999. [Citeret: 2.. januar 2016.] <http://www.belimo.us/americas/searchResults.html?bb=valve%20applications%20guide>.
25. Kv-værdi beregning. *armatec.com.* [Online] armatec. [Citeret: 2.. januar 2016.] <http://www.armatec.com/dk/teknisk-hjalp/tryktemperaturgranser/>.
26. **Gene F. Franklin, J. David Powell & Abbas Emami-Naeini.** *Feedback Control of Dynamic Systems third edition.* s.l. : Addison-Wesley Publishing Company, Inc., 1994. 0-201-53487-8.
27. Danfoss.com. [Online] [Citeret: 20.. december 2015.] <http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/3D0714F1-06A9-4ED3-B902-88D901F91F0C/0/piregvl5000.pdf>.
28. Encyclopedia of Chemical Engineering Equipment. *Vacuum Pumps.* [Online] [Citeret: 30.. november 2015.] <http://encyclopedia.che.engin.umich.edu/Pages/TransportStorage/VacuumPumps/VacuumPumps.html>.

13 Bilag

13.1 Datablad P-1471

26-FEB-1997 11:58

SIEMENS ASI7 SV7 NBG UD

+49 911 4332428

S.001/001

**SIEMENS**

0045-79203636

ASI 1 M PES

**Qualitätsprüf-Zertifikat / Quality Test Certificate DIN 55350-18-4.2.2**

ELMO-F Vakuumpumpe / vacuum pump - Verdichter / compressor

W.Nr.: 31400151 Typ: ZBE1252-02V92 F.Nr.: 167676 **BLATT 1/2**

1. Bestelldaten / ordering data			
Saugvermögen / intake capacity	m <sup>3</sup> /h	Betriebsflüssigkeitstemperatur / working liquid temperature	°C
Volumenstrom / intake volume	1187	Ansaugdruck / intake pressure	94 hPa
Leistungsbedarf / power requirement	34 kW	Betriebsflüssigkeitsbedarf / working liquid requirement	8.8 m <sup>3</sup> /h
Drehzahl / rated speed	738 min <sup>-1</sup>	Verdichtungsdruck / discharge pressure	1200 hPa

2. Betriebskennlinie / operating characteristics						
<input checked="" type="checkbox"/> Stückprüfung / Routine test				<input type="checkbox"/> Typprüfung / Type test		
ELMO-F Vakuumpumpe / vacuum pump - Verdichter / compressor						
Ansaugdruck intake pressure hPa	Verdrichtungs- druck discharge pressure abs. hPa 10 <sup>5</sup> Pa	Volumenstr. Saugvermögen intake volume capacity m <sup>3</sup> /h	Leistungs- bedarf power requirement kW	Betriebswasser working water		
				Bedarf requirement m <sup>3</sup> /h	Druck pressure abs. 10 <sup>5</sup> Pa	
79.3	1013	1169	29.4	8.80	0.44	
79.3	1200	1092	30.5	8.80	0.46	
90	"	1118	31.7	"	0.47	
94	"	1127	31.9	"	0.48	*
100	1200	1130	33.1	8.80	0.49	
79.3	1250	1064	31.1	8.80	0.48	
90	"	1160	32.2	"	0.48	
94	"	1114	32.5	"	0.49	
100	1250	1104	33.2	8.80	0.50	

Prüfung mit Wasser als Betriebsflüssigkeit und trockener Luft als Fördermedium. Saugvermögen bzw. Volumenstrom bezogen auf Ansaugdruck und 15 °C Betriebswassertemperatur.  
Test performed with water as working liquid and dry air handled as medium. Intake volume related to intake pressure and water at 15 °C as working liquid.

3. Sonstige Daten / other data			
Barometerstand barometer reading	979 hPa	Motordrehzahl motor speed	738 min <sup>-1</sup>
Prüfstand test place no.	3	Konserviert preserved	<input type="checkbox"/> ja <input checked="" type="checkbox"/> nein
Abstand des Rades von der Steuerscheibe auf AS clearance between impeller and port plate drive end		0.24 mm, BS	
		0.22 mm non-drive end	
Wir bestätigen, daß die Maschine gemäß den angegebenen Vorschriften hergestellt ist und die vorgeschriebenen Prüfungen durchgeführt wurden. Die Maschine wurde in Ordnung befunden. We hereby confirm that the machine has been manufactured in accordance with the standards listed above and that the specified tests and inspections have been carried out. The machine was found to be in order.			

4. Bemerkungen / remarks <i>Gebläseleistung 75 m<sup>3</sup>/h in Kühlschaltung geprüft mit Blende Ø 40 mm * Betriebspumpe</i>	Abnahme am: acceptance test on:	ABB LUMMUS CREST B.V. INSPECTION DEPARTMENT REVIEWED <input checked="" type="checkbox"/> INSPECTOR: H. PETERS APPROVED <input checked="" type="checkbox"/> SIGNATURE: WITNESSED DATE: 14/11/94
	Unterschrift des Abnehmers: signature of witness:	<i>[Signature]</i>

Prüfdatum / test date	17.11.94	Prüfer / tester	J. Allen	Datum / date		für die Freigabe / for release	PES F 005 Produkt-Ruf 2465 17. NOV. 1994
-----------------------	----------	-----------------	----------	--------------	--	--------------------------------	--

ASIIM S0075 07.94 PES

GESAMT S.001



## 13.2 Analyse af recirkulerende væske til væskeringen



Eurofins Miljø Luft A/S  
Smedeskovvej 38  
8464 Galten  
Denmark

Eurofins Product Testing  
Smedeskovvej 38  
DK-8464 Galten  
Denmark

Tel. +45 70 22 42 76  
Fax +45 70 22 42 75  
eurofins@eurofins.dk  
www.eurofins.dk

### Test report

Date: 18 December 2015

Our ref.: 392-2015-00424801

#### Sample material

Project	Screening of volatile organic compounds in a water sample using headspace-GCMS.
Sample receipt	16/12/2015
Sample identification	392-2015-00424801: "HDS2 V1471"
Analytical period	16/12/2015 – 18/12/2015

#### Applied methods

Method id.	Parameter	Principle	LOD
71M546001	VVOC/VOC	The water sample is qualitatively analyzed on a GC/MS with a headspace sampler.	Not applicable
Comments			

#### Description

##### Headspace-GC/MS:

Two bottles with the same labeling were received (See picture below).

One bottle was randomly selected by the laboratory, from which 0.4 grams was transferred to a headspace vial.

The vial was equilibrated at 90 °C for 120 minutes before an air sample was drawn from the headspace of the vial and injected onto a GC/MS operating in scan mode. The sample was analyzed qualitatively for the content of volatile and very volatile organic compounds.

#### Picture 1:



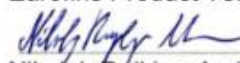
The test results relate only to the items tested.  
The report shall not be reproduced except in full without the written approval of the testing laboratory.

## Results

Table 1: 392-2015-00424801

Parameter	CAS no.	Retention time (min)	392-2015-00424801
<i>n</i> -Pentane	109-66-0	1.45	
2-Methylpentane	107-83-5	1.49	
<i>n</i> -Hexane	110-54-3	1.52	
Cyclopentane	287-92-3	1.56	
2-Methylhexane	591-76-4	1.60	
Methylcyclopentane	96-37-7	1.63	Dominating component
<i>n</i> -Heptane	142-82-5	1.68	
Cyclohexane	110-82-7	1.75	Dominating component
2-Methylheptane	592-27-8	1.85	
Methylcyclohexane	108-87-2	1.91	Dominating component
Ethylcyclopentane	1640-89-7	1.96	
<i>n</i> -Octane	111-65-9	2.03	
1,3-Dimethylcyclohexane	591-21-9	2.13	
Ethylcyclohexane	1678-91-7	2.66	
Benzene	71-43-2	3.36	Dominating component
Toluene	108-88-3	5.02	Dominating component

Eurofins Product Testing A/S

  
 Nikolaj Røjkær Andersen  
 Analytical Chemist



### 13.3 Datablad generelt for P-1471 anlæg

---

Starter på næste side

Data/requisition sheet for ROTARY-TYPE COMPRESSORS AND FANS					Design book No.: _____ page: _____				
					Contr. Job No.: <b>0-7644</b> <b>A</b>				
					MESC No.: _____				
Equipment No. : <b>P-1471</b>			Number required : <b>ONE (1)</b>						
<b>OPERATING DATA</b> <b>A</b>									
Vapour or gas handled : <b>HC/WATER/H<sub>2</sub>S</b>			Maximum allowable discharge pressure : <b>6</b> bar abs						
Process gas to be kept oil free : <b>yes/no</b>			Aftercooler outlet temperature : <b>23</b> °C						
Operation : <b>continuous/intermittent/parallel</b>			Maximum allowable temperature of compression : <b>2) 80</b> °C						
Entrainment : <b>solid/liquid/no</b>			Liquid injection required : <b>(OPERATIONAL)</b> : <b>yes/no</b>						
Corrosive gas : <b>yes/no</b> due to <b>4.2 mol% H<sub>2</sub>S</b>			Estimated isentropic power : _____ kW						
Hazardous service : <b>yes/no</b>									
<b>COMPOSITION OF GASES AT INLET (P.U.) 5)</b>									
Operating conditions (P.U.) 5)		Normal	A	B	Component	Mol. weight	Mol. %		
							Normal	A	B
Flow rate	kg/s	0.138	0.152	0.013					
Actual intake capacity	dm <sup>3</sup> /s	908	999		H <sub>2</sub> S	34	1.8	→	4.19
Inlet pressure	bar abs	0.1	→		C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	0.03	→	0.04
Discharge pressure	bar abs	1.2	→		C <sub>4</sub>	58	0.95	→	1.03
Inlet temperature	°C	40	→		C <sub>5</sub>	72	5.06	→	9.40
Mol. weight at inlet		39.5	→	30.7	C <sub>6</sub>	86	0.83	→	1.60
C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub> at inlet		1.14	→	1.19	C <sub>7</sub> -135°C	112	9.88	→	-
C <sub>p</sub> at inlet	kJ/kg.K	1.67	→	1.68	135-150°C	120	5.09	→	-
Z (compressibility factor) at inlet		0.998	→		150-400°C		2.65	→	3.67
System settling out pressure	bar ga				AIR	29	1.92	→	8.07
					H <sub>2</sub> O	18	71.99	→	72.0
Guarantee case			YES				100	100	100
<b>EQUIPMENT</b> <b>A</b>					<b>UTILITY DATA</b> <b>A</b>				
Type : compressor- <del>scroll</del> /liquid ring					Steam conditions for auxiliary pump turbine drives				
<b>MODEL</b> : <del>horizontal</del> <b>2 BE1 252-0249-Z</b>					- Live steam, normal : _____ bar ga _____ °C				
Casing type : <del>horizontal</del> /radial split					maximum : _____ bar ga _____ °C				
No. of casings : <b>ONE (1)</b>					minimum : _____ bar ga _____ °C				
<b>EQUIPMENT DRIVE</b> <b>A</b>					- Exhaust, normal : _____ bar ga				
Type : Electric motor (50/60 Hz)/ <del>scroll turbine</del> <b>55 kW</b>					maximum : _____ bar ga				
Direction of rotation (facing driving end) : <del>ccw</del> /ccw					minimum : _____ bar ga				
Speed : constant/ <del>variable</del> <b>738 RPM</b>					Cooling water : <del>fresh/brackish/seawater</del> <b>chilled</b>				
Estimated nominal power : <b>34 MAX. 45</b> kW					Cooling water maximum temperature at inlet : <b>8</b> °C				
Drive : <del>horizontal</del> /direct/ <del>gear</del>					Cooling water maximum allowable temperature at outlet : <b>11</b> °C				
<b>LOCATION</b>					Cooling water pressure : <b>5</b> bar ga				
General : <del>indoor</del> /outdoor/ <del>under roof</del>					Cooling water fouling coefficient : <b>3450</b> W/m <sup>2</sup> .K				
<del>partial side walls</del> /with-without lifting facilities					<b>TESTS</b> /SEE INSP. SATS FOR DATA				
Ambient temperature : maximum <b>33</b> °C minimum <b>-20</b> °C			Test		Required		Witnessed		
Other : _____			Hydrostatic		Mandatory		yes/no		
Winterization : <del>yes</del> /no			Impeller overspeed		<del>mandatory</del>		yes/no		
IP area classification : <del>zone</del> /division <b>2</b>			Mechanical run at temp. ....°C		Mandatory		yes/no		
- temperature class : <b>T3</b> gas group <b>IIA</b>			Gas leakage		yes/no		yes/no		
<b>NOTES</b> 1. MECH. DESIGN TEMP. = 230 °C (SYSTEM) 2. PUMP DESIGN TEMP. = 80 °C @ OPERATION AND 200 °C AT STANDSTILL. 3. MECH. DESIGN PRESS. = 5.0 BARGA + FV.			Complete unit		yes/no		yes/no		
			Post-test inspection		yes/no		yes/no		
			Performance test		yes/no		yes/no		
			- <del>site</del> /factory						
Rotary type positive displacement compressors shall be in accordance with DEP 31.29.40.32 - Gen. AS BASED ON EEMUA PUBL'N 151/ Centrifugal fans shall be in accordance with DEP 31.20.47.30 - Gen. 1987 AND P.O. REQUISITION WRITE-UP.									
<b>REMARKS ON REVISIONS</b>									
REV. B FOR PURCHASE //REV D - Motorsheet					<b>FINAL</b>				
REV. A FOR INQUIRY / APPROVED FOR DESIGN FOR BDEP									
REV. O FOR COMMENTS									

<b>A / S DANSK SHELL - GODFRED PROJECT - FREDERICIA</b>		
Client Project No. :FP 3140 DRF	Lummus document code	Lummus sequence No.
Contractor :ABB Lummus Crest B.V.	<b>608-2.6</b>	<b>0-1447</b>
Contract Project No.:0-7644	<b>NO3-2.7</b>	
P. O. Number :FP 3140/27/02 DRF	<b>E03-2.3</b>	
Data Sheet No. :FP 3140/27/02DRF	<b>D02-</b>	
Shell document No. : <b>FR 1400 /27 /151</b>		

Rev. letter	<b>O</b>	<b>A</b>	<b>B</b>
Date	<b>93/07/08</b>	<b>93/07/02</b>	<b>93/05/01</b>
Sign.	<i>[Signature]</i>	<i>[Signature]</i>	<i>[Signature]</i>
Sheet No. 1	cont. on sheet No. 2		
Equipment No.	<b>P-1471</b>		
Req. No.	<b>FP 3140/27/02 DRF</b>		

Data/requisition sheet for ROTARY-TYPE COMPRESSORS AND FANS - cont. sheet		Design book No.:	page:
		Contr. Job No.:	0-7644 <span style="float:right">A</span>
		MESC No.:	
<b>ACCESSORIES</b> <span style="float:right">A</span>		<b>SEALS</b> <span style="float:right">B 1)</span>	
1 Base plate	: <del>separate</del> /combined with drive/ <del>coolers</del> /SEP. ETC	Type of seal:	DOUBLE / J. CRANE TYPE BQ1 K1/T66-BQ1 E
2 Foundation bolts	: yes/no	Labyrinths	: yes/no
3 Gear box	: yes/no API service factor:	- with buffer gas injection	: yes/no/connections only
4 - type	: <del>parallel shaft</del> /double or single helical/ <del>planetary</del>	Restrictive rings	: yes/no
5 Coupling make/type	: FLENDER / N-EUPEX	- with buffer gas injection	: yes/no/connections only
6 - shaft fit	: <del>taper</del> /cylindrical/ <del>hydraulic</del>	- with seal liquid injection	: yes/no
7 Inlet/ <del>interstage</del> liquid separators	: yes/ <del>no</del> /by others (PRECONDENSOR)	Mechanical contact seals	: yes/ <del>no</del>
8 Suction strainer for start up	: yes/ <del>no</del> /by others	- with shutdown device	: yes/no
9 Intercooler(s)	: yes/ <del>no</del> /by others water/ <del>air-cooled</del>	Liquid film seals with floating rings	: yes/no
10 Aftercooler	: yes/ <del>no</del> /by others water/ <del>air-cooled</del>	- with buffer gas injection	: yes/no/connections only
11 Spare rotor(s)/coupling	: yes/no	Labyrinth seal between luboil/sealoil	: yes/ <del>no</del> /buffer gas
12 Heat insulation	: yes/ <del>no</del> /by others		
13 Noise absorbing insulation	: yes/ <del>no</del> /by others	<b>MATERIAL SPECIFICATION</b> <span style="float:right">B 2)</span>	
14 Inlet and/or outlet silencers	: yes/ <del>no</del> /by others	Part	ASTM No.
15 By-pass valve	: yes/ <del>no</del> /by others	Casing and cover(s)	DIN 1.4571
		Impellers / ROTOR	DIN 1.4581
<b>BEARINGS AND LUBRICATION</b> <span style="float:right">A</span>		Diaphragms	NA
17 Type SKF or eqv. NU 216 (DE) / NU 216 + b212 (NDE)		Shaft	DIN 1.0050
18 - radial bearing	: rolling element/ <del>hydrodynamic</del>	Shaft sleeve(s) / COATING	DIN 1.4086 / METCO 7M Cr2O3
19 - thrust bearing	: rolling element/ <del>hydrodynamic</del>	Labyrinths	
20 - lubrication	: grease/ <del>pressurized oil</del> /ring oil/ <del>purge or</del>	Rotor(s) - 2)	-
21	<del>pure oil mist</del> /lubrication system in screw design	Oil coolers	NA DEP 31.29.00.99 - Gen.
22	with API Std 814 and DEP 31.29.00.32 - Gen.	Inter/after coolers <sup>1)</sup>	DEP 31.21.01.31 - Gen., List No.
23 - BIO LIFETIME : 50.000 HRS		Liquid separators	DIN 1.4571
<b>MAIN CASING CONNECTIONS</b> <span style="float:right">A</span>		INT. CONN. GAS/Liq. PIPING	DIN 1.4571
24 Suction branch (facing driven end)	: up/ <del>down</del> /left/ <del>right</del> / <del>end</del>	Silencers	N.A.
25 - flange	: ANS, class DN 6"/150# (MANIFOLD)	PORT PLATES	DIN 1.4581
26 - facing	: smooth/ <del>seamed spiral</del> (3.2 - 6.3 RA)	END SHIELDS	DIN 1.4581
27 Discharge branch (facing driven end)	: up/ <del>down</del> /left/ <del>right</del> / <del>end</del>		
28 - flange	: ANS, class DN 6"/150# (MANIFOLD)	- 1) Shell and Tube heat exchanger design code : 4)	
29 - facing	: smooth/ <del>seamed spiral</del> (3.2 - 6.3 RA)	- 2) For screw/lobe compressors N.A.	
<b>ADDITIONAL REQUIREMENTS</b>			
<p>1) SEE WRITE-UP SECTIONS 1.3.7 AND 1.3.8 FOR FURTHER DETAILS</p> <p>2) SEE WRITE-UP SECTION 1.3.9 THRU 1.3.12 FOR FURTHER DETAILS</p> <p>3) EQUIVALENT MATERIALS ACC. DIN-CODE ARE ACCEPTABLE</p> <p>4) SEE WRITE-UP SECTION 1.2 AND MATERIALS LISTED PER EQUIPMENT DATA SHEETS</p> <p>5) OPERATING CONDITIONS ARE BASED ON P.U. (PACKAGE-UNIT) INLET CONDITIONS</p> <p>PUMP INLET CONDITIONS AS FOLLOWS:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>. SUCTION CAPACITY : 1187 m<sup>3</sup>/hr</li> <li>. SUCTION TEMP. : 18 DEG. C</li> <li>. SUCTION PRESS. : 94 mbara</li> </ul>			
Made by	Date	EQUIPMENT :	Rev. letter
JRS	93/06/08	LIQUID RING PUMP PACKAGE	0 A B
Checked by	Date	PLANT :	Date
M	93/06/24	HDS-2 UNIT	93/06/08 93/07/02 94/05/02
Appr. by	Date	CONSIGNEE :	Sign.
LJHM	94/05/16	DRF FREDERICA REFINERY	<i>[Signatures]</i>
Eng. by : ABB LUMMUS CREST BV		Sheet No. 2 cont' on sheet no 3	
Principal: DANSK SHELL		Equipment No. P-1471	
		Req. No. FP 3140/27/02 DRF	

## 13.4 Dampejektor- tabeller og formler

---

Starter på næste side



A 1-1.2

Relative suction flow of steam jet vacuum ejectors

$50 \leq DN_s \leq 200$  ( $w_s = 30 \dots 60$  m/s)

- $DN_s$  suction connection
- $w_s$  velocity in the suction connection
- $K$  conversion factor for suction fluid other than air
- $\dot{m}_s$  suction flow
- $\dot{m}_{SL20}$  suction flow (air, 20 °C)
- $\dot{m}_{tr}$  motive flow (steam)
- $p_d$  backpressure (abs.)
- $p_s$  suction pressure (abs.)
- $p_{tr}$  motive pressure (abs.)
- $1/\mu$   $\dot{m}_{SL20}/\dot{m}_{tr}$  relative suction flow related to air, 20 °C
- $1/\mu_x$   $\dot{m}_s/\dot{m}_{tr}$  relative suction flow

Example:

$p_d/p_s = 1.063$

$p_s/p_{tr} = 0.80$

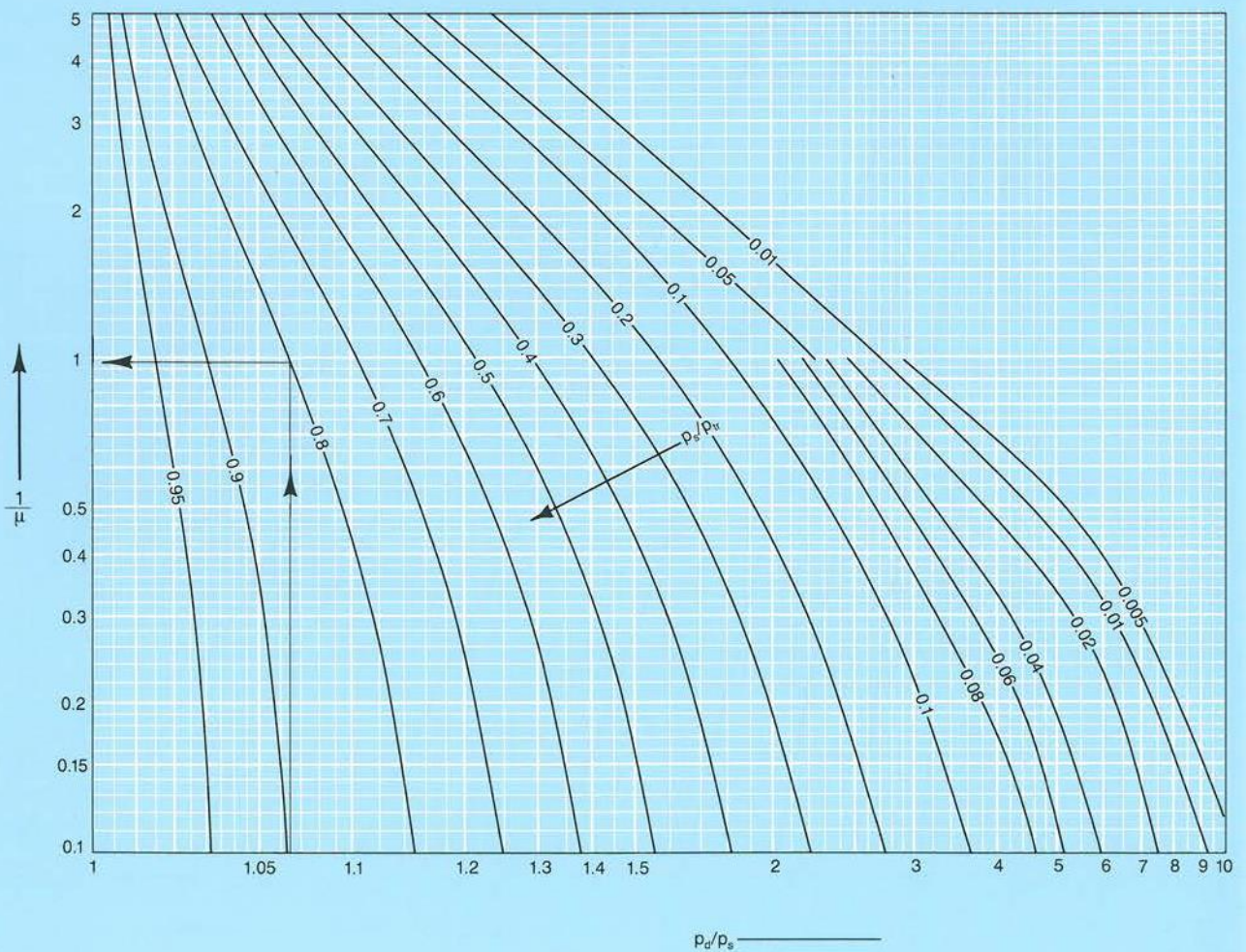
from the chart:

$1/\mu = 0.99$

Conversion to other suction flows:

$1/\mu_x = 1/\mu \cdot 1/K$

(K from diagram A 1-1.4)

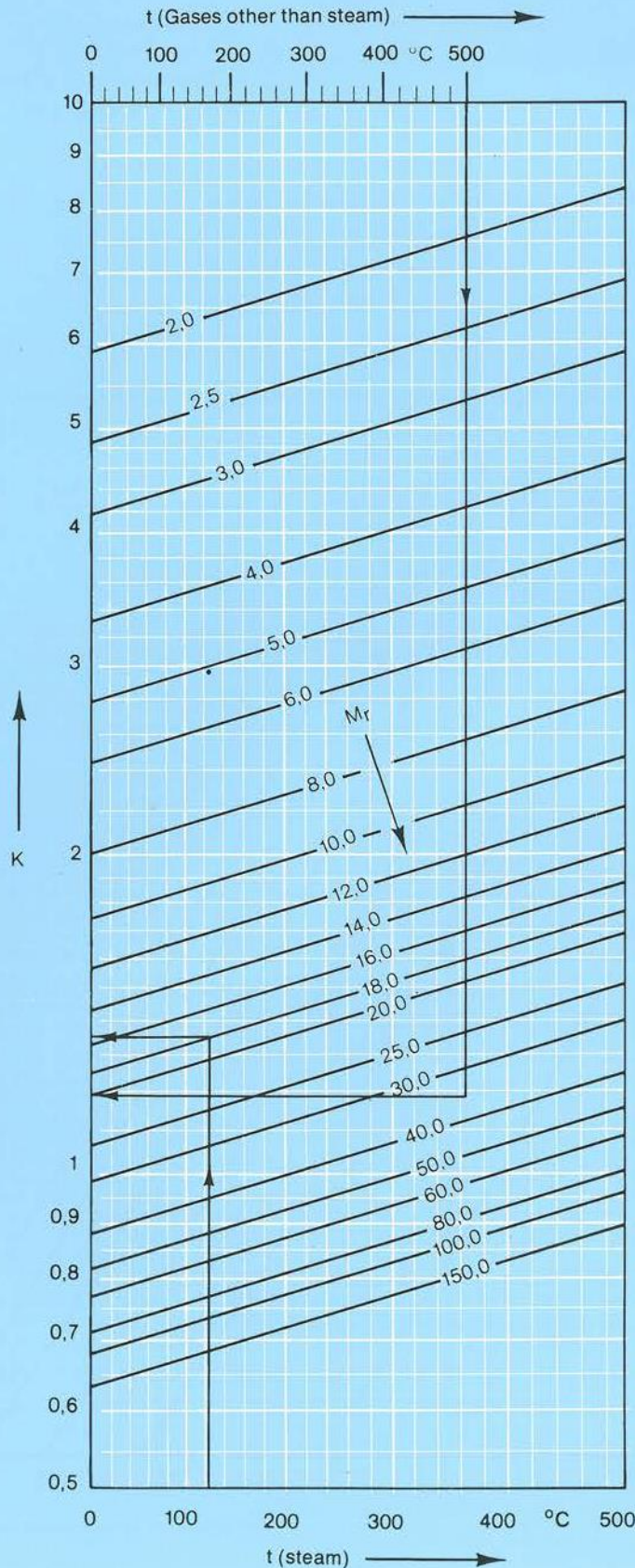




A 1 – 1.4

### Conversion factor to evaluate the equivalent suction flow

(Only valid for single stage steam jet vacuum ejectors)



K conversion factor  
 $M_r$  rel. molecular weight  
 t temperature  
 $1/\mu$   $\dot{m}_s/\dot{m}_{tr}$ , rel. suction flow

**Example 1**  
 Conversion of an air flow of 20°C to a gas flow  
 t = 500°C  
 $M_r = 35$  kg/kmol  
 from the chart:  
 K = 1.17  
 $1/\mu_x = 1/\mu_{L20} \cdot 1/K$

**Example 2**  
 Conversion of an air flow of 20°C to a steam flow  
 t = 130°C  
 $M_r = 18$  kg/kmol  
 from the chart:  
 K = 1.33  
 $1/\mu_x = 1/\mu_{L20} \cdot 1/K$

**Example 3**  
 Conversion of a gas flow (1)  
 $t_1 = 500$ °C  
 $M_{r1} = 35$  kg/kmol  
 to a steam flow (2)  
 $t_2 = 130$ °C  
 $M_{r2} = 18$  kg/kmol  
 from the chart:  
 $K_1 = 1.17, K_2 = 1.33$   
 $1/\mu_2 = 1/\mu_1 \cdot K_1/K_2$

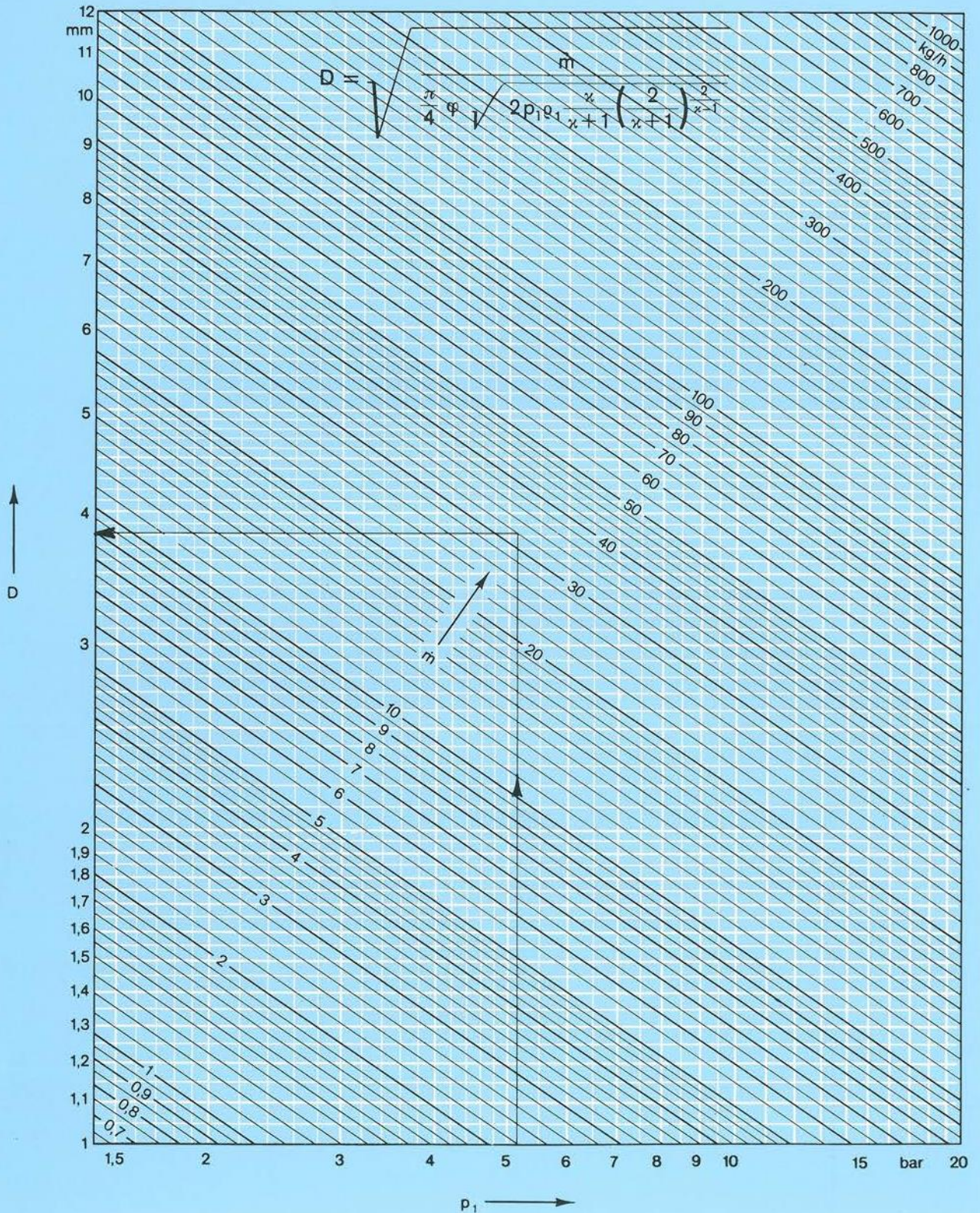


A 1-3.2

Nozzles for saturated steam at supercritical pressure ratio

D nozzle diameter  
 $\dot{m}$  steam flow  
 $p_1$  abs. pressure, nozzle intake end  
 $\kappa$  adiabatic exponent: 1.3  
 $\rho_1$  f(p) density, nozzle intake end  
 $\varphi$  nozzle coefficient: 0.97

Example:  
 $p_1 = 5.2$  bar  
 $\dot{m} = 32$  kg/h  
 from the chart:  
 $D = 3.81$  mm





## 13.5 Vandejektor- tabeller og formler

---

Starter på næste side



A 1 – 1.6

### Relative suction flow of water jet vacuum ejectors

( $p_d = 1013 \text{ mbar}$ )

**K** conversion factor:  
 $(R_s T_s)/(R_L T_L)$

$\dot{m}_s$  suction flow

$\dot{m}_{SL20}$  suction flow (air, 20 °C)

$\dot{m}_{tr}$  motive flow (water)

$p_d$  discharge pressure (abs.)

$p_{DA}$  vapour pressure of water (abs.)

$p_s$  suction pressure (abs.)

$p_{s,i}$   $p_s - p_{DA}$

$p_{tr}$  motive pressure (abs.)

$R_L$  gas constant of air, 287 J/kg K

$R_s$  gas constant of suction flow

$T_L$  air reference temperature, 293 K

$T_s$  abs. temperature of suction flow

$t_{tr}$  temperature of motive flow

$1/\mu$   $\dot{m}_{SL20}/\dot{m}_{tr}$  relative suction flow related to air, 20 °C

$1/\mu_x$   $\dot{m}_s/\dot{m}_{tr}$  relative suction flow

The diagram is only valid for  $m_s =$  uncondensable gases.  
 For instance, water vapour can be partly neglected on account of condensation in the jet ejector.

Example:

$p_s = 27 \text{ mbar}$

$t_{tr} = 9 \text{ °C}$

$p_{DA} = 11.5 \text{ mbar}$

$p_{s,i} = 15.5 \text{ mbar}$

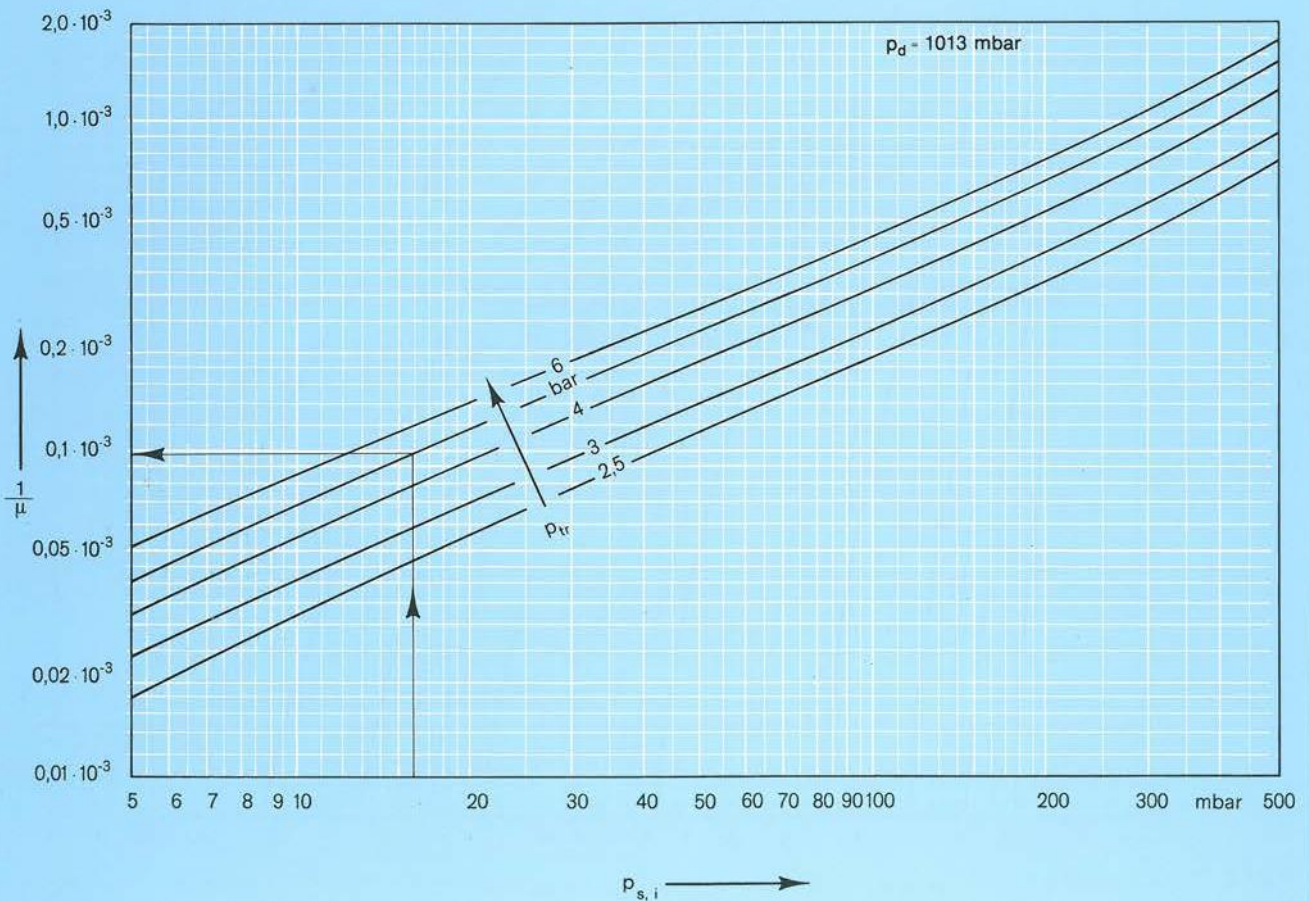
$p_{tr} = 5 \text{ bar}$

from the chart:

$1/\mu = 0.0966 \cdot 10^{-3}$

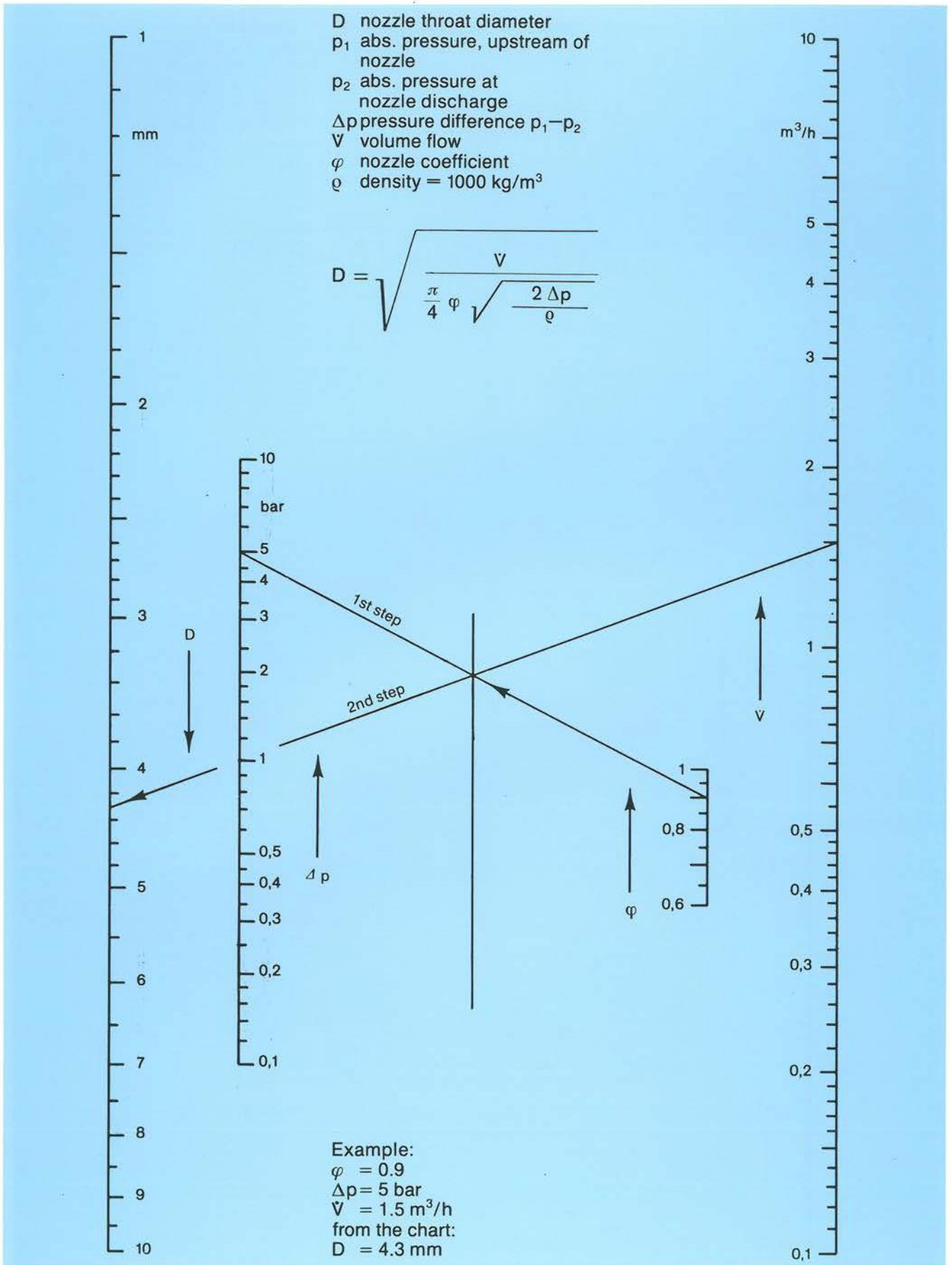
Conversion to other suction flows:

$1/\mu_x = 1/\mu \cdot 1/K$



A 1 – 3.3

Flow cross sections of water nozzles



## 13.6 Datablad af E-1471

---

Se næste side



Data/requisition sheet for SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS - cont. sheet		Design book No.: <span style="float: right;">page</span>
		Contr. Job No.: <u>0-3644 A</u>
		MESC No.: 43.53
<p>Controlling case: SKETCH</p> <p>Shell-and-tube heat exchanger: horizontal/w/vertical</p> <p>TEMA type: R 5) BEH floating head/floating head with bottom-mounted tubes/fixed tube sheet + REMOVABLE BONNET</p>		<p>1) Film coefficients and fouling resistances are related to their own surface</p> <p>2) Tube lay-out angle:</p>
<p>PROCESS DATA</p> <p>Name of fluid: SEAL LIQUID / CHILLED WATER</p> <p>Fluid flow rate - total in/out: 2.2 / 5.8</p> <p>- liquid in/out: 100% / 100%</p> <p>- vapour in/out: 23 / 15</p> <p>Temperature in/out: °C</p> <p>Pressure at inlet: bar ga 0.2</p> <p>Pressure drop: calculated/allowed: 0.03 / 0.55</p> <p>Velocity: calculated/allowed: 0. / 2.0</p> <p>Film coefficient<sup>1)</sup>: average: 2922 / 6773</p> <p>Fouling resistance<sup>1)</sup>: m<sup>2</sup> K/W: 0.00025 / 0.00030</p> <p>Total heat duty: 73.5 kW</p> <p>Effective temp. difference: 8.8 K</p> <p>Overall coeff. clean/fouled: 1598 / 815 W/m<sup>2</sup>.K</p> <p>Total number of shells: ONE (1)</p> <p>Connected in series: in parallel:</p>		<p>Static head thermosyphon reboiler measured from column liquid level to bottom tube sheet/shell: m liq.</p> <p>Min. surge capacity for kettle: m<sup>3</sup></p> <p>Number of tubes submerged in condenser:</p> <p>Total effective surface of unit: 10.5 m<sup>2</sup></p> <p>Effective surface per shell: 10.5 m<sup>2</sup></p>
<p>CONSTRUCTION DATA PER SHELL</p> <p>Shell inside diameter: 26 mm</p> <p>Bundle dia. outer tube limit: 244 mm</p> <p>Number of passes tube side: 4</p> <p>Number of tube holes per tube sheet: 60</p> <p>Type of tube: bare/finned/hair pin</p> <p>Tube OD (plain end): 19.05 mm</p> <p>Tube wall thickness: 1.63 mm/SWG</p> <p>Tube length: 3 m</p> <p>Tube pitch: 23.8 mm</p> <p>Tube lay-out angle<sup>2)</sup>: 30</p> <p>Average wall temperature of tubes: 11 °C</p>		<p>CONSTRUCTION DATA PER SHELL</p> <p>Number of passes shell side: ONE</p> <p>Baffle type: single/double segmental</p> <p>Baffle cut outer/inner: 27 %</p> <p>Baffle spacing central: 122 mm</p> <p>Baffle spacing of end compartments: 186 mm</p> <p>Baffle thickness: 4 mm</p> <p>Number of cross passes: 23</p> <p>Number of pairs of sealing strips: 1</p> <p>Estimated mass, dry/wet: 500 / 670 kg</p> <p>Impingement protection below inlet nozzle: yes/no</p> <p>Average wall temperature of shell: °C</p>
<p>Average wall temperature of tubes:</p> <p>Nozzle ID: 50 mm</p> <p>Velocity: 1.1 m/s</p> <p>Nozzle ID: 1.3 mm</p> <p>Velocity: 1.3 m/s</p>		<p>Shell side Inlet/Outlet: 75 / 1.3</p> <p>Tube side Inlet/Outlet: 75 / 1.3</p>
<p>Eng. by: ABB LUMTUS CREST BV</p> <p>Principal: DANSK SHELL</p>		<p>Sheet No. 2 cont'd on sheet No. 3</p> <p>Equip. No. E-1471</p> <p>Req. No. FP 3140/27/02 DRF</p>

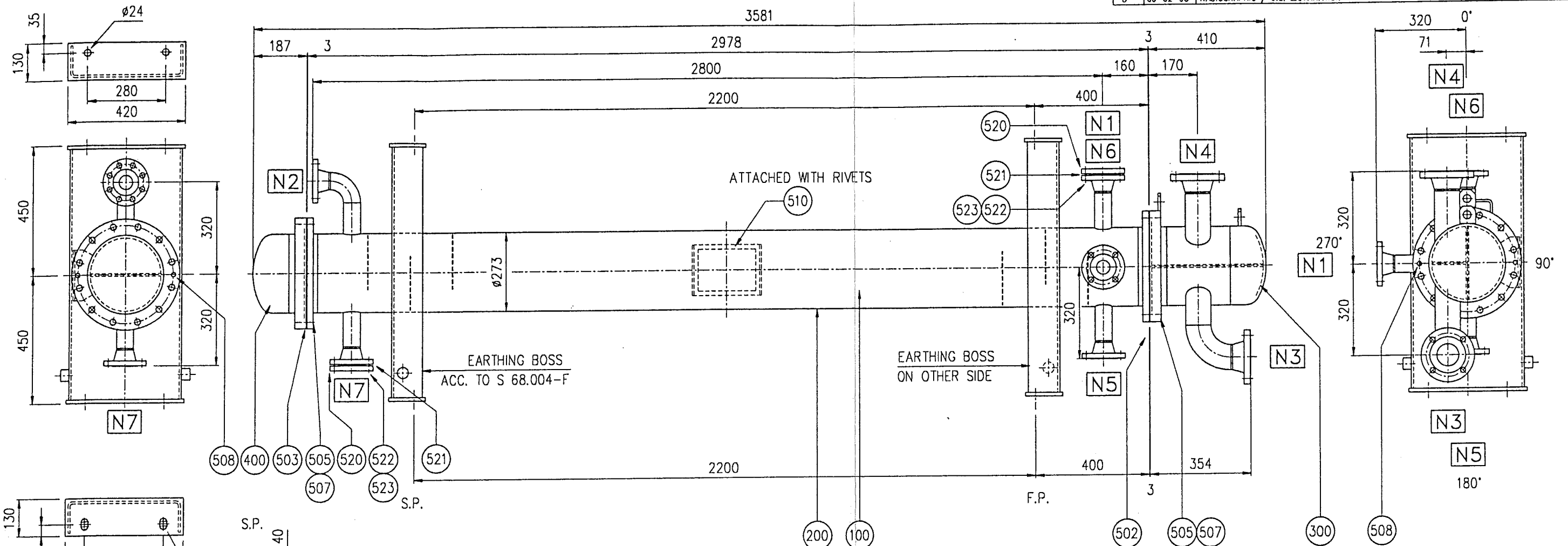
## 13.7 Arbejdstegetning af E-1471

---

Foldet A3 på næste side



REV.	DATE	DESCRIPTION	APPROVED
A	29-07-94	NOZZLES N6, N7 ADDED; TUBE SIDE DESIGN/TEST PRESS.; POSITION NAMEPLATE	v. Rooij
B	05-10-94	ITEM 505,520,521,522,523; NOZZLE N1, N2, N5, N6, N7; SURFACE TREATMENT	v. Rooij
C	23-11-94	NAMEPLATE DATA / TEST PRESSURES	v. Rooij
D	06-02-95	RADIOGRAPHIC / U.S. EXAMINATION	v. Rooij



FABRIKANT	ROBOX HEAT TECHNOLOGY B.V.
REKVISITIE NR.	FP 3140/27/02 DRF
FABRIKANT LB. NR.	PH18 S 02A
OPRINDELSESLAND	HOLLAND
UDSTYR NR.	E-1471
NORM	BS 5500
KONSTR. KATEGORI	1
KONTROL. KLASSE	2/3
FREMSTILLINGS-ÅR	1994
FREMSTILLINGS-GODKENDELSE DATO	
OPSTILLINGS-GODKENDELSE DATO	

Document Reference		
Description	Robox	Shell
Bundle	P0416 T021	FR1400/27/176
Shell, bonnet, cover	P0416 T022	FR1400/27/177
Gaskets	P0416 T023	FR1400/27/185

A/S DANSK SHELL-GODFRED PROJECT-FREDERICIA			
Client Project No.	FP 3140 DRF	Lummus document code	Lummus sequence No.
Contractor	ABB Lummus Crest B.V.	E 03 - 2.1	
Contract Project No.	0-7644	2.6	01554
P.O. Number	FP 3140/ 27 / 02 DRF	2.7	
Data Sheet No.	FP 3140/ 27 / 02 DRF		
Shell document No. : FR 1400 / 27 / 175			

ITEM	Q'TY	DESCRIPTION	MATERIAL	STANDARD	DIMENSION	PART NO.
523	32	WASHER	A4		M16 DIN 125A	
3.1B 522	16	STUDBOLT	A193 B8M/A194 B8	ANSI B16.5	5/8"UNC * 3 1/2"	
521	2	GASKET (GROOVED RING + LAYERS)	AISI 316 + GRAPHITE		2" 300#	
3.1B 520	2	BLINDFLANGE	1.4571	DIN 17440	2" 300# RF SM.F.	
510	1	NAMEPLATE	AISI 316		200*140*3	
508	4	JACKBOLT	C-STEEL		M16*70 DIN 479	
507	48	WASHER	A4		M20 DIN 125A	
3.1B 505	24	STUDBOLT	A193 B8M/A194 B8	ANSI B16.5	3/4"UNC * 5"	
503	1	GASKET	NOVAPRESS 815		ø300/270*2	
502	1	GASKET	NOVAPRESS 815		ø300/270*2	
3.1B 400	1	COVER	C-STEEL		See dwg. P0416 T022	
3.1B 300	1	BONNET	C-STEEL		See dwg. P0416 T022	
3.1B 200	1	SHELL	1.4571	DIN 17440	See dwg. P0416 T022	
3.1B 100	1	BUNDLE	A182 F316Ti/1.4571		See dwg. P0416 T021	

	SHELL SIDE	TUBE SIDE	
MEDIUM	SEAL LIQUID	CHILLED WATER	
Design pressure	5 / F.V.	15.5	barq
Design temp. max/min	230 / 0	50 / 0	°C
Test pressure new / field	8.2 / 6.5	25.4 / 20.15	barq
Corrosion allowance	0	3	mm
Design code	BSS500 - 1994 DEP 31.21.01.30 GEN DEP 31.22.10.32 GEN	TEMA R T-2.358.930	
Manufactur. inspect. body	STOCMMEZEN B.V.		
Inspection	ARBEJDSSTYLET		
Weight empty	500		kg
Weight filled with water	670 (OPERATING: 670)		kg
Weight bundle	N.A.		kg
Capacity	104	65	dm <sup>3</sup>
Weid strength factor	1.0	1.0	
Radio-graphic exam.	100% CIRC. WELDS	100% CIRC. WELDS	
U.S. examination	100% LONG. WELD SHELL	NO	
Magnetic particle exam.	NO	NO	
Dye penetrant exam.	100% FOR NOZZLE SET-IN WELDS		
Post weld heat treatment	NO	YES	

MARK	Q'TY	SERVICE	SIZE AND RATING
N7	1	CHEMICAL CLEANING	2" 300# WNRF ANSI B16.5 BLUNDED
N6	1	CHEMICAL CLEANING	2" 300# WNRF ANSI B16.5 BLUNDED
N5	1	DRAIN	2" 300# WNRF ANSI B16.5
N4	1	OUTLET COOLING WATER	3" 150# WNRF ANSI B16.5
N3	1	INLET COOLING WATER	3" 150# WNRF ANSI B16.5
N2	1	SEAL LIQUID OUTLET	2" 300# WNRF ANSI B16.5
N1	1	SEAL LIQUID INLET	2" 300# WNRF ANSI B16.5

SURFACE TREATMENT		DFT	RAL
BONNET INT.	- shot blasted SA 2 - conserved with SHELL ENSIS G		
EXT.	- shot blasted SA 3 - one PHTHALIC-BASES ALKYD RESIN prime coat - one POLYURETHANE-BASED intermediate coat - one POLYURETHANE-BASED top coat	>=50 >=50 >=50	7001 7030
SHELL	PICKLED AND PASSIVATED		

HEAT EXCHANGER BEM 273/3000  
SEAL LIQUID COOLER  
E-1471 FOR UNIT A-1470  
FORM NO.: E 03  
FORM NO.: 2.1 / 2.6 / 2.7

DRAWN	: van der Meijden
CHECKED	: van Rooij
DATE	: 23-06-1994
SCALE	: 1:10
TOLERANCE	: TE,IA
REF. DRAWING	:

	<b>ROBOX</b> HEAT TECHNOLOGY B.V.		<b>A2</b>	PART LIST :	REV.
				DRAWING NO.	
				<b>P0416 T020 D</b>	

## 13.8 Arbejdstegninger af V-1471

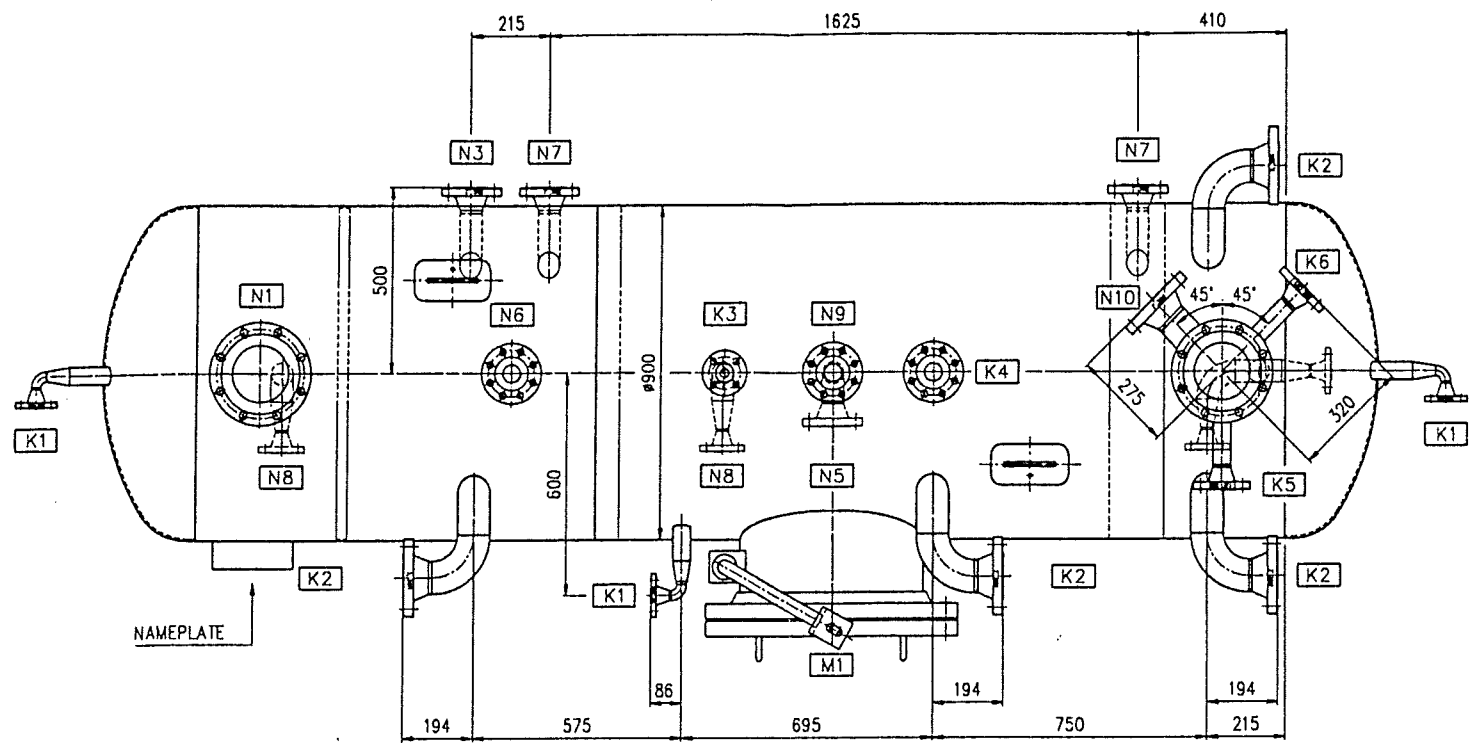
---

Foldet A3 på næste side





REV.	DATE	DESCRIPTION	APPROVED
A	29-07-94	POSITION N6, N9, K3, K4: 650mm (WAS 625); POSITION K1: 600mm (WAS 550)	v. Rooij
B	05-10-94	NOZZLE N1, N2: 150 (WAS 300); NOZZLE K4: 2" (WAS 3"); LIFTING LUGS ADDED	v. Rooij
C	07-11-94	NOZZLE K1 3/4" (WAS 1"); SUPP. HEIGHT 770 (WAS 800); SURFACE TREATMENT	v. Rooij
D	23-11-94	ONE K2 NOZZLE REPLACED	v. Rooij
		TEST PRESSURE	v. Rooij
		NAMEPLATE DATA / TEST PRESSURE	v. Rooij



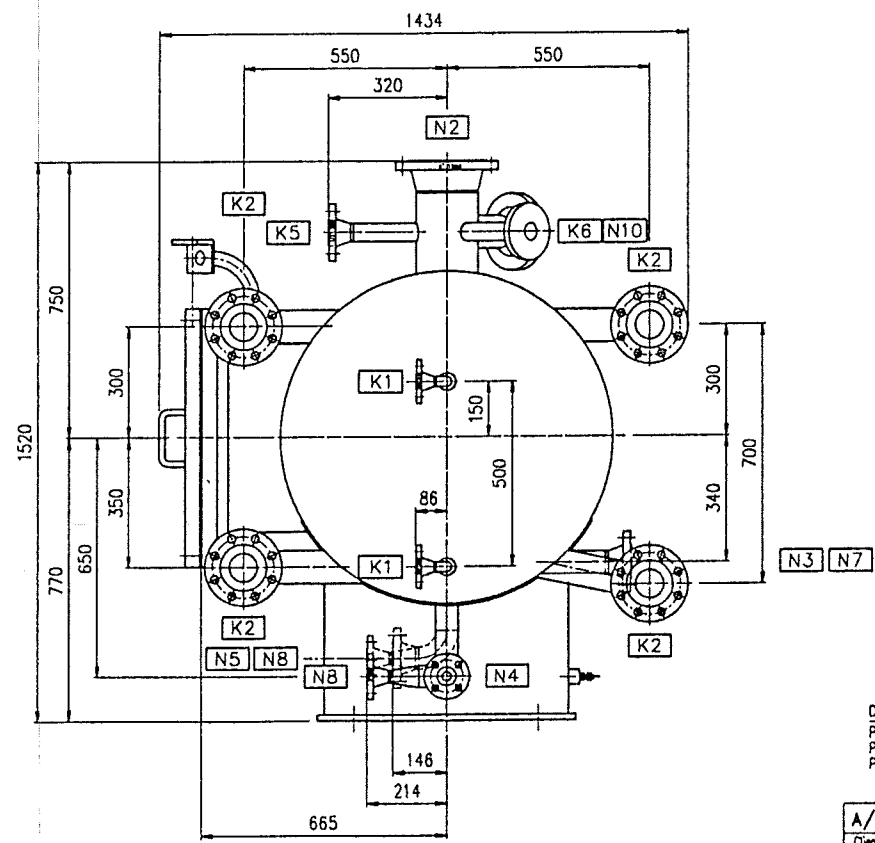
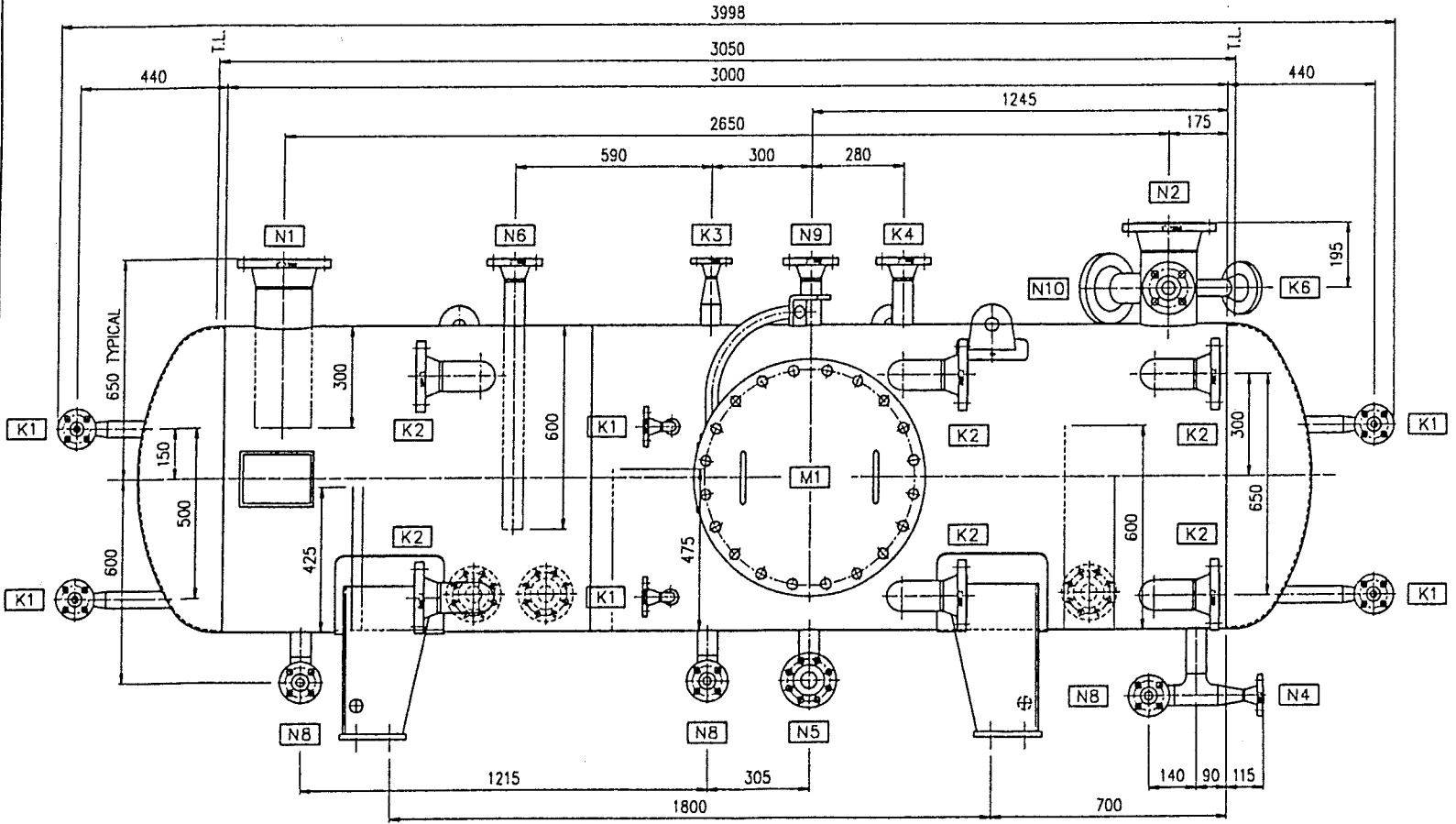
FABRIKANT		ROBOX HEAT TECHNOLOGY B.V.	
REVISIJS NR.	FP 3140/27/02/DR	KAPPE	R/R
FABRIKANT LB. NR.	0051150	BEREKENINGSRYK	5 / 7 / V
OPDRAGLELAND	HOLLAND	MAX. AM. TEMP.	(230) 6 °C
LOSTYR NR.	V-1471	PRINTERIJK NY	3,2
WORM	65 5100	PRINTERIJK GENT	3,4
KONSTR. KATEGORIE	1	VOLUMEN	21
KONTROL. KLASSE	1	OVERVLADAREAAL	102
PREMSTELLINGS JA.	1994	LOOIJNET	NO
PREMSTELLINGS-DOORDATUM		RUNTOED	100%
OPSTELLINGS-DOORDATUM		ANNOVAAL LAMRAGE	3

NAMEPLATE

ALL GASKET CONTACT SURFACES: Ra 3.2 - 6.3 (SMOOTH FINISH)

MARK	QTY	SERVICE	SIZE AND RATING
M1	1	MANHOLE	20" 150# SORF ANSI B16.5 BLUNDED
K6	1	TEMPERATURE TRANS	1 1/2" 300# NBRF ANSI B16.5
K5	1	TEMPERATURE GAUGE	1 1/2" 300# NBRF ANSI B16.5
K4	1	RELIEF VALVE	2" 300# NBRF ANSI B16.5
K3	1	PRESSURE GAUGE	1" 300# NBRF ANSI B16.5
K2	8	LEVEL TRANS	3" 300# NBRF ANSI B16.5
K1	6	LEVEL GAUGE	3/4" 300# NBRF ANSI B16.5
N10	1	BYPASS	3" 300# NBRF ANSI B16.5
N9	1	VENT	2" 300# NBRF ANSI B16.5
N8	3	DRAIN	1" 300# NBRF ANSI B16.5
N7	2	SETTING LINE	2" 300# NBRF ANSI B16.5
N6	1	WATER MAKE-UP	2" 300# NBRF ANSI B16.5 DP PIPE
N5	1	HC OVERFLOW	2" 300# NBRF ANSI B16.5 VORTEX ENR
N4	1	WATER OVERFLOW	1" 300# NBRF ANSI B16.5
N3	1	SEAL LIQUID OUTLET	2" 300# NBRF ANSI B16.5 VORTEX ENR
N2	1	GAS OUTLET	6" 150# NBRF ANSI B16.5
N1	1	GAS INLET	6" 150# NBRF ANSI B16.5

SURFACE TREATMENT	QTY	RAL
VESEL	POOLED AND PASSIVATED	
C-STEEL PARTS	- shot blasted SA 3	>=50
	- one PHENOLIC-BASED ALKYD RESIN prime coat	>=50 7030
	- one POLYURETHANE-BASED intermediate coat	>=50 7030
	- one POLYURETHANE-BASED top coat	>=50 7030
	TOTAL DRY FILM THICKNESS	>=150



VESSEL		
Design pressure	5 / F.V.	bar/g
Design temp. max/min	230 / 0	°C
Test pressure	8.2	bar/g
Corrosion allowance	0	mm
Construction category	1	
Design code	B55500 - 1994 DEP 31.22.10.12 GEN T-2.35A.930	
Manufact. inspection body	STOCHMEZEM B.V.	
Inspection	ABE-DIJSSTYMET	
Weight empty	2150	kg
Weight filled with water	4250 (OPERATING 3200)	kg
Capacity	2100	dm <sup>3</sup>
Weld strength factor	1.0	
Radiographic exam.	100%	
Magnetic particle exam.	NO	
Dye penetrant exam.	100% FOR NOZZLE SET-M WELDS	
Joint efficiency factor	0.9	
Post weld heat treatment	NO	
Prod. test plates	YES	

DOCUMENT REFERENCE  
 PO416 T031/032 FABRICATION DRAWING  
 PO416 C03 CALCULATIONS  
 PO416 W03 WELDING PROCEDURE SPECIFICATIONS

A/S DANSK SHELL-GODFRED PROJECT-FREDERICIA			
Client Project No.	FP 3140 DRP	Lummas document code	Lummas sequence No.
Contractor	ABE Lummas Crest B.V.		
Contract Project No.	0-7644		
P.O. Number	FP 3140/ 27 / 02 DRP	0 02 - 2.2	01558
Date Sheet No.	FP 3140/ 27 / 02 DRP	2.9	
Shell document No.	FR 1400 / 27 / 179		

SEPARATOR V-1471  
 FOR UNIT A-1470  
 FORM No. D02  
 PART 2.2 / 2.9

DRAWN : van der Meiden  
 CHECKED : van Rooij  
 DATE : 21-06-1994  
 SCALE : 1:10  
 TOLERANCE : DIN 759 SEHR GROSS  
 REF. DRAWING :

ROBOX HEAT TECHNOLOGY B.V. A1 PART LIST DRAWING NO. P0416 T030 D





## 13.9 Separationstank V-1471 volumenberegninger

Areal regnet mellem x-akse og halvcirkel.

$$\int_0^{90} 45 - \sqrt{45^2 - (x-45)^2} dx = 869.137 \quad 869 \text{ cm}^2 \quad 0,09 \text{ m}^2$$

Areal af det kvadrat halvcirklen befinder sig i.

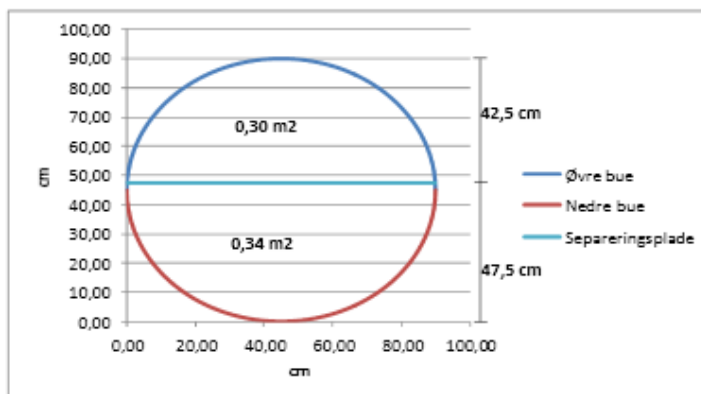
$$90 \cdot 45 \rightarrow 4050 \text{ cm}^2$$

Halvcirkelens areal/halve af tankens tværsnitsareal.

$$4050 - 869,137 \rightarrow 3181 \text{ cm}^2 \quad 0,32 \text{ m}^2$$

X-kordinater for for separeringspladens højde (47,5 cm) = 42,5 cm pga. symmetri.

$$[45 - \sqrt{45^2 - (x-45)^2} = 42.5] \text{ solve} \rightarrow \begin{pmatrix} 0.069498110971428855999 \\ 89.930501889028571144 \end{pmatrix}$$



Areal udenom den tomme del af tanktoppen.

$$\int_{0,07}^{89,93} 45 - \sqrt{45^2 - (x-45)^2} dx = 863.072 \quad 863 \text{ cm}^2$$

Kvadratisk areal af den tomme top.

$$89,93 - 0,07 \rightarrow 89,9 \text{ cm} \quad 42,5 \cdot 89,86 \rightarrow 3819 \text{ cm}^2$$

Areal fra de 47,5 cm til toppen af beholderen (Det øverste tværsnitsareal, hvor tanken ikke opbevarer væske).

$$3819,05 - 863, \quad 2956 \text{ cm}^2 \quad 0,30 \text{ m}^2$$

$$3180,86 - 2956 = 225 \text{ cm}^2 \quad \text{Areal fra midt tank til pladetop (fra 45 cm til 47,5 cm)}$$

Tværsnitsareal af tank, hvor vand kan befinde sig op til højden af separeringspladen (op til 47,5 cm af tank).

$$3180,86 - 224,89 \rightarrow 3406 \text{ cm}^2 \rightarrow 0,34 \text{ m}^2$$

længde af tank (til separeringspladen)

$$1190 \text{ mm} \quad 1,19 \text{ m}$$

$$0,34 \cdot 1,19 \rightarrow 0,41 \text{ m}^3 \quad \text{vand i af cylindertank}$$

Beregninger af volumen hvor vand befinder sig i tankenden.

Hemisoidal head

$$V = (2/3) \cdot \pi \cdot K \cdot R^3 \quad 0,11 \text{ m}^3$$

$$K = \text{Dybde/Radius} \quad 0,58$$

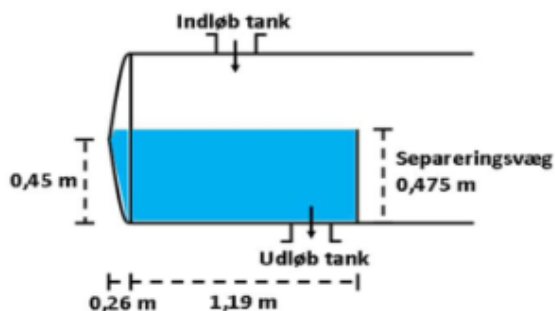
$$R = \text{Radius} \quad 0,45 \text{ m}$$

$$Q = (3/4) \cdot V \cdot \Delta^2 \cdot (1 - \Delta^2) \quad 0,06 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen fyldt af Hemisoidal head}$$

$$\Delta = a/R \quad 1,06$$

a = Højden af væsken. I dette tilfælde er maks 47,5 cm

$$\text{Total rumfang af væske før separeringspladen} \quad \underline{0,47 \text{ m}^3}$$



## 13.10 P-1471 driftsprocedure

### PROCESINSTRUKTION

PCDM procedure taget i brug:

Dato \_\_\_\_\_ Kl. \_\_\_\_\_

Signatur RPL \_\_\_\_\_

PCDM procedure afsluttet:

Dato \_\_\_\_\_ Kl. \_\_\_\_\_

Signatur RPL \_\_\_\_\_

#### 4.9 Instruktion for Liquid Ring Pump Package A-1470.

##### Formål:

Denne instruktions formål er udelukkende at sikre og beskrive mekanisk korrekt betjening og overvågning af væskeringspumpe P-1471 som udgør den centrale del af A-1470.

Vedrørende driftsmæssige forhold henvises til driftsinstruktion

##### Generel beskrivelse:

Anlægget er et såkaldt "package unit", og består af en væskeringsvacuumpumpe P-1471 med dobbelte mekaniske akseltætninger med indbyggede pumperinge, en separatorbeholder V-1471, en væskeringskøler E-1471, en forkøler E-1472 samt et køle/spærrevæskesystem i henhold til standardbeskrivelse for et sådan.

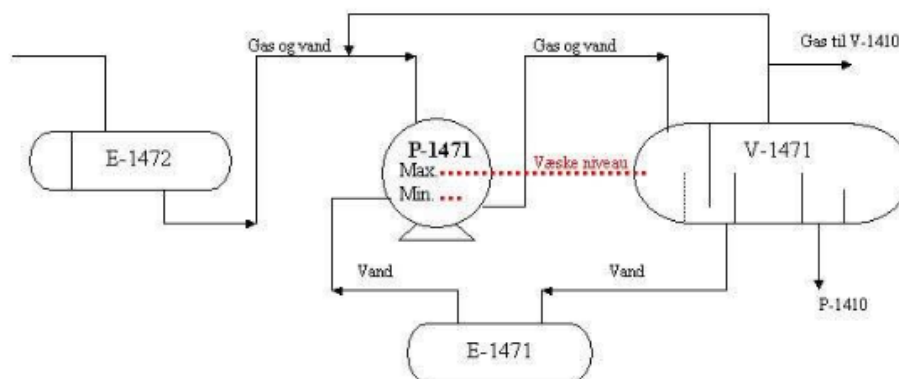
Alle henvisninger til tag-numre i denne instruktion er baseret på vedlagte P&I-diagram FR 1400/27/114 fra Siemens.

##### Virkemåde:

Gas fra V-1407 ledes til forkøler E-1472 hvorfra den sendes videre til sugesiden af P-1471 som er en såkaldt væskeringspumpe. Fra afgangssiden af P-1471 ledes gassen sammen med vand fra vandringen til separator V-1471 hvor vand og gas udskilles. Fra separatoren V-1471 ledes gassen til V-1410 og vandet ledes via køler E-1471 tilbage til væskeringen i pumpe P-1471. For at virke efter hensigten skal der til en hver tid opretholdes korrekt væskenniveau i pumpen. Dette sker ved en overfaldsplade i V-1471.

## PROCESINSTRUKTION

Liquid Ring Pump P-1471



140211 x P-1471

### Safeguarding:

For at sikre mekanisk forsvarlig drift af P- 1471, er denne forsynet med nedennævnte alarm.

14-PA-125	Placering: Funktion: Setting:	På køle/spærrevæskesystem. Alarm for lav køle/spærrevæskeniveau. 2 barg L
14-FA-070	Placering: Funktion: Setting:	Returkølerør til P-1471 Alarm for lav kølevandsflow. 7 m3/h.
14-LISA-071	Placering: Funktion: Setting:	På separatorbeholder V-1471. Niveaularm. L=23% og H=75%.
14-LZA-072	Placering: Funktion: Setting:	På separatorbeholder V-1471. Cut-out af P-1471 for henholdsvis LL og HH niveau i separatorbeholder V- 1471. LL=3% og HH=89%.
14-TIA-140	Placering: Funktion: Setting:	Gastilgang P-1471. Alarm for høj tilgangstemperatur. H=25 <sup>o</sup> C.
14-TZA- 141	Placering: Funktion: Setting:	Gasafgang fra separatorbeholder V- 1471. Cut-out for høj afgangstemperatur. HH=50 <sup>o</sup> C.

Bind 1/Kap. 4	GENERELT	Rev. 01_00	Dato: 26.02.10	Godk.:	Side:2 af 4
---------------	----------	------------	----------------	--------	-------------

## PROCESINSTRUKTION

### Instruktion for Liquid Ring Pump Package A-1470.

#### Klargøring før opstart:

- Vandniveau checkes. Dette skal være identisk med centerlinien for P-1471. Evt. efterfyldning foretages vha. kølevand, som er fremført til studs på V-1471 og kan kontrolleres ved 14 LG 050
- Bypass ventil (195) for start-up åbnes.
- Pumpen startes.
- Efter Ca. 20 sekunder lukkes bypass ventil (195) og 14-PICA-031 overtager styring af suge trykket for P-1471
- Seal væske: Shell Morlina oil 5
- Seal tryk: 1,5 - 5,2 barg

#### Vigtigt :

Både under stilstand af pumpen , men særdeles ved opstart og almindelig drift af vakuum pumpen P-1471 , er det vigtigt at kontrollere seal trykket til de 2 mekaniske pakdåser. Ved seal tryk under 1,5 barg , vil vakuum pumpen havarerer indenfor meget kort tid.

#### Drift:

- Niveau checkes i separatorbeholder.
- Endvidere kontrolleres pumpeanlæggets almene driftstilstand ved check af lejetemperaturer, vibrationer, støj, utætheder samt ampereforbrug

#### Stop:

- Elmotor afbrydes, og afspærringsventiler på suge - og trykside lukke

## 13.11 Datablad af Grundfos pumpe

---


Starter på næste side





Firmanavn:  
Udfærdiget af:  
Telefon:

Dato: 12/11/2015

Positionsnr.	Antal	Beskrivelse
	1	<p><b>NK 250-400/389 A2-F-A-E-BAQE</b></p>  <p>Produkt nr.: På forespørgsel</p> <p>Normalsugende ettrinscentrifugalpumpe med sneglegang, konstruktion i henhold til ISO 5199 og mål og nominal ydelse i henhold til EN 733. Flanger er PN 10 med mål i henhold til EN 1092-2. Pumpen har en aksial sugestuds, en radial trykstuds og en vandret aksel. Den er af designet back pull-out, hvilket muliggør afmontering af koblingen, lejekonsollen og løberen uden at pumpehuset eller rørinstallationen berøres.</p> <p>Den uafastede gummibælgætning er i henhold til DIN EN 12756.</p> <p>Pumpen er forsynet med en kappekølet asynkronmotor i fodmotorudførelse. Pumpe og motor er monteret på en fælles bundramme.</p> <p><b>Medie:</b></p> <p>Pumpemedie: Vand  Væsketemperaturområde: 0 .. 120 °C  Medietemp.: 20 °C  Massefylde: 998.2 kg/m<sup>3</sup>  Kinematisk viskositet: 1 mm<sup>2</sup>/s</p> <p><b>Teknisk:</b></p> <p>Hastighed for pumpedata: 1490 omdr/min  Aktuel beregnet flow: 1010 m<sup>3</sup>/h  Resultat for pumpens løftehøjde: 40.83 m  Aktuel løberdiameter: 389 mm  Løber- nominal: 400 mm  Impeller max: 405 mm  Akseltætning: BAQE  Sekundær akseltætning: NONE  Kurvetolerance: ISO9906:2012 3B</p> <p><b>Materialer:</b></p> <p>Pumpehus: Støbejern  EN-GJL-250  ASTM A48-40 B</p> <p>Løber: Støbejern  EN-GJL-200  ASTM A48-30 B</p> <p>Gummi: EPDM</p> <p><b>Installation:</b></p> <p>Maks. omgivelsestemperatur: 55 °C  Max. driftstryk.: 10 bar  Flange standard: EN 1092-2  Pumpeindløb: DN 300  Pumpeudløb: DN 250  Tryktrin: PN 10  Koblingstype: Afstandskobling  Base frame: EN / ISO</p> <p><b>Elektriske data:</b></p>



Firmanavn:  
Udfærdiget af:  
Telefon:

Dato: 12/11/2015

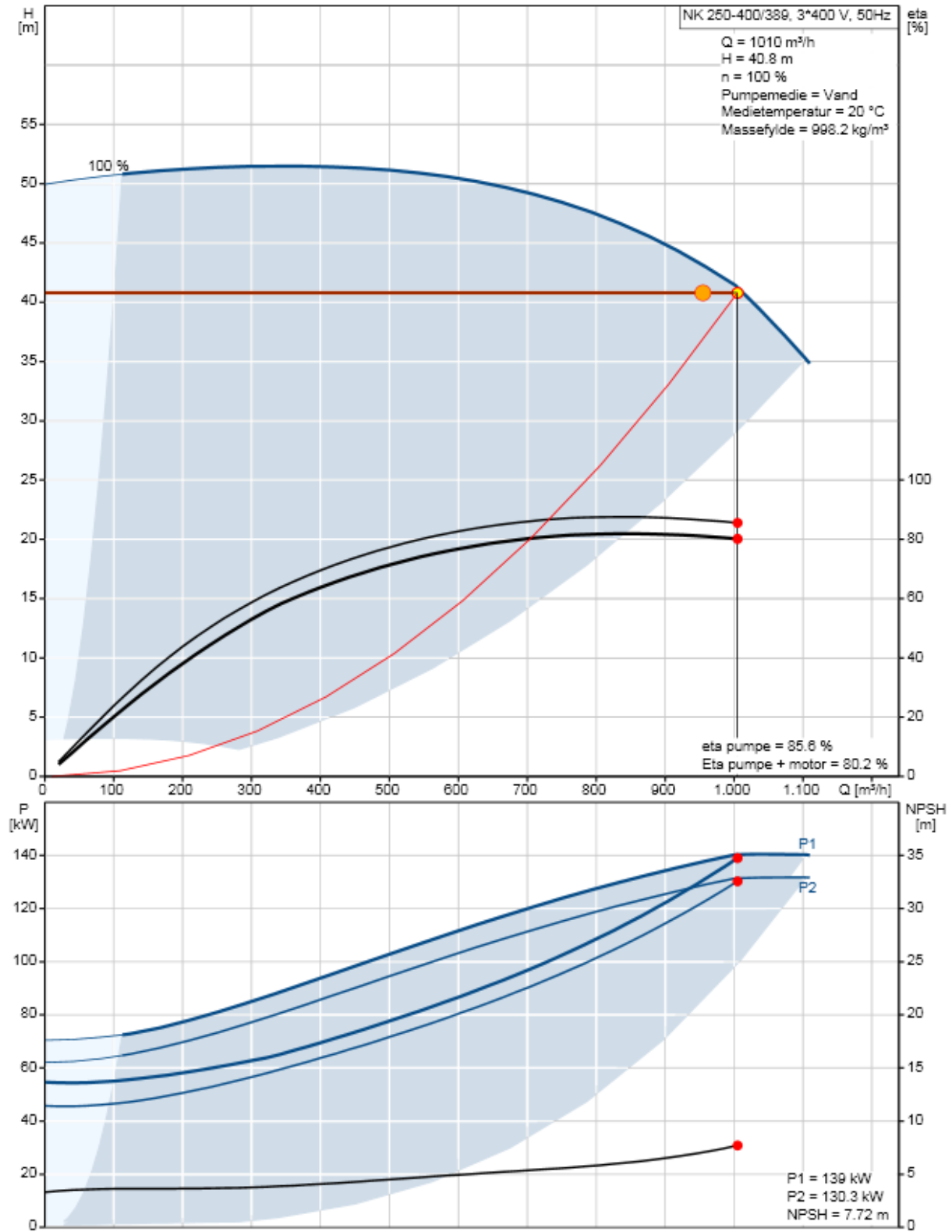
Positionsnr.	Antal	Beskrivelse
		Motortype: SIEMENS IE Virkningsgradsklasse: IE3 Antal poler: 4 Mærkeeffekt - P2: 132 kW Netfrekvens: 50 Hz Mærkespænding: 3 x 380-420D/660-725Y V Mærkestrøm: 240-220/140-128 A Startstrøm: 730-730 % Cos phi - effektfaktor: 0,9 Nominel hastighed: 1490 omdr/min Virkningsgrad: IE3 95,6% Motorvirkningsgrad ved fuldlast: 95.6-95.6 % Motorvirkningsgrad ved 3/4 belastning: 95.9-95.9 % Motorvirkningsgrad ved 1/2 belastning: 95.9-95.9 % Kapslingsklasse (IEC 34-5): 55 Isolationsklasse (IEC 85): F Smøremiddelttype: Grease  <b>Andre:</b> Min. virkningsgradsindeks, MEI ≥: 0.46 ErP status: EuP Standalone/Prod. Nettovægt: 1890 kg Bruttovægt: 2140 kg Shippingvolumen: 5.56 m <sup>3</sup>



Firmanavn:  
Udfærdiget af:  
Telefon:

Dato: 12/11/2015

### NK 250-400/389 50 Hz

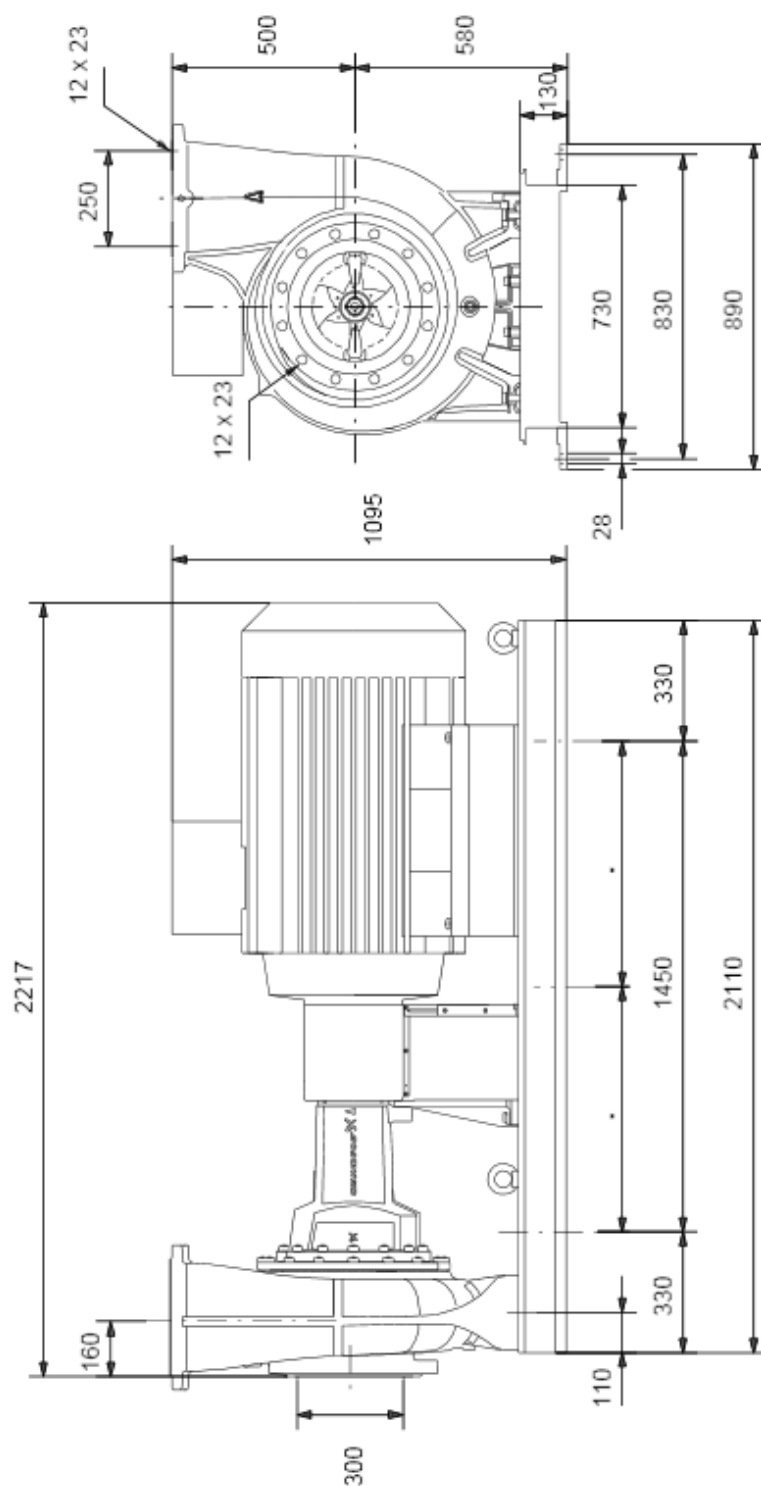


**GRUNDFOS** 

Firmanavn:  
Udfærdiget af:  
Telefon:

Dato: 12/11/2015

## NK 250-400/389 50 Hz



Bemærk! Alle enheder er i [mm], med mindre andet er nævnt.  
Berigtigelse: Denne forenklede måtegning viser ikke alle detaljer.



Firmanavn:  
Udfærdiget af:  
Telefon:

Dato: 12/11/2015

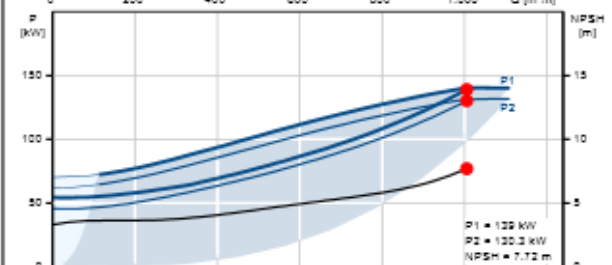
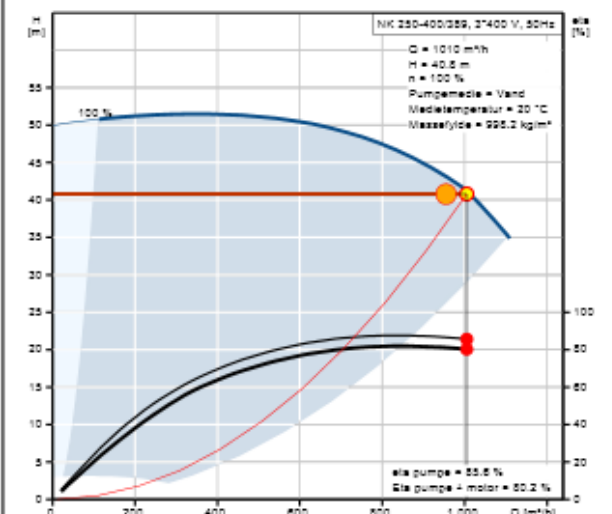
## NK 250-400/389 50 Hz

Input	
<b>Generelt</b>	
Applikation	Industrielle anvendelser
Vælg installationstype	Vandbehandling
Vælg under-anvendelse	Filtrering
Dimensioneringsflow	1010 m <sup>3</sup> /h
Samlet løftehøjde	40.8 m
<b>Dine krav</b>	
Pumpemedie	Vand
Installationstype	Tilløbstryk
Understørelse tilladt	5 %
Antal driftspunkter	1
<b>Pumpekonstruktion</b>	
Tankmonteret	Ja
Køle- og kondensat	Ja
Blokpumpe, tørløber (kort), horisontal, ettrins	Ja
Blokpumpe, ettrins med halvåben løber	Ja
Indkapslet	Ja
<b>Reguleringsform</b>	
Kapslingsklasse	Variabel hastighed
Max. frekvens	IP20
	105 %
<b>Rediger belastningsprofil</b>	
Forbrugsmønster	Fuldlast
Periode	Dag
Driftstimer pr. døgn	3,05 h/dag
<b>Konfiguration</b>	
Vælg hydrauliktype	Parallel
Antal pumper i alt	1
<b>Elektriske data</b>	
Frekvens	50 Hz
Fase	1 eller 3
Min. effekt ved SD start	5,5 kW
Spænding	1 x 230 eller 3 x 400 V
<b>Indstillinger for resultatliste</b>	
Energipris	2,23 DKK/kWh
Energiprisen forhøjes med	6 %
Beregningsperiode	5 år

Belastningsprofil		
Flow	1	
Flow	95	%
Løftehøjde	100	%
P1	130.7	kW
Eta total	81.1	%
Tid	1113	h/a
Forbrug	145460	kWh/År
Antal	1	

Dimensioneringsresultat	
Type	NK 250-400/389
Antal	1
Motorer	132 kW
Flow	1010 m <sup>3</sup> /h
Drift ned til	10 %
Løftehøjde	40.83 m
Effekt P1	139.1 kW
Effekt P2	130.3 kW
Eta pumpe	85.6 %
Eta motor	95.6 %
Eta aggregat	81.9 % = Eta pumpe * Eta motor
Eta total	80.2 % = Eta i.f.t. driftspkt
Forbrug	145460 kWh/År
CO2 udledning	82900 kg/År
Pris	På forespørgsel
Pris i alt	På forespørgsel /5År
Livscykl.omk	/5År

Styring medfølger ikke og skal tilsluttes for at overholde de krævede inddata.



## 13.12 Driftspris af vakuumpumpe kontra ejektor

Energi og penge brugt på drift af væskeringspumpe Kontra dampejektor

### Ejektor

dampmængde produceret pr. år	472500 t/år	Raffinaderiets monitoreringsprogram, PI
Pris på additiver til kedelvand pr. år	17500 €/år	
€ kurs	7,46 kr	
Pris på additiver pr. tons damp	17500/472500	0,03704 €/t

Cp damp ved 330 °C og 18 bara		2,236 kJ/kg*K	EES	
dampmasse dampejektor	1800 kg/h	1,8 tons/h		
Energi brugt på at opvarme damp	$m \cdot Cp \cdot (375-200)$	704340 kJ/h	704,3 MJ/h	0,7 GJ/h

Pris Propan	395 usd	
usd kurs	6,75 kr.	
Pris Propan	2666,25 kr pr ton	2,66625 kr pr kg
Propan nedre brændværdi	46,2 MJ/kg	
Brugt propanmængde	704,3/46,2	15,2446 kg propan pr. time

Pris pr. time at producere damp til ejektor	$15,2 \cdot 2,6 + 0,037 \cdot 7,46 \cdot 1,8$	<u>41,1432 kr/h</u>
---	---	---------------------

### Væskeringspumpe

Energi brugt på at drive pumpen	41 kW	41 kWh
Pris på strøm for store virksomheder i 2015	48,9 øre pr kWh	
Pris pr time for at drive væskeringspumpen	$(41 \cdot 48,9) / 100$	<u>20,049 kr/h</u>

## 13.13 Matlab script

```

function [P1_Iterate,z] = fcn(P1)
%#codegen

P2 = 0.1 ; %Konstant ejektor sugetryk [barA]
Delta_P = P1-P2 ; %Ønsket delta P [barA]
Q = 1187 ; %Flow (konstant) [m3/t]
nyDelta_P = 0 ; %Iteration, startværdi [barA]
Lineaerisering = (822-367.8)/(94-74) ; %Hældning [-]
Kv = 822 ; %Iteration, startværdi [m3/t]
Densitet = 0.4185 ; %Sugede gas densitet [kg/m3]
T1 = 273+30 ; %Temperatur af gas [K] (Kelvin)
z = 74 ; %Ventil flytning [% åben ventil]
P1_Iterate = 0 ; %Iteration, startværdi

while nyDelta_P < Delta_P ; % While loop start. Itererer indtil nyDelta_P bliver større end Delta_P.
    Kv = Kv-1 ; % Iterationsproces af Kv
    nyDelta_P = (((Q/514)^2)*(Densitet*T1)/P2))/((Kv)^2) ; % Iterationsproces [barA]
    z = (Kv-(-1312.74))/Lineaerisering ; % Iterationsproces [% åben ventil]
    P1_Iterate = nyDelta_P+P2 ; % Iterationsproces [barA]
; % While loop slut.
end

```