

Varmeovergang og trykktap i varmevekslere

Eirik Mediås Rygvold

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2010

Hovedveileder: Erling Næss, EPT

Biveileder(e): Nils-Erik Hannisdal, M7 Offshore AS

Oppgavetekst

1. Varmeveksling i offshore prosessanlegg

a) Det skal gjennomføres et litteraturstudium innen varmeovergang og trykkfall ved rørstrømning med vann/oljeblandinger. Spesielt skal metoder for bestemmelse av de fysiske egenskapene for dråpe/væskeemulsjoner fokuseres, samt at ulike modeller for beregning av varmeovergang og trykkfall skal presenteres og sammenlignes. Tilgjengelige eksperimentelle data skal også presenteres.

b) Det skal gjennomføres et litteraturstudium innen varmeovergang ved koking for laminær strømning. Tilgjengelige data og korrelasjoner/modeller skal presenteres og diskuteres. Videre skal innflytelsen av zeotrope blandinger på kokeprosessen diskuteres, og anbefalte modeller fra litteraturen presenteres.

I den grad det er mulig skal anbefalinger for praktiske beregningsmetoder for varmevekslere foretas.

2. Varmeovergang og trykktap i rørsatser

a) En komplett forsøksrigg for måling av varmeovergang og trykktap i rørsatser med/uten finnedede rør skal dimensjoneres og prosjekteres. Rigger skal baseres på luft som strømningsmedium på utsiden av rørene. Kravspesifikasjoner utarbeides i samarbeid med instituttet. All nødvendig instrumentering skal spesifiseres, inklusive krav til målenøyaktighet. Alle nødvendige beregninger og tegninger skal vedlegges. Det skal utarbeides et kostnadsestimat for forsøksriggen.

b) Det skal utarbeides en datareduksjonsprosedyre for konvertering av måledata til varmeovergangstall og trykktapskoeffisienter. I tillegg skal det utarbeides en usikkerhetsanalyse som angir forventet målenøyaktighet i alle relevante parametre.

3. Det skal utarbeides forslag til videre arbeid.

Oppgaven gitt: 18. januar 2010
Hovedveileder: Erling Næss, EPT

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Eirik Mediås Rygvold

Våren 2010

Varmeovergang og trykktap i varmevekslere

Heat transfer and pressure drop in heat exchangers

Bakgrunn

Oppgaven er todelt:

- Varmeveksling i offshore prosessanlegg: I offshore prosessanlegg kan det forekomme at blandinger av olje og vann varmeveksles. Disse komponentene er ikke løselige i hverandre, og derfor kan ikke-Newtonske blandinger/emulsjoner dannes. Dette vil innvirke på varmeovergang og trykktap i varmevekslere. Videre kan det ved svært viskøse oljer bli laminær strømning, og ved oppvarming kan koking inntreffe. Varmeovergangsforhold under slike situasjoner skal analyseres. Denne delen er et samarbeid med M7 Offshore AS.
- Forsøksoppsett for varmeovergang og trykktap i rørsatser: Varmeovergang og trykktap eksternt på fannede rør eller andre komplekse geometrier må som hovedregel bestemmes eksperimentelt. Et slikt oppsett skal etableres ved Instituttet, og benyttes til målinger på rørsatser med nye geometriske utforminger.

Mål

- Varmeovergangs- og trykktapsforhold for viskøse oljer med og uten koking samt for olje/vannblandinger i sirkulære rør skal kartlegges gjennom litteraturstudier.
- En forsøksrigg for måling av varmeovergang og trykktap på utsiden av rørsatser skal utvikles og prosjekteres.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Varmeveksling i offshore prosessanlegg
 - a. Det skal gjennomføres et litteraturstudium innen varmeovergang og trykkfall ved rørstrømning med vann/oljeblandinger. Spesielt skal metoder for bestemmelse av de fysiske egenskapene for dråpe/væskeemulsjoner fokuseres, samt at ulike modeller for beregning av varmeovergang og trykkfall skal presenteres og sammenliknes. Tilgjengelige eksperimentelle data skal også presenteres.

- b. Det skal gjennomføres et litteraturstudium innen varmeovergang ved koking for laminær strømning. Tilgjengelige data og korrelasjoner/modeller skal presenteres og diskuteres. Videre skal innflytelsen av zeotrope blandinger på kokeprosessen diskuteres, og anbefalte modeller fra litteraturen presenteres.

I den grad det er mulig skal anbefalinger for praktiske beregningsmetoder for varmevekslere foretas.

2. Varmeovergang og trykktap i rørsatser

- a. En komplett forsøksrigg for måling av varmeovergang og trykktap i rørsatser med/uten finnedede rør skal dimensjoneres og prosjekteres. Riggens skal baseres på luft som strømningsmedium på utsiden av rørene. Kravspesifikasjoner utarbeides i samarbeid med instituttet. All nødvendig instrumentering skal spesifiseres, inklusive krav til målenøyaktighet. Alle nødvendige beregninger og tegninger skal vedlegges. Det skal utarbeides et kostnadsestimat for forsøksriggen.
- b. Det skal utarbeides en datareduksjonsprosedyre for konvertering av måledata til varmeovergangstall og trykktapskoeffisienter. I tillegg skal det utarbeides en usikkerhetsanalyse som angir forventet målenøyaktighet i alle relevante parametre.

3. Det skal utarbeides forslag til videre arbeid.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veileder(e). Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

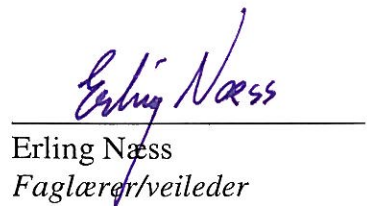
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppvegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Erling Næss
Faglærer/veileder

Medveileder:
Daglig leder Nils-Erik Hannisdal, M7-offshore

Forord

Denne masteroppgaven er gjennomført ved institutt for Energi- og Prosessteknikk ved NTNU. Oppgaven er delvis et samarbeid mellom instituttet og M7 Offshore AS. Med dette setter jeg et endelig punktum for fem flotte år ved NTNU Gløshaugen.

Jeg vil gjerne takke Professor Erling Næss for veiledning og veldig god hjelp gjennom hele perioden. En takk rettes også til M7 Offshore AS. Spesielt vil jeg også takke hele den flotte gjengen på kontor B-432 for et fantastisk flott år med mye moro.



Eirik Mediås Rygvold

Sammendrag

Denne masteroppgaven er todelt. Den første delen er et litteraturstudie hvor fokuset har vært olje/vann-blandinger, og deres oppførsel med tanke på varmeovergang og trykktap. Det ble funnet lite informasjon i litteraturen angående varmeovergang i olje/vann-blandinger, så fokuset har ligget på varmeovergang i ikke-Newtonske medier. Trykktap i olje/vann-emulsjoner er et felt hvor det er gjennomført en del forskning. Det er i hovedsak to strømningsmønstre som er presentert med tanke på trykktap. Dette er trykktap i lagdelt og spredt strømning. Emulsjoner forekommer ved at den ene fasen blir den kontinuerlige, mens den andre fordeler seg som dråper i den kontinuerlige fasen. Det er derfor konkludert med at trykktapsmodellen for spredt strømning er den som mest sannsynlig kan benyttes ved beregning på olje/vann-emulsjoner. Ved beregninger på olje/vann-strømninger må det også tas høyde for inversjonspunktet som inntreffer ved en viss fraksjon vann.

Metoder for bestemmelse av viskositeten til olje/vann-blandinger er også funnet. Både beregningsmodeller og målemetoder for bestemmelse av viskositeten til ikke-Newtonske fluider er diskutert.

Det er gjennomført et litteraturstudie vedrørende koking i laminære strømninger. De fleste modellene for beregning av varmeovergang som ble funnet, er utviklet med tanke på strømninger med relativt høye Reynoldstall. Det ble allikevel funnet en studie av en korrelasjon som kan benyttes ved lave Reynoldstall, men denne modellen er utviklet for rør med veldig liten diameter. Hvorvidt denne også kan benyttes på rør med større diameter, ble ikke studert. Zeotrope blandingers innvirkning på kokeprosessen er også diskutert.

Den andre delen av oppgaven har bestått av å prosjektere en forsøksrigg for måling av varmeovergang og trykktap i rørsatser med og uten finnedede rør. Riggeren baserer seg på luft som strømningsmedium, med en vann/glykol-blanding på rørsiden. Det er i samråd med instituttet utarbeidet kravspesifikasjoner for oppsettet. Det er foreslått instrumentering for forsøksriggen, samt gjennomført dimensjonering av hovedkomponenter. Samtlige komponenter som skal inngå i forsøksriggen er gjennomgått og presentert. Det er også utarbeidet et grovt kostnadsestimat for riggen.

Det er utarbeidet en datareduksjonsprosedyre for konvertering av måledata til varmeovergangstall og trykktapskoeffisienter. En komplett usikkerhetsanalyse er utarbeidet for å avdekke usikkerhet i målt varmeovergangstall og trykktap på luftsiden.

Abstract

This master thesis is twofolded. The first part is a literature study where the focus has been oil/water mixtures, and their behavior in terms of heat transfer and pressure drop. A very small amount of literature was found on this subject regarding heat transfer in oil/water mixtures, so the focus has been on heat transfer in non-Newtonian flows. Pressure loss in oil/water emulsions is a field where some research has been carried out. There are two flow patterns presented in terms of pressure loss. These are pressure drop in stratified and dispersed flows. Emulsions occur when one of the two fluids become the continuous phase, and the other is distributed as droplets. It is therefore concluded that the pressure loss model for dispersed flow is most likely to be applied when pressure loss is calculated for oil/water emulsions. The inversion point which occurs at a certain fraction of water, must also be accounted for when calculating pressure drop.

Methods for determining the viscosity of oil/water mixtures are also found. Both calculation- and measurement methods for the determination of viscosity for non-Newtonian fluids are discussed.

A literature study on boiling in laminar flows is presented. Most of the models that were found for calculation of heat transfer, are designed for streams with relatively high Reynolds numbers. Despite of this, a study was found where a correlation for calculation with low Reynolds numbers was developed. Though, this model was designed for pipes with very small diameters. Whether this correlation can be used on pipes with larger diameter was not studied. Zeotropic mixtures impact on the process of boiling is also discussed.

The second part consists of project planning for an experimental rig for measurement of heat transfer and pressure drop in tube bundles, with and without finned tubes. The rig is based on air as working medium, with a mix of water and glycol on the coolant side. It is in consultation with the department developed specifications for the experimental set up. Instrumentation for the experimental rig is proposed, and dimensioning of main components has been performed. All components to be included in the test rig has been reviewed and presented. It is also prepared a rough estimate for the total cost of the rig.

A data reduction procedure for the conversion of measurement data to heat transfer- and pressure loss coefficients is provided. A complete uncertainty analysis is conducted to reveal the uncertainty in measured heat transfer coefficients and pressure drop on the air side of the test facility.

Innholdsfortegnelse

DEL 1: VARMEVEKSLING I OFFSHORE PROSESSANLEGG	1
NOMENKLATUR	3
1 INNLEDNING	5
2 NEWTONSKE FLUID	6
3 KLASSIFISERING AV IKKE-NEWTONSKE FLUID	7
3.1 VISKØSE FLUID.....	7
3.1.1 Tidsuavhengige fluid.....	7
3.1.2 Tidsavhengige fluid.....	8
3.2 VISKOELASTISK FLUID	9
3.3 TILSYNELATENDE VISKOSITET	9
3.4 LIGNINGER FOR TIDSUAVHENGIGE VISKØSE FLUIDER	10
3.4.1 Power Law (Ostwald – de Waele).....	11
3.4.2 Modifisert Power Law.....	12
3.4.3 Ellis modell.....	12
3.5 METODER FOR MÅLING AV VISKOSITET	12
3.5.1 Konsentriske sylindere.....	13
3.5.2 Kapillarrør-viskometer	15
3.6 TRYKKTAP	16
3.6.1 Laminær strømning	17
3.6.2 Overgang til turbulens.....	17
3.6.3 Turbulent strømning	17
3.7 VARMEOVERGANG.....	19
3.7.1 Laminær strømning	21
3.7.2 Transient region.....	21
3.7.3 Turbulent strømning	23
4 OLJE/VANN-EMULSJONER	25
4.1 TRYKKTAP I OLJE/VANN-STRØMNINGER.....	25
4.1.1 Lagdelt strømning	25
4.1.2 Ringformet strømning	25
4.1.3 Spredt strømning	25
4.1.4 Empirisk korrelasjon	26
4.1.5 Trykktap i lagdelt strømning.....	26
4.1.6 Trykktap i spredt strømning.....	27
4.1.7 Inversjonspunktet.....	28
4.2 VARMEOVERGANG.....	30
4.3 DISKUSJON	30
5 VARMEOVERGANG VED KOKING	31
5.1 KANDLIKARS KORRELASJON	31
5.2 CHENS KORRELASJON	32
5.3 SHAHS KORRELASJON	34
5.4 GUNGOR-WINTERTONS KORRELASJON	35
5.5 SAMMENLIGNING AV KORRELASJONER.....	37
5.6 KOKING I LAMINÆRE STRØMNINGER.....	38
5.6.1 Sammenligning med Chens metode.....	38
5.7 ZEOTROPE BLANDINGERS INNVIRKNING PÅ KOKEPROSESSEN	39
5.7.1 Boblekoking av blandinger.....	40
5.8 DISKUSJON	41
6 KONKLUSJON OG FORSLAG TIL VIDERE ARBEID	42

DEL 2: VARMEOVERGANG OG TRYKKTAP I RØRSATSER	43
NOMENKLATUR	44
1 INNLEDNING	45
2 KRAVSPESIFIKASJONER.....	46
2.1 MASSESTRØM.....	46
2.2 TEMPERATUR.....	46
2.3 TRYKK	46
2.4 HASTIGHET PÅ KJØLEMEDIUM	46
2.5 KRAV TIL TURBULENS I TESTSEKSJON	46
3 VIFTE.....	47
4 VARMEBATTERI	47
5 BLENDEPLATE.....	49
5.1 DIAMETER PÅ BLENDEÅPNING	49
5.2 PLASSERING AV HULL FOR TRYKKMÅLING.....	49
5.3 EKSISTERENDE BLENDEPLATER	49
5.5 TRYKKTAP	50
6 DIFFUSOR	53
6.1 PLATER FOR GRENSESJIKTKONTROLL	54
6.1.1 Mesh.....	57
6.1.2 Plassering av plater	57
7 SETNINGSKAMMER.....	58
8 KONTRAKSJON	59
9 TESTSEKSJON	61
10 VANN/GLYKOL-TANK.....	63
11 VARMEVEKSLER KJØLESYSTEM	63
12 PUMPE I KJØLESYSTEMET	65
13 RØR I KJØLESYSTEMET.....	66
13.1 OVERGANG TIL KOMPONENTER	66
13.1.1 Testseksjon.....	66
13.1.2 Platevarmeveksler	66
13.1.3 Pumpe.....	66
13.2 VENTIL.....	66
14 INSTRUMENTERING.....	67
14.1 TEMPERATUR.....	67
14.1.1 Termoelement.....	67
14.1.2 Motstandselement.....	68
14.1.3 Plassering av temperaturinstrument.....	68
14.2 TRYKKMÅLERE.....	69
14.2.1 Plassering av trykkmålere.....	69
14.3 MENGDEMÅLER	70
14.3.1 Plassering av mengdemåler	70
14.4 TILKOBLING AV INSTRUMENTER	71
15 DATAREDUKSJONSPROSEDYRE.....	72
15.1 VARMEOVERGANG	72
15.2 TRYKKTAP	74
16 USIKKERHETSANALYSE.....	75

16.1	USIKKERHET I VARMEOVERGANG.....	75
16.1.1	<i>Usikkerhet i varmeovergangsareal.....</i>	75
16.1.2	<i>Usikkerhet i overført effekt.....</i>	76
16.1.3	<i>Usikkerhet i logaritimisk middeltemperaturdifferanse.....</i>	80
16.1.4	<i>Usikkerhet i totalt varmeovergangstall.....</i>	81
16.1.5	<i>Usikkerhet i ytre varmeovergangstall.....</i>	82
16.2	USIKKERHET I TRYKKTAP.....	82
16.2.1	<i>Usikkerhet i trykktap.....</i>	83
16.2.2	<i>Usikkerhet i tetthet og massestrøm.....</i>	83
16.2.3	<i>Usikkerhet i trangeste areal.....</i>	83
16.2.4	<i>Usikkerhet i Eulertall.....</i>	84
17	KOSTNADESTIMAT.....	85
17.1	KOSTNAD INSTRUMENTERING.....	85
17.1.1	<i>Temperaturfølere.....</i>	85
17.1.2	<i>Trykkfølere.....</i>	85
17.1.3	<i>Mengdemåler.....</i>	85
17.2	KOSTNAD HOVEDKOMPONENTER.....	86
17.3	KOSTNAD LOGGE- OG DATAUTSTYR.....	86
17.4	KOSTNAD RØR OG FLENSEPAKNINGER.....	86
17.5	TOTAL KOSTNAD.....	86
18	KONKLUSJON OG FORSLAG TIL VIDERE ARBEID.....	87
	KILDER.....	89
A	VIFTEKURVE.....	93
B	TESTSEKSJON.....	94
C	PLATEVARMEVEKSLER.....	95
D	PUMPE.....	99
E	PT100 TOPW-1.....	105
F	PT100 MBT 3260.....	106
G	TRYKKTRANSMITTER TECSIS 3276.....	107
H	DP-CELLE SITRANS D PS III.....	111
I	MENGDEMÅLER MAG 5100 W PN40.....	116

Figurliste

Figur 1: Hastighetsprofil for Newtonsk fluid	6
Figur 2: Klassifisering av ikke-Newtonsk fluid	7
Figur 3: Tidsuavhengige fluid	7
Figur 4: Tidsavhengige fluid.....	8
Figur 5: Eksempel på tiksotropisk fluid	9
Figur 6: Viskositet mot påført belastning for pseudoplastiske fluider	10
Figur 7: Konsentriske sylindere.....	13
Figur 8: Kapillarrør-viskometer	15
Figur 9: Friksjonsfaktor mot generalisert Reynoldstall	18
Figur 10: Eksperimentelle verdier mot beregnede verdier av friksjonsfaktor.....	19
Figur 11: Utvikling av temperatur for konstant varmekraft og veggtemperatur	21
Figur 12: Lagdelt strømning.....	25
Figur 13: Ringformet strømning.....	25
Figur 14: Spredt strømning	25
Figur 15: Eksperimentelt resultat inversjonspunktet	29
Figur 16: Trykkgradient mot hastighet	30
Figur 17: Zeotrope blandinger	39
Figur 18: Illustrasjon av forsøksrigg.....	45
Figur 19: En av to vifter som står i serie	47
Figur 20: Uttemperatur mot massestrøm	48
Figur 21: Varmebatteri	48
Figur 22: DP-punkter på eksisterende flensepakninger	50
Figur 23: Trykktap over blendeplater.....	52
Figur 24: Diffusor	53
Figur 25: Bestemmelse av antall plater for grensesjiktetkontroll.....	53
Figur 26: Bestemmelse av K_{sum}	55
Figur 27: Plate i diffusor.....	56
Figur 28: Utsnitt av gauze screen.....	57

Figur 29: Plassering av plater i diffusor	58
Figur 30: Kontraksjonsenhet sett fra siden	59
Figur 31: Kontraksjonsenhet sett ovenfra	60
Figur 32: Testseksjon	61
Figur 33: Dimensjoner på platevarmeveksler	64
Figur 34: Pumpekaraktteristikk.....	65
Figur 35: Instrumentering og hovedkomponenter	67
Figur 36: Plassering av Pt100-føler.....	68
Figur 37: Plassering av Pt100-føler i kjølekrets	69
Figur 38: Tilpassing mengdemåler	70
Figur 39: Plassering av mengdemåler.....	70
Figur 40: Finnevirkningsgrad mot varmeovergangstall	73
Figur 41: Tversnitt av rør i testseksjon	75
Figur 42: Illustrasjon av Fnet.....	83

Tabelliste

Tabell 1: Termiske grensebetingelser.....	20
Tabell 2: Sammenligning av korrelasjoner	37
Tabell 3: Konstantverdier.....	37
Tabell 4: Verdier for Chisholm-parameteren.....	38
Tabell 5: Fysikalske data ved beregning av trykktapsprofil over blendeplate	52
Tabell 6: Dimensjoner på diffusor	54
Tabell 7: Trykktapskoeffisienter for diffusorplater	56
Tabell 8: Forhold mellom mesh og ståltråddiameter	57
Tabell 9: Dimensjoner på setningskammer	58
Tabell 10: Verdier for beregning av Reynoldstall	63
Tabell 11: Verdier for dimensjonering av platevarmeveksler	64
Tabell 12: Standarder for termoelement.....	68
Tabell 13: Parametre som inngår i arealusikkerhet	76
Tabell 14: Partialtrykk vanndamp.....	78
Tabell 15: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i tetthet.....	79
Tabell 16: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i massestrøm luft	79
Tabell 17: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i overført effekt.....	80
Tabell 18: Usikkerhet i totalt varmeovergangstall	81
Tabell 19: Usikkerhet i ytre varmeovergangstall.....	82
Tabell 20: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i Eulertallet.....	84
Tabell 21: Kostnad temperaturfølere.....	85
Tabell 22: Kostnad trykklølere	85
Tabell 23: Kostnad volumstrømsmåler	85
Tabell 24: Kostnad hovedkomponenter.....	86

DEL 1: Varmeveksling i offshore prosessanlegg

Nomenklatur

\tilde{T}	N·m	Moment
A	m ²	Areal
Bo		Koketall
C		Korreksjonsfaktor
Co		Konvektivt tall
c _p	kJ/kg·K	Varmekapasitet
D	m	Diameter
D _h	m	Hydraulisk diameter
E		Enhancement-faktor
E ₂		Korreksjonsfaktor for E
f		Friksjonsfaktor
F _c		Fluidkonstant
F _{Fl}		Fluidkonstant
Fr		Froudetall
Gz		Graetz tall
h	W/m ² ·K	Varmeovergangstall
k	W/m·K	Konduktivitet
K	N·s ⁿ /m ²	Fluidkonsistens
L	m	Lengde
m	kg/s	Massestrøm
M	kmol/kg	Molvekt
m''	kg/m ² ·s	Massefluks
M _o	kg/s	Massestrøm olje
M _w	kg/s	Massestrøm vann
N		Dimensjonsløs parameter
n		Strømningsindeks
Nu		Nusselttall
P	m	Periferi
p	Pa	Trykk
p _r		Reusert trykk
Pr		Prandtl tall
Q	m ³ /s	Volumstrøm
q''	W/m ²	Varmefluks
r	m	Radius
R	m	Radius
Re		Reynoldstall
S		Supression-faktor
S ₂		Korreksjonsfaktor for S
St		Stantontall
T	K	Temperatur
t	s	Tid
u	m/s	Hastighet
x		Dampkvalitet
X _{tt}		Lockhart-Martinelli-parameter
z	m	Høyde

τ	Pa	Skjærspenning
μ	Pa·s	Dynamisk viskositet
$\dot{\gamma}$	s ⁻¹	Påført belastning
Ω	s ⁻¹	Relativ roasjons hastighet
ω	m/s	Rotasjons hastighet
β		Forholdstall
ρ	kg/m ³	Tetthet
X		Empirisk parameter
ϕ		Empirisk parameter
ϵ_o		Volumfraksjon olje
ϵ_w		Volumfraksjon vann
ϵ_w^I		Kritisk volumfraksjon vann
φ		Volumfraksjon spredt fase
ξ		Konstant
σ	N/m	Overflatespenning

1 Innledning

Olje og vann som strømmer sammen i rør vil kunne danne emulsjoner. Disse to væskene er ikke blandbare, men vil kunne skape emulsjoner ved at den ene væsken fordeler seg i den andre væsken som dråper. Dette kan medføre at strømmingen ikke lenger kan sees på som Newtonsk, men ikke-Newtonsk. Dette er et område som er spesielt aktuelt ved flerfasestrøm i rør, siden vann/olje-blandinger ofte forekommer i prosessindustrien. Ved emulsjonsdannelse kan viskositeten øke, noe som kan medføre problemer med strømmingen. Bestemmelse av viskositeten for ikke-Newtonske fluider kan gjennomføres enten ved beregning eller måling.

Siden olje/vann-emulsjoner kan sees i sammenheng med ikke-Newtonske fluider er det i denne oppgaven fokusert på trykktap og varmeovergang for nettopp disse mediumene. Trykktapsmodeller for ulike strømningsregimer med olje/vann er også presentert.

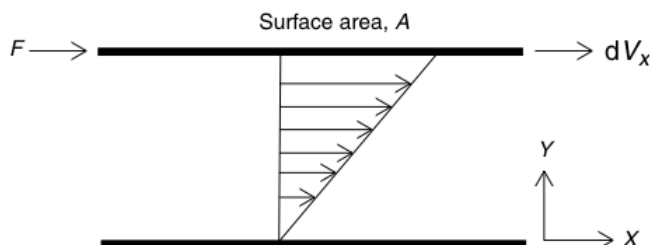
Beregning av varmeovergang og trykktap for strømming med disse fluidene er komplekst i forhold til et fluid som er Newtonsk. Varierende egenskaper som viskositet, elastisitet, ikke-Newtonsk oppførsel og tidsavhengige effekter gjør at disse fluidene skiller seg fra vanlige Newtonske mediumer. Den beste måten å definere et ikke-Newtonsk fluid på, er ved å først definere Newtonske fluider.

På grunnlag av manglende informasjon i litteraturen om varmeovergang i vann/olje-emulsjoner er det valgt å fokusere på varmeovergang i ikke-Newtonske mediumer. Dette fordi vann/olje-blandinger ofte oppfører seg som ikke-Newtonske fluider.

Koking i laminære strømminger er det også gjennomført lite forskning på i følge litteraturen. Det er her derfor fokusert på de kjente korrelasjonene for koking, og sammenligning av disse. Et studie med fokus på koking av laminære strømminger i rør med veldig liten diameter er presentert. Zeotrope blandinger er presentert, og disse blandingenes innvirkning på kokeprosessen er diskutert.

2 Newtonske fluid

En egenskap Newtonske fluider besitter, er viskositet. Fluidene har et forhold mellom tilført belastning og påkjenningen som er proporsjonale med hverandre.



Figur 1: Hastighetsprofil for Newtonsk fluid (Chhabra, 2006)

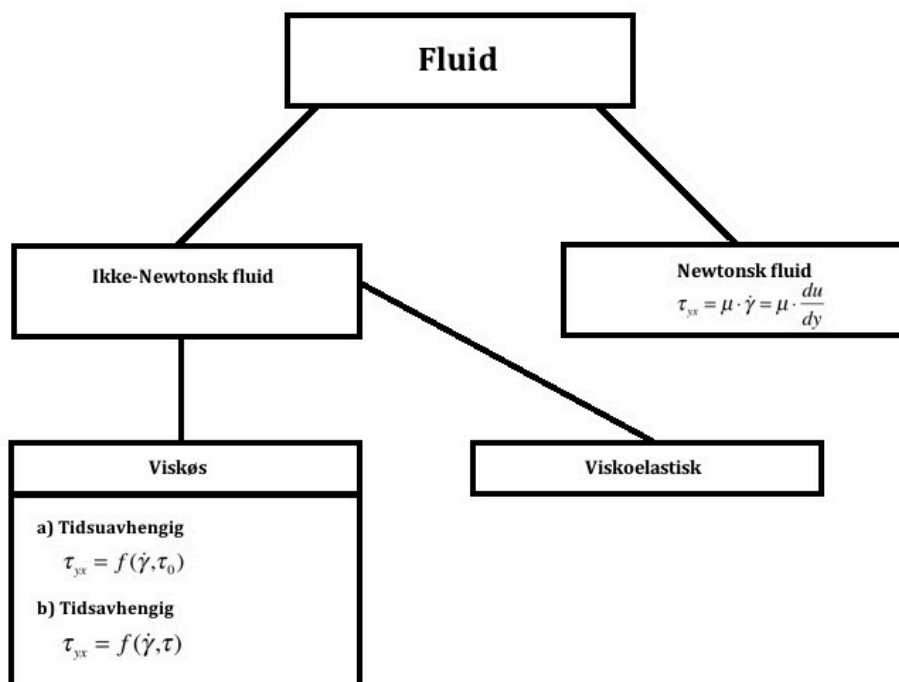
Figur 1 viser to parallelle plater som er store i forhold til avstanden mellom dem. Den underste platen er stasjonær, og den øverste platen beveger seg med en konstant hastighet på grunn av en kraft, F , som tilføres. Hastighetsprofilen for fluidet er som vist i figur 1 lineært. For et Newtonsk fluid er kraft tilført proporsjonal med påkjenningen, noe som kan vises med ligning 1.

$$\tau_{yx} = \mu \cdot \dot{\gamma} = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (1)$$

Her er μ er den dynamiske viskositeten, og $\dot{\gamma}$ er raten av belastning på fluidet. For Newtonske fluid er viskositeten en transportegenskap. Denne ligningen kan benyttes av andre endimensjonale strømninger hvor hastighetsgradienten ikke er konstant. Ligning 1 indikerer at om τ_{yx} plottes mot $\dot{\gamma}$, vil utviklingen av kurven være lineær. Selve kurven viser utviklingen av den dynamiske viskositeten. Denne kurven blir kalt en strømningskurve, og er en god måte for å undersøke de viskøse egenskapene til ulike fluider. Væsker som ikke tilfredstiller ligning 1 klassifiseres som ikke-Newtonske fluider (Kakaç et al., 1987).

3 Klassifisering av ikke-Newtonske fluid

Et fluid kan klassifiseres som ikke-Newtonsk når strømningskurven ikke er lineær. Dette betyr at viskositeten ikke er konstant ved en gitt temperatur og trykk. Ikke-Newtonske fluider kan deles inn i to hovedgrupper. Disse gruppene er viskøse fluider, og viskoelastiske fluider.



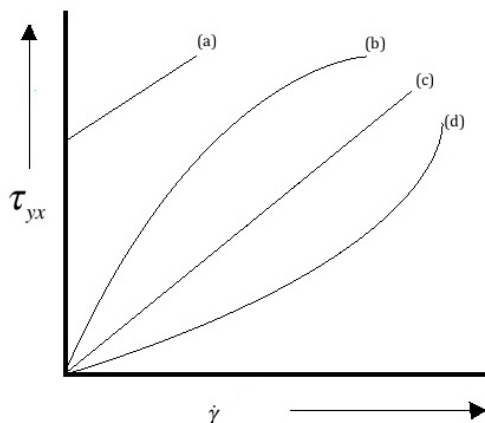
Figur 2: Klassifisering av ikke-Newtonsk fluid (Kakaç et al., 1987)

3.1 Viskøse fluid

For viskøse fluider skilles det, som vist i figur 2, mellom tidsuavhengige og tidsavhengige fluider.

3.1.1 Tidsuavhengige fluid

Fluider hvor skjærspenningen bare avhenger av skjærraten, er tidsuavhengige. Dette er illustrert i figur 3.

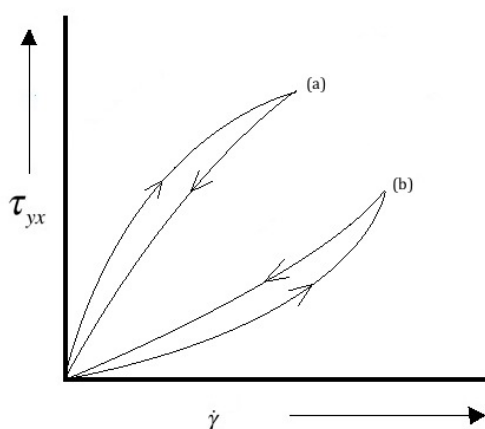


Figur 3: Tidsuavhengige fluid (Kakaç et al., 1987)

I figur 3 er strømningskurvene for tidsuavhengige fluider plotet mot strømningskurven for et Newtonsk fluid til sammenligning (c). Kurve (b) og (d) er for tidsuavhengige fluider hvor skjærspenningen kun avhenger av skjærraten, men på en ikke-lineær måte. Væsker som har strømningsprofil (b) kalles pseudoplastisk. Maling, lim og blod er eksempler på pseudoplastiske fluider. Maling er tykt, men blir tynnere når den blir påført en overflate med en viss belastning. Fluider som følger profil (d) kalles dilatant. Kvikksand er et godt eksempel på et slikt fluid, siden den stivner om det blir tråkket i den (Kakaç et al., 1987, White, 2008).

3.1.2 Tidsavhengige fluid

For disse fluidene kan skjærspenningen avhenge av tidshistorien for påført belastning. Dette er illustrert i figur 4.

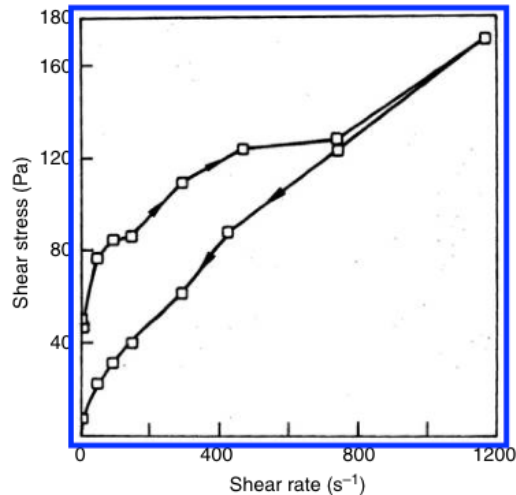


Figur 4: Tidsavhengige fluid (Kakaç et al., 1987)

For eksempel vil suspensjoner av vann og olje som blir utsatt for en hvis påført belastning, for så å bli satt til ro, oppleve en reduksjon i tilsynelatende viskositet på grunn av nedbrytning i den interne strukturen. Etter hvert som antallet strukturer som kan brytes ned blir redusert, vil også endringsforholdet i viskositet gå mot null. Samtidig vil antallet mulige oppbygninger av interne strukturer øke, og det vil oppstå en dynamisk likevekt mellom antallet nedbrytninger og oppbygninger av interne strukturer. Denne typen oppførsel kan deles inn i to kategorier. Tiksotropiske og reopektiske fluider (Chhabra, 2006).

Tiksotropiske fluider

Væsker som har en pseudoplastisk strømningskurve (a) blir kalt tiksotropiske. Disse fluidene har en tilsynelatende viskositet som avtar med tiden ved konstant skjærspenning. Hvis strømningskurven blir observert ettersom skjærraten øker fra null og opp til et maksimum, for så å avta tilbake til null igjen, vil en sløyfe som vist i figur 4 oppstå. Formen på kurven avhenger av kinematiske parametre som varighet og grad av skjærspenning. Figur 5 viser resultatet fra et forsøk gjort på en sementblanding (Chhabra, 2006).



Figur 5: Eksempel på tiksotropisk fluid (Chhabra, 2006)

Reopektiske fluider

Noen fluider vil øke den tilsynelatende viskositeten med lengden av tid for påført belastning. Disse kalles reopektiske fluider, og er vist som kurve (b) i figur 4. Samme effekt som hos tiksotropiske fluider er observert, bare at kurven er motsatt. Reopektiske fluider vil i motsetning til tiksotropiske øke antall interne strukturer med tiden av påført belastning, og bryte ned strukturene når fluidet blir satt til ro. Et eksempel på et reopektisk fluid er leiresuspensjoner (Chhabra, 2006, Kakaç et al., 1987).

3.2 Viskoelastisk fluid

Disse fluidene innehar både viskøse og elastiske egenskaper. Det som er spesielt med disse fluidene, i forhold til vanlige tiksotropiske og reopektiske fluider, er at de inneholder en viss elastisitet. Dette betyr at om fluidet blir utsatt for en påført belastning som holder fluidet innenfor de elastiske grensene, vil fluidet gå tilbake til sin opprinnelige form når den påførte belastningen blir fjernet (Chhabra, 2006).

3.3 Tilsynelatende viskositet

For alle fluider er tilsynelatende viskositet et forhold mellom skjærspenningen ved et punkt i strømningsfeltet og den lokale skjærraten. Dette kan uttrykkes som

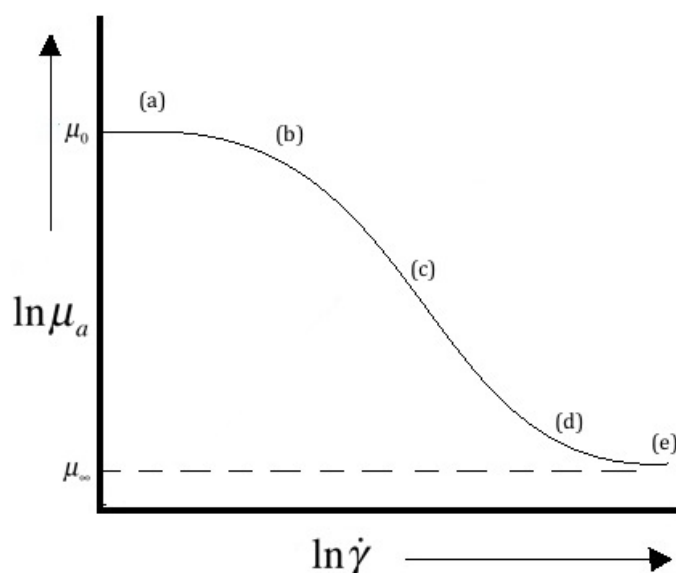
$$\mu_a = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (2)$$

Det er kun for Newtonske fluid at viskositeten er en egenskap som avhenger av mikrostrukturen til væsken. For ikke-Newtonske fluid er ikke viskositeten en fluidegenskap, men en funksjon av hastighetsprofilen. Det er utviklet mange metoder for beregning av den tilsynelatende viskositeten. I de neste kapitlene er

de mest anerkjente metodene for beregning av tilsynelatende viskositet presentert.

3.4 Ligninger for tidsuavhengige viskøse fluider

Disse ligningene setter skjærspenningen eller den tilsynelatende viskositeten til et fluid i sammenheng med skjærraten gjennom de reologiske egenskapene til fluidet. Ligning 1 er en slik ligning for Newtonske fluid, i og med at den dynamiske viskositeten er den reologiske egenskapen til væsken. For ikke-Newtonske fluid eksisterer det et stort antall ligninger som kan benyttes til å beskrive oppførselen til væsken. Noen har så mange som fem reologiske egenskaper som må tas med i betraktningen. Disse kan være gode til å beskrive forholdet mellom skjærspenning og skjærrate for komplekse fluider, men er normalt for omfattende til å kunne benyttes i større analyser. Det er i hovedsak tre ligninger som er mest brukt. En praktisk måte å beskrive disse ligningene på er å plote tilsynelatende viskositet mot skjærraten. Figur 6 viser oppførselen til mange pseudoplastiske væsker (Kakaç et al., 1987).



Figur 6: Viskositet mot påført belastning for pseudoplastiske fluider (Kakaç et al., 1987)

Figur 6 indikerer at siden viskositeten er konstant i begynnelsen, kan oppførselen til fluidet sees på som Newtonsk innenfor region a. Når skjærraten blir så høy at fluidet beveger seg inn i region b, vil viskositeten avta fram til den stabiliseres i en linje som er tilnærmet lineær (region c). Om skjærraten økes mer vil fluidet bevege seg inn i enda en overgangssone (region d), før den igjen oppfører seg som et Newtonsk medium (region e) med en viskositet μ_∞ . For dilatante fluider vil den tilsynelatende viskositeten ha en likhet i avhengighet til skjærraten, men den tilsynelatende viskositeten μ_a vil øke med $\dot{\gamma}$ i overgangsregionene (b, c og d).

En ligning som helt ut vil beskrive den tilsynelatende viskositeten over hele området av skjærrate til fluider som vist i figur 6, vil inneholde veldig mange parametre. En måte å løse dette på er å dele opp kurven. Kun region a, b og c vil bli diskutert, da mange bruksområder havner inn under disse områdene. De tre mest anvendte ligningene er presentert under.

3.4.1 Power Law (Ostwald – de Waele)

Ligningene for denne modellen er gitt av

$$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n \quad (3)$$

eller

$$\mu_a = K \cdot \dot{\gamma}^{n-1} \quad (4)$$

Denne modellen er en toegenskapsmodell hvor K er fluidets konsistens, og n er strømningsindeksen til fluidet. For et Newtonsk fluid vil strømningsindeksen, n, være lik 1. Om logaritmen tas på begge sider av ligning 3 vil den nye ligningen representere region c fra figur 6. Dette fordi ligningen vil gi en kurve som fremtrer som en rett linje i logaritmiske koordinater, hvor kurven er negativ for $n < 1$. Region c er på dette grunnlaget derfor kalt Power Law-regionen.

Denne modellen er en av de mest brukte for beregninger på ikke-Newtonske fluiders varmeovergang og mekanikk. Modellen har vært suksessfull på slike beregninger på pseudoplastiske og dilatante fluider selv om den har noen mangler. Om et pseduplastisk fluid strømmer i et sirkulært rør vil hastighetsgradienten på grunn av symmetri bli null i midten, noe som medfører at den tilsynelatende viskositeten blir uendelig stor, i følge ligning 4. I tillegg vil det by på problemer om strømmingen befinner seg i region a og b fra figur 6. Dette er punkter som må tas med i betraktningen om Power Law skal benyttes.

Litteraturen er også uenig i hvorvidt temperatur påvirker Power Law-konstantene. Strømningsindeksen, n, vil nærmest være upåvirket av temperatur, mens fluidets konsistens, K, vil minke med økende temperatur (Kakaç et al., 1987, Chhabra, 2006).

3.4.2 Modifisert Power Law

En versjon av Power Law som utvider rekkevidden for skjærraten kan uttrykkes som

$$\mu_a = \frac{\mu_0}{1 + \left(\frac{\mu_0}{K}\right) \cdot \dot{\gamma}^{1-n}} \quad (5)$$

Ved veldig lave skjærspenninger vil det siste leddet i nevneren være neglisjerbart. Tilsynelatende viskositet vil da være konstant, μ_0 . Dette tilsvarer region a i figur 6. Når skjærraten blir veldig høy vil det første leddet i nevneren være neglisjerbart i forhold til det siste leddet. Dette medfører at utviklingen av viskositeten vil være negativt lineær. Dette tilsvarer region c. Ved skjærrater mellom disse, tilsvarer dette overgangsregionen b. En viktig egenskap ved denne ligningen er at den inneholder både K og n fra Power Law, og i tillegg tar høyde for μ_0 . Ligningen kan altså benyttes for region a, b og c (Kakaç et al., 1987).

3.4.3 Ellis modell

Denne modellen har mange av karakteristikkene til den modifiserte Power Law. Modellen uttrykkes med følgende ligning

$$\mu_a = \frac{\mu_0}{1 + \left(\frac{\tau}{\tau_{1/2}}\right)^{\alpha-1}} \quad (6)$$

hvor $\tau_{1/2}$ er skjærspenningen når $\mu_a = \mu_0/2$. Denne ligningen har egenskapen at ved lave skjærspenninger, τ , vil den tilsynelatende viskositeten være lik μ_0 . Ved høye nok verdier av skjærraten, $\dot{\gamma}$, vil ligningen bli en Power Law-ligning hvor K og n realteres til μ_0 , $\tau_{1/2}$ og α .

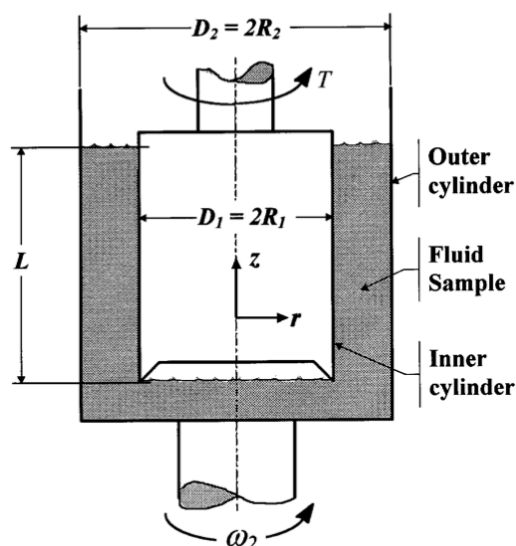
Denne modellen er i motsetning til de andre to modellene en funksjon av skjærspenningen, og ikke skjærraten. Det vil derfor være enklere å få analytiske resultater fra skjærfeltet (Chhabra, 2006, Kakaç et al., 1987).

3.5 Metoder for måling av viskositet

Det eksisterer mange metoder for måling av viskositet. Disse instrumentene er designet til å måle fluidets strømningsmotstand. Mange instrumenter kan måle skjærspenning og -rate. Andre enheter kan måle τ og $\dot{\gamma}$ indirekte. Det er mange faktorer som det må tas høyde for når instrument velges. Målenøyaktighet, kostnad og skjærrateområde er noen av faktorene. Under følger beskrivelse av to metoder for måling av viskositet.

3.5.1 Konsentriske sylindere

Fordelen med dette instrumentet, er at konstant skjærrate kan oppnås. Dette skjer ved at den ytterste sylindere roterer ved konstant hastighet. Dette gjør også at andre stasjonære egenskaper kan måles. I og med at skjærraten kan holdes konstant, kan det også avdekkes om fluidet er tidsavhengig eller tidsuavhengig. Dette instrumentet er en av de mest brukte for å avdekke reologiske egenskaper til fluider.



Figur 7: Konsentriske sylindere (Leblanc et al., 1999)

Vanligvis er dreiemomentet på den stasjonære sylindere, og rotasjonshastigheten på den bevegelige sylindere målt for å kunne bestemme skjærspenningen og skjærraten. Disse verdiene er nødvendige for å kunne beregne viskositeten til fluidet. Når dreiemomentet er målt, kan skjærspenningen på hvilket som helst punkt mellom sylindrene bestemmes med følgende ligning

$$\tau_{r\theta}(r) = \frac{\tilde{T}}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot L_e} \quad (7)$$

hvor \tilde{T} er dreiemomentet, og L_e er den effektive lengden av sylindere hvor dreiemomentet blir målt. $L_e = (L + L_c)$ hvor L_c er en korleksjon for endeeffekter.

Om avstanden mellom de to sylindere er liten, vil det uavhengig av fluid dannes et tilnærmet lineært hastighetsprofil. Skjærraten vil da kunne uttrykkes med ligning 8.

$$\dot{\gamma}(r) \equiv \frac{\Omega \cdot \bar{R}}{(R_2 - R_1)} \quad (8)$$

I ligning 8 er Ω den relative rotasjonshastigheten, $(\omega_2 - \omega_1)$, og \bar{R} gjennomsnittlig radius av den indre og ytre sylindere, $(R_1 + R_2)/2$. I de fleste situasjoner er den indre sylindere stasjonær, noe som medfører at $\Omega = \omega_2$. Skjærrateprofilen i området mellom de to sylindere avhenger av den relative rotasjonshastigheten og de ukjente fluidegenskapene. Dette medfører en kompleksitet som kun lar seg løse ved et logaritmisk plot av dreiemomentet T som en funksjon av Ω innenfor det aktuelle område. Allikevel finnes det en løsning som er enklere.

For alle fluider er det en radius hvor skjærraten er virtuelt uavhengig av fluidtype ved en gitt Ω . Denne radiusen er en kun en funksjon av geometri, og er kalt representativ radius, R_R . Dette punktet finns hvor det korresponderer med den representative skjærspenningen, τ_R . Den representative skjærspenningen er definert som gjennomsnittet av skjærspenningene ved den indre og ytre sylindere, $(\tau_1 + \tau_2)/2$. R_R er gitt av

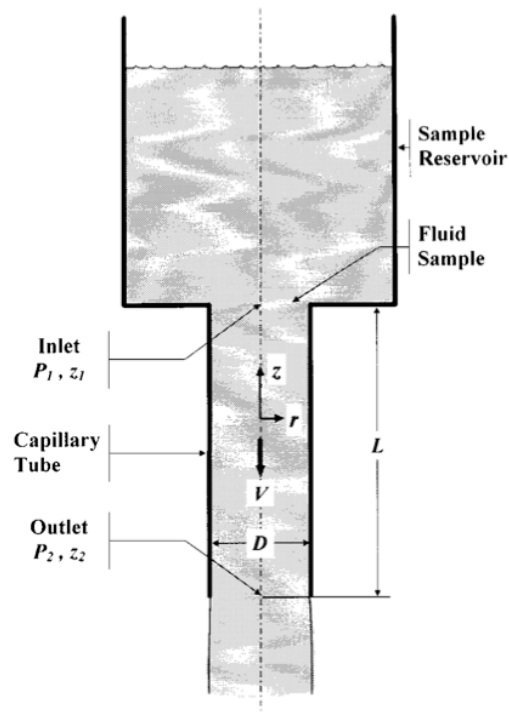
$$R_R = R_1 \left\{ \frac{[2 \cdot \beta^2]}{[1 + \beta^2]} \right\}^{\frac{1}{2}} = R_2 \left\{ \frac{2}{[1 + \beta^2]} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

hvor R_1 og R_2 er radius på henholdsvis indre og ytre sylindere, og β er forholdet mellom de to radiusene. Siden skjærraten ved den representative radiusen er virtuelt uavhengig av type fluid (både Newtonsk og ikke-Newtonsk), kan den representative skjærraten beregnes for Newtonske fluid, $n = 1$ og $R_R = r$ ved bruk av ligning 10 (Leblanc et al., 1999).

$$\dot{\gamma}_R = \dot{\gamma}_{r=R} = \omega_2 \cdot \left\{ \frac{[\beta_2 + 1]}{[\beta_2 - 1]} \right\} \quad (10)$$

3.5.2 Kapillarrør-viskometer

Denne typen måleinstrument baserer seg på fullutviklet, laminær strømning. Illustrasjon av viskometeret kan sees i figur 8.



Figur 8: Kapillarrør-viskometer (Leblanc et al., 1999)

Lengden av kapillarrøret er som regel mye lengre en diameteren. Dette medfører at innløpslengde kan neglisjeres. Skjærspenningen langs veggen er for dette viskometeret gitt av ligning 11.

$$\tau_w = \left(\frac{\Delta p}{L}\right) \cdot \left(\frac{D}{4}\right) \quad (11)$$

Δp er gitt av ligning 12.

$$\Delta p = (p_1 - p_2) + (z_1 - z_2) - \frac{(C\rho u^2)}{2} \quad (12)$$

hvor C er en korreksjonsfaktor (≈ 1.1), p er trykket, z er høyde, ρ er tetthet og u er gjennomsnittlig strømningshastighet.

Uttrykket for påført belastning langs veggen er gitt i ligning 13.

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{3n+1}{4n} \right) \cdot \left(\frac{8u}{D} \right) \quad (13)$$

Her er $n = d(\log \tau_w) / d(\log(8u/D))$ kurven til den målte $\log(\tau_w) - \log(8u/D)$. Viskositeten er dermed gitt av ligning 14.

$$\mu = \frac{\tau_w}{\dot{\gamma}} = \left(\frac{4n}{3n+1} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p D^2}{32Lu} \right) = \left(\frac{4n}{3n+1} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p D^4 \pi}{128 \cdot Q \cdot L} \right) \quad (14)$$

Kapillarrør-viskometer har i forhold til metoden med konsentriske sylindere lavere kostnader og høy grad av nøyaktighet. Nøyaktigheten kan være under 2% når viskometeret er benyttet innefor dets operasjonsområde for påført belastning (Kakaç et al., 1987, Leblanc et al., 1999).

3.6 Trykktap

Når et fluid entrer et rør, vil det bygge seg opp et grensesjikt langs veggene. Væsken som befinner seg utenfor grensesjiktet vil forbli ikke-viskøs og akselerere. Når grensesjiktene møtes, vil hastighetsprofilen forbli konstant. Dette deler strømningsområdet inn i to regioner. Innløpsregion og fullutviklet region. Strømningen vil forbli fullutviklet så lenge strømningsarealet, hastigheten og fluidegenskapene holdes konstante. Problemet med slike strømninger er å kunne forutse den gjennomsnittlige strømningshastigheten og trykktapet over lengden av røret. For å kunne gjøre dette, er det definert en dimensjonsløst trykktap, Fannings friksjonsfaktor (f), og en dimensjonsløs gjennomsnittshastighet, Reynolds-tallet (Re).

$$f = \frac{\left(\frac{dp}{dx} \right) \cdot D_h}{2 \cdot \rho \cdot \bar{u}^2} \quad (15)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{u} \cdot D_h}{\mu} \quad (16)$$

Innløpslengden er proporsjonal med Reynolds-tallet. Siden ikke-Newtonske fluider ofte har høye verdier for viskositet, vil det oppnås et lavt Reynolds-tall. Dermed vil innløpslengden bli kort, noe som medfører at den fullutviklede regionen vil dominere det totale trykktapet. Det vil derfor videre kun bli sett på trykktap i fullutviklede strømninger.

For et Newtonsk fluid er Reynoldstallet definert som i ligning 16. For et Power Law-medium vil det være definert litt annerledes. Dette er gitt i ligning 17.

$$\text{Re}_g = \frac{\rho \cdot \bar{u}^{2-n} \cdot D_h^n}{K} \quad (17)$$

Dette er kalt det generaliserte Reynolds-tallet. Om $n = 1$ (Newtonske fluid), vil ligningen bli lik ligning 16 (Kakaç et al., 1987). Under følger metoder for beregning av trykktap ved laminær strømning, overgang til turbulens, og ved turbulent strømning.

3.6.1 Laminær strømning

Laminær strømning er strømninger med Reynolds-tall mindre enn ca. 2300. For Power Law-fluider kan trykktapet i fullutviklede strømninger beregnes fra ligning 18.

$$f \cdot \text{Re}_g = 2^{3n+1} \cdot \left(\frac{a + b \cdot n}{n} \right)^n \quad (18)$$

Her er a og b parametre som avhenger av geometrien på strømningstverrsnittet. For sirkulære rør er $a = 0.25$ og $b = 0.75$. For andre geometrier enn rør vil den varierende skjærspenningen rundt periferien være erstattet med en gjennomsnittlig verdi for skjærspenning. Det vil allikevel være rimelig å anta at tilnærmingen vil bli unøyaktig ved geometrier som har veldig store variasjoner i skjærspenninger nær periferien (Kakaç et al., 1987).

3.6.2 Overgang til turbulens

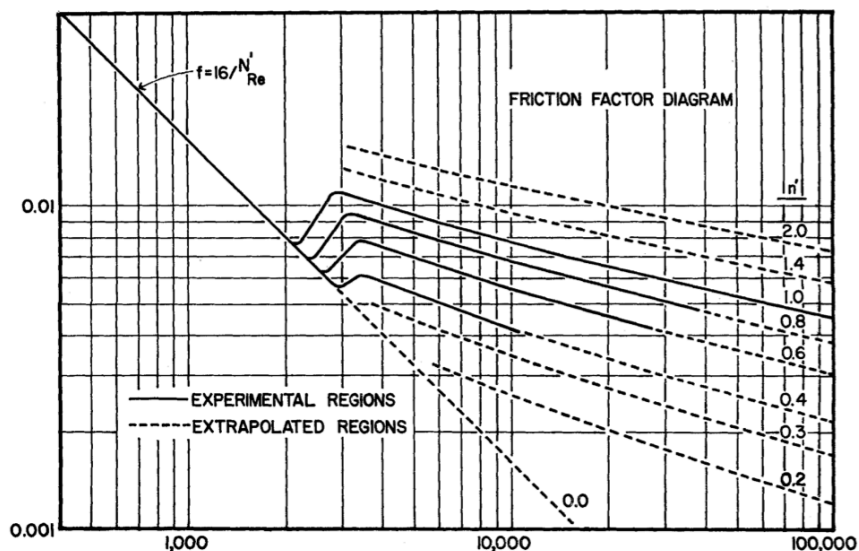
For et Newtonsk fluid som strømmer i sirkulære rør, antas overgang fra laminær til turbulent strømning når Reynolds-tallet er større enn ca. 2300. For reologiske fluid er det også nødvendig med et kriterie som bestemmer hvor overgangen er. Forskning har enda ikke kommet til noen endelig konklusjon, men det finnes bevis for at overgang skjer når Re_g overskrider 2300 for Power Law-væsker i sirkulære rør. Når det opereres i områder med generaliserte Reynolds-tall fra 1500 til 3000, er det vanlig praksis å regne strømmen for både laminær og turbulent. Deretter velges den mest konservative løsningen (Kakaç et al., 1987).

3.6.3 Turbulent strømning

Når det blir gjort beregninger på turbulent strømning, er en ofte innfor region c (se figur 6) i forhold til påført belastning. Dette betyr at Power Law-modellen kan benyttes. For denne typen fluid i sirkulære rør, har Dodge og Metzner (Dodge and Metzner, 1959) utarbeidet følgende relasjon mellom friksjonsfaktoren, f , og det generaliserte Reynolds-tallet, Re_g .

$$\frac{1}{f^{1/2}} = \frac{1.733}{n^{0.75}} \cdot \ln[\text{Re}'_g(f)^{1-(n/2)}] - \frac{0.40}{n^{1.2}} \quad (19)$$

Reynolds-tallet er som regel en uavhengig variabel, noe som medfører at ligningen ikke kan løses eksplisitt for friksjonsfaktoren.



Figur 9: Friksjonsfaktor mot generalisert Reynoldstall (Dodge and Metzner, 1959)

Figur 9 viser en grafisk fremstilling av ligning 19. Y-aksen viser friksjonsfaktoren, mens X-aksen viser det generaliserte Reynolds-tallet. Dette gjør det enklere å finne friksjonsfaktoren basert på det gjeldende Reynolds-tallet. En nyttig ligning som viser at Reynolds-tallet og friksjonsfaktoren avhenger eksplisitt av hverandre, er gitt av

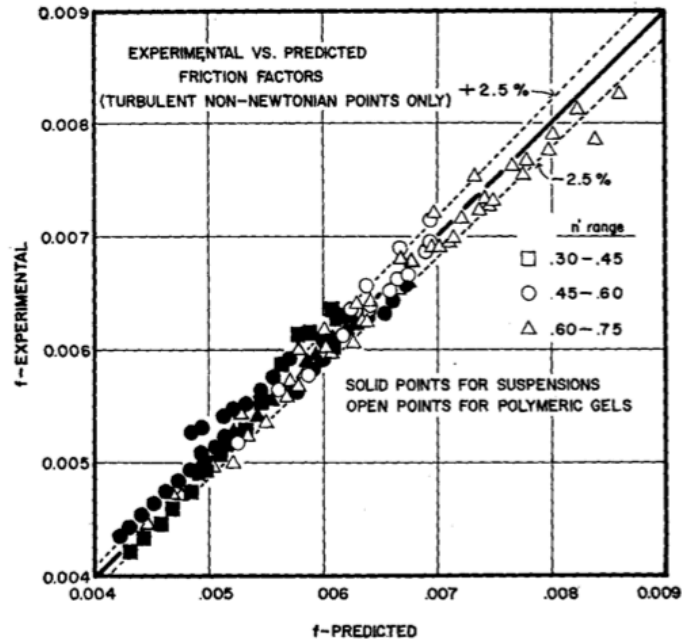
$$f = \frac{F(n)}{\text{Re}_g^{1/(3n+1)}} \quad (20)$$

hvor $F(n)$ er gitt av

$$F(n) = \frac{2(2/7^7)^{1/(3n+1)}}{[(3n+1)/4n]^n} \quad (21)$$

Om fluidet er Newtonsk ($n = 1$), vil ligningen over reduseres til den kjente Blasius-ligningen

$$f = \frac{0.079}{\text{Re}^{1/4}} \quad (22)$$



Figur 10: Eksperimentelle verdier mot beregnede verdier av friksjonsfaktor (Dodge and Metzner, 1959)

Figur 10 viser hvordan relasjonen til Dodge & Metzner relaterer seg til Blasius-ligningen. En kan se at for suspensjoner vil avviket mellom beregnede og målte verdier være på $\pm 2.5\%$. Dette viser at beregningsmetoden er en god tilnærming til den virkelige friksjonsfaktoren (Dodge and Metzner, 1959, Kakaç et al., 1987).

3.7 Varmeovergang

Det vil i likhet med et hydrodynamisk grensesjikt eksistere et termisk grensesjikt for en strømning hvis temperaturen ved veggen er ulik temperaturen til fluidet som strømmer inn i røret. Det vil eksistere en termisk innløpslengde, noe som medfører at strømningen kan deles inn i to regioner. Termisk innløpsregion, og termisk region hvor grensesjiktet er fullt utviklet. For at et fullt utviklet, termisk grensesjikt skal eksistere, må hastighetsfeltet allerede være fullt utviklet. I og med at reologiske fluider som regel har høy effektiv viskositet, vil den hydrodynamiske innløpslengden være mye kortere enn den termiske innløpsregionen. Det vil på dette grunnlaget bli sett på fullt utviklede termiske grensesjikt, og termiske grensesjikt under utvikling. Det antas at hastighetsprofilen er fullt utviklet.

Et problem knyttet til varmeovergang i rør, er å kunne forutse enten varmeovergangen, q'' , fra rørveggen og inn til fluidet, eller fra veggen til fluidets bulk for en gitt temperaturdifferanse. I begge tilfellene kan varmeovergangstallet, h , beregnes fra ligning 23.

$$q'' = h \cdot (T_w - T_b) \quad (23)$$

Det kan i likhet med den dimensjonsløse friksjonsfaktoren som blir benyttet til beregning av trykktap, defineres en dimensjonsløs varmeovergangskoeffisient for varmeovergangen, kalt Nusselt-tallet.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (24)$$

Nusselt-tallet vil for Power Law-fluider i likhet med friksjonsfaktoren, være avhengig av det generaliserte Reynolds-tallet, Re_g . I tillegg til å være avhengig av Reynolds-tallet, vil det også avhenge av en annen varmeovergangsparameter, kalt det generaliserte Prandtl-tallet. Denne parameteren er gitt av

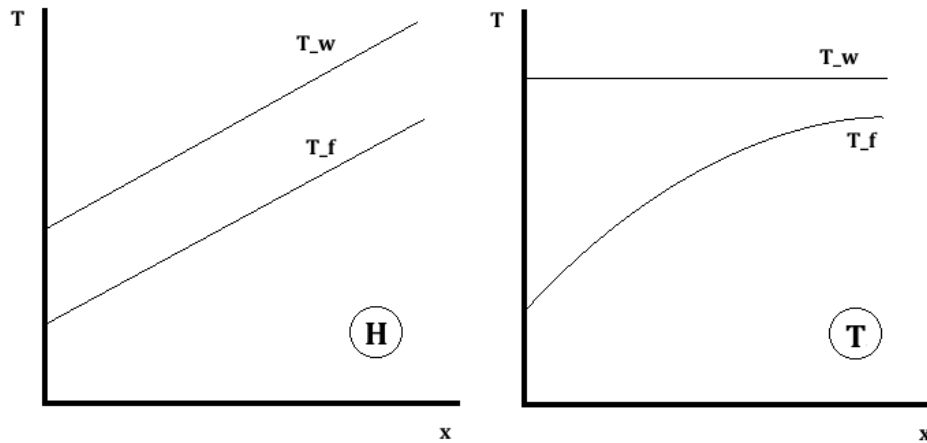
$$Pr_g = \frac{K \cdot c_p}{k} \cdot \left(\frac{\bar{u}}{D_h} \right)^{n-1} \quad (25)$$

Et aspekt som må tas med i betraktningen når reologiske fluider strømmer i rør, er at de reologiske egenskapene til væsken endres med temperaturen. For Power Law-fluider er det bevist at strømningsindeksen, n , er uavhengig av temperatur, men at fluidkonsistensen, K , er en funksjon som er avhengig av temperaturen. Det faktum at fluidkonsistensen endrer seg med temperaturen må tas med i betraktningen når det er store temperaturdifferanser i tverrsnittet av strømningsarealet.

Et annet problem er innflytelsen det termiske grensesjiktet har på varmeovergangskoeffisienten eller Nusselts-tallet. I forskjell til hastighetsprofilen som har kun en grensebetingelse (hastigheten er lik null ved veggen), vil det eksistere flere grensebetingelser når det kommer til termisk grensesjikt. Grensebetingelsene er gitt i tabell 1 (Kakaç et al., 1987).

Termisk grensebetingelse	Symbol
Konstant veggtemperatur i strømnings- og periferiretning	Ⓓ
Konstant varmefluks i strømnings- og periferiretning	Ⓔ

Tabell 1: Termiske grensebetingelser



Figur 11: Utvikling av temperatur for konstant varmekraft og veggtemperatur (Kays and Crawford, 1980)

Figur 11 viser hvordan temperaturen til fluidet, T_f , og veggtemperaturen, T_w , utvikler seg med strømningslengden for henholdsvis konstant varmekraft og konstant veggtemperatur. Under er varmeovergang ved konstant varmekraft og veggtemperatur beskrevet for de ulike strømningsregimene (Kays and Crawford, 1980, Kakaç et al., 1987).

3.7.1 Laminær strømning

For konstant veggtemperatur er Nusselt-tallet gitt av

$$Nu_T = \beta_1^2 \tag{26}$$

Her er β_1 gitt av en differentiaalligning hvor laveste egenverdi av β benyttes som β_1 . Denne differentiaalligningen finnes beskrevet av Bird og Armstrong (Bird et al., 1987). Nu_T er for eksempel 3.657, 3.949 og 4.175 for henholdsvis $n=1.0$, 0.5 og 0.33.

Nusselt-tallet for konstant varmekraft er definert som

$$Nu_H = 8 \cdot \frac{(3n+1) \cdot (5n+1)}{31n^2 + 12n + 1} \tag{27}$$

Ut fra denne ligningen sees det at Nusselt-tallet er 4.364 for Newtonske fluider ($n=1$). Til sammenligning er Nusselt-tallet lik 4.746 og 5.061 for henholdsvis $n=0.5$ og 0.33 (Kakaç et al., 1987).

3.7.2 Transient region

Som nevnt tidligere har reologiske fluider en høy, tilsynelatende viskositet. Dette medfører at hastighetsprofilen utvikler seg mye raskere enn det termiske grensesjiktet. Fluidets konsistens, K , er for Power Law-fluider avhengig av temperaturen. Det vil derfor være nødvendig å ha metoder som tar høyde for endring av K , og effekten av at strømmingen er i transient region. Joshi og Bergles har utviklet en slik metode for sirkulære rør. De har også sammenlignet modellen med eksperimentelle data funnet for fluider med n -verdi fra 0.2 til 1.0.

I beregningene har de antatt at n er konstant og K varierer med temperaturen som vist i ligningen under.

$$K = a_1 \cdot e^{-a_2 t}$$

hvor a_1 og a_2 er fluidkonstanter, og t er tiden i sekunder.

Det er kommet frem til et uttrykk for hver av de to termiske grensesjiktene. For grensebetingelsen konstant veggtemperatur, \textcircled{T} , er følgende ligning utarbeidet (Kakaç et al., 1987):

$$Nu_{x,T} = \frac{h_x \cdot D_h}{k} = 3.66 \cdot \left\{ \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{K}{K_w} \right)^{0.11} \right\} \left\{ 1.0 + \left[c_1 \left(\frac{K}{K_w} \right)^m \right]^{15} \right\}^{1/15} \left\{ 1.0 + \left[0.424 \cdot Gz^{0.34} \right]^3 \right\}^{1/3} \quad (28)$$

hvor de ulike parametrene som inngår i ligningen er gitt av

$$c_1 = d_1 \cdot \exp(-d_2 \cdot \gamma \cdot \Delta T)$$

$$\hat{\gamma} \cdot \Delta T = a_2 \cdot (T_w - T_0)$$

$$m = f_1 \cdot \exp(-f_2 \cdot \hat{\gamma} \cdot \Delta T)$$

$$f_1 = 2.8308 - 4.103n + 1.9327n^2$$

$$d_1 = 0.4230 + 0.6428n$$

$$f_2 = 0.215 - 0.22n$$

$$d_2 = 0.69 - 0.1n$$

$$Gz = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{k \cdot x}$$

$$\hat{\gamma} = -\frac{1}{K} \cdot \frac{dK}{dT} = a_2$$

T_w er veggtemperaturen og T_0 er fluidets temperatur før oppvarmingen begynner, og Gz er Graetzallet.

For grensebetingelsen konstant varmefluks, \textcircled{H} , er Nusselts-tallet definert som

$$Nu_{x,H} = \frac{h_x \cdot D_h}{k} = 4.36 \cdot \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^{1/3} \cdot K^+ \left\{ 1 + \left[(0.376 \cdot x^+)^{-0.303} \right]^8 \right\}^{1/8} \quad (29)$$

Parametrene i ligningen over er gitt av

$$K^+ = \begin{cases} 1 + (0.1232 - 0.054n)\hat{\gamma} \cdot \Delta T \\ -(0.0101 - 0.0068n) \cdot (\hat{\gamma} \cdot \Delta T) \\ \left(\frac{K}{K_w} \right)^{0.58 - 0.44n} \end{cases}$$

$$x^+ = 2 \cdot \frac{x/D_h}{\text{Re}_{eff} \cdot \text{Pr}_{eff}} \quad \gamma = -\frac{1}{K} \cdot \left[\frac{dK}{dT} \right]$$

$$Gz = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{k \cdot x} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\text{Re}_{eff} \cdot \text{Pr}_{eff}}{x/D_h} \quad \Delta T = \frac{q_w \cdot D_h}{2 \cdot k}$$

hvor den midterste ligningen for K^+ er for fullutviklet region, og den nederste er for innløpsregionen (Kakaç et al., 1987).

3.7.3 Turbulent strømning

For turbulente strømmer i rør, er det i hovedsak to brukte metoder for beregning av varmeovergang. Metzner og Friend brukte sammenhengen mellom varme- og kraftovergang for å komme frem til et uttrykk for Stanton-tallet

$$St_a = \frac{Nu}{\text{Re}_a \cdot \text{Pr}_a} = \frac{f/2}{1.20 + 11.8 \sqrt{f/2} \cdot (\text{Pr}_a - 1) \text{Pr}_a^{-1/3}} \quad (30)$$

Her er f gitt av ligning 19, og Re_a og Pr_a er beskrevet av Kakaç (Kakaç et al., 1987). Ved bruk av ligningen over ble det funnet at data for den turbulente varmeovergangen var innenfor $\pm 25\%$ for Power Law-fluider med strømningsindeks n fra 0.39 til 1.0.

Det er også presentert andre sammenhenger som er enklere å benytte i beregninger. Clapp kunne presentere resultater innenfor -4.5% og $+2.5\%$ for Power Law-fluider ved å benytte en generelisert utgave av Dittus-Boelters ligning for Newtonske fluidier. Denne er gitt av

$$Nu = 0.023 \cdot (9350)^{0.8[1-(1/n^n)]} \cdot Re_{eff}^{(0.8/n^n)} \cdot Pr_{eff}^{0.4} \quad (31)$$

Re_{eff} og Pr_{eff} er beskrevet av Kakaç (Kakaç et al., 1987). En annen sammenheng ble funnet av Yoo som kunne vise til resultater med et avvik på 2.3% for Power Law-fluider med n fra 0.24 til 0.9 med ligningen

$$St_a \cdot Pr_a^{2/3} = 0.0152 \cdot Re_a^{-0.155} \quad (32)$$

Denne sammenhengen ble av Yoo anbefalt brukt for fluider med strømningsindeks fra 0.2 til 0.9, og med tilsynelatende Reynolds-tall, Re_a , fra 3000 til 9000 (Kakaç et al., 1987).

4 Olje/vann-emulsjoner

Olje/vann-blandinger forekommer ofte i prosessindustrien. Det har tidligere ikke vært like mye fokus på strømningsmønstre med olje/vann-blandinger som for eksempel strømningsmønstre med olje og gass. Fokuset har imidlertid økt ettersom det ofte tilsettes vann for å minke trykktapet i rør. Når to fluider strømmer sammen i et rør vil det kunne forekomme forskjellige strømningsmønstre avhengig av hastighet, væskeegenskaper og rørgometri.

4.1 Trykktap i olje/vann-strømningsmønstre

De ulike strømningsmønstrene påvirker trykktapet over lengden av røret forskjellig. Det er i hovedsak tre typer av strømningsmønstre som er av relevans for strømningsmønstre med olje og vann. Disse er lagdelt, ringformet og spredt strømningsmønning (Poesio, 2008). De tre hovedtypene er beskrevet under.

4.1.1 Lagdelt strømningsmønning

De to fluidene vil strømme i to lag, hvor det laget med lavest tetthet flyter over det andre mediumet (Angeli and Hewitt, 1999).



Figur 12: Lagdelt strømningsmønning (Lake and Stanley)

4.1.2 Ringformet strømningsmønning

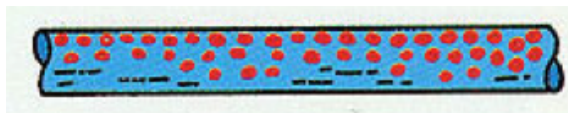
Her vil det ene fluidet legge seg langs veggene på røret og det andre fluidet strømmer i sentrum av røret (Angeli and Hewitt, 1999).



Figur 13: Ringformet strømningsmønning (Lake and Stanley)

4.1.3 Spredt strømningsmønning

Denne typen strømningsmønning forekommer ofte i gass/væske- og væske/væske-strømningsmønstre. Her vil det ene fluidet være den kontinuerlige fasen, mens det andre fluidet vil være fordelt som dråper i den kontinuerlige fasen (Angeli and Hewitt, 1999).



Figur 14: Spredt strømningsmønning (Lake and Stanley)

Avhengig av hvilket strømningsmønning som eksisterer, finnes det metoder for bestemmelse av trykktapet over rørlengden for olje/vann-blandinger. I

litteraturen som er funnet, er det kun fokusert på trykktap i lagdelt og spredt strømming. Om det ikke tas hensyn til strømningsmønster eksisterer det en empirisk korrelasjon som kan benyttes for bestemmelse av trykkgradienten (Angeli and Hewitt, 1998).

4.1.4 Empirisk korrelasjon

Charles og Lilleleht (Charles and Lilleleht, 1966) brukte de empiriske parametrene X og Φ utarbeidet av Lockhart og Martinelli for strømninger i rør med gass og væske. Disse ble brukt til å representere trykkgradientdata for lagdelt strømming. Disse parametrene ble i dette tilfellet definert som

$$X^2 = \frac{(dp/dz)_o}{(dp/dz)_w} \quad (33)$$

$$\Phi^2 = \frac{(dp/dz)_{TP}}{(dp/dz)_o} \quad (34)$$

hvor $(dp/dz)_o$ og $(dp/dz)_w$ er trykkgradientene for olje- og vannfasen som strømmer alene i røret, og $(dp/dz)_{TP}$ er trykkgradienten til tofaseblandingen av olje og vann. Når parametrene over ble benyttet på eksperimentelle data, ble kurven korrigert for bruk av gass/væske-korrelasjonen av Lockhart-Martinelli. Differansen mellom de to kurvene ble av Theissing (Angeli and Hewitt, 1998) sett på som forhold i tetthet mellom systemer med gass/væske og væske/væske. Theissings korrelasjon for tofase trykkgradient, som kan benyttes for både gass/væske- og væske/væske-systemer, er definert som

$$(dp/dz)_{TP} = \left[(dp/dz)_{otM}^{1/ne} \left(\frac{\dot{M}_o}{\dot{M}_t} \right)^{1/e} + (dp/dz)_{wtM}^{1/ne} \left(\frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_t} \right)^{1/e} \right]^{ne} \quad (35)$$

hvor de ulike parameterene er definert av Angeli og Hewitt (Angeli and Hewitt, 1998). M_o og M_w er henholdsvis masseraten av olje og vann, $(dp/dz)_{otM}$ og $(dp/dz)_{wtM}$ er trykkgradientene når olje og vann strømmer alene med den totale masseraten av blandingen ($M_o + M_w$). Det er allikevel bevist at det ikke er tilstrekkelig med kun en modell som kan beskrive trykkgradienten for flere ulike strømningsregimer. I de neste kapitlene følger metoder for trykktapsberegninger ved lagdelt og spredt strømningsmønster (Angeli and Hewitt, 1998).

4.1.5 Trykktap i lagdelt strømming

Det er i hovedsak to metoder som er benyttet for lagdelte strømninger. Den ene baserer seg på en analytisk løsning av Navier-Stokes ligning for hele strømningsfeltet, hvor en tar høyde for kontaktflaten mellom fluidene.

Den andre metoden baserer seg på teoretiske analyser gjort av Taitel og Dukler for gass/væske-strømninger. Olje og vann er representert som to separate regioner, og empiriske korrelasjoner er benyttet for vegg- og grenseskjærspenninger. Om det blir sett på en jevn lagdelt strømning i likevekt hvor røret er horisontalt, vil kraftbalansen for de to fasene være slik som beskrevet under.

Vannfase:

$$-A_w \left(\frac{dp}{dz} \right) - \tau_{w_w} P_w - \tau_i P_i = 0 \quad (36)$$

Oljefase:

$$-A_o \left(\frac{dp}{dz} \right) - \tau_{w_o} P_w + \tau_i P_i = 0 \quad (37)$$

hvor A_w og A_o er strømningsarealet for henholdsvis vann og olje, (dp/dz) er tofasetrykkgradienten, τ_{w_w} og τ_{w_o} er skjærspenningen ved veggen for henholdsvis vann og olje, τ_i er skjærspenningen i kontaktflaten mellom fasene, og P_w og P_o er våt omkrets for henholdsvis vann- og oljefasen. P_i er periferien for kontaktflaten som τ_i virker på. Skjærspenningene er kalkulert ved å fremkalle et empirisk forhold mellom veggen og kontaktflaten. Hvis skjærspenningen ved kontaktflaten blir satt lik skjærspenningen for vannet ved veggen, og dimensjonsløse parametre blir benyttet, kan følgende ligninger utarbeides fra de to ligningene over

$$X^2 \left(\frac{\tilde{D}_{H_o} \tilde{u}_o}{\tilde{D}_{H_w} \tilde{u}_w} \right)^{-m} \left(\frac{\tilde{u}_o}{\tilde{u}_w} \right)^2 \frac{\tilde{P}_o}{\tilde{A}_o} - \frac{\tilde{P}_w}{\tilde{A}_w} - \tilde{P}_i \left(\frac{1}{\tilde{A}_o} + \frac{1}{\tilde{A}_w} \right) = 0 \quad (38)$$

$$\Phi^2 = \frac{1}{4\tilde{A}_w X^2} \left(\tilde{D}_{H_w} \tilde{u}_w \right)^{-m} \tilde{u}_w^2 (\tilde{P}_o + \tilde{P}_w) \quad (39)$$

hvor tilde (\sim) indikerer dimensjonsløse størrelser, \tilde{u}_o og \tilde{u}_w er de dimensjonsløse hastighetene for henholdsvis oljen og vannet, m er eksponenten Reynoldstallet er opphøyd i ved beregning av friksjonsfaktoren, \tilde{D}_{H_o} og \tilde{D}_{H_w} er dimensjonsløs hydraulisk diameter for henholdsvis olje- og vannstrømmen. Alle parametrene i ligningene over avhenger av høyden til kontaktflaten, h_w . Denne kan kalkuleres ut fra ligning 38. Ved hjelp av denne kan Φ beregnes (fra ligning 39), og det kan gjøres en estimering av tofasetrykkgradienten (Taitel and Dukler, 1976, Angeli and Hewitt, 1998).

4.1.6 Trykktap i spredt strømning

For denne typen væske-væske-strømning er den homogene modellen et godt alternativ for å kunne forutse trykkgradienten. I denne modellen blir blandingen av de to fluidene behandlet som et pseudofluid med gjennomsnittlige verdier for egenskapene. Dette betyr at de vanligste ligningene for enfasestrømning kan benyttes. Problemet med dette er å kunne forutse den effektive viskositeten til

blandingen, da viskositeten kan ha avvikende oppførsel i væske/væske-strømning. Det er derfor behov for en god modell for beregning av viskositeten i spredt strømning.

Bestemmelse av viskositet

Det finnes flere forslag til hvordan den gjennomsnittlige viskositeten i en spredt strømning kan kalkuleres. En av beregningsmetodene for gass/væske-strømning er å beregne den gjennomsnittlige viskositeten på grunnlag av volumfraksjonen til fasene. Ved å benytte dette prinsippet på væske/væske-strømninger, vil blandingsviskositeten være gitt av

$$\mu_b = \varepsilon_o \mu_o + \varepsilon_w \mu_w \quad (40)$$

hvor ε_o og ε_w er volumfraksjonen av henholdsvis olje og vann, og μ_o og μ_w er viskositeten til de to fasene.

Brinkman (Brinkman, 1951) tok utgangspunkt i Einsteins forhold for viskositet til suspensjoner i ekstreme løsninger. Det ble her vist matematisk at blandingsviskositeten til to faser kan uttrykkes som

$$\mu_b = \mu_k (1 - \varphi)^{-2.5} \quad (41)$$

hvor μ_k er den dynamiske viskositeten til den kontinuerlige fasen, og φ er volumfraksjonen av den spredte fasen.

Fraksjonen av de to substansene har stor invirkning på trykktapet over lengden blandingen transporteres. Avhengig av prosessbetingelsene vil den ene væsken utgjøre den kontinuerlige fasen. Den andre væsken fordeler seg i den kontinuerlige væsken. I tofasestrømning med olje og vann vil det eksistere to muligheter, vann-i-olje-strømning eller olje-i-vann-strømning. Ved en viss fraksjon vann vil vannet bli den kontinuerlige fasen, og oljen den spredte fasen. Punktet hvor dette skjer kalles inversjonspunktet, og er beskrevet i neste kapittel.

4.1.7 Inversjonspunktet

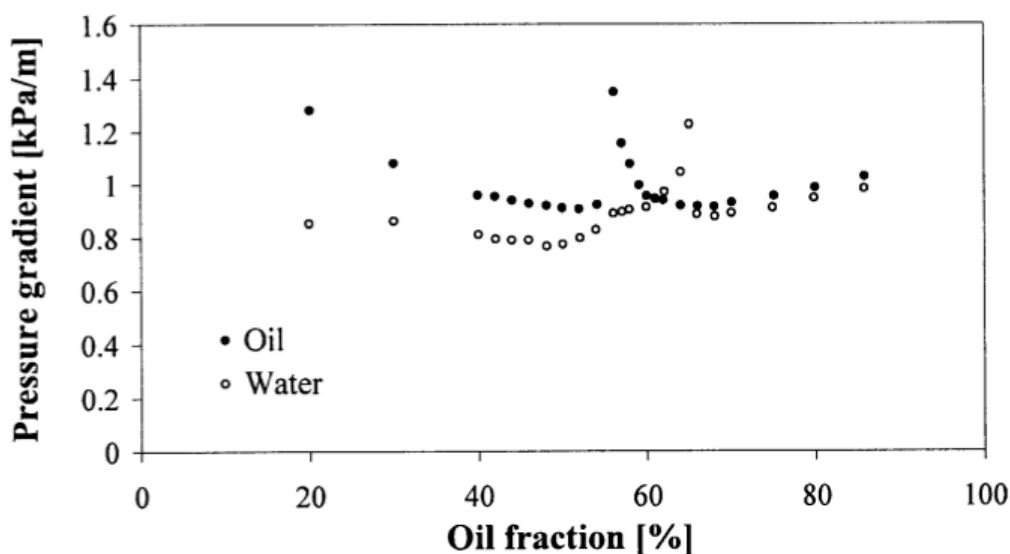
Ved høye strømningshastigheter vil et spredt strømningsmønster dannes. Her vil enten oljen eller vannet utgjøre den kontinuerlige fasen avhengig av prosessbetingelsene. Ved en viss volumfraksjon av den spredte fasen vil punktet hvor inversjonen skjer, nås. Denne endringen medfører at betingelsene til strømmen endres. Ved strømninger i rør har det blitt observert ett toppunkt i trykkgradient akkurat ved inversjonspunktet. Hvor dette punktet forekommer avhenger av mange parametre. Av de fysiske egenskapene er viskositeten til de to væskene den egenskapen som viser seg å ha størst effekt. Flere forskere har kommet med forslag til modeller for å forutse hvor inversjonspunktet inntreffer. Basert på mange eksperimentelle forsøk på olje/vann-strømninger

med mange ulike oljeviskositeter, kom Arirachakaran frem til en empirisk modell som bekrefter viktigheten av viskositet på inversjonspunktet.

$$\varepsilon_w^I = \left(\frac{u_{ws}}{u_m} \right)_I = 0.5 - 0.1108 \log_{10} \left(\frac{\mu_o}{\mu_r} \right) \quad (42)$$

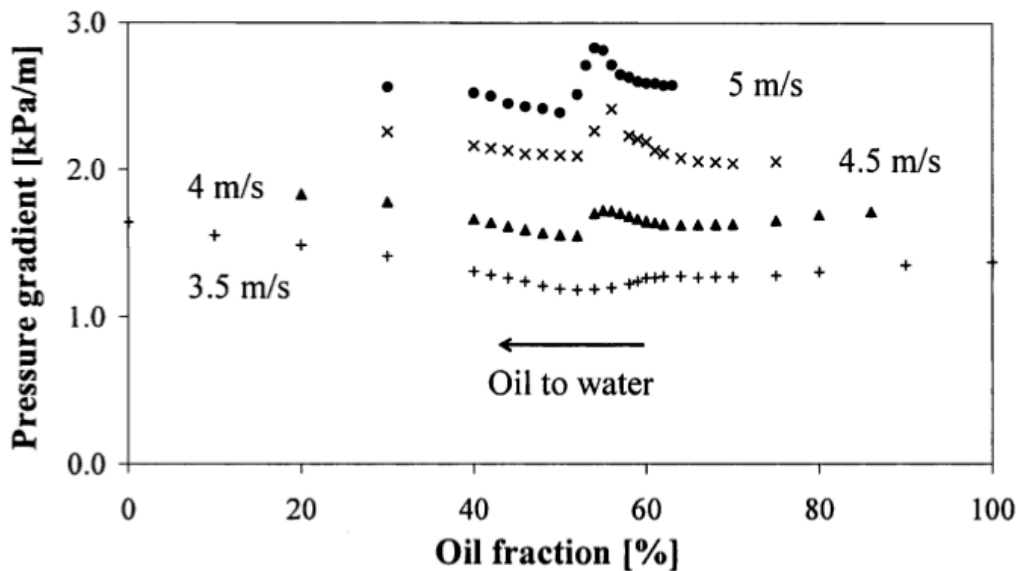
Her er ε_w^I er den kritiske volumfraksjonen av vann som forårsaker inversjon, u_{ws} og u_m er overflatehastighetene til henholdsvis vannet og blandingen, μ_o er viskositeten til oljen og μ_r er lik 1 mPa·s (Ioannou et al., 2004, Brauner and Ullmann, 2002).

Ioannou, Nydal og Angeli (Ioannou et al., 2004) har gjennomført forskning på temaet. Det ble gjennomført eksperimenter med olje/vann-strømninger i rør hvor hastigheten på fluidet ble variert mellom 3.5 – 5 m/s. Eksperimentet ble gjennomført på den måten at en blanding av olje og vann, hvor den ene var den kontinuerlige fasen, ble observert mens det ble tilsatt mer av den spredte fasen. Ved forsøk hvor oljen var den kontinuerlige fasen ble det i dette eksperimentet funnet at ved ca. 56% inntraff inversjonen. Dette resulterte i et toppunkt i trykkgradient, som vist i figur 15.



Figur 15: Eksperimentelt resultat inversjonspunktet (Ioannou et al., 2004)

Ved hvilken fraksjon av den kontinuerlige fasen inversjonen skjer, er i hovedsak avhengig av viskositeten til oljen. Dette er vist i ligning 42. Ved å variere hastigheten på fluidet ble det observert at inversjonen skjer ved samme fraksjon av den kontinuerlige fasen, men trykkgradienten øker ved økende hastighet. Dette er vist i figur 16.



Figur 16: Trykkgradient mot hastighet (Ioannou et al., 2004)

4.2 Varmeovergang

Det er etter søk ikke funnet relevant litteratur på varmeovergang i vann/olje-emulsjoner. Det er derfor grunn til å tro at det enda ikke er gjennomført mye forskning innenfor temaet. Allikevel er det litteratur tilgjengelig når det gjelder varmeovergang for ikke-Newtonske fluider. Ved varmeveksling av olje/vannblandinger vil ikke-Newtonske blandinger/emulsjoner kunne oppstå, noe som antyder at varmeovergangsmodeller for ikke-Newtonske fluider også kan benyttes ved beregning på vann/olje-emulsjoner om de har innehar ikke-Newtonsk oppførsel.

4.3 Diskusjon

Emulsjoner oppstår ved at den ene fasen i røret blir den kontinuerlige, mens den andre fordeler seg som dråper. For å kunne beregne trykktap i olje/vann-emulsjoner som strømmer i rør vil det være naturlig å tro at trykktapsberegninger for spredt strømning er en god tilnærming. De vanligste beregningsmodellene kan benyttes, men problemet ligger i bestemmelsen av viskositeten på blandingen. Flere beregningsmodeller for beregning av viskositet er presentert, men det er uklart i litteraturen hvilken som er å foretrekke. Et annet aspekt ved trykktap er inversjonspunktet som oppstår ved en viss massefraksjon vann. Inversjonspunktet er som vist i figur 16 ikke avhengig av hastighet, men en funksjon av viskositeten til oljefasen.

Emulsjoner kan ha en ikke-Newtonsk oppførsel, noe som tyder på at modeller for varmeovergang i ikke-Newtonske medier kan benyttes for beregning på emulsjoner. Det er som beskrevet i kapittel 4.2 ikke funnet noe informasjon om temaet i litteraturen.

5 Varmeovergang ved koking

Det er i hovedsak to mekanismer som styrer varmeovergangen ved koking. Dette er bidraget fra boblekoking og fra tvungen konveksjon. Boblekoking er karakterisert av bobledannelse ved den varme veggen, mens tvungen konveksjon er karakterisert som konveksjon og konduksjon gjennom væskefilmen ved veggen og fordampning ved væske/damp-grensesnittet. Stort sett er boblekokingsbidraget det dominerende, men ved dampkvaliteter opptil 20-30% er varmeovergangen ved koking kontrollert av den tvungne konveksjonen.

Det eksisterer flere beregningsmodeller for varmeovergang ved koking. De fleste er utviklet med tanke på koking i vertikale rør, men kan også benyttes ved beregninger på horisontale rør om det gjøres små modifikasjoner. De mest kjente er relasjonene gjort kjent av Kandlikar, Chen, Shah og Gungor & Winterton. Problemet med disse modellene er at de er utarbeidet ut fra data gitt ved relativt høye Reynolds-tall. I disse korrelasjonene er en varmeovergangskorrelasjon for enfase, turbulent strømning benyttet for å kunne forutse varmeovergangskoeffisienten for enfase væskestrøm. Problemet er at laminære strømninger befinner seg utenfor parameterverdiene for disse korrelasjonene. Alle korrelasjonene må i prinsippet modifiseres for beregninger på laminære strømninger. Under er noen av de mest kjente korrelasjonene beskrevet (Zhang et al., 2005).

5.1 Kandlikars korrelasjon

Denne varmeovergangskorrelasjonen utnytter enfase varmeovergangskoeffisient for væske for å forutse boblekokingsbidraget og bidraget fra konveksjon. Beregningsmodellen er gitt av følgende ligninger:

$$h_{tp} = \begin{cases} h_{TP,NBD} \\ h_{TP,CBD} \end{cases}$$

Den største av de to verdiene velges. $h_{TP,NBD}$ er varmeovergangskoeffisienten for boblekoking hvor denne er den dominerende mekanismen, mens $h_{TP,CBD}$ er varmeovergangskoeffisienten for konveksjon i regionen hvor den er dominerende. Disse to parametrene er gitt av

$$h_{TP,NBD} = 0.6683 \cdot Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f(Fr_L) h_L + 1058.0 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} \cdot h_L \quad (43)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136 \cdot Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f(Fr_L) h_L + 667.2 \cdot Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} \cdot h_L \quad (44)$$

hvor Co og Bo er henholdsvis konveksjons- og koketallet. Disse er gitt av

$$Co = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{(1-x)}{x} \right)^{0.8} \quad (45)$$

$$Bo = \frac{q''}{\dot{m}'' \cdot h_{LG}} \quad (46)$$

hvor x er dampkvaliteten, q'' er varmekraft, \dot{m}'' er massefluks og h_{LG} er fordampningsvarmen. Varmeovergangskoeffisienten, h_L , for enfase væskestrømning er gitt av

$$h_L = \frac{Re_L \cdot Pr_L \cdot (f/2)(k_L/D)}{1 + 12.7(Pr_L^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \quad (47)$$

for $10^4 \leq Re \leq 10^6$, og

$$h_L = \frac{(Re_L - 1000)Pr_L(f/2)(k_L/D)}{1 + 12.7(Pr_L^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} \quad (48)$$

for $3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^4$, hvor friksjonsfaktoren f er gitt av

$$f = [1.58 \ln(Re_L) - 3.28]^{-2} \quad (49)$$

Re_L er Reynoldstallet basert på at fraksjonen av væske strømmer alene i røret, og F_{Fl} i ligning 43 og 44 er en konstant parameter for væskeoverflaten til det aktuelle fluidet. For vann er F_{Fl} lik 1. I områder hvor strømmingen er laminær, $Re < 2300$, er bruken av korrelasjonen for turbulent sone åpen for diskusjon (Kandlikar and Steinke).

5.2 Chens korrelasjon

Chen antok at bidraget fra både boblekoking og konveksjon påvirker varmeovergangstallet gjennom hele området, og at bidragene er additive. Det vil si at det totale varmeovergangstallet er gitt av

$$h_{tofase} = h_{enfasekonveksjon} + h_{boblekoking}$$

Selve korrelasjonen er gitt i ligning 50.

$$h = E \cdot h_c + S \cdot h_{nb} \quad (50)$$

Det første leddet på høyresiden av ligningen representerer det konvekktive bidraget, hvor h_c er enfase varmeovergangstall for væskestrømmen. Denne parameteren er definert som

$$h_c = 0.023 \cdot \text{Re}_L^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.4} \cdot \frac{k_L}{D} \quad (51)$$

Parameteren E (>1) er kalt Enhancement-faktoren. Denne tar høyde for de høyere hastighetene som finner sted ved tofasestrømning enn ved ren væskestrøm. Denne faktoren er en funksjon av Lockhart-Martinelli-parameteren

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.1} \quad (52)$$

E er gitt av ligning 53.

$$E = 2.35 \left[\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right]^{0.736} \quad (53)$$

Det andre leddet på høyresiden av ligningen representerer bidraget fra boblekoking. Varmeovergangstallet, h_{nb} , er gitt av Forster-Zubers korrelasjon:

$$h_{nb} = \left[\frac{k_L^{0.79} \cdot c_{p,L}^{0.45} \cdot \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_L^{0.29} \cdot h_{fg}^{0.24} \cdot \rho_G^{0.24}} \right] \cdot \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75} \quad (54)$$

hvor ΔT_{sat} er differansen mellom vegg- og metningstemperaturen til fluidet, og Δp_{sat} er differansen mellom metningstrykket ved veggtemperatur og metningstrykket ved metningstemperatur.

S (<1) er Supression-faktoren som ivaretar det faktum at det er tynnere grensesjikt ved konvektiv strømning enn ved karkoking. Denne faktoren er gitt av

$$S = \left[1 + 2.53 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_{tp}^{1.17} \right]^{-1} \quad (55)$$

hvor Re_{tp} er Reynoldstallet for tofasestrømning. Denne parameteren er definert som

$$\text{Re}_p = \text{Re}_L \cdot E^{1.25} \quad (56)$$

Ut fra de gitte ligningene i korrelasjonen, vil det konvekktive bidraget til det totale varmeovergangstallet øke med økende dampkvalitet. Dette medfører at bidraget fra boblekoking avtar. Chens metode vil være en iterativ prosess, i og med at veggtemperaturen som regel er ukjent (Næss, 2009, Næss, 1989, Bejan and Kraus, 2003).

5.3 Shahs korrelasjon

I likhet med Chens metode inkluderte Shah to mekanismer, boblekoking og konvektiv koking. Forskjellen ligger i at ved å benytte Shahs korrelasjon benyttes den største av de to mekanismene. For å benytte denne metoden må først den dimensjonsløse parameteren N beregnes. Den er for alle verdier av Froude-tallet gitt av

$$N = C_0 \quad (57)$$

hvor C_0 er gitt av ligning 45. Om $N > 1$, blir verdiene for h_{nb} og h_c beregnet fra henholdsvis ligning 58, 59 og 60, hvor den høyeste verdien blir benyttet som det lokale varmeovergangstallet. Om ligning 58 eller 59 benyttes for å beregne boblekokingsbidraget, er avhengig av koketallet. Varmeovergangstallet, h_L , som er benyttet i ligningene er beregnet ut fra fraksjonen av væske i strømmen ved å benytte ligning 51. Effekten varmekraften har på boblekokingen blir funnet ved å først beregne koketallet, Bo , som er gitt av ligning 46. Denne faktoren representerer forholdet mellom varmekraften og den maksimale varmekraften som kan oppnås ved fullstendig fordampning av væsken. For $Bo > 0.0003$ er h_{nb} gitt av

$$h_{nb} = 230 \cdot Bo^{0.5} \cdot h_L \quad (58)$$

og for $Bo < 0.0003$

$$h_{nb} = 1 + 46 \cdot Bo^{0.5} \cdot h_L \quad (59)$$

Det konvekktive bidraget er gitt av ligning 60.

$$h_c = \frac{1.8}{N^{0.8}} h_L \quad (60)$$

Den største av h_{nb} og h_c benyttes som det lokale varmeovergangstallet. For $0.1 < N < 1$ blir det konvekktive bidraget, h_c , beregnet fra ligningen over, mens boblekokingsbidraget, h_{nb} , beregnes fra følgende ligning

$$h_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot \exp(2.74 \cdot N - 0.1) \cdot h_L \quad (61)$$

For $N < 0.1$ beregnes h_c fra ligningen over, mens h_{nb} er gitt av

$$h_{nb} = F \cdot Bo^{0.5} \cdot \exp(2.74 \cdot N - 0.15) \cdot h_L \quad (62)$$

hvor konstanten F er lik 14.7 for $Bo > 0.0011$ og 15.43 for $Bo < 0.0011$. Denne metoden er utviklet med tanke på koking i vertikale rør. Den kan også benyttes ved beregninger på horisontale strømninger, men faktoren N må korrigeres om strømningen er lagdelt. Hvis strømningen er lagdelt ($Fr < 0.04$) er N gitt av

$$N = 0.38 \cdot Fr_L^{-0.3} \cdot Co \quad (63)$$

hvor Froude-tallet for væskefasen er gitt av

$$Fr_L = \frac{\dot{m}^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (64)$$

Om strømningen er noe annet enn lagdelt kan Shahs korrelasjon for horisontale rør benyttes uten endringer, med $N = Co$. Ved å benytte denne modifikasjonen for horisontale rør, vil varmeovergangstallet for tofase reduseres noe ved lave hastigheter, men være uendret ved høye hastigheter (Bejan and Kraus, 2003).

5.4 Gungor-Wintertons korrelasjon

Denne korrelasjonen er en nyere versjon av Chens korrelasjon. Gungor og Winterson baserte metoden sin på beregninger gjort ut fra en database med godt over 3000 punkter fra litteraturen. Det lokale varmeovergangstallet, h , er i denne

modellen også en sum av bidraget fra boblekoking og konvektivt bidrag, som vist i ligning 50. Det kovektive bidraget, h_c , er i denne modellen også beregnet ut fra ligning 51. Boblekokingsbidraget, h_{nb} , er gitt av følgende ligning

$$h_{nb} = 55 p_r^{0.12} (-0.4343 \ln p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} \quad (65)$$

M i ligningen over er molvekten, og p_r er det reduserte trykket. Enhancement-faktoren, E , er i denne korrelasjonen gitt av Lockhartt-Martinelli-parameteren, X_{tt} , og koketallet, Bo .

$$E = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (66)$$

hvor Bo og X_{tt} er definert i henholdsvis ligning 46 og 52. Supression-faktoren, S , er for denne modellen definert som

$$S = [1 + 0.00000115 E^2 Re_L^{1.17}]^{-1} \quad (67)$$

Sammenlignet med databasen ga denne metoden et gjennomsnittlig avvik på $\pm 21.4\%$. Til sammenligning hadde Chens metode et gjennomsntlig avvik på $\pm 57.7\%$, og Shahs korrelasjon $\pm 21.9\%$, noe som antyder at Gungor-Wintertons-korrelasjonen er en mer nøyaktig beregningsmodell for estimering av varmeovergangstall ved koking (Thome, 2007).

Gungor-Wintertons korrelasjon kan også modifiseres for å gjelde horisontale rør. På samme metode som Shah, blir modellen modifisert på grunnlag av Froudetallet som er gitt av ligning 64. Om $Fr_L > 0.05$, kan metoden benyttes uten modifikasjoner. Dersom $Fr_L < 0.05$, skal Enhancement-faktoren som er gitt i ligning 66, multipliseres med følgende faktor.

$$E_2 = Fr_L^{(0.1-2Fr_L)} \quad (68)$$

Det samme gjelder Supression-faktoren, S , som er gitt i ligning 67. Denne må multipliseres med S_2 , som er gitt av

$$S_2 = \sqrt{Fr_L} \quad (69)$$

Med disse modifikasjonene kan relasjonen benyttes ved beregning på horisontale rør (Bejan and Kraus, 2003).

5.5 Sammenligning av korrelasjoner

Satish G. Kandlikar (Kandlikar, 1990) har gjennomført en studie hvor de ulike modellene for beregning av varmeovergang ved koking er sammenlignet. I dette studiet er de mest kjente korrelasjonene sammenlignet med eksperimentelle data hentet fra koking av blant annet vann. De gjennomsnittlige avvikene som ble funnet er gitt i tabell 2.

Modell	Gjennomsnittlig avvik i prosent	
	Vertikal koking	Horisontal koking
Chen	31.0	20.2
Shah	18.7	12.0
Gungor-Winterson	21.6	14.8

Tabell 2: Sammenligning av korrelasjoner (Kandlikar, 1990)

Ut fra mange måledata kom Kandlikar frem til en korrelasjon som er gitt i ligning 70.

$$\frac{h_{TP}}{h_L} = C_1 \cdot Co^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr_{LO})^{C_5} + C_3 \cdot Bo^{C_4} \cdot F_{FI} \quad (70)$$

hvor h_L er gitt av ligning 51, og C_1 – C_5 er konstanter. Kandlikar delte måledataene inn i to regioner.

$Co < 0.65$ Konvektivt kokeområde

$Co > 0.65$ Boblekokingområde

Co er gitt av ligning 45.

Konstant	$Co < 0.65$	$Co > 0.65$
C_1	1.1360	0.6683
C_2	-0.9	-0.2
C_3	667.2	1058
C_4	0.7	0.7
C_5	0.3	0.3

Tabell 3: Konstantverdier (Kandlikar, 1990)

Hvor $C_5 = 0$ ved vertikal koking, og ved horisontal koking med $Fr_L > 0.04$. Denne modellen ga et gjennomsnittlig avvik på 16.2% og 13.0% for henholdsvis vertikal og horisontal koking av vann. Dette er et avvik som er mindre enn for de andre modellene (Kandlikar, 1990).

5.6 Koking i laminære strømninger

Selv om det finnes lite informasjon i litteraturen om koking i laminære strømninger er det gjennomført et studie av Zhang, Hibiki og Mishima (Zhang et al., 2005) på koking ved lave Reynoldstall i kanaler med veldig liten diameter. Denne studien baserer seg på måledata fra en rekke eksperimenter på strømninger i rør med relativt liten diameter. I denne studien ble det fremmet følgende korrelasjon.

$$h_{TP} = h_{pb} + \xi \cdot \phi_f \cdot h_{sp} \quad (71)$$

Her er ξ en konstant med verdi 0.64 som er beregnet ut fra måledata de hadde tilgjengelig under studien. ϕ_f er gitt av

$$\phi_f = \sqrt{1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}} \quad (72)$$

hvor X_{tt} er Lockhart-Martinelli-parameteren (ligning 52), og C er Chisholm-parameteren som er gitt av strømningsforholdene. Verdier av C er gitt i tabell 4.

	Re_f < 1000 og Re_g > 2000	Re_f > 2000 og Re_g > 2000
C	12	20

Tabell 4: Verdier for Chisholm-parameteren

h_{sp} i ligning 71 er gitt av

$$h_{sp} = 4.36 \frac{k_f}{D_h} \quad (73)$$

Sammenlignet med måledata ga denne korrelasjonen et gjennomsnittlig avvik på $\pm 30\%$ (Zhang et al., 2005).

5.6.1 Sammenligning med Chens metode

I studien ble den nye korrelasjonen skrevet om på en mer generalisert form for å kunne sammenligne den med blant annet Chens metode. Først ble det antatt at $h_{nb} = S \cdot h_{pb}$ hvor S er supresjon-faktoren. Videre så antas det at en faktor F er gitt av forholdet mellom varmeovergang fra tvungen konveksjon, h_{fc} , og varmeovergang fra enfase, h_{sp} . Dette gir

$$F = \xi \cdot \phi_f = 0.64 \cdot \phi_f \quad (74)$$

Disse antakelsene gjør at den nye korrelasjonen kan skrives på formen

$$h_{TP} = S \cdot h_{pb} + F \cdot h_{sp} \quad (75)$$

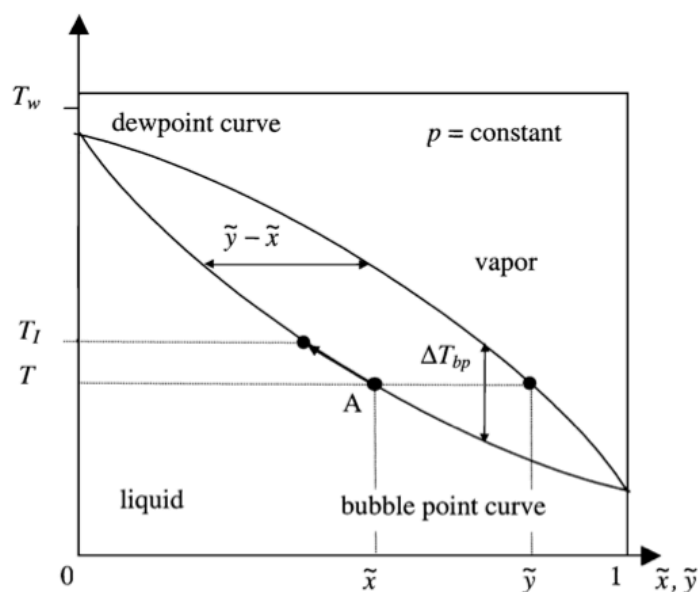
Denne korrelasjonen er blant annet sammenlignet med Chens metode i studien. Det er antatt at supression-faktoren i den generaliserte ligningen er lik den for Chens metode (ligning 55). Dette kan gjøres på det grunnlag av at ved lave Reynoldstall, vil supression-faktoren gå mot 1. Ved å sette ligning 72 inn i uttrykket for faktoren F, vil en få følgende uttrykk.

$$F = 0.64 \cdot \phi_f = 0.64 \cdot \sqrt{1 + \frac{20}{X_u} + \frac{1}{X_u^2}} \approx 2.35 \left[\frac{1}{X_u} + 0.213 \right]^{0.736}$$

Høyresiden av ligning over er en kurvetilpasning til Enhancement-faktoren, E, i Chens metode. Dette viser at den generaliserte ligningen er så og si lik Chens metode som er utviklet for strømminger med høye Reynoldstall. Ut fra denne studien er konklusjonen at den generaliserte ligningen mest sannsynlig er gyldig for beregninger på både laminære og turbulente strømminger. Det skal legges til at denne studien er gjort på grunnlag av strømminger i rør med veldig liten diameter. Hvorvidt denne korrelasjonen er gyldig for beregninger på rør med større diameter, er ikke studert (Zhang et al., 2005).

5.7 Zeotrope blandingers innvirkning på kokeprosessen

Koking av flerkomponente blandinger skiller seg som regel fra koking av enkomponente blandinger. Dette fordi varme- og massetransport henger tett sammen. Et diagram som viser likevekt mellom fasene er som regel representert som det vist i figur 17.



Figur 17: Zeotrope blandinger (Cioulachtjian and Lallemand, 2004)

Diagrammet i figur 17 viser dugg- og kokepunktstemperatur for blandingen ved konstant trykk. Den vertikale aksene viser temperaturen, mens den horisontale angir molfraksjonen av de to komponentene i væske- og dampfasen. Komponenten i blandingen med lavest kokepunkt ved det gitte trykket er den letteste komponenten. Denne finnes i diagrammet helt til høyre ved molfraksjon lik 1. De andre komponentene refereres til som tyngre, og har høyere kokepunkt.

For en blanding med molfraksjon lik x i væskefasen, vil molfraksjon i likevekt i dampfasen være y . Kokepunktet vil være gitt av den nedre linjen i diagrammet som en funksjon av x , mens duggpunktstemperaturen vil være gitt av den øverste linjen som en funksjon av y . Kokepunktstemperaturen representerer punktet hvor dannelsen av dampbobler begynner. På den andre siden representerer duggpunktstemperaturen punktet hvor dampen vil kondensere til væske. Differansen mellom molfraksjonen til væsken og dampen kommer som en følge av differansen i partialtrykk utøvd av de enkelte fluid. Den drivende kraften til massetransport til boblene ved koking er $(y - x)$. Den vertikale differansen mellom de to kurvene ved en gitt molfraksjon x , er kalt fluidets "boiling range".

De fysikalske egenskapene til en flerkomponent blanding følger som regel ikke en lineær interpolasjon mellom egenskapene til hver enkelt komponent. Viskositeten til en blandingsvæske kan være både høyere og lavere enn de enkelte komponentene ved en gitt temperatur (Cioulachtjian and Lallemand, 2004).

5.7.1 Boblekoking av blandinger

Forholdet mellom varmeovergangstallet for en blandingsstrøm og en ideel enkomponentstrøm er gitt av

$$\frac{h_{\text{blanding}}}{h_{\text{ideel}}} = F_c = \frac{\Delta T_{\text{ideel}}}{\Delta T_{\text{ideel}} + dT_{\text{bp}}} \quad (76)$$

Den ideelle kokekoeffisienten er den verdien som vil oppnås ved å benytte de fysikalske egenskapene til blandingen i en av korrelasjonene for koking. Noen av de mest brukte korrelasjonene er beskrevet tidligere i oppgaven. For en gitt varmefluks, q'' , vil overheting av vegg for koking av fluidet være ΔT_{ideel} . For en zeotrop blanding vil massetransport av de lettere komponentene til bobleoverflaten og fordampning inn i boblen føre til høyere likevektsfraksjon av disse komponentene, noe som medfører at det dannes et massediffusjonslag rundt boblen. Fraksjonen av de lettere komponentene vil bli mindre ved overflaten til boblen. Kokepunktstemperaturen ved overflaten til boblen vil derfor være høyere enn ellers i blandingen. Økningen i kokepunktstemperatur er gitt av dT_{bp} og en økning i denne mindrer den tilgjengelige overhetingen av dampen, noe som medfører at bobleveksten avtar. dT_{bp} er gitt av diffusjonsprosessen til varme- og massetransport.

Det er foreslått metoder som skal forenkle prosessen med å forutse dT_{bp} . Metoden baserer seg på bruk av "boiling range". F_c er utledet til å være

$$F_c = \left\{ 1 + \frac{h_{id}}{q''} \Delta T_{bp} \left[1 - \exp\left(\frac{-q}{\rho_L h_{LG} \beta_L} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (77)$$

For zeotrope blandinger er $F_c < 1$ siden $\Delta T_{bp} > 0$, mens for rene fluider er den lik 1, siden $\Delta T_{bp} = 0$. F_c er en parameter som tar høyde for motstanden på grunn av massetransport. β_L er en konstant som er lik 0.0003 m/s. Denne konstanten er funnet ut fra en rekke eksperimentelle data. Varmeovergangstallet for boblekoking av zeotrope blandinger kan da finnes ved for eksempel å benytte Coopers korrelasjon, som er gitt i ligning 78.

$$h_{nb} = 55 p_r^{0.12} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} F_c \quad (78)$$

Her er p_r det reduserte trykket. Det ideelle varmeovergangstallet, h_{id} , i ligning 77 kan beregnes ved å benytte $F_c = 1$ i ligning 78. Dette er en metode som er gyldig for fluider med "boiling range" opp til 30K, noe som medfører at de fleste blandinger med hydrokarboner som benyttes i industrien er dekket av denne metoden (Bejan and Kraus, 2003).

5.8 Diskusjon

De fleste av de tilgjengelige korrelasjonene i litteraturen baserer seg på koking i vertikale rør, men kan også benyttes for å anslå varmeovergang i horisontale rør. Korrelasjonene til Shah og Gungor-Winterson kan med små modifikasjoner benyttes på horisontale rør. Chens metode er basert på koking i vertikale rør, men kan i følge forskningen til Satish G. Kandlikar også benyttes ved koking i horisontale rør.

De modellene som er gitt i de foregående kapitlene er utviklet for anvendelser med relativt høye Reynoldstall. I litteraturen er det lite informasjon å finne om hvorvidt disse anvendelsene også gjelder for lave Reynoldstall, altså laminær strømning. Kandlikar og Steinke (Kandlikar and Steinke) antydte at Kandlikars modell, som er gitt i kapittel 5.1, kan benyttes ved Reynoldstall som er mindre enn 2300, men det mangler fortsatt forskning på temaet som kan underbygge dette. Allikevel er det på grunnlag av måledata fra ulike eksperimenter kommet frem til en korrelasjon som er gyldig for beregning på laminære strømninger i rør med veldig liten diameter. Denne korrelasjonen er også sammenlignet med Chens metode, og konklusjonen var at korrelasjonen også kunne benyttes ved turbulent strømning.

Korrelasjonene som er beskrevet tidligere tar ikke høyde for flerkomponentblandinger. En modell som kan benyttes ved koking av blandinger er beskrevet i kapittel 5.6.1. Boblekokingsbidraget må multipliseres med en faktor F_c , slik at det blir tatt høyde for motstanden på grunn av massetransporten.

6 Konklusjon og forslag til videre arbeid

Olje/vann-blandinger kan som beskrevet tidligere ha en ikke-Newtonsk oppførsel. Varmeovergang i emulsjoner er et område hvor det finnes lite informasjon i litteraturen. Det var derfor i denne oppgaven nødvendig å se varmeovergang i vann/olje-blandinger i sammenheng med varmeovergang i ikke-Newtonske fluider. Varmeovergangen i disse fluidene er avhengig av om strømmingen er laminær, i transient sone eller turbulent, samt hvilken termisk grensebetingelse som gjelder.

Trykktap i vann/olje-blandinger kan beregnes med en empirisk korrelasjon gitt av Charles og Lilleleht, men denne korrelasjonen tar ikke høyde for hvilket strømningsmønster strømmingen følger. Det er i oppgaven presentert metoder for beregning av trykktap for lagdelt og spredt strømning. For emulsjoner av olje og vann konkluderes det med at metoden for spredt strømning vil være den beste fremgangsmåten for beregning av trykktap på emulsjoner.

En faktor det må tas høyde for når det gjelder trykktapsberegninger i olje/vann-blandinger, er inversjonspunktet som inntreffer ved en viss fraksjon av den spredte fasen. Inversjonspunktet gir et toppunkt i trykkgradienten i det den spredte fasen blir den kontinuerlige. Viskositeten av blandingen vil øke frem mot inversjonspunktet om oljen er den kontinuerlige fasen, men vil avta etter inversjonen.

Koking i laminære strømninger er også et tema med begrenset litteratur. I denne delen av oppgaven er det derfor fokusert på korrelasjoner som i utgangspunktet er utviklet for relativt høye Reynoldtall. Det er allikevel funnet forskning som baserer seg på koking av laminære strømninger i rør med veldig liten diameter. Det ble her funnet at korrelasjonen som ble utviklet har et gjennomsnittlig avvik på 30% ved laminære strømninger, og ved sammenligning med blant annet Chens metode ble det funnet at den nye metoden mest sannsynlig også er anvendelig på koking i turbulente strømninger. Ved koking av zeotrope blandinger må det korrigeres for motstanden på grunn av massetransport. Dette gjøres med faktoren F_c .

Forslag til videre arbeid

Varmeovergang i emulsjoner er tydeligvis et tema hvor det enda gjenstår en del forskningsarbeid. En interessant problemstilling ville vært å sett hvordan varmeovergang og trykktap i emulsjoner i realiteten relaterer seg til teorien som er funnet i oppgaven. Hvorvidt olje/vann-emulsjoner oppfører seg som et ikke-Newtonsk fluid når det gjelder varmeovergang, og om metoden for trykktapsberegning på spredt strømning faktisk er gjeldene ved strømning med disse emulsjonene.

Korrelasjonene som er funnet for varmeovergang ved koking er utviklet på grunnlag av relativt høye Reynoldstall. Det å kunne gjennomføre eksperimenter for å se hvordan disse metodene relaterer seg til koking i laminære strømninger, ville vært en aktuell problemstilling.

DEL 2: Varmeovergang og trykktap i rørsatser

Nomenklatur

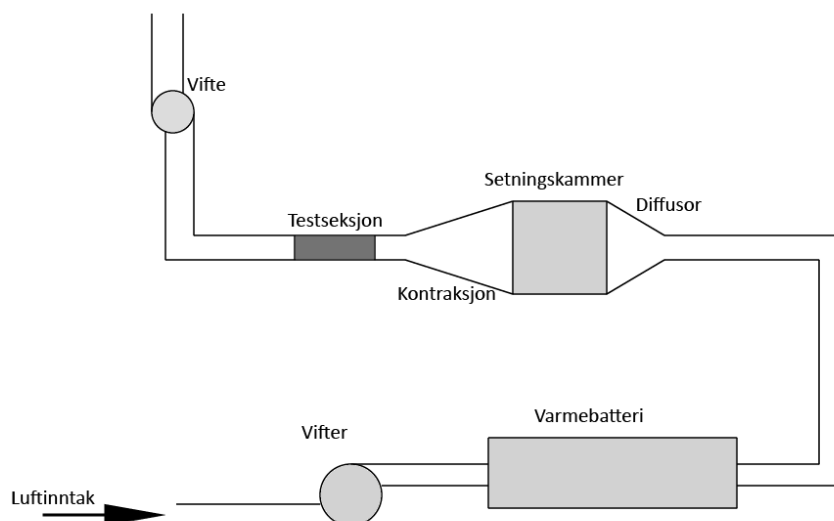
A	m^2	Areal
C		Tapskoeffisient
c_p	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	Varmekapasitet
D	m	Diameter av rør
d	m	Blendeåpning
d_i	m	Indre diameter
d_y	m	Ytre diameter
Eu		Eulertall
F_{net}	m^2	Minste strømningsareal for luft
H	m	Høyde
h_i	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	Indre varmeovergangstall
h_y	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	Ytre varmeovergangstall
K		Trykktapskoeffisient
k	$\text{W/m}\cdot\text{K}$	Konduktivitet
L	m	Lengde
\dot{m}	kg/s	Massestrøm
M	kmol/kg	Molvekt
\dot{m}''	$\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$	Massefluks
MD		Forhold mellom mesh og ståltråddiameter
N		Antall rør per pass
Nu		Nusselttall
p	Pa	Trykk
Pr		Prandtl-tall
\dot{Q}	W	Effekt
R_f	$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$	Beleggsmotstand
R		Gasskonstant
Re		Reynoldstall
T	K	Temperatur
u	m/s	Hastighet
U	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	Totalt varmeovergangstall
X'		Forholdstall
β		Forholdstall
ρ	kg/m^3	Tetthet
ε		Ekspansjonsfaktor
μ	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Dynamisk viskositet
κ		Fluidkonstant
θ		Vinkel
ψ		Finnevirkningsgrad

1 Innledning

I denne delen av oppgaven er en forsøksrigg for varmeovergang og trykktap på utsiden av rørsatser prosjektert.

Riggoppsettet skal fungere på følgende måte:

Luft hentes utenfra, og transporteres gjennom to vifter som står i serie. Derfra transporteres luften gjennom et varmebatteri hvor den blir varmet opp til operasjonstemperatur. Den varme luften strømmer så gjennom en blendeplate for måling av massestrøm luft. Fra blendeplaten går luften inn i en diffusor for å dempe turbulens i strømmen. Nedstrøms diffusoren er det et setningskammer og en kontraksjonsenhet som skal sørge for et uniformt hastighetsfelt, med moderat turbulensgrad. Herfra strømmer luften inn på testseksjonen, som i dette tilfellet er en varmeveksler som er vist i vedlegg B. Nedstrøms testseksjonen blir luften sugd ut over taket i laboratoriet ved hjelp av en vifte. En enkel illustrasjon av forsøksriggen med tilhørende hovedkomponenter er vist i figur 18.



Figur 18: Illustrasjon av forsøksrigg

2 Kravspesifikasjoner

Kravspesifikasjoner er utarbeidet i samarbeid med instituttet. Under følger de ulike kravene.

2.1 Massestrøm

Massestrømmen av luft er begrenset av viftekapasiteten. Ved beregning er massestrøm på 0.2 og 2.5 kg/s benyttet for henholdsvis minste og største massestrøm som viftene kan levere.

2.2 Temperatur

Temperaturen på luften oppstrøms testseksjonen skal ikke være høyere enn 200°C. Beregninger på forsøksriggen er basert på en temperatur på 200°C og 100°C, for henholdsvis inn- og utløp på testseksjonen.

Temperatur på vann/glykol-blandingen som benyttes i kjølesystemet må til en hver tid være høyere enn duggpunktstemperatur for luften slik at kondensasjon på utsiden av rørene unngås. Det er derfor bestemt at temperaturen på innløpet av testseksjonen skal være 50°C, og 90°C ved utløpet ved høyeste massestrøm luft. Ved minste massestrøm luft er temperaturen på innløpet satt til 85°C, og 90°C ved utløpet. Slik holder temperaturen seg godt over duggpunktstemperatur for luften.

2.3 Trykk

Det er bestemt at trykkfallet over blendeskivene som benyttes til måling av massestrøm ikke skal overskride 3000 Pa. Om trykktapet blir større, skal en blendeplate med større blendeåpning benyttes.

2.4 Hastighet på kjølemedium

Rørhastigheten i kjølesystemet skal ikke overskride 1 m/s.

2.5 Krav til turbulens i testseksjon

På rørsiden i testseksjonen skal strømmingen være turbulent. Det er derfor satt at Reynoldstallet til en hver tid skal være over 10000.

3 Vifte

I laboratoriets kjeller står viftene som leverer luft til forsøksriggen. Luften hentes omgivelsene utenfor laboratoriet. Det er to vifter i serie som kan levere en luftmengde på 2.5 m³/s ved full effekt (vedlegg A). En av de to viftene som står i serie kan sees i figur 19.



Figur 19: En av to vifter som står i serie

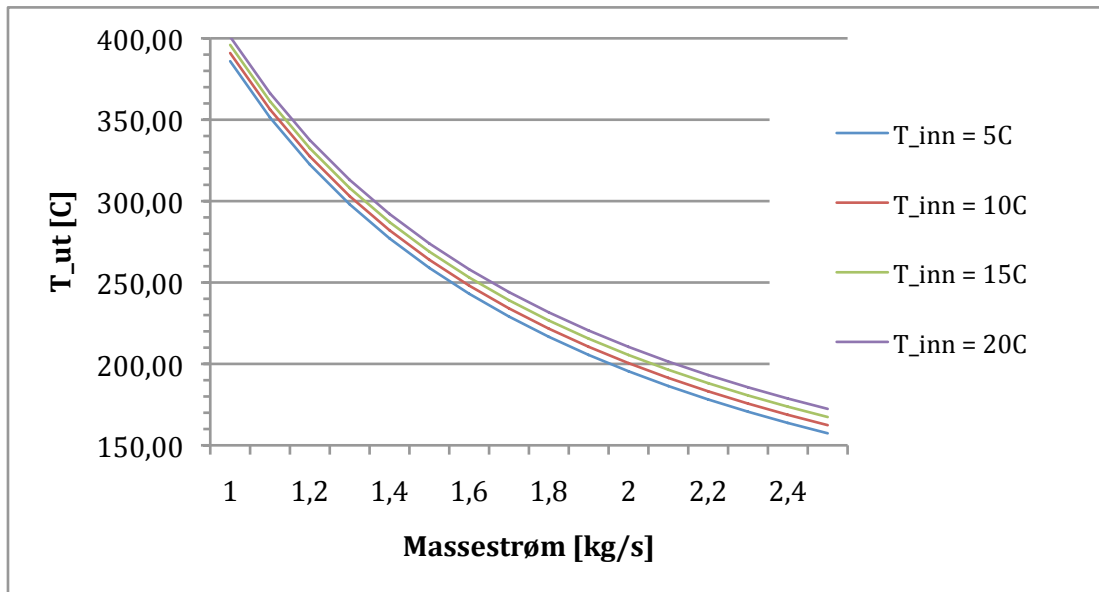
4 Varmebatteri

Varmebatteriet står i laboratoriets kjeller, og har en kapasitet på 400 kW. Maksimal temperatur på utløp av varmembatteri er 500°C. Temperaturen på utløpet av varmembatteriet er avhengig av massestrømmen med luft som strømmer gjennom.

Ved en kapasitet på 400 kW, kan uttemperaturen fra varmembatteriet beregnes ut fra følgende ligning.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p (T_{ut} - T_{inn}) \quad (79)$$

Denne ligningen gir ved forskjellige massestrømmer og inntemperaturer et temperaturprofil ved utløpet som vist i figur 20. Ligningen forutsetter ingen tap til omgivelsene.



Figur 20: Uttemperatur mot massestrøm

For at temperaturen ikke skal overskride 200°C ved de laveste massestrømmene, må effekten på batteriet nedjusteres. Bilde av varmebatteriet kan sees i figur 21.



Figur 21: Varmebatteri

5 Blendeplate

En blendeplate benyttes for å måle raten av fluid som strømmer i røret. Ved å sette inn en blendeskive i røret vil det dannes en statisk trykkdifferanse mellom oppstrøms- og nedstrømssiden av blendeskiven. Massestrømmen kan beregnes ut fra ligning 80, som er gitt i ISO 5167-2.

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \cdot \rho_1} \quad (80)$$

Her er C er tapskoeffisienten, som er avhengig av Reynoldstallet, som igjen er avhengig av massestrømmen. β er forholdet mellom diameteren til røret, D, og diameteren i blendeåpningen, d, og Δp er trykkdifferansen mellom oppstrøms- og nedstrømssiden av blenderen.

Det er nødvendig å kjenne til fluidets viskositet og tetthet ved operasjonsbetingelsene.

5.1 Diameter på blendeåpning

Blendeåpningen skal i alle tilfeller ha en diameter større eller lik 12.5 mm. Forholdet, β , mellom diameteren på røret og diameteren på blendeåpningen skal alltid være mellom 0.10 og 0.75. Blendeåpningen skal være sylindrisk. Diameteren, d, til blendeåpningen skal settes til å være middelveiden av minst fire målte diametre i blendeåpningen. Ingen målt diameter skal avvike mer enn 0.05% fra middelveiden. Dette er krav hentet fra ISO 5167-2.

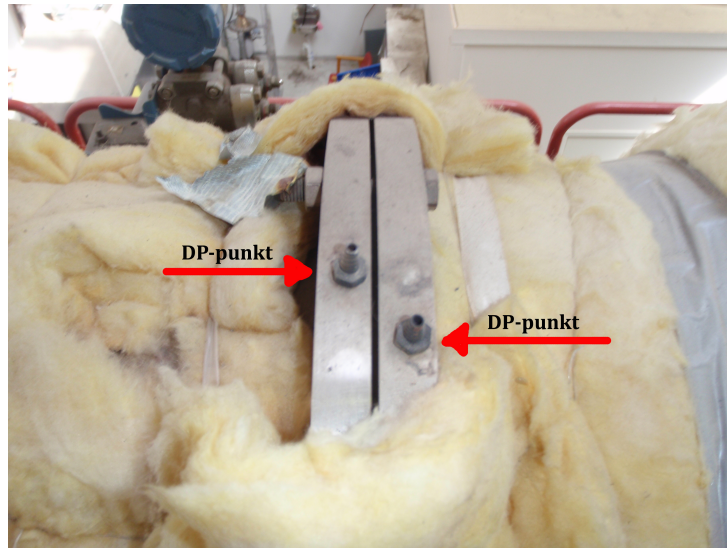
5.2 Plassering av hull for trykkmåling

For dette tilfellet anbefales det å benytte målepunkter på flenspakningene til blendeplaten, da dette muliggjør bytte av blendeplate uten å bytte selve røret.

For plater med målepunkter i flenspakningene er avstanden målt fra senter av blendeskiven normalt 25.4 mm. Disse avstandene kan i dette tilfellet med en rørdiameter på 312.5 mm avvike 1 mm. Dette er i henhold til ISO 5167-2.

5.3 Eksisterende blendeplater

Det eksisterer i følge instituttet to blendeplater med forskjellig størrelse. Disse har henholdsvis en blendeåpning på 144 mm og 245 mm. Det er i samråd med instituttet satt et maksimalt trykktap over blendeplaten på 300 mm vannsøyle (ca. 3000 Pa). Ved lokasjonen til forsøksriggen er det allerede laget plass for plassering av blendeskiven. Dette er vist i figur 22.



Figur 22: DP-punkter på eksisterende flensepakninger

Som vist i figur 22 er det allerede drillet hull i flensepakningen for montering av DP-celle. Det vil muligens være nødvendig å bytte ut disse flensepakningene, da tilstanden til disse ikke er kjent.

5.5 Trykktap

For å kunne beregne trykktapet over blendeplatene benyttes en iterasjon i ligning 80. Alle ligninger og uttrykk er hentet fra ISO 5167-1 og ISO 5167-2. For kjente verdier av tetthet, viskositet, rørdiameter, blendeåpning og massestrøm kan trykktapet over blendeplaten kalkuleres. Dette gjøres ved å skrive om ligning 80 på følgende form

$$A_3 = \frac{8(1-\beta^4)}{\rho_1} \left(\frac{\dot{m}}{C\pi d^2} \right)^2 \quad (81)$$

hvor

$$A_3 = \frac{\Delta p}{\varepsilon^{-2}} \quad (82)$$

C er tapskoeffisienten, og ε er ekspansjonsfaktoren. C er gitt av Reader-Harris/Gallagher-ligningen, som ved $D > 71.12$ mm er gitt av

$$\begin{aligned}
C = & 0.5961 + 0.0261\beta^2 - 0.261\beta^8 + 0.000521\left(\frac{10^6\beta}{\text{Re}_D}\right)^{0.7} \\
& + (0.0188 + 0.0063A)\beta^{3.5}\left(\frac{10^6}{\text{Re}_D}\right)^{0.3} \\
& + (0.043 + 0.080e^{-10L_1} - 0.123e^{-7L_1})(1 - 0.11A)\frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \\
& - 0.031(M'2 - 0.8M'2^{1.1})\beta^{1.3}
\end{aligned} \tag{83}$$

β er forholdet mellom blendeåpning og diameter på røret. $M'2 = (2 \cdot L'2 / (1 - \beta))$ hvor $L'2$ er lik $L1$ ved trykkmåling på flenspakningene. Reynoldstallet er gitt av

$$\text{Re}_D = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \tag{84}$$

$L1$ er

$$L1 = \frac{25.4}{D} \tag{85}$$

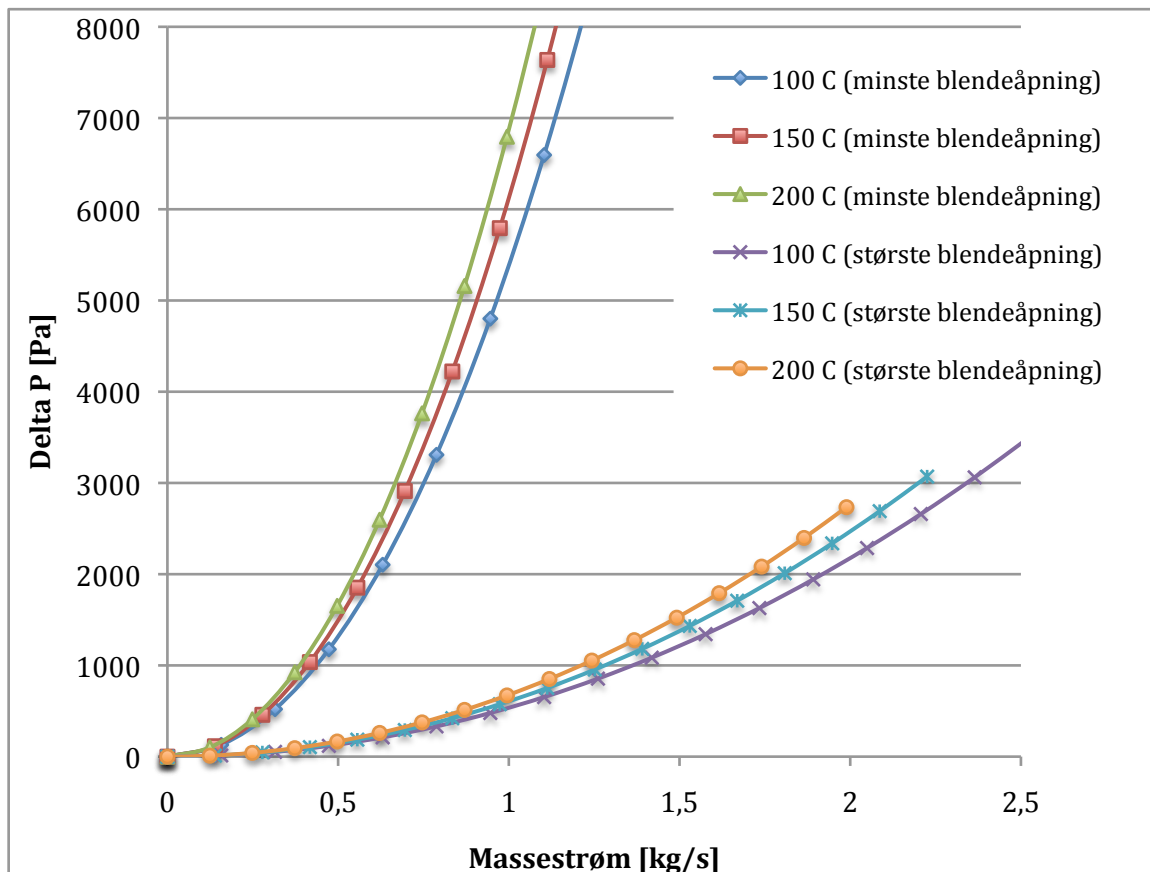
når trykkmålerene er satt på flenspakningene til blendeplaten. A , i ligning 83, er gitt av

$$A = \left(\frac{19000\beta}{\text{Re}_D}\right)^{0.8} \tag{86}$$

Ekspansjonsfaktoren, ε , er gitt av det empiriske uttrykket

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/\kappa} \right] \tag{87}$$

hvor κ for luft er lik 1.4 (Moran and Shapiro, 2004). Ved å benytte iterasjon i disse ligningene er det for forskjellige massestrømmer og temperaturer kommet frem til trykktapsprofiler for de to blendeplatene. Disse er gitt i figur 23.



Figur 23: Trykktap over blendeplater

Fysikalske data som er benyttet i beregningene er gitt i tabell 5 (Moran and Shapiro, 2004).

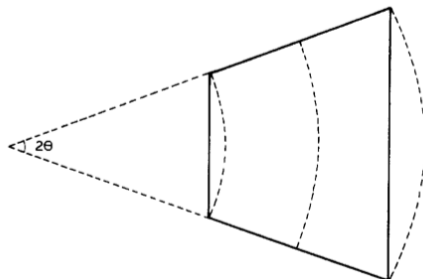
Temperatur [°C]	Tetthet [kg/m ³]	Viskositet [kg/m·s]
100	0.9458	$2.181 \cdot 10^{-5}$
150	0.8345	$2.380 \cdot 10^{-5}$
200	0.7459	$2.577 \cdot 10^{-5}$

Tabell 5: Fysikalske data ved beregning av trykktapsprofil over blendeplate

I og med at det i samråd med instituttet er bestemt at trykktapet over blendeplaten ikke skal overskride 3000 Pa, kan det fra figur 23 ses at den minste blendeplaten kan benyttes ved massestrømmer opp til ca. 0.6 kg/s ved 200°C. Er massestrømmen høyere, skal blendeskiven byttes ut.

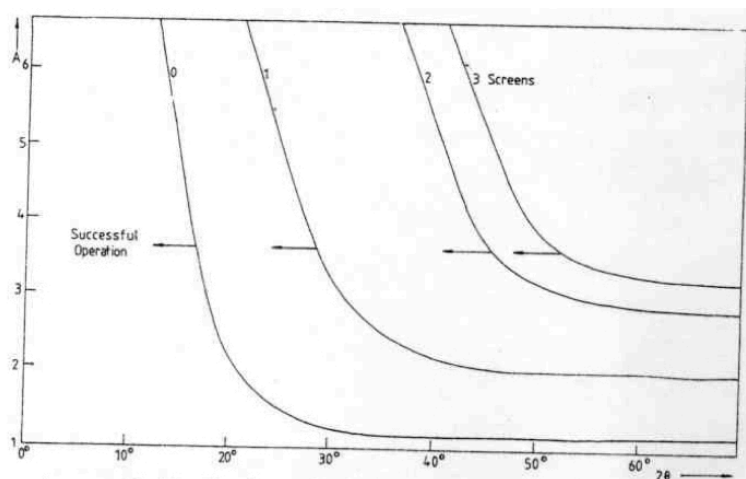
6 Diffusor

Strømningsmønsteret gjennom en diffusor avhenger av flere parametre. Geometrien, diffusorvinkel, kontur på veggen og form på tverrsnittet er parametre som alle er viktige. Andre parametre som startbetingelsene, grensesjiktkontroll og tilstedeværelsen av separasjon langs veggene er vanskelige å forutsi. Det meste av kunnskap rundt diffusorer er empirisk.



Figur 24: Diffusor (Metha, 1977)

I samråd med instituttet er det bestemt at kontraksjonsenheten nedstrøms diffusoren skal ha et arealforhold på 3, og være 500 mm bred. Dette gir en dimensjon på utløpet av diffusoren på 1200 mm x 500 mm. I litteraturen er det funnet at om vinkelen på diffusoren er under 6° , vil det ikke være nødvendig med noen form for grensesjiktkontroll. I dette tilfellet vil en vinkel på under 6° medføre en veldig lang diffusor. Dette er det ikke plass til i laboratoriet, i tillegg til at kostnaden ville blitt en del høyere. Det må derfor installeres grensesjiktkontroll i diffusoren. Dette blir omtalt i et senere kapittel. Vinkelen på diffusoren (2θ) bør ikke overstige 55° (Metha, 1977). I og med at arealforholdet mellom inn- og utløp er så stort, vil det være nødvendig å ha en vinkel som er noe mindre for at diffusoren skal fungere optimalt. Dette kan sees fra figur 25. For at diffusoren skal kunne fungere optimalt, må designpunktet ligge til venstre for den relevante kurven. Siden arealforholdet er på ca. 7.8, er det mest fornuftig å plassere tre skjermer for grensesjiktkontroll inne i diffusoren for å unngå at lengden blir uakseptabel. Ved det gitte arealforholdet vil dette si at vinkelen 2θ må være ca. 35° (se figur 25).



Figur 25: Bestemmelse av antall plater for grensesjiktkontroll (Mehta and Bradshaw, 1979)

Med en diffusorvinkel, 2θ , på 35° , vil lengden bli

$$L = \frac{h}{\tan(\theta)} = \frac{(1.2/2)}{\tan(17.5)} \approx 1.9m$$

Diffusoren har en starthøyde på 156.25 mm, som er rørradiusen. Lengden fra høyden 0 til høyden 156.25 må derfor trekkes fra på verdien over. Lengden av diffusoren blir derfor

$$L_{diff} = 1.9m - \frac{0.15625m}{\tan(17.5)} \approx \underline{1.4m}$$

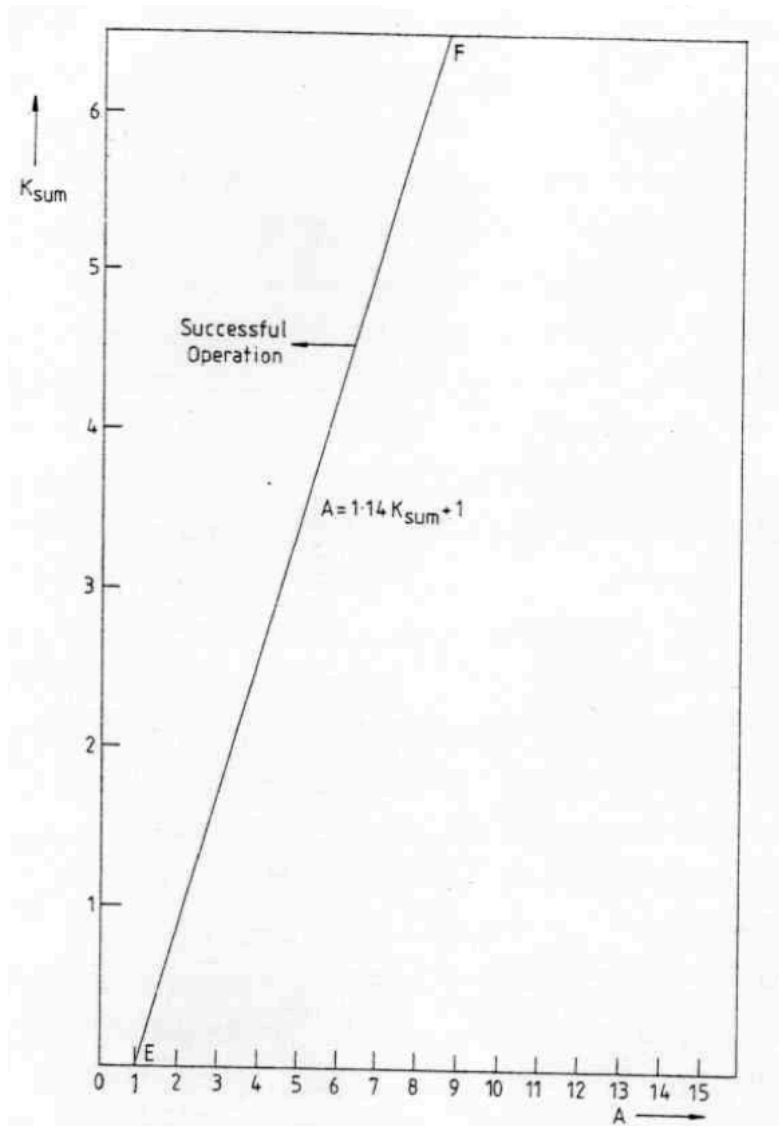
De viktigste parametrene for diffusoren er listet i tabell 6.

Parameter	Verdi
Arealforhold mellom inn- og utløp	7.8
Høyde utløp	1200 mm
Bredde utløp	500 mm
2θ	35°
Lengde	1.4 m
Antall plater for grensesjikt kontroll	3

Tabell 6: Dimensjoner på diffusor

6.1 Plater for grensesjikt kontroll

Ved stor vinkel på diffusor er det stor sjanse for at det oppstår avrivninger av strømmingen langs veggene, i tillegg til at grensesjiktet langs veggen vokser. Det å sette inn plater i en diffusor fjerner effekten av voksende grensesjikt og avrivninger fra strømmingen. Figur 26 viser hvor høy den samlede trykktapskoeffisienten i diffusoren må være for at den skal kunne fungere optimalt. Det er i litteraturen funnet at platene som er best for dette formålet er såkalte "gauze screens". Dette er plater som er vevd sammen av ståltråd, slik at platen blir en form for netting (Mehta and Bradshaw, 1979).



Figur 26: Bestemmelse av K_{sum} (Mehta and Bradshaw, 1979)

Den totale trykktapskoeffisienten i diffusoren er gitt av

$$A = 1.14 \cdot K_{sum} + 1 \quad (88)$$

For dette tilfellet blir da

$$K_{sum} = \frac{A-1}{1.14} = \frac{7.8-1}{1.14} \approx 6$$

Det betyr at den totale trykktapskoeffisienten må være større eller lik 6 for at diffusoren skal kunne fungere korrekt. Trykktapskoeffisienten er gitt av

forholdet mellom det totale strømningsarelaet hvor platen blir satt inn, og strømningsåpning i platen. K er gitt av Collars ligning

$$K = C \cdot \frac{1 - \beta}{\beta^2} \quad (89)$$

hvor C er lik 1 (Mehta, 1977). Trykktapet over platene er gitt av

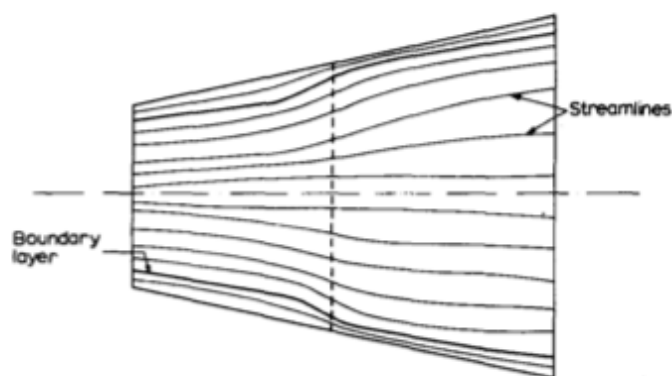
$$p = K \cdot \frac{1}{2} \cdot u^2 \quad (90)$$

Ut fra denne ligningen kan det sees at trykktapet er sterkt avhengig av hastigheten. Hastigheten vil være størst ved innløpet av diffusoren, og minst ved utløpet. For å redusere trykktapet gjennom diffusoren er det derfor valgt å plassere en plate med lav K-verdi ved innløpet og øke K-verdien for de to neste platene. Verdiene for platene er gitt i tabellen 7.

Plate	K-verdi	β	Høyde [m]	Bredde [m]
1	0.5	0.67	0.3125	0.3125
2	1	0.62	0.76	0.4
3	4.5	0.37	1.2	0.5

Tabell 7: Trykktapskoeffisienter for diffusorplater

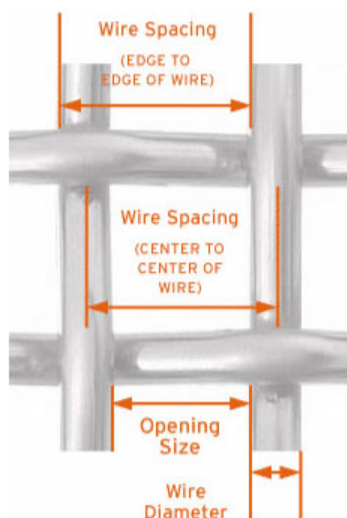
Det er valgt å benytte plater som står normalt på strømningsretningen, slik som vist i figur 27.



Figur 27: Plate i diffusor (Mehta, 1977)

6.1.1 Mesh

β i tabell 7 sier noe om hvor mye av platen som er åpent areal i forhold til det totale strømningsarealet i diffusoren. Det forteller allikevel ikke noe om hvordan platen ser ut. Tidligere i dette kapittelet er det sagt at det skal benyttes såkalte "gauze screens". Mesh er et mål som sier noe om antall åpninger i platen per tomme (25.4 mm). I litteraturen er det ikke funnet noe om hvordan mesh beregnes, men det er funnet metode for utregning av forholdet mellom mesh og diameter på ståltråd som benyttes til å veve platen sammen. Dette forholdet er gitt av senteravstanden mellom ståltrådene delt på diameter av ståltråd.



Figur 28: Utsnitt av gauze screen (Bankerwire)

Forholdet mellom mesh og diameter på ståltråd er gitt av $\beta = (MD-1)^2 / MD^2$. Ut fra de verdiene som er gitt i tabell 7, er MD gitt i tabell 8.

β	MD
0.67	5.50
0.62	4.76
0.37	2.55

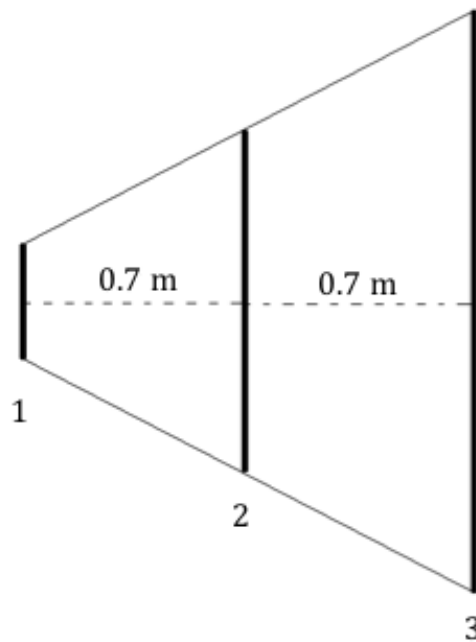
Tabell 8: Forhold mellom mesh og ståltråddiameter(Bankerwire)

Når det valgt tykkelse på ståltråd, kan mesh-verdien for platene beregnes (Bankerwire).

6.1.2 Plassering av plater

Det er i utgangspunktet ønskelig å plassere plater hvor vinkelen på strømmingen endrer seg plutselig. Om det ikke er noe åpenlys plass hvor det bør plasseres plater, er regelen at platene skal plasseres med likt mellomrom (Mehta and Bradshaw, 1979).

I dette tilfellet er det valgt å plassere en plate ved innløpet og en ved utløpet på grunn av den plutselige endringen i vinkel. Det skal også plasseres en plate i midten av diffusoren. Plasseringen av platene er vist i figur 29.



Figur 29: Plassering av plater i diffusor

Det er viktig å merke seg at diffusoren må gå fra et sirkulært rør til en rektangulær form, noe som medfører at innløpet på diffusoren må ha en glidende overgang fra sirkulær til rektangulær form.

7 Setningskammer

Det er valgt å benytte et tomt kammer med dimensjonene som er listet i tabell 9. Grunnen til at kammeret er tomt er at platene i diffusoren i teorien skal dempe turbulensen i stor nok grad.

Dimensjon	Verdi	Enhet
Høyde	1200	mm
Bredde	500	mm
Lengde	500	mm

Tabell 9: Dimensjoner på setningskammer

Kammeret er satt til å være 500 mm langt slik at det muliggjør plassering av flere plater for grensesjiktkontroll om det skulle vise seg at platene som er plassert i diffusoren ikke er tilstrekkelig.

Om platene i diffusoren ikke er tilstrekkelige for høy nok reduksjon i turbulens, kan en løsning være å sette inn en såkalt "honeycomb" i kammeret. Cellelengden i denne enheten er anbefalt å være 6-8 ganger diameteren av cellen. Cellene er som regel heksagonale, og en "honeycomb" av impregnert papir er anbefalt for små vindtunneler (Mehta and Bradshaw, 1979).

8 Kontraksjon

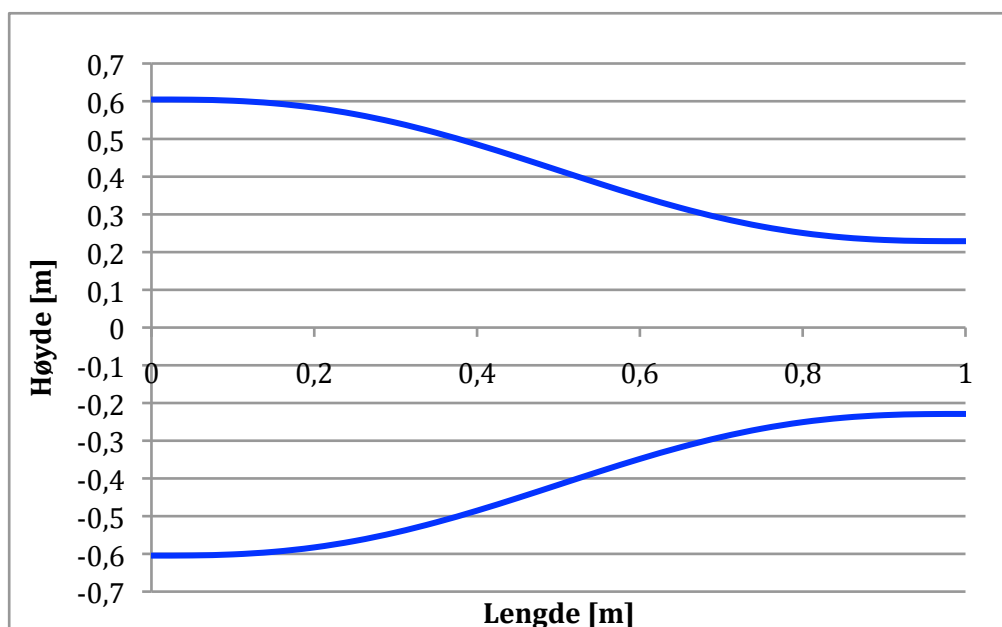
En kontraksjonsenhet øker gjennomsnittshastigheten til fluidet. Den vil også redusere flukterende hastighetsvariasjoner. Det er i samråd med instituttet bestemt at lengden på kontraksjonsenheten skal være 1 meter, arealforholdet mellom inn- og utløp skal være 3, og bredden skal være 500 mm ved innløpet. Det er arealforholdet til kontraksjonsenheten som er styrende for arealforholdet til diffusoren. Veggprofilen er viktig for at riktig effekt skal oppnås. Funksjonen som i litteraturen er beskrevet som designstandard, er et femteordens polynom utarbeidet av Bell og Metha (Brassard, 2003, Bell and Mehta, 1988). Denne kurven er gitt av

$$f(X') = [-10(X')^3 + 15(X')^4 + 6(X')^5](H_{inn} - H_{ut}) + H_i \quad (91)$$

hvor H_{inn} og H_o er henholdsvis høyden inn og ut av kontraksjonsenheten målt fra senterlinjen, og X' er gitt av

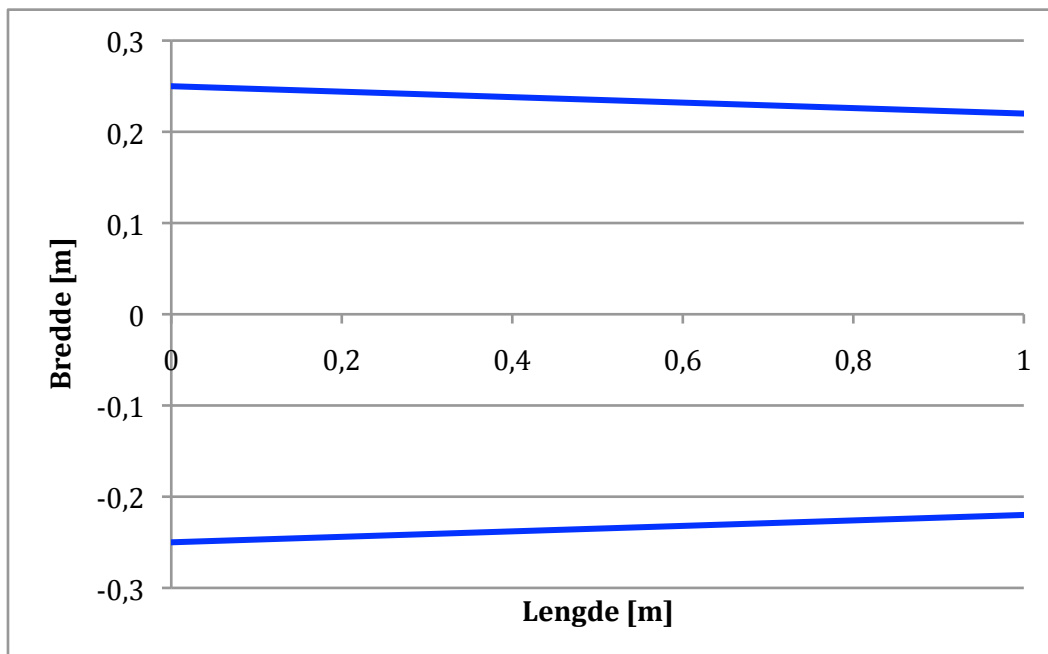
$$X' = \frac{X}{L} \quad (92)$$

L er lengden av kontraksjonen, og X er et punkt på x-aksen. Siden arealforholdet skal være lik 3 og bredden ved innløpet skal være 500 mm, medfører dette at høyden fra senterlinjen på innløpet blir 0.6 meter. Ligning 91 gir veggkonturen som vist i figur 30.



Figur 30: Kontraksjonsenhet sett fra siden

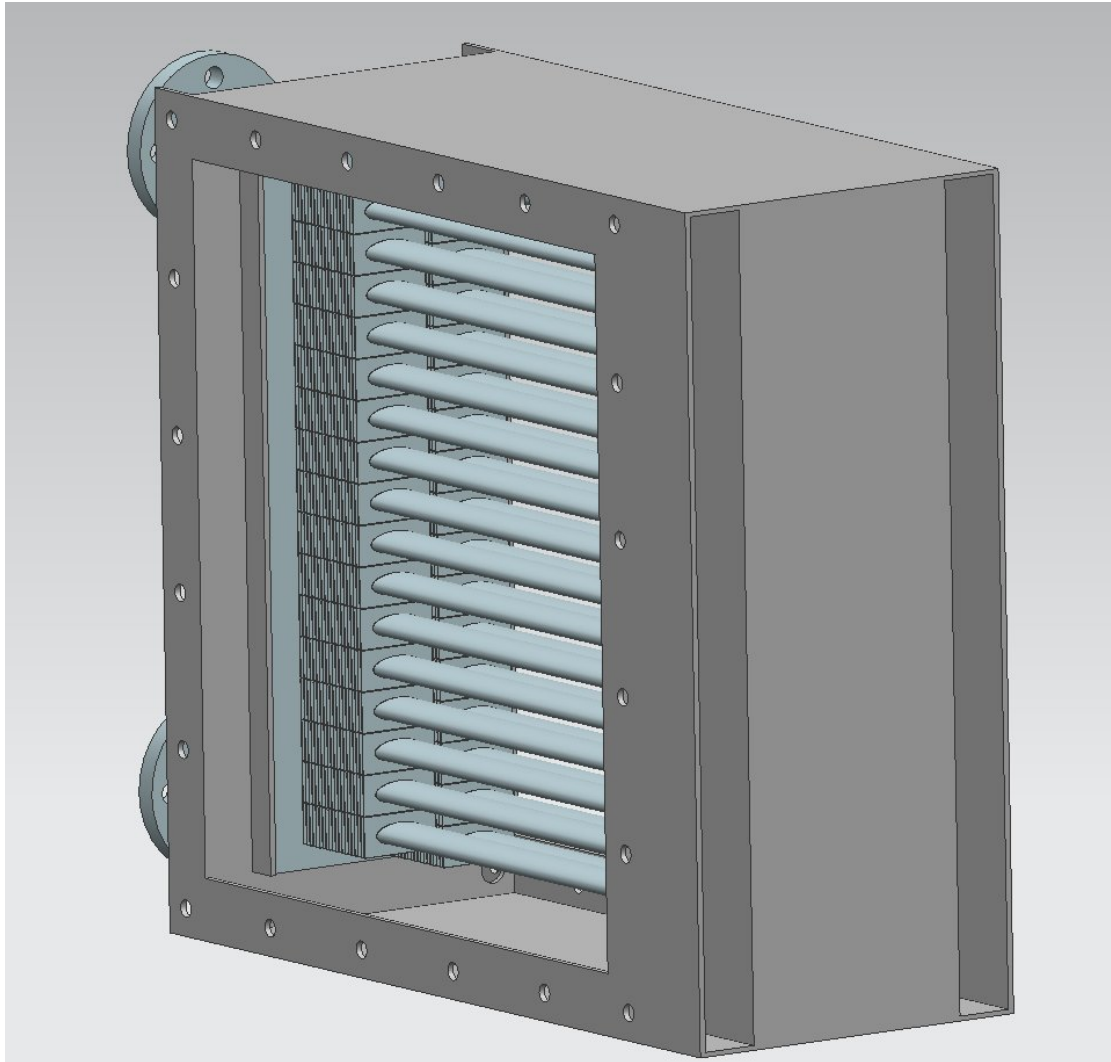
Sett ovenfra skal kontraksjonen ha en lineær profil slik at utløpet tilpasses innløpet på testseksjonen. Her er innløpet 500 mm bredt og utløpet skal være 440 mm. Dette er vist i figur 31.



Figur 31: Kontraksjonsenhet sett ovenfra

9 Testseksjon

I dette tilfellet skal testseksjonen som er vist i figur 32 benyttes. To av disse enhetene er koblet sammen til en enhet.



Figur 32: Testseksjon

Innløpet på mantelsiden av testseksjonen er 458 x 440 mm, og lengden er 481 mm (vedlegg B). Rørsatsen består av 4 vertikale rekker med ovale rør, hvor rektangulære finner er plassert på utsiden. Rørene ligger på tvers av strømningsretningen til luften.

Mediumet som skal benyttes på kjølesiden består av 70 wt% vann, og 30 wt% glykol. Væsken strømmer inn på bunnen av varmeveksleren, og strømmer frem og tilbake i rørene helt til toppen. På toppen strømmer den over i den andre enheten og strømmer frem og tilbake i rørene frem til utløpet i bunnen. Glykol benyttes i blandingen for å unngå korrosjon.

Det er som sagt tidligere viktig at temperaturen på blandingen ligger over duggpunktstemperaturen til luften som strømmer på mantelsiden. På den måten vil kondensasjon på utsiden av rørene unngås, i og med at luften som strømmer på mantelsiden er hentet fra utsiden og har mest sannsynlig en viss luftfuktighet.

På mantelsiden i testseksjonen er maksimal massestrøm som viftene kan levere på ca. 2.5 kg/s. Nødvendig massestrøm av glykol beregnes ut fra at luften skal kjøles fra 200°C til 100°C. Overført effekt i testseksjonen er gitt av

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p (T_{inn} - T_{ut}) \quad (93)$$

Varmekapasiteten, c_p , for luft er tilnærmet 1 kJ/kg·K (Moran and Shapiro, 2004). For maksimaltilfellet, med en massestrøm av luft på 2.5 kg/s, medfører dette en overført effekt på

$$\dot{Q}_{max} = 2.5 \cdot 1(200 - 100) = \underline{250kW}$$

For at denne mengden effekt skal bli overført, må massestrømmen av vann/glykol være lik

$$\dot{m}_{v/g,max} = \frac{250}{3.84 \cdot (90 - 50)} \approx 1.60 \frac{kg}{s}$$

når varmekapasiteten til vann/glykol-blanding er 3.84 kJ/kg·K (vedlegg C), og temperaturen på blandingen skal øke fra 50°C til 90°C gjennom testseksjonen.

Den laveste massestrømmen av vann/glykol er ved lavest mengde luft i testseksjonen. Den laveste massestrømmen med luft settes til 0.2 kg/s. Ved nedkjøling fra 200°C til 100°C, medfører dette en overført effekt på

$$\dot{Q}_{min} = 0.2 \cdot 1(200 - 100) = \underline{20kW}$$

Massestrømmen av vann/glykol blir da

$$\dot{m}_{v/g,min} = \frac{20}{3.84 \cdot (90 - 85)} \approx 1 \frac{kg}{s}$$

Gjennom varmeveksleren er det viktig at en god grad av turbulens oppnås. Det er derfor satt at temperaturdifferansen på vann/glykol-blanding skal være på 5°C ved lavest massestrøm av luft. Dette for at tilstrekkelig hastighet skal oppnås, slik at Reynoldstallet blir høyest mulig.

I samråd med instituttet er det bestemt at Reynoldstallet skal være over 10000 på kjølesiden. Dette for å være sikker på at turbulensen i strømmingen er fullt utviklet. Ved beregning av Reynoldstall er verdiene som ble benyttet gitt i tabell 10.

Parameter	Verdi
Hydraulisk diameter	21 mm
Antall rør per pass i testseksjon	2
Gjennomsnittlig viskositet vann/glykol	0.80 cP

Tabell 10: Verdier for beregning av Reynoldstall

Verdien for hydraulisk diameter er gitt av instituttet. Reynoldstallet basert på massestrøm og hydraulisk diameter er gitt av ligning 94.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_h \cdot N \cdot \bar{\mu}} \quad (94)$$

hvor N er antall rør per rørplass. Reynoldstallet for maksimal massestrøm blir da

$$Re_{\max} = \frac{4 \cdot 1.6}{\pi \cdot 0.021 \cdot 2 \cdot 0.80 \cdot 10^{-3}} \approx 60600$$

og for den minste massestrømmen blir Reynoldstallet

$$Re_{\min} = \frac{4 \cdot 1}{\pi \cdot 0.021 \cdot 2 \cdot 0.80 \cdot 10^{-3}} \approx 38000$$

Som vist er begge verdiene over 10000, noe som viser at kravet er oppfylt.

For å unngå forstyrrelser ved utløpet av testseksjonen, er det i samråd med instituttet bestemt at det bør være 3-5 ganger diameteren av røret med rett rør nedstrøms testseksjonen. Plutselige bend nedstrøms testseksjonen kan skape "uroligheter" inne i testseksjonen som kan gi feil i måledata.

10 Vann/glykol-tank

Fluidet som strømmer på rørsiden av testseksjonen lagres i en tank. Oppstrøms denne står det en reguleringsventil som regulerer mengde fluid ut fra hvilke driftsbetingelser som skal oppnås. Nedstrøms tanken skal det plasseres en pumpe for å drive kjølemediet gjennom kretsen. I samråd med instituttet er det bestemt at tanken skal romme ca. 100 liter.

11 Varmeveksler kjølesystem

Væsken som strømmer i systemet er en blanding av vann og glykol. Denne væsken skal kjøles ned ved hjelp av ferskvann. Det er valgt å benytte en platevarmeveksler for denne oppgaven. Varmeveksleren er designet ut fra maksimal mengde vann/glykol som er nødvendig i systemet.

Disse beregningene viser at platevarmeveksleren må designes med en minimum og maksimum massestrøm på henholdsvis 1 kg/s og 2 kg/s. Trykket på innløpet av varmeveksleren er i samråd med instituttet satt til å være over 2 bar slik at

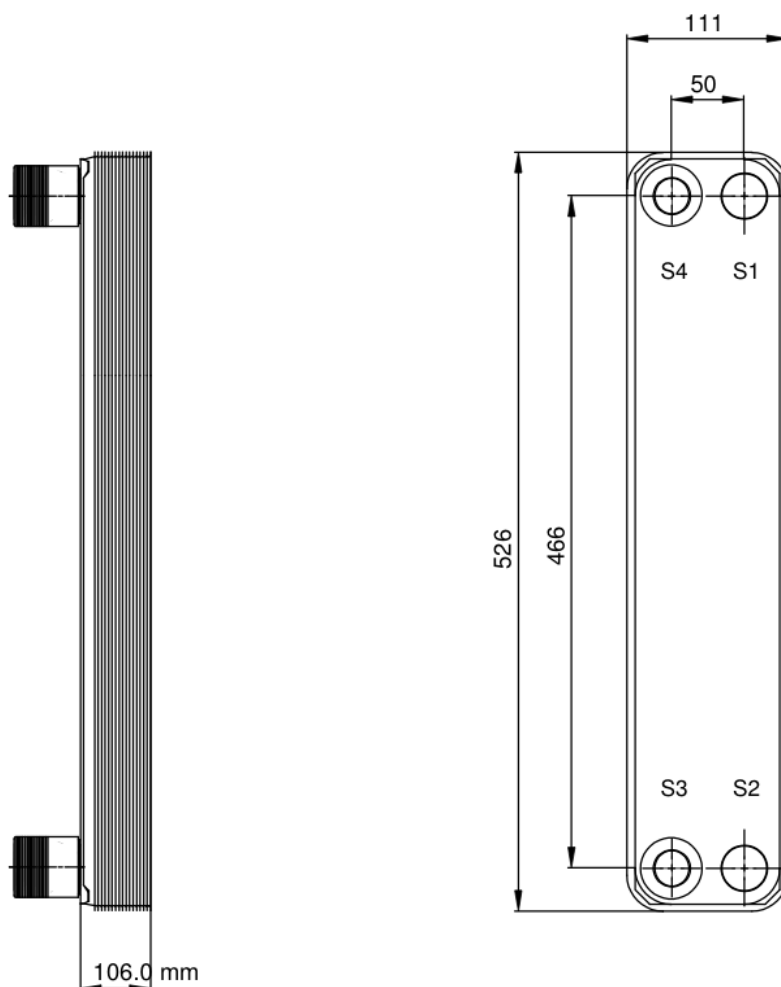
trykktap gjennom platevarmeveksler, testseksjon og rørrangement blir tatt høyde for. Spesifikasjonene for platevarmeveksleren er gitt i tabell 11.

Parameter	Vann/glykol	Ferskvann
Tillatt trykktap [bar]	0.5	0.5
Innløpstemperatur [°C]	90	10
Utløpstemperatur [°C]	50	70
Massestrøm [kg/s]	2	1.2
Varmekapasitet [kJ/kg·K]	3.84	4.17

Tabell 11: Verdier for dimensjonering av platevarmeveksler

Inn- og utløpstemperatur på ferskvannssiden av platevarmeveksleren ble satt til henholdsvis 10°C og 70°C, noe som resulterer i en massestrøm av ferskvann på ca. 1.2 kg/s ved maksimale betingelser.

Designet av varmeveksleren er gjort av Alfa Laval ut fra de spesifikasjonene som er gitt over. Varmeveksleren er designet ut fra maksimalbetingelsene for prosessen. Dimensjonene på varmeveksleren er vist i figur 33, andre data er gitt i vedlegg C.



Figur 33: Dimensjoner på platevarmeveksler

13 Rør i kjølesystemet

I samråd med instituttet er det bestemt at hastigheten i rørene ikke skal overskride 1m/s. Ved maksimal massestrøm på 2 kg/s kan rørdiameteren beregnes. Dette er en liten overestimering ut fra den beregnede verdien på 1.6 kg/s. Tettheten på vann/glykol-blandingen er 1021 kg/m³ (vedlegg C).

$$\frac{2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1021 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.00196 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Ved 1 m/s vil dette tilsvare et tverrsnittareal på 0.00196 m². Diameteren på rørene som skal benyttes i kjølesystemet må derfor være ca. 50 mm. For å unngå varmetap på transportstrekningene til fluidet mellom komponenter, kan det være hensiktsmessig å isolere rørene på utsiden.

13.1 Overgang til komponenter

De ulike komponentene i kjølesystemet har ulike diametre på inn- og utløp. Det vil derfor være nødvendig å lage overganger fra rørene på 50 mm til de ulike inn- og utløpene.

13.1.1 Testseksjon

Inn- og utløp på testseksjonen har diameter på 33.7 mm. Det må derfor lages to overganger fra 50 mm ned til 33.7 mm. Ut fra teknisk tegning (vedlegg B) ser det ut til at rørene må festes til testseksjonen med flensepakninger og bolter.

13.1.2 Platevarmeveksler

Inn- og utløp for vann/glykol-blandingen er henholdsvis S4 og S3 som er vist i figur 33. Det må lages overgang fra 50 mm rør til denne koblingen.

13.1.3 Pumpe

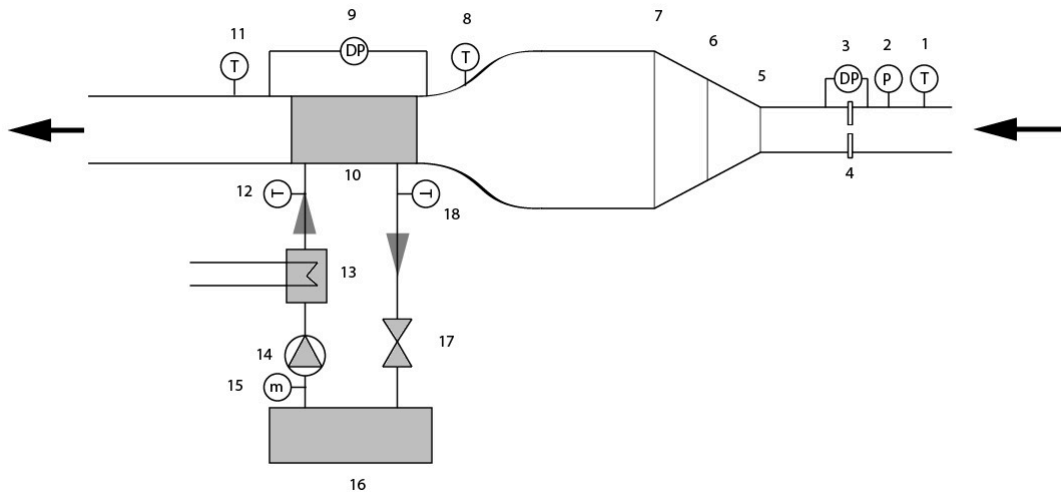
Rørtilslutningen på pumpen skal være 40 mm. Det må derfor ordnes en overgang fra 50 mm rør til 40 mm. Rørene på inn- og utløp festes med flensepakninger og bolter.

13.2 Ventil

Det må installeres en ventil oppstrøms vann/glykoltanken. Denne ventilen skal ha som oppgave å justere mengden vann/glykol som strømmer gjennom kjølesystemet.

14 Instrumentering

Det er veldig viktig at både temperatur og trykk kan overvåkes ved flere punkter på forsøksriggen. Samtidig må massestrømmen av vann/glykol på kjølesiden av testseksjonen kontrolleres. Plassering av instrumenter er gitt i figur 35.



Figur 35: Instrumentering og hovedkomponenter

De ulike punktene i figur 34 er

1:	Pt100-sensor	9:	DP-celle	15:	Massestrømsmåler
2:	Trykktransmitter	10:	Testseksjon	16:	Vann/glykol-tank
3:	DP-celle	11:	Pt100-sensor	17:	Reguleringsventil
4:	Blendeplate	12:	Pt100-sensor	18:	Pt100-sensor
5,6 og 7:	Plater for grensesjikt kontroll	13:	Platevarmeveksler		
8:	Pt100-sensor	14:	Pumpe		

14.1 Temperatur

Det eksisterer i hovedsak to typer målere for temperatur. Dette er instrument med enten termoelement eller motstandelement.

14.1.1 Termoelement

Måleren består av to metalltråder av ulike materialer. De to trådene genererer spenning som en følge av temperaturforskjell. Det finnes mange forskjellige kombinasjoner av metaller for de to trådene. Som en konsekvens av dette er det utarbeidet en standard. Denne er vist i tabell 12.

Type	Temperaturområde [°C]
B	20 – 1820
E	-270 – 910
J	-210 – 1200
K	-270 – 1370
N	-270 – 1300
R	-50 – 1760
S	-50 – 1760
T	-270 – 400

Tabell 12: Standarder for termoelement (PicoTechnology)

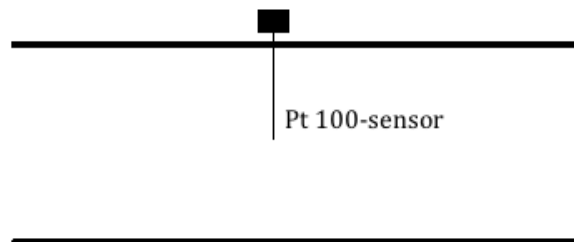
14.1.2 Motstandselement

I enkelte materialer vil variasjoner i temperatur endre den elektriske motstanden i materialet. Dette gjelder blant annet platina, som er det mest brukte materialet for denne anvendelsen.

Disse målerene blir kalt Pt100-følere. De har høy nøyaktighet, og er stabile over tid. I og med at dette er den mest nøyaktige måleren, foreslås denne typen til forsøksriggen.

14.1.3 Plassering av temperaturinstrument

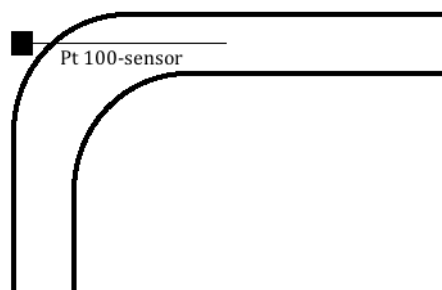
Første målepunkt for temperatur skal plasseres oppstrøms blendeplaten. Dette er viktig for å kunne beregne tettheten til luften, slik at den riktige massestrømmen kan beregnes. Det er foreslått å benytte Pt100-følere. Rørdiameteren er på dette punktet så stor at det ikke er fare for at veggtemperaturen innvirker på måleresultatet. Målepunktet kan derfor plasseres midt i røret, som vist i figur 36.



Figur 36: Plassering av Pt100-føler

Oppstrøms og nedstrøms testseksjonen skal det også plasseres temperaturfølere. Dette for å kunne måle temperaturdifferansen, og dermed avgitt effekt. Det er også her valgt å benytte Pt100-følere. Oppstrøms testseksjonen kan temperatursensoren plasseres på kontraksjonsenheten. Nedstrøms monteres sensoren på røret. Den foreslåtte Pt100-føleren for luftsiden er en Pt100 TOPW-1 med innstikkslengde 200 mm. Denne typen føler kan benyttes for alle tre lokasjoner på luftsiden. Datablad for føleren er gitt i vedlegg E.

I kjølesystemet til testseksjonen må det også plasseres temperaturfølere. Her er det også nødvendig å plassere følere både oppstrøms og nedstrøms testseksjonen for å kunne måle temperaturredifferansen. Her vil rørdiameteren være så liten at veggtemperaturen i røret vil kunne påvirke målekolben. Det er derfor foreslått å måle temperaturen i et rørbend som vist i figur 37. På denne måten vil målekolben bli så lang at veggtemperaturen ikke påvirker målingen.



Figur 37: Plassering av Pt100-føler i kjølekrets

For denne anvendelsen foreslås det en Pt100 MBT 3260 med innstikksslengde på 50 mm (vedlegg F). Denne kan leveres av Øwre-Johnsen AS.

14.2 Trykkmålere

Ved blendeplaten plasseres en trykkmåler og en DP-celle. Trykkmåleren plasseres på oppstrømssiden, og benyttes for å kunne anslå tettheten av luften med størst mulig nøyaktighet, mens DP-cellen måler trykkfallet over blendeplaten slik at massestrømmen kan beregnes ut fra ligning 80. For måling av det statiske trykket oppstrøms blendeskiven foreslås en trykktransmitter som har måleområde 0-1.6 bar absolutt trykk. Transmitteren kan leveres av IKM Instrutek AS, er produsert av Tecsis og er av typen Tecsis 3276 (vedlegg G). Ved boring av målepunkter skal det drilles 90° rett på røret. Ved gjennomregning av rørveggen på innsiden må det sees til at det ikke er metallspen og lignende ved innsiden. Borrehullet skal være sirkulært. Dette er i henhold til ISO 5167-2.

Den foreslåtte DP-cellen for bruk over blendeplaten kan leveres av Øwre-Johnsen AS, og er av typen Sitrans P DS III som er produsert av Siemens. Denne cellen kan justeres til ønsket måleområde. Det anbefales at måleområde justeres til 0-5000 Pa. Selv om kravet er at trykktapet ikke skal overstige 3000 Pa over blendeplaten, er det viktig at cellen ikke går i metning om trykktapet skulle være litt høyere. Datablad for DP-cellen er gitt i vedlegg H.

Det må også plasseres en DP-celle over testseksjonen for å overvåke trykktapet. Det foreslås at denne cellen skal være av samme type som den over blendeskiven. Denne cellen justeres også for måleområdet 0-5000 Pa.

14.2.1 Plassering av trykkmålere

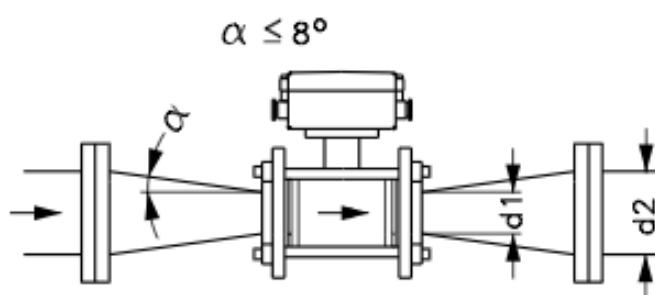
DP-cellen som skal monteres ved blendeplaten plasseres på flensepakningen, 25.4 mm i senteravstand fra blendeplaten i henhold til ISO 5167-2 (se kapittel 5.2). Grunnen til at måling på flensepakningene skal benyttes, er at blendeskiven

skal kunne skiftes ut ved for stort trykkfall. Trykktransmitteren som skal benyttes til å anslå tettheten på luften plasseres oppstrøms blendeplaten.

DP-cellen som skal benyttes over testseksjonen er av samme type som den over blendeskiven. Målepunktene for trykk monteres oppstrøms testseksjonen ved utløpet av kontraksjonsenheten, og nedstrøms testseksjonen rett ved utløpet.

14.3 Mengdemåler

Det er nødvendig å montere en volumstrømsmåler nedstrøms vann/glykol-tanken for å kontrollere mengden som strømmer inn på testseksjonen. Mengdemåleren som foreslås for forsøksriggen er produsert av Siemens, og er av typen MAG 5100 W PN40. Måleren kan leveres av Øwre-Johnsen AS. Det vil være nødvendig å lage en kobling mellom rørene som fører kjølemediumet og mengdemåleren. Dette er illustrert i figur 38.

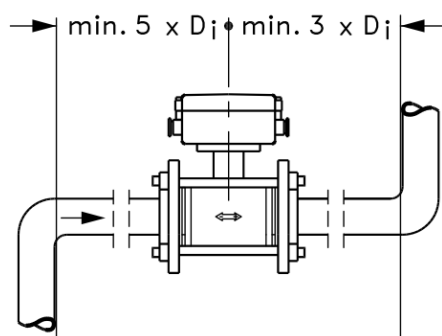


Figur 38: Tilpassing mengdemåler

I figur 38 er $d_1 = 40\text{mm}$, og $d_2 = 50\text{mm}$.

14.3.1 Plassering av mengdemåler

Det er viktig at volumstrømsmåleren alltid er helt fylt med væske. Minimum lengde med rett rør oppstrøms måleren må være 5 ganger diameteren av røret, og nedstrøms skal lengden med rett rør være minimum 3 ganger diameteren av røret. Avstanden er målt fra sentrum av måleren. Dette er vist i figur 39.



Figur 39: Plassering av mengdemåler

Andre spesifikasjoner for volumstrømsmåleren er gitt i vedlegg I.

14.4 Tilkobling av instrumenter

Alle instrumentene må kobles opp mot et datasystem slik at måledata kan avleses. Samtlige av de foreslåtte instrumentene har tilkoblingmulighet med utgangssignal på 4-20 mA (milliampere). Det er i samråd med instituttet bestemt at alle måledata skal loggføres med et Fieldpoint Dataloggeprogram.

15 Datareduksjonsprosedyre

En datareduksjonsprosedyre er utarbeidet for å kunne konvertere måldata til varmeovergangstall og trykktapskoeffisienter. Under følger datareduksjon for henholdsvis varmeovergangstall og trykktapskoeffisienter

15.1 Varmeovergang

Varmeovergangstallet er beregnet ut fra det totale varmeovergangstallet som er gitt i ligning 95.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_{tot} \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (95)$$

hvor

U	W/m ² ·K	Totalt varmeovergangstall
Q	W	Overført effekt
A _{tot}	m ²	Totalt varmeovergangsareal
ΔT _{LMTD}	K	Logaritmisk middeltemperaturdifferanse

Ut fra denne ligningen kan varmeovergangstall på luftsiden finnes. Varmeovergangstallet er avhengig av mange faktorer, blant annet finnevirkningsgraden. Varmeovergangstallet på luftsiden er gitt i ligning 96.

$$h_y = \left[\frac{1}{U} - \left(R_{f,y} + \frac{d_y}{2k_w} \ln\left(\frac{d_y}{d_i}\right) + \frac{d_y}{d_i} \left(\frac{1}{h_i} + R_{f,i} \right) \right) \right]^{-1} \cdot \frac{A_{tot}}{\psi \cdot A_f + A_{rør}} \quad (96)$$

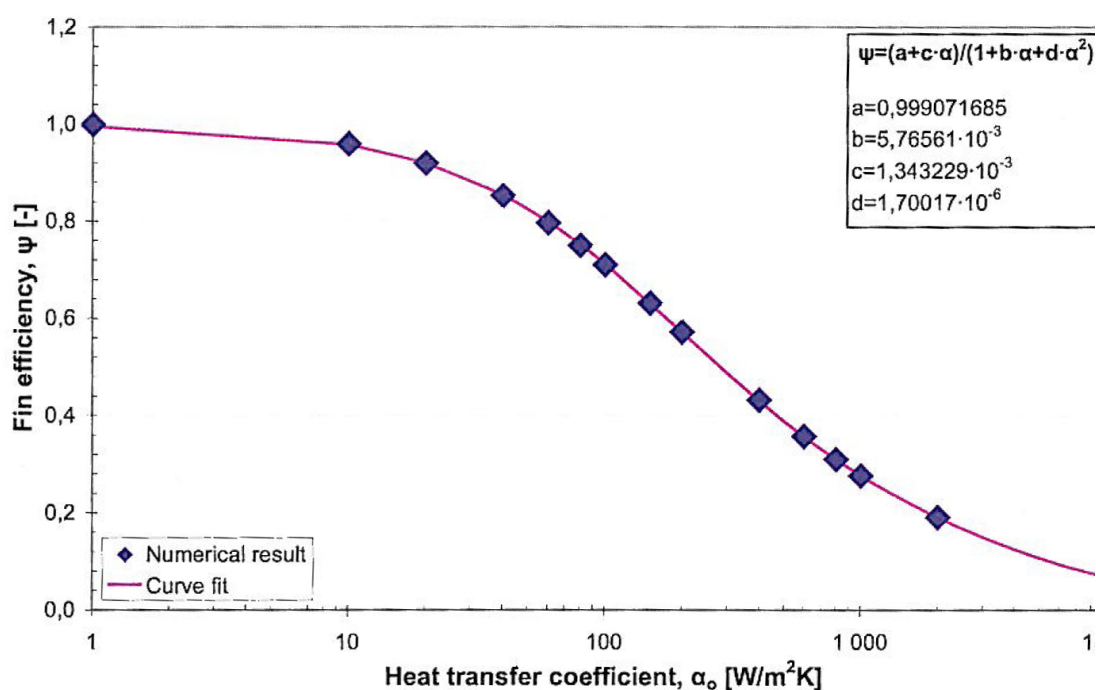
På kjølesiden er det stilt som et krav at strømmingen skal være turbulent. Varmeovergangstallet på rørsiden beregnes dermed med Petukovs relasjon, som senere har blitt modifisert av Gnielinski (Næss, 2007).

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} = \frac{(\text{Re}_i - 10^3) \cdot \text{Pr}_i^{c_f/2}}{1.07 + 12.7 \cdot (\text{Pr}_i^{2/3} - 1) \cdot \sqrt{c_f/2}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (97)$$

hvor $c_f/2$ er gitt av

$$\frac{c_f}{2} = (4.639 - 2.236 \ln(\text{Re}_i))^{-2} \quad (98)$$

Det er viktig å inkludere varmeovergangsmotstanden, Ψ , i finnene når varmeovergangstallet skal beregnes. Erling Næss påpekte i sin doktoravhandling (Næss, 2007) at det ikke finnes noen løsning i litteraturen for beregning av finnevirkningsgrad når rørene er elliptiske med rektangulære finner. Det ble derfor gjennomført en simulering i FEM-tool Comsol Multiphysics. Utvikling av finnevirkningsgrad i forhold til varmeovergangstall på luftsiden er vist i figur 40.



Figur 40: Finnevirkningsgrad mot varmeovergangstall (Næss, 2007)

Finnevirkningsgraden for elliptiske rør med rektangulære finner er gitt av

$$\psi = \frac{0.999071685 + 1.343229 \cdot 10^{-3} \cdot h_y}{1 + 5.76561 \cdot 10^{-3} \cdot h_y + 1.70017 \cdot 10^{-6} \cdot h_y^2} \quad (99)$$

15.2 Trykktap

Trykktapet over rørene i testseksjonen er gitt av

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_a \quad (100)$$

hvor Δp_f er trykktapet på grunn av friksjon som også inkluderer trykktap ved inn- og utløp på testseksjonen, og Δp_a er trykktapet som følge av akselerasjon eller deselerasjon av strømningsmediet gjennom testseksjonen. Trykktapet som følge av akselerasjon kommer som en følge av endringer i strømningsareal og fluidets tetthet. Dette trykktapet er gitt i ligning 101 (Næss, 2007, Kays and London, 1984).

$$\Delta p_a = \frac{m''^2}{2} \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (101)$$

Hvor m'' er massefluksen i det trangeste arealet i testseksjonen, og ρ_1 og ρ_2 er tettheten av luften ved henholdsvis inn- og utløp.

Trykkmålinger på testtriggen gjennomføres ved adiabatisk betingelser med neglisjerbare temperaturdifferanser på inn- og utløp. Trykktapet over testseksjonen er også forventet å være lite i forhold til atmosfæretrykket. Tettheten forventes derfor å være tilnærmet lik på inn- og utløp.

Euler-tallet er en dimensjonsløs parameter som er vanlig å bruke ved analyse av strømningsdynamikken til et fluid hvor trykktapet er en viktig variabel. Euler-tallet kan beregnes fra ligning 102 (Næss, 2007).

$$Eu = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{N_L \cdot m''^2} \quad (102)$$

16 Usikkerhetsanalyse

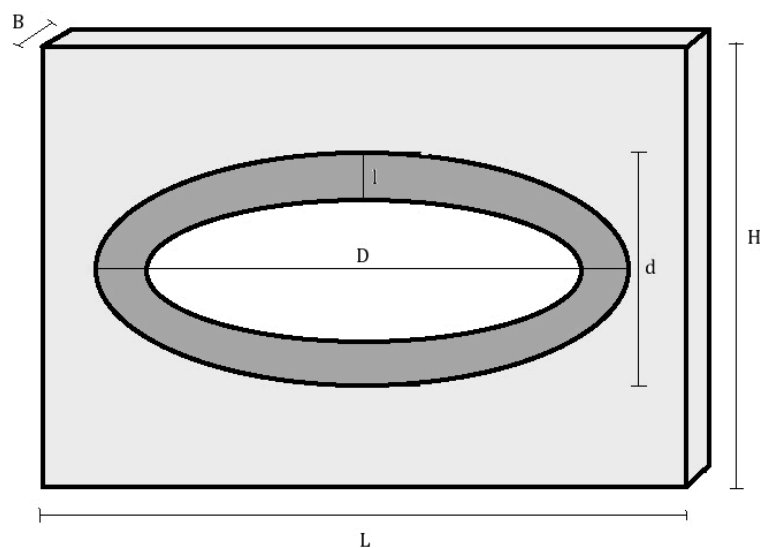
Når det skal gjennomføres et forsøk vil det være nødvendig å vite usikkerheten i de målte verdiene. Det er i denne analysen funnet total usikkerhet i målt varmeovergangstall på luftsiden og målt trykktap over testseksjonen. Hele usikkerhetsanalysen i forhold til varmeovergangstallet baserer seg på ligning 95 gitt i datareduksjonsprosedyren, mens usikkerhetsanalysen i forhold til trykktap baserer seg på ligning 102.

16.1 Usikkerhet i varmeovergang

For å kunne komme frem til den totale usikkerheten i målt varmeovergangstall på luftsiden må alle parametre som innehar en usikkerhet tas med i beregning. Varmeovergangstallet på luftsiden, h_y , er en parameter som inngår i det totale varmeovergangstallet, U . Derfor er det først kommet frem til usikkerheten i det totale varmeovergangstallet ved å benytte ligning 95. Under følger usikkerhetsberegning for de ulike parametrene som inngår i denne ligningen.

16.1.1 Usikkerhet i varmeovergangsareal

Testseksjonen som benyttes har en kompleks geometri. For å beregne usikkerhet i overflatearealet må mange faktorer medregnes. Figur 41 viser et tversnitt av et rør i testseksjonen med tilhørende finne.



Figur 41: Tversnitt av rør i testseksjon

De ulike målene på figuren har en usikkerhet. Antall finner er beregnet ut fra antall finner det er plass til per rør ut fra senteravstand mellom finnene. Disse usikkerhetene er gitt av instituttet, og er listet i tabell 13.

Parameter	Verdi [mm]	Usikkerhet [\pm mm]
D	36	0.2
d	14	0.2
B	0.5	0.005
L	55	0.2
H	26	0.2
l	2	0.005
Senteravstand mellom finner, S	3.5	0.1
Lengde rør	420	0.2
Antall finner	7854	-
Antall rør	66	-

Tabell 13: Parametre som inngår i arealusikkerhet

Ut fra de nominelle verdiene er det totale varmeovergangsarealet, A_{nom} , beregnet til å være 18.3 m². Med de gitte usikkerhetene er usikkerheten i varmeovergangsarealet gitt av

$$\frac{\delta A}{A_{nom}} = \sqrt{\left(\frac{\delta A_D}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_d}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_B}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_L}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_H}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_l}{A_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_{lengde}}{A_{nom}}\right)^2}$$

De ulike usikkerhetene som inngår i ligningen over er beregnet ved å variere hver enkelt parameter. Den totale usikkerheten i areal er beregnet til å være 1.13%. Dette tilsier at ytre varmeovergangsareal av testseksjonen er 18.3 \pm 0.21 m².

16.1.2 Usikkerhet i overført effekt

Overført effekt er beregnet individuelt for luft- og vann/glykol-strømningen. Middelerdien er dermed benyttet for å oppnå høyest grad av nøyaktighet. Uttrykket for overført effekt er dermed gitt av ligning 103.

$$\dot{Q}_{nom} = \frac{1}{2} \left[\dot{m}_{luft} \cdot c_{p,luft} \cdot \Delta T_{luft} + \dot{m}_{v/g} \cdot c_{p,v/g} \cdot \Delta T_{v/g} \right] \quad (103)$$

Ut fra denne ligningen vil usikkerheten i overført effekt være

$$\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}_{nom}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{Q}_{\dot{m}_{luft}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{c_p,luft}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{T_{luft,inn}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{T_{luft,utt}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{\dot{m}_{v/g}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{c_p,v/g}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{T_{v/g,inn}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_{T_{v/g,utt}}}{\dot{Q}_{nom}}\right)^2}$$

Usikkerheten av de ulike parametrene er funnet i de neste underkapitlene.

Måling av strømningsrate

Massestrømmen av luft som strømmer på mantelsiden av testseksjonen blir målt over en blendeskive, mens massestrømmen av vann/glykol på rørsiden blir målt med en volumstrømsmåler.

Strømningsrate luft

Massestrømmen over blendeskiven er gitt av ligning 80. Fra ISO 5167-1 er usikkerheten i målt massestrøm gitt av

$$\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta \epsilon}{\epsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \Delta p}{p}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \rho_1}{\rho_1}\right)^2} \quad (104)$$

Ligning 104 viser at usikkerheten av målt massestrøm over en blendeskive er gitt av usikkerheten i mange parametre. Diameter av rør og blendeåpning er målt ved referansetemperatur, og det må derfor tas høyde for at røret og blendeåpningen kan utvide seg noe ved temperaturøkning. Usikkerhet i forbindelse med tapskoeffisient, C, og ekspansjonsfaktor, ϵ , er gitt i ISO 5167-2. Usikkerheten av tapskoeffisienten, C, er gitt av

- (0.7- β)% for $0.1 \leq \beta < 0.2$

- 0.5% for $0.2 \leq \beta < 0.6$

- (1.667 β -0.5)% for $0.6 < \beta \leq 0.75$

og usikkerheten av ekspansjonsfaktoren er

$$3.5 \frac{\Delta p}{\kappa \cdot p_1} \%$$

hvor Δp er trykktapet over blendeskiven, κ er en konstant som er lik 1.4 for luft (Moran and Shapiro, 2004), og p_1 er trykket oppstrøms blendeskiven. Usikkerheten i ekspansjonsfaktoren beregnes ut fra maksimal strømming på 0.6 kg/s og 2.5 kg/s for henholdsvis den minste og største blendeplaten. Dette fordi trykktapet over blendeskiven er størst ved den maksimale massestrømmen.

Tettheten av luft kan med ganske stor nøyaktighet beregnes ut fra følgende ligning

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (105)$$

hvor

ρ	kg/m ³	Tetthet
p	Pa	Trykk
R	J/kg·K	Gasskonstant
T	K	Temperatur

Gasskonstanten, R , er gitt av R_0/M hvor R_0 er 8314 J/kg·K, og M er den molare massen av luften. Den molare massen av luft vil variere med luftfuktigheten. Det er i denne usikkerhetsanalysen valgt å gjøre antagelsen at minimum luftfuktighet er ved en duggpunktstemperatur på 0°C om vinteren, og at maksimum luftfuktighet er ved en duggpunktstemperatur på 20°C om sommeren. Ved disse betingelsene er maksimalt partialtrykket av vanndamp gitt i tabell 14.

Temperatur [°C]	Partialtrykk vanndamp [Pa]
0	611
20	2339

Tabell 14: Partialtrykk vanndamp (Moran and Shapiro, 2004)

For å beregne den molare massen av luften ved de gitte betingelsene er ligning 106 benyttet.

$$M = \frac{p_{\text{vann}}}{p} M_{\text{vann}} + \frac{p - p_{\text{vann}}}{p} M_{\text{luft}} \quad (106)$$

hvor $M_{\text{vann}} = 18.02$ kg/kmol og $M_{\text{luft}} = 28.97$ kg/kmol (Moran and Shapiro, 2004). Ut fra disse verdiene er $M_{\text{maks}} = 28.90$ kg/kmol og $M_{\text{min}} = 28.72$ kg/kmol. Gasskonstanten er som beskrevet tidligere gitt av R_0/M , noe som gir

$$R_{\text{maks}} = 289.51 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$R_{\text{min}} = 287.64 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

Usikkerheten i gasskonstanten er beregnet ved hjelp av en normalfordeling.

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{R_{\text{maks}} - R_{\text{min}}}{\frac{1}{2}(R_{\text{maks}} + R_{\text{min}})} = 0.0065$$

Usikkerheten i temperatur er gitt av instrumenteringen. Pt100-følere har i følge insituttet en usikkerhet på $\pm 0.1\text{K}$, når føleren er kalibrert. Det statiske trykket oppstrøms blendeskiven skal måles med en trykktransmitter. Usikkerheten i dette måleinstrumentet er gitt av databladet, 0.5%. De beregnede usikkerhetene for beregning av tetthetsusikkerheten er gitt i tabell 15.

Parameter	Usikkerhet
Trykk	0.005
Temperatur	0.00021
Gasskonstant	0.0065

Tabell 15: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i tetthet

Usikkerheten i tetthet er dermed gitt av

$$\frac{\delta \rho}{\rho} = \sqrt{\left(\frac{\delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\delta R}{R}\right)^2}$$

De ulike usikkerhetene for beregning av usikkerhet ved måling av massestrøm på luftsiden er gitt i tabell 16.

1) For henholdsvis lav og høy massestrøm luft

Parameter	Uttrykk	Usikkerhet (liten blende/stor blende)
Tapskoeffisient	$\delta C/C$	0.005 - 0.0075 ¹⁾
Ekspansjonsfaktor	$\delta \epsilon/\epsilon$	0.00068 - 0.0011 ¹⁾
Rørdiameter	$\delta D/D$	0.0016
Blendeåpning	$\delta d/d$	0.001 - 0.00064 ¹⁾
Trykktap	$\delta \Delta p/\Delta p$	0.005
Tetthet	$\delta \rho/\rho$	0.0082

Tabell 16: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i massestrøm luft

Ved disse betingelsene vil usikkerheten ved massestrøm på 0.2-0.6 kg/s (blendeåpning 144 mm) være 0.68%, og ved 0.6-2.5 kg/s (blendeåpning 235 mm) vil usikkerheten være 0.90%.

Strømningsrate vann/glykol

Raten av vann/glykol som strømmer på rørsiden av testseksjonen skal måles med en volumstrømsmåler. Volumstrømsmåleren er av typen MAG 5100 W og er produsert av Siemens. Usikkerheten er av leverandør opplyst å være 0.5%.

Varmekapasitet luft og vann/glykol

Varmekapasiteten til luft og vann/glykol-blandingen er heholdvis 1 og 3.84 kJ/kg·K. Det er for både luften og vann/glykol-blandingen satt en usikkerhet i varmekapasiteten på ± 0.02 kJ/kg·K. Dette er gjort på grunnlag av at luftfuktigheten kan variere, og at blandingsforholdet i vann/glykol-blandingen kan avvike noe fra det bestemte blandingsforholdet på 30% glykol og 70% vann.

Total usikkerhet i overført effekt

Ut fra de beregnede usikkerhetene, kan usikkerheten i overført effekt beregnes. De ulike usikkerhetene er gitt i tabell 17.

Parameter	Usikkerhet	Enhet
Massestrøm luft	0.2-0.6 kg/s: 0.68 0.6-2.5 kg/s: 0.90	%
Varmekapasitet luft	± 0.02	kJ/kg·K
Temperatur luft inn	0.1	K
Temperatur luft ut	0.1	K
Massestrøm vann/glykol	0.5	%
Varmekapasitet vann/glykol	0.02	kJ/kg·K
Temperatur vann/glykol inn	0.1	K
Temperatur vann/glykol ut	0.1	K

Tabell 17: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i overført effekt

Usikkerheten i overført effekt er beregnet ut fra minste og største massestrøm luft. Ved å benytte usikkerhetene som vist i tabell 17, vil usikkerheten i overført effekt være 1.80% og 1.17% ved henholdsvis minste og største massestrøm luft. Årsaken til at usikkerheten er størst ved minste massestrøm luft, er at temperaturdifferansen på kjølemediumet er mye mindre enn ved største massestrøm luft.

16.1.3 Usikkerhet i logaritmisk middeltemperaturdifferanse

Det er antatt at logaritmisk middeltemperaturdifferanse ved beregning av usikkerheten i varmeovergangstallet, er en god antagelse selv om varmeveksleren ikke er en motstrømsvarmeveksler. Dette er gjort med bakgrunn i eksperimenter utført av Erling Næss som viste at avviket mellom metoden med logaritmisk middeltemperaturdifferanse og NTU-metoden var neglisjerbar, og at logaritmisk middeltemperatur derfor er en god tilnærming (Næss, 2007). Den logaritmiske middeltemperaturdifferansen er gitt av

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{luft,inn} - T_{v/g,ut}) - (T_{luft,ut} - T_{v/g,inn})}{\ln\left(\frac{T_{luft,inn} - T_{v/g,ut}}{T_{luft,ut} - T_{v/g,inn}}\right)} \quad (107)$$

For å beregne usikkerheten i denne parameteren er hver enkelt middeltemperaturdifferansen beregnet med variasjon i hver enkelt temperatur. Usikkerheten i temperatur er gitt av instrumenteringen, og uttrykket for beregning er gitt under.

$$\frac{\delta\Delta T_{LMTD}}{\Delta T_{LMTD}} = \sqrt{\left(\frac{\delta T_{luft,inn}}{\Delta T_{LMTD,nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{luft,ut}}{\Delta T_{LMTD,nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{v/g,inn}}{\Delta T_{LMTD,nom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{v/g,ut}}{\Delta T_{LMTD,nom}}\right)^2}$$

Usikkerheten i en kalibrert Pt100-føler kalibrert er gitt av instituttet til å være ± 0.1 K.

Ut fra ligningen over er usikkerheten i logaritmisk middeltemperaturdifferanse beregnet til å være 0.34% og 0.14% for henholdsvis laveste og høyeste massestrøm av luft.

16.1.4 Usikkerhet i totalt varmeovergangstall

Det totale varmeovergangstallet er gitt som U i ligning 95. På samme måte som de andre parametrene er usikkerheten her gitt av

$$\frac{\delta U}{U} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_{LMTD}}{\Delta T_{LMTD}}\right)^2}$$

hvor usikkerhetsparametrene som inngår er beregnet i de forestående kapitlene. Parametrene er gitt i tabell 18.

1) For henholdsvis høy og lav massestrøm luft.

Parameter	Usikkerhet
$\delta Q/Q$	0.0117 – 0.0180 ¹⁾
$\delta A/A$	0.0081
$\delta \Delta T_{LMTD}/\Delta T_{LMTD}$	0.0014 – 0.0034 ¹⁾

Tabell 18: Usikkerhet i totalt varmeovergangstall

Ut fra de beregnede verdiene i tabell 17 er usikkerheten i totalt varmeovergangstall beregnet til å være 2.15% og 1.63% for henholdsvis laveste og høyeste massestrøm.

16.1.5 Usikkerhet i ytre varmeovergangstall

Det ytre varmeovergangstallet kan beregnes ved bruk av ligning 96. Ut fra denne ligningen er de faktorene som inngår i den totale usikkerheten for varmeovergangstallet på luftsiden gitt i tabell 19.

1) og 2): Verdier beregnet ut fra henholdsvis ligning 95 og 97 for laveste og høyeste massestrøm luft

Parameter	Verdi	Usikkerhet
U	ca. 20 – 180 ¹⁾	2.15 – 1.63 %
R _{f,y}	0	0.00005
k _w	50	0.02
h _i	ca. 6500 -10000 ²⁾	0.1
R _{f,i}	0	0.00005

Tabell 19: Usikkerhet i ytre varmeovergangstall

Beleggsmotstanden er i utgangspunktet forventet å være lik 0. Det er allikevel valgt å ta med en usikkerhet på 0.00005 for denne parameteren. Usikkerheten i indre varmeovergangstall er satt til 10%. Dette er et fornuftig estimat i følge doktoravhandlingen til Erling Næss (Næss, 2007). Ut fra disse verdiene er usikkerheten i ytre varmeovergangstall beregnet til å være 2.17% og 2.20% for henholdsvis lav og høy massestrøm av luft. Ved å utelukke usikkerheten i beleggsmotstanden vil usikkerheten i ytre varmeovergangstall være 2.16% og 1.69% for henholdsvis laveste og høyeste massestrøm av luft.

Ut fra ligning 96 kan det sees at de viktigste bidragsyterne til det ytre varmeovergangstallet er beleggsmotstandene, R_{f,y} og R_{f,i}, totalt varmeovergangstall, U, og det indre varmeovergangstallet h_i.

16.2 Usikkerhet i trykktap

Usikkerheten i målt trykktap kan beregnes med utgangspunkt i ligning 102. Eulertallet er en parameter som benyttes ved analyser der trykktapet er en viktig faktor. For å beregne usikkerheten i Eulertallet må usikkerheten i de ulike parametrene som inngår i Eulertallet beregnes. Den totale usikkerheten i Eulertallet er gitt av ligningen under (Næss, 2007).

$$\frac{\delta Eu}{Eu} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{\delta \rho_{\text{luft}}}{\rho_{\text{luft}}}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta \dot{m}_{\text{luft}}}{\dot{m}_{\text{luft}}}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta F_{\text{net}}}{F_{\text{net}}}\right)^2}$$

F_{net} er det trangeste arealt i varmeveksleren som luften strømmer gjennom.

16.2.1 Usikkerhet i trykktap

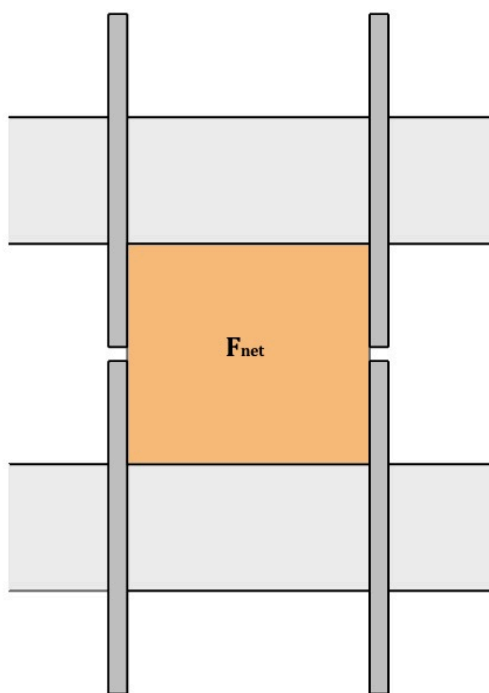
Usikkerheten i måleinstrumentet som er satt over testseksjonen er 0.075%. Det antas at dette er usikkerheten ved full scale. Det er foreslått at DP-cellen skal kalibreres for et måleområde fra 0 – 5000 Pa. Ut fra dette vil usikkerheten være ± 3.75 Pa. Det er i samråd med instituttet bestemt at lavt og høyt trykktap over testseksjonen er henholdsvis 100 og 1500 Pa ved henholdsvis lav og høy massestrøm av luft. Usikkerheten i trykktap, $\delta\Delta p/\Delta p$ er dermed 0.0375 og 0.0025 for henholdsvis lav og høy massestrøm luft.

16.2.2 Usikkerhet i tetthet og massestrøm

Usikkerheten i tetthet og massestrøm for luft er beregnet tidligere i oppgaven. Usikkerheten i tetthet er beregnet til å være 0.0082, og usikkerheten i massestrøm er 0.68% og 0.90% for henholdsvis lav og høy massestrøm av luft.

16.2.3 Usikkerhet i trangeste areal

Det trangeste arealet i varmeveksleren er i samråd med instituttet gitt av arealt mellom finnene i to rør. Rørene ligger på tvers av strømningsretningen for luften, og figur 42 viser F_{net} sett fra luftens strømningsretning.



Figur 42: Illustrasjon av F_{net}

De ulike dimensjonene som inngår i F_{net} med tilhørende usikkerhet er gitt i tabell 13 tidligere i oppgaven. Ut fra avstand mellom rørene, høyde av finner og diameter på rør, er den nominelle verdien for F_{net} beregnet til å være 36 mm². Usikkerheten i F_{net} er funnet ved å variere høyden og bredde på finnene, senteravstand mellom finner og diameter på rør. $\delta F_{net}/F_{net}$ ble beregnet til å være 4.09%.

16.2.4 Usikkerhet i Eulertall

Ut fra de beregnede usikkerhetene kan usikkerheten i Eulertallet beregnes. Usikkerhetsverdiene er gitt i tabell 20.

1) For henholdsvis lav og høy massestrøm av luft

Parameter	Verdi
$\delta\Delta p/\Delta p$	0.0375 – 0.0025 ¹⁾
$\delta\rho/\rho$	0.0082
$\delta m/m$	0.0068 – 0.0090 ¹⁾
$\delta F_{\text{net}}/F_{\text{net}}$	0.0409

Tabell 20: Usikkerhetsverdier for beregning av usikkerhet i Eulertallet

Ut fra disse verdiene er usikkerheten i Eulertallet beregnet til å være 7% og 5.97% for henholdsvis lav og høy massestrøm.

17 Kostnadsestimat

Kostnaden for oppføring av forsøksriggen vil være en funksjon av hvilke materialer som benyttes til konstruksjon av enheter, innkjøp av hovedkomponenter, arbeidstimer og instrumentering. Det er antatt at riggen konstrueres ved NTNU, og derfor er kun direktekostnader tatt med i estimeringen. Det er derfor ikke tatt høyde for kostnader til materialer som skal til for å konstruere diffusor, setningskammer, kontraksjon, vann/glykol-tank og andre komponenter som kan konstrueres ved NTNU. Det er ikke innhentet informasjon om kostnad til rør, rørbend og overganger, så dette estimatet er anslått.

17.1 Kostnad instrumentering

Under følger en liste over hvilke instrumenter som trengs, og et forslag til leverandør.

17.1.1 Temperaturfølere

Instrument	Antall	Pris per stykk	Total pris	Leverandør
Pt100 TOPW-1	3	550,-	1650,-	Limatherm
Pt100 MBT 3260	2	550,-	1100,-	Øwre-Johnsen
SUM			2750,-	

Tabell 21: Kostnad temperaturfølere

17.1.2 Trykkfølere

Instrument	Antall	Pris per stykk	Total pris	Leverandør
Teccis 3276	1	2850,-	2850,-	IKM Instrutek
Sitrans P DSIII	2	9800,-	19600,-	Øwre-Johnsen
SUM			22450,-	

Tabell 22: Kostnad trykkfølere

17.1.3 Mengdemåler

Instrument	Antall	Pris per stykk	Total pris	Leverandør
MAG 5100 W DN40	1	15600,-	15600,-	Øwre-Johnsen
SUM			15600,-	

Tabell 23: Kostnad volumstrømsmåler

Ut fra de innhentede tilbudene vil den totale kostnaden til instrumentering være ca. 40800,- eks. mva.

17.2 Kostnad hovedkomponenter

Det må anskaffes en platevarmeveksler og en pumpe for bruk i kjølesystemet til forsøksriggen.

Komponent	Antall	Pris per stykk	Total pris	Leverandør
Platevarmeveksler	1	7000,-	7000,-	Alfa Laval
Pumpe	1	10500,-	10500,-	K. Lund
SUM			17500,-	

Tabell 24: Kostnad hovedkomponenter

Total kostnad for hovedkomponenter vil være 17500,- eks. mva.

17.3 Kostnad logge- og datautstyr

Det vil være nødvendig med et antall Fieldpoint Dataloggere, samt en PC for å kunne lese av måledata. Det er ikke hentet inn noe pris på dette utstyret, men det er gitt av instituttet at dette har en kostnad på ca. 40000,- eks. mva.

17.4 Kostnad rør og flensepakninger

I oppgaven er det ikke beregnet hvilken lengde med rør som skal til i kjølesystemet. Det er anslått at rør med indre diameter på 50 mm vil koste ca. 100,-/meter, og at det er nødvendig med ca. 5 meter rør. Dette utgjør en rørkostnad på ca. 500,-. Med rørbend og overganger fra rør til komponenter er kostnaden anslått å være ca. 1500,- eks. mva.

Tilstanden til den eksisterende flensepakningen for montering av blendeskive, er ikke kjent. Derfor er innkjøp av ny flensepakning tatt med i beregningen. Instituttet anslo kostnaden til en slik flensepakning å være ca. 4000,- eks. mva.

17.5 Total kostnad

Den totale kostnaden baserer seg som sagt kun på direktekostnader. Ut fra de foregående kapitlene er det kommet frem til en total kostnad for forsøksriggen på ca. 104 000,- eks. mva. Det poengteres at enkelte av kostnadene er grovt estimert, slik at kostnaden kan bli både høyere og lavere enn den anslåtte kostnaden.

18 Konklusjon og forslag til videre arbeid

I denne delen av oppgaven har en komplett forsøksrigg blitt prosjektert. Alle komponenter er dimensjonert på grunnlag av kravspesifikasjoner gitt av instituttet. Minste og største massestrøm av luft er satt til henholdsvis 0.2 og 2.5 kg/s ut fra hva viftene kan levere. Ved ca. 0.6 kg/s og 200°C vil det være nødvendig å bytte ut blendeplaten slik at trykktapet ikke blir for stort. Massestrømmen av vann/glykol er beregnet til å være ca. 1 og 1.6 kg/s for lav og høy massestrøm luft. Det er da antatt en nedkjøling av luften fra 200°C til 100°C.

Komponenter som diffusor og kontraksjonsenhet er dimensjonert ut fra anbefalinger gitt i litteraturen, og i samråd med instituttet. I diffusoren er det foreslått at tre "gauze screens" er tilstrekkelig for å demme opp for turbulensen i strømmen. Om det viser seg at graden av turbulens er for høy ved testing, vil en løsning være å sette inn en "honeycomb" i setningskammeret for å dempe turbulensen ytterligere. Det er også konkludert med at lengden med rett rør nedstrøms testseksjonen skal være minst 3 ganger diameteren til røret. Dette for å unngå forstyrrelser inne i testseksjonen.

Usikkerhetsberegninger gjort på ytre varmeovergangstall og Eulertall er gjennomført. Analysen viste at usikkerheten i ytre varmeovergangstall var på 2.16% og 1.69% for henholdsvis lav og høy massestrøm luft om usikkerhet i beleggsmodstanden ble utelatt. Om beleggsmodstanden ble tatt med i beregningen, var usikkerheten henholdsvis 2.17% og 2.20%. Usikkerheten i trykktap kan ses i sammenheng med Eulertallet. Etter usikkerhetsberegninger ble det funnet at usikkerheten i Eulertallet var 7.00% og 5.97% for henholdsvis lav og høy massestrøm av luft.

Et grovt kostnadsestimat har blitt gjennomført. Det er hentet inn tilbud på instrumentering og noen av hovedkomponentene. Det er antatt at flere av komponentene kan produseres ved NTNU, og de er derfor unnlatt kostnadsestimatet. Det er kommet frem til at den totale kostnaden for forsøksriggen vil være i overkant av 100 000,- eks. mva. Det understrekes at dette er et grovt estimat hvor tilbud på enkelte komponenter som inngår i den totale kostnaden ikke er hentet inn.

Forslag til videre arbeid

Dimensjonering av diffusor og kontraksjonsenhet baserer seg for det meste på informasjon funnet i litteraturen. Det å kunne se hvordan luften oppfører seg gjennom disse enhetene, for så å sammenligne med teorien ville vært en interessant problemstilling.

Den totale kostnaden for forsøksriggen er et grovt estimat. Det vil være nødvendig å innhente ytterligere informasjon vedrørende kostnader til materialer, slik at den totale kostnaden for riggen blir mest mulig nøyaktig.

Kilder

- ANGELI, P. & HEWITT, G. F. 1998. Pressure gradient in horizontal liquid-liquid flows.
- ANGELI, P. & HEWITT, G. F. 1999. Flow Structure in horizontal oil-water flow.
- BANKERWIRE. *Mesh fundamentals* [Online]. Tilgjengelig: http://www.bankerwire.com/mesh_fundamentals.php#apao [Accessed April 2010].
- BEJAN, A. & KRAUS, A. D. 2003. *Heat transfer handbook*.
- BELL, J. H. & MEHTA, R. D. 1988. Contraction design for small low-speed wind tunnels.
- BIRD, R. B., ARMSTRONG, R. C. & HASSAGER, O. 1987. *Dynamics of polymeric liquids*, New York, Wiley.
- BRASSARD, D. 2003. Transformation of a polynomial for a contraction wall profile.
- BRAUNER, N. & ULLMANN, A. 2002. Modeling of phase inversion phenomenon in two-phase pipe flows.
- BRINKMAN, H. C. 1951. *The viscosity of concentrated suspensions and solutions*.
- CHARLES, M. E. & LILLELEHT, L. U. 1966. *Correlation of pressure gradients for the stratified laminar-turbulent pipeline flow of two immiscible liquids*.
- CHHABRA, R. P. 2006. *Bubbles, drops, and particles in non-newtonian fluids*.
- CIOULACHTJIAN & LALLEMAND, M. 2004. *Nucleate pool boiling of binary zeotropic mixtures*.
- DODGE, D. W. & METZNER, A. B. 1959. Turbulent flow of non-newtonian systems.
- IOANNOU, K., NYDAL, O. J. & ANGELI, P. 2004. Phase inversion in dispersed liquid-liquid flows.
- KAKAÇ, S., SHAH, R. K. & AUNG, W. 1987. *Handbook of single-phase convective heat transfer*, New York, Wiley.
- KANDLIKAR, S. G. 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes.
- KANDLIKAR, S. G. & STEINKE, M. E. Flow boiling heat transfer coefficient in minichannels - correlation and trends.

- KAYS, W. M. & CRAWFORD, M. 1980. *Convective heat and mass transfer*, McGraw Hill.
- KAYS, W. M. & LONDON, A. L. 1984. *Compact heat exchangers*, R. R. Donnelley & Sons company.
- LAKE, M. & STANLEY, G. *Two phase fluid flow in horizontal pipes* [Online]. Tilgjengelig: <http://www.pe.utexas.edu/2phaseweb/flowhoriz.html> [Accessed Mai 2010].
- LEBLANC, G. E., SECCO, R. A. & KOSTIC, M. 1999. *The measurement, instrumentation and sensors handbook*, CRC Press LLC.
- MEHTA, R. D. 1977. The aerodynamic design of blower tunnels with wide-angle diffusers.
- MEHTA, R. D. & BRADSHAW, P. 1979. Design rules for small low speed wind tunnels.
- METHA, R. D. 1977. The aerodynamic design of blower tunnels with wide-angle diffusers.
- MORAN, M. J. & SHAPIRO, H. N. 2004. *Fundamentals of engineering thermodynamics*.
- NÆSS, E. 1989. *Varmeovergang ved koking: forelesningsnotat TEP07 Industriell varmeteknikk*.
- NÆSS, E. 2007. *An experimental study of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles and investigation of particulate fouling in waste heat recovery heat exchangers*. PhD, NTNU.
- NÆSS, E. 2009. *Industriell Varmeteknikk: kompendium TEP07*.
- PICOTECHNOLOGY. *Thermocouple application note* [Online]. Pico Technology. Tilgjengelig: <http://www.picotech.com/applications/thermocouple.html> [Accessed April 2010].
- POESIO, P. 2008. Experimental determination of pressure drop and statical properties of oil-water intermittent flow through horizontal pipe.
- TAITEL, Y. & DUKLER, A. E. 1976. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flows.
- THOME, J. R. 2007. *Engineering data book III*.
- WHITE, F. M. 2008. *Fluid mechanics*, McGraw-Hill

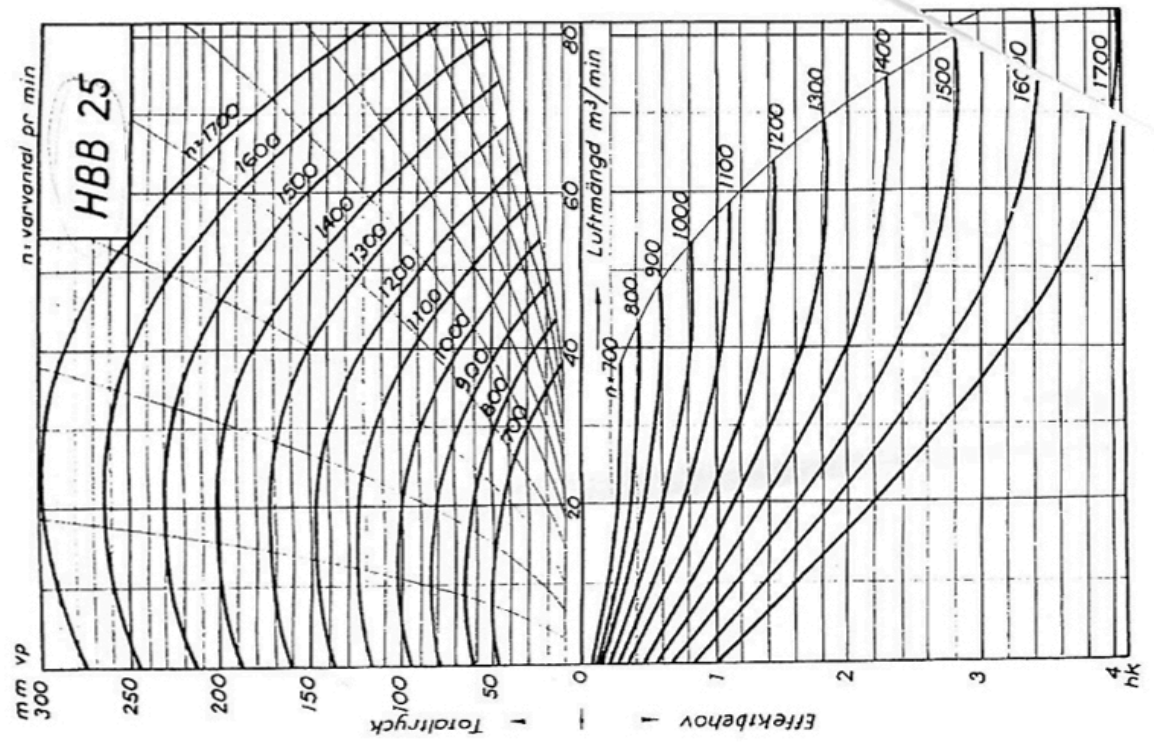
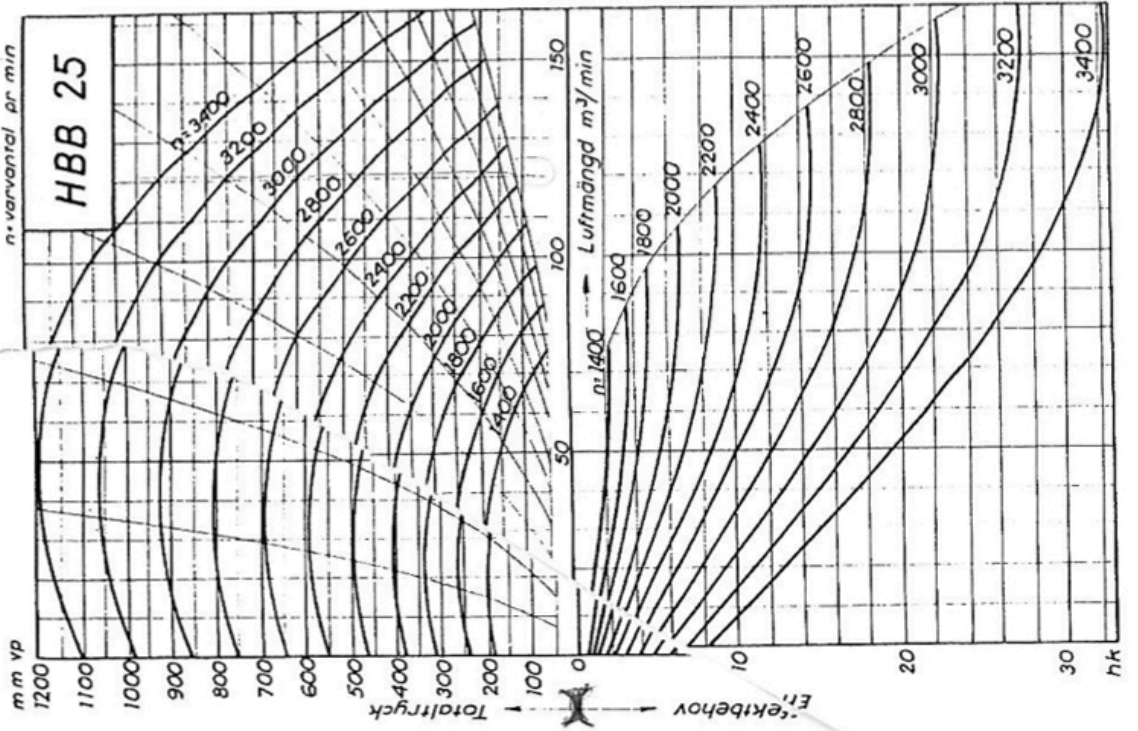
ZHANG, W., HIBIKI, T. & MISHIMA, K. 2005. Correlation for flow boiling heat transfer at low liquid Reynolds number in small diameter channels.

A Viftekurve

Fläkt HBB
Kapacitetuppgifter

354.3-K-1

Sid. 3, Febr. 42



C Platevarmeveksler



CB52 / CBH52

Brazed Plate Heat Exchanger

General information

Alfa Laval introduced its first brazed plate heat exchanger (BHE) in 1977 and has since continuously developed and optimized its performance and reliability.

Brazing the stainless steel plates together eliminates the need for gaskets and thick frame plates. The brazing material seals and holds the plates together at the contact points ensuring optimal heat transfer efficiency and pressure resistance. The plate design guarantees the longest possible life.

The design options of the brazed heat exchanger are extensive. Different plate patterns are available for various duties and performance specifications. You can choose a standard configuration BHE, or a unit designed according to your own specific needs. The choice is entirely yours.

Typical applications

- HVAC heating/cooling
- Refrigerant applications
- Industrial heating/cooling
- Oil cooling

Working principles

The heating surface consists of thin corrugated metal plates stacked on top of each other. Channels are formed between the plates and corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels, usually in counter-current flow for the most efficient heat transfer process.

Standard design

The plate pack is covered by cover plates. Connections are located in the front or rear cover plate. To improve the heat transfer design, the channel plates are corrugated.

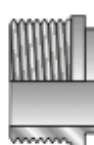


Particulars required for quotation

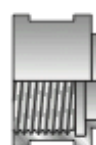
To enable Alfa Laval's representative to make a specific quotation, specify the following particulars in your enquiry:

- required flow rates or heat load
- temperature program
- physical properties of liquids in question
- desired working pressure
- maximum permitted pressure drop

Examples of connections



Outside threaded



Inside threaded

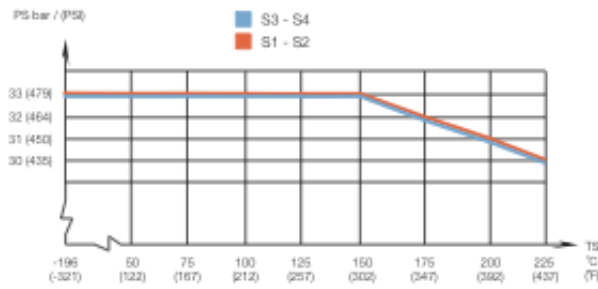


Soldering

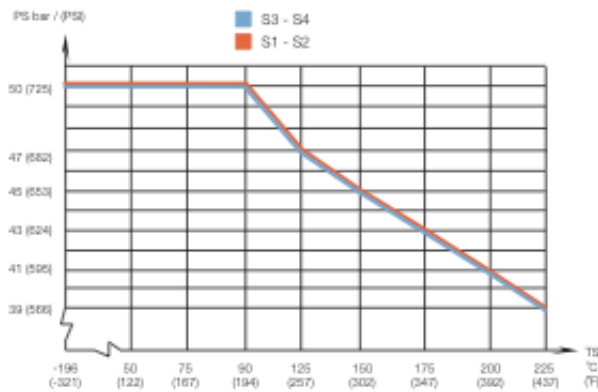


Welding

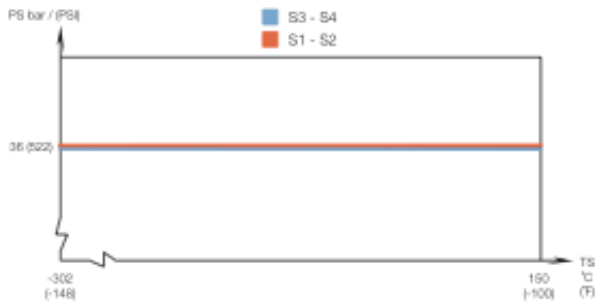
CB52 – PED approval pressure/temperature graph*



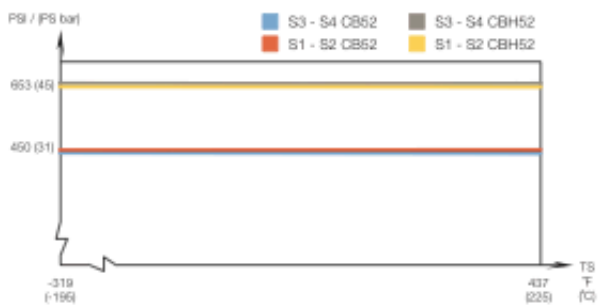
CBH52 – PED approval pressure/temperature graph*



CB52 – KHK approval pressure/temperature graph*



CB52 / CBH52 - UL approval pressure/temperature graph*



* For exact values please contact your local Alfa Laval representative.

Standard data

Min. working temperature	see graph
Max. working temperature	see graph
Min. working pressure	Vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel, litres (gal)	0.095 (0.025)
Max particle size mm (inch)	1.2 (0.05)
Max flowrate m ³ /h (gpm)*	14.5 (64)
Min no of plates	6
Max no of plates	150

* Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)

Standard materials

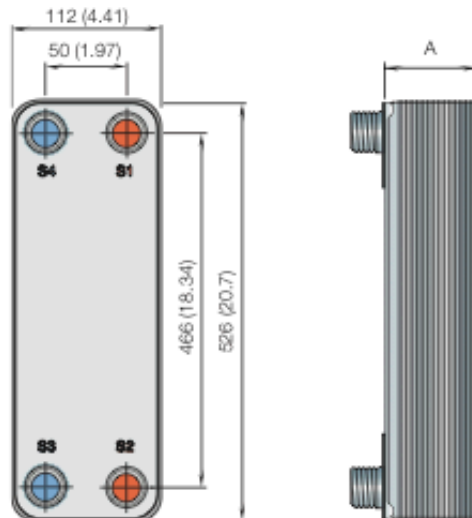
Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
Brazing material	Copper

Standard dimension and weight*

CB52 and CBH52

- A measure mm = 10 + (n x 2.4) ± 3
- A measure inch = 0.4 + (n x 0.1) ± 0.12
- Weight** kg = 1.8 + (n x 0.22)
- Weight** lb = 4.0 + (n x 0.48)

** excluding connections
(n = number of plates)



How to contact Alfa Laval

Up-to-date Alfa Laval contact details for all countries are always available on our website at www.alfalaval.com.

Brazed Plate Heat Exchanger



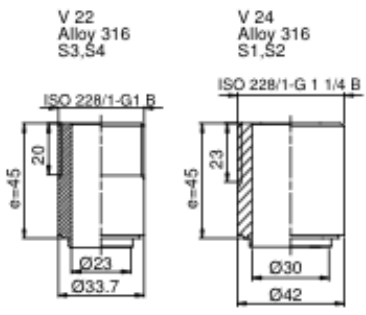
Technical Specification

Model : CB52-40L (32361 9240 1)
 Project : NTNU
 ItemName : Glycol Cooler

Units : 1
 Date : 07.05.2010

		Hot Side S3S4	Cold side S1S2
Fluid		30.0% Eth.glycol	Water
Density	kg/m ³	1021	988.8
Specific heat capacity	kJ/(kg*K)	3.84	4.17
Thermal conductivity	W/(m*K)	0.496	0.637
Viscosity inlet	cP	0.535	1.31
Viscosity outlet	cP	1.05	0.403
Mass flow rate	kg/s	1.957	1.196
Inlet temperature	°C	90.0	10.0
Outlet temperature	°C	50.0	70.0
Pressure drop	bar	0.429	0.135
Heat Exchanged	kW	300.0	
L.M.T.D.	K	28.9	
O.H.T.C clean conditions	W/(m ² *K)	5649	
O.H.T.C service	W/(m ² *K)	5373	
Heat transfer area	m ²	1.94	
Fouling Resistance * 10000	m ² *K/W	0.000	
Duty margin	%	5.00	
Relative directions of fluids		Countercurrent	
Number of passes		1	1
Materialplate/ brazing		Alloy 316 / Cu	
ConnectionS1 (Cold-Out)		Threaded (External)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24)	
Alloy 316			
ConnectionS2 (Cold-In)		Threaded (External)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24)	
Alloy 316			
ConnectionS3 (Hot-Out)		Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (V22) Alloy	
316			
ConnectionS4 (Hot-In)		Threaded (External)/ 1" ISO 228/1-G (V22) Alloy	
316			
Pressure vessel code		PED	
Design pressure at 150.0 Celsius	Bar	33.0	33.0
Design pressure at 225.0 Celsius	Bar	30.0	30.0
Design temperature	°C	-196.0/225.0	
Overall length x width x height	mm	151 x 111 x 526	
Net weight, empty / operating	kg	11.5 / 15.2	
Package length x width x height	mm	280 x 125 x 579	
Package weight	kg	0.000	

Performance is conditioned on the accuracy of customer's data and customer's ability to supply equipment



HEATING SURFACE 1.938 m² PLATE MATERIAL Alloy 316
 NETWEIGHT 11.48 kg PLATE THICKNESS 0.4 mm
 OPERATING WEIGHT 15.21 kg PLATE GROUPING 1*20L/1*19L

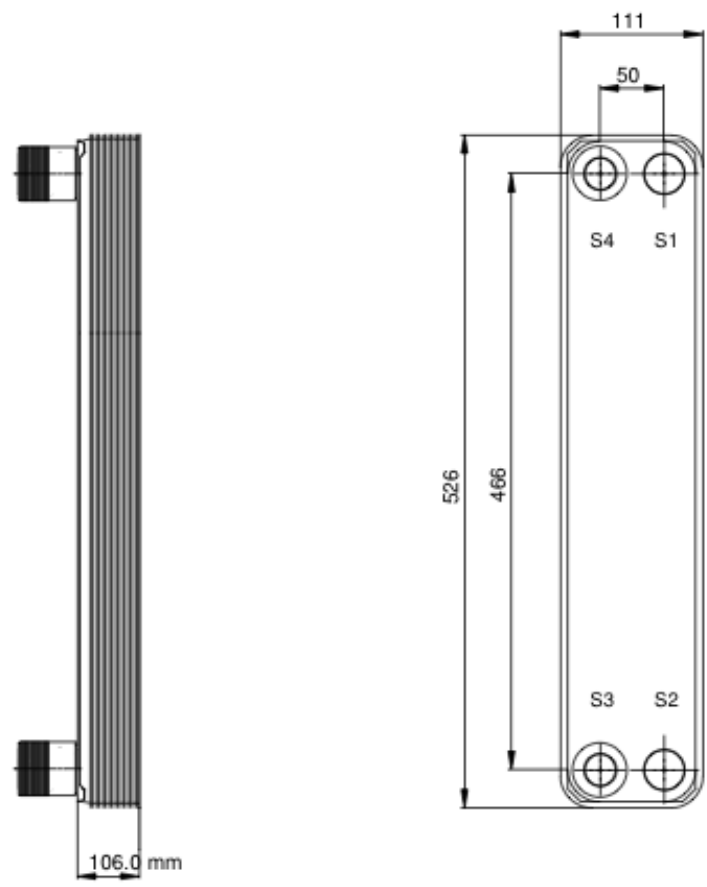
TOTAL LENGTH 151.0
 TOTAL WIDTH 111.0
 TOTAL HEIGHT 526.0



SUPPLIER	REF.	MP NO.
AGENT / REF.		
CUSTOMER NAME / REF. NO.		
SIGN.		

PLATE HEAT EXCHANGER
CB52-40L
 PED

ITEM ID. 32361 9240 1	
DATE 2010-05-07	REV No. 0




Frameplate is depressed 2 mm at connection S3/S4
 Pressureplate is depressed 2 mm / even number of channel plates
 at connections T3/T4 / uneven number of channel plates at
 connections T1/T2.

T1 T2 T3 T4 locations on back side
 correspond to S1 S2 S3 S4 on front side

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

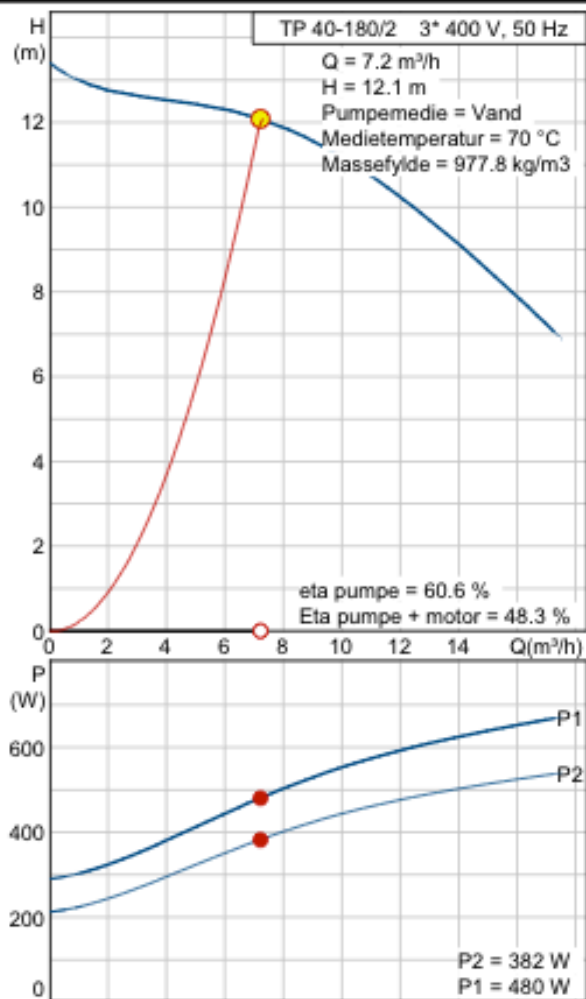
MEDIA	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
30.0% Eth.glycol Water	S4	90.0 °C	S3	50.0 °C	1.957 kg/s	0.4287 bar	1.805 dm ³
	S2	10.0 °C	S1	70.0 °C	1.196 kg/s	0.1353 bar	1.900 dm ³

D Pumpe

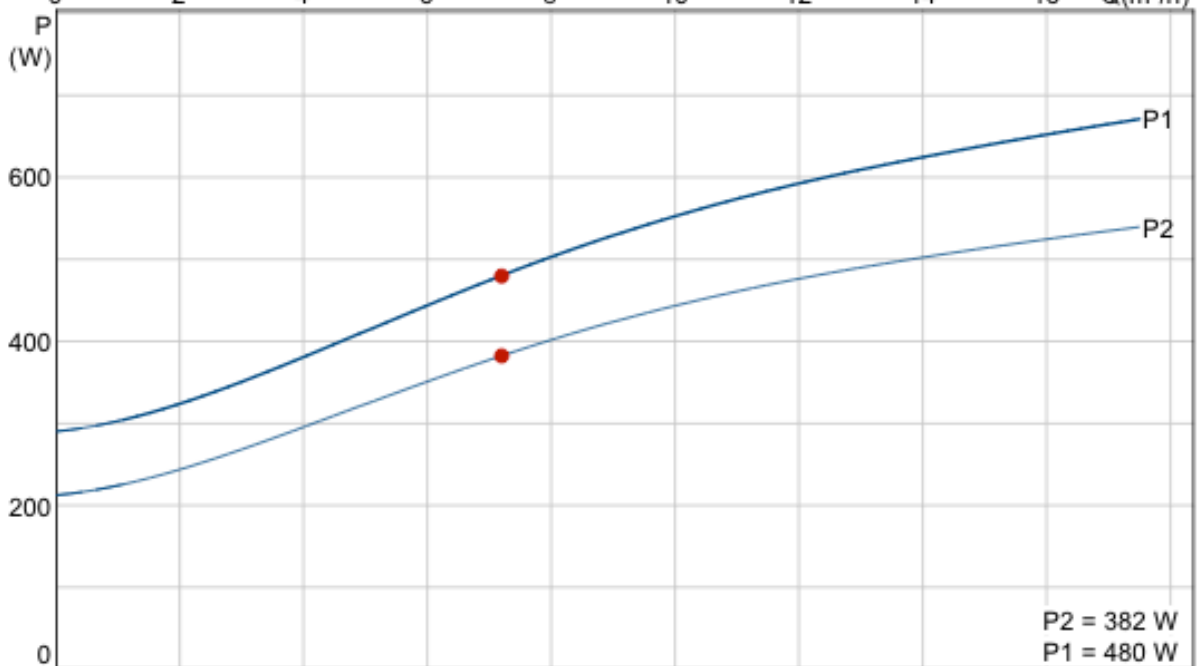
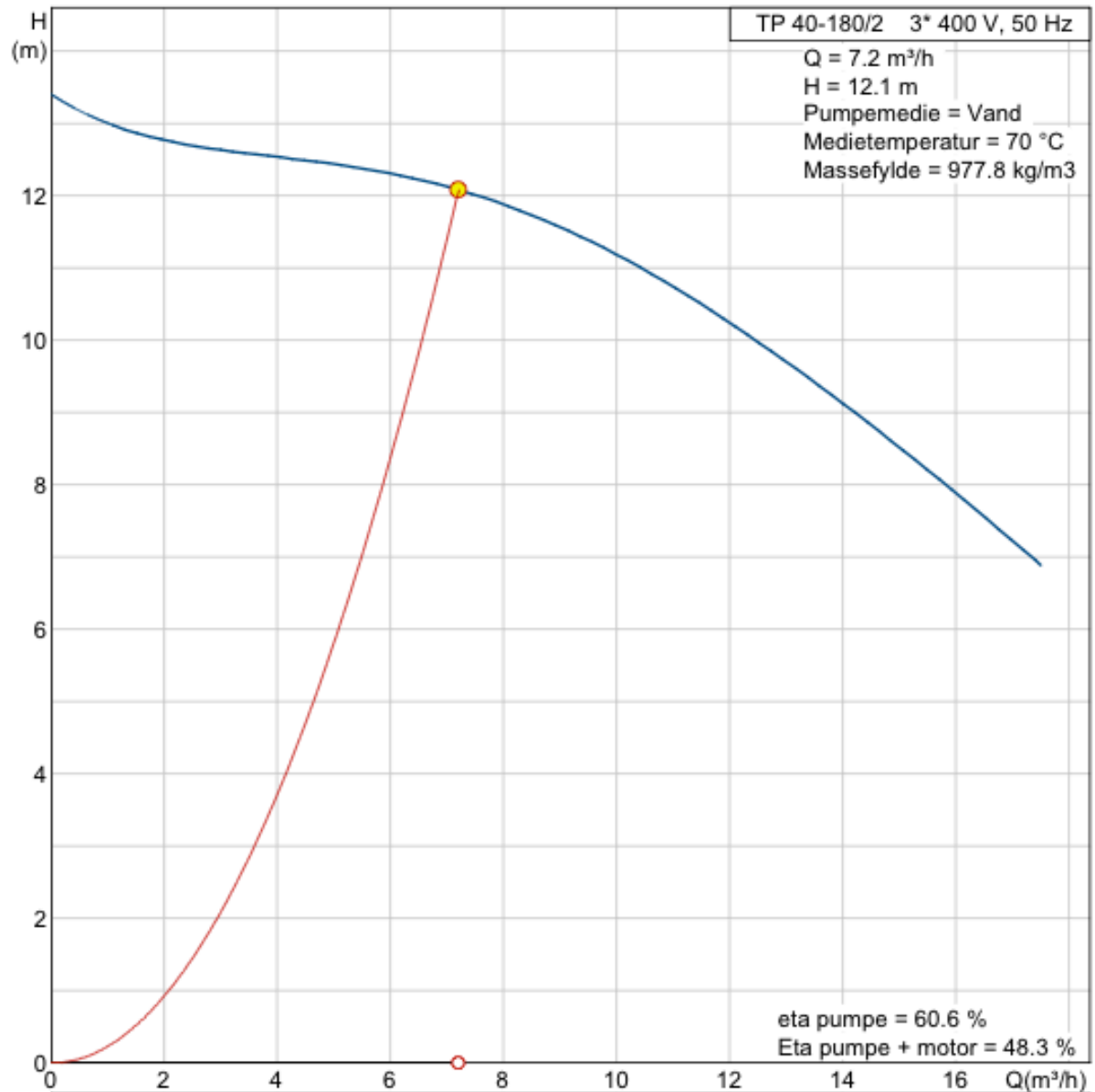
Positionsnr.	Antal	Beskrivelse	Stykpris
	1	<p>TP 40-180/2 A-F-A RUUE</p>  <p>OBS: Produktbilledet kan afvige fra det faktiske produkt</p> <p>Produktnr.: 96438870 Etrins-inline-centrifugalpumpe.</p> <p>Enkeltpumpens in-line-konstruktion med suge- og trykstuds over for hinanden giver mulighed for montering i rørinstallation eller på betonfundament.</p> <p>Pumpen har korrosionsbestandig, vedligeholdelsesfri mekanisk akseltætning.</p> <p>Motoren er en 3-faset AC motor.</p> <p>Væske: Væsketemperaturområde: -25 .. 90 °C Medietemp.: 70 °C Massefylde: 977.8 kg/m³</p> <p>Teknisk: Hastighed for pumpedata: 2860 omdr/min Aktuel beregnet flow: 7.2 m³/h Resultat for pumpens løftehøjde: 12.1 m Akseltætning: RUUE Kurvvetolerance: ISO 9906 Annex A</p> <p>Materialer: Pumpehus: Støbejern EN-JL1040 ASTM A48-40 B Løber: Rustfrit stål DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304</p> <p>Installation: Maks. omgivelsestemperatur: 40 °C Max. driftstryk.: 10 bar Flange standard: DIN Rørtilslutning: DN 40 Tryktrin: PN 6 / PN 10 Indbygningslængde: 250 mm Flangestørrelse for motor: FT85</p> <p>Elektriske data: Motortype: 71B Antal poler: 2 Mærkeeffekt - P2: 0.55 kW Netfrekvens: 50 Hz Mærkespænding: 3 x 220-240 D / 380-415 Y V Mærkestrøm: 2.5 / 1.44 A Startstrøm: 580-620 % Cos phi - effektfaktor: 0,80-0,70 Nominel hastighed: 2830-2850 rpm Motorvirkningsgrad ved fuldlast: 80,0 % Motorvirkningsgrad ved 3/4 belastning: 81,5-78,5 %</p>	Pris på foresp.

Positionsnr.	Antal	Beskrivelse	Stykpris
		<p>Motorvirkningsgrad ved ½ belastning: 79,5-74,5 % Kapslingsklasse (IEC 34-5): 55 (Protect. water jets/dust) Isolationsklasse (IEC 85): F</p> <p>Andre: Nettovægt: 23.5 kg Bruttovægt: 24.5 kg Shippingvolumen: 0.036 m3</p>	

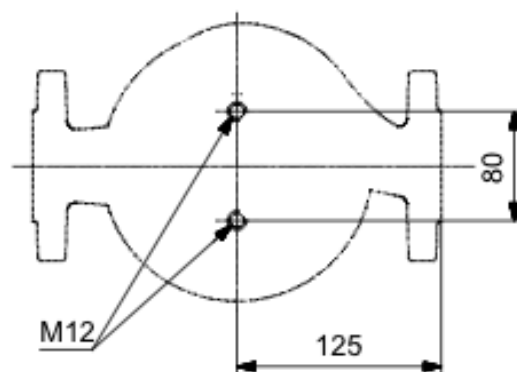
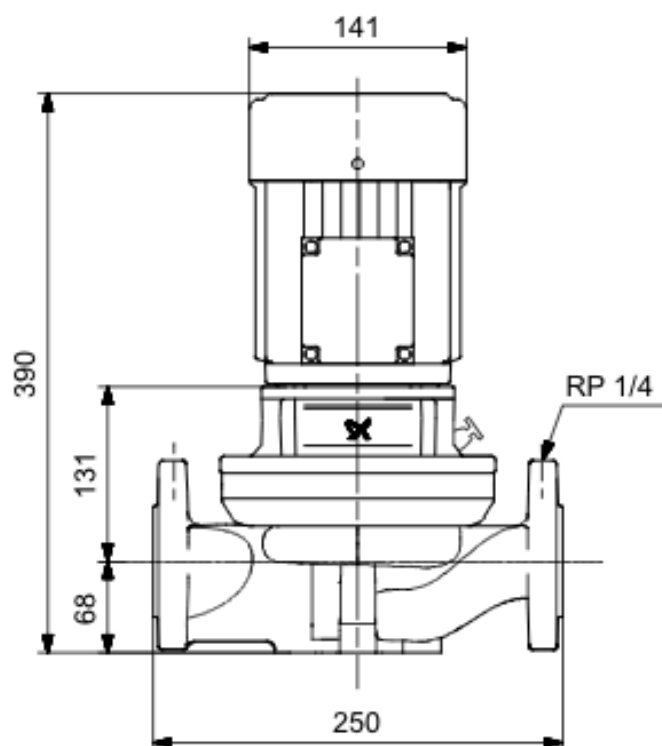
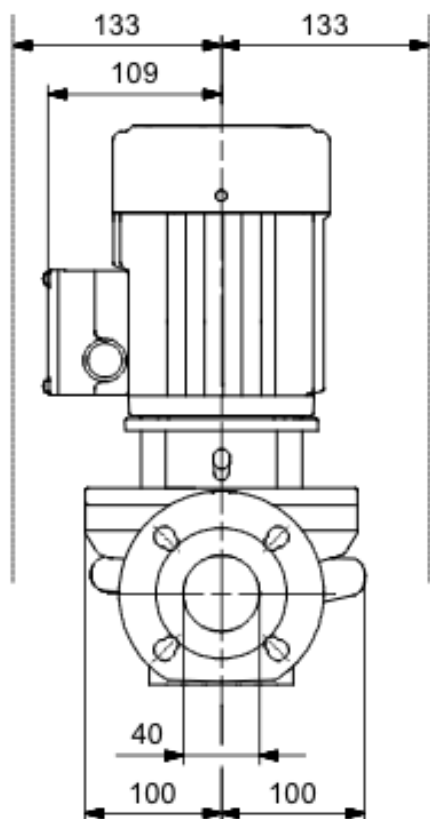
Beskrivelse	Værdi
Produktnavn::	TP 40-180/2 A-F-A RUUE
Prod. nr.::	96438870
EAN nummer::	5700393865525
Pris:	På forespørgsel
Teknisk:	
Hastighed for pumpedata:	2860 omdr/min
Aktuel beregnet flow:	7.2 m ³ /h
Resultat for pumpens løftehøjde:	12.1 m
Maks. løftehøjde:	180 dm
Akseltætning:	RUUE
Kurvetolerance:	ISO 9906 Annex A
Pumpenr.:	96438808
Pumpeversion:	A
Materialer:	
Pumpehus:	Støbejern EN-JL1040 ASTM A48-40 B
Løber:	Rustfrit stål DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304
Materialekode:	A
Installation:	
Maks. omgivelsestemperatur:	40 °C
Max. driftstryk.:	10 bar
Flange standard:	DIN
Tilslutning - kode:	F
Rørtilslutning:	DN 40
Tryktrin:	PN 6 / PN 10
Indbygningslængde:	250 mm
Flangestørrelse for motor:	FT85
Væske:	
Væsketemperaturområde:	-25 .. 90 °C
Medietemp.:	70 °C
Massefylde:	977.8 kg/m ³
Elektriske data:	
Motortype:	71B
Antal poler:	2
Mærkeeffekt - P2:	0.55 kW
Netfrekvens:	50 Hz
Mærkespænding:	3 x 220-240 D / 380-415 Y V
Mærkestrøm:	2.5 / 1.44 A
Startstrøm:	580-620 %
Cos phi - effektfaktor:	0.80-0.70
Nominel hastighed:	2830-2850 rpm
Motorvirkningsgrad ved fuldlast:	80,0 %
Motorvirkningsgrad ved 3/4 belastning:	81,5-78,5 %
Motorvirkningsgrad ved 1/4 belastning:	79,5-74,5 %
Kapslingsklasse (IEC 34-5):	55 (Protect. water jets/dust)
Isolationsklasse (IEC 85):	F
Motorbeskyttelse:	INGEN
Motornr.:	85805103
Andre:	
Nettovægt:	23.5 kg
Bruttovægt:	24.5 kg
Shippingvolumen:	0.036 m ³



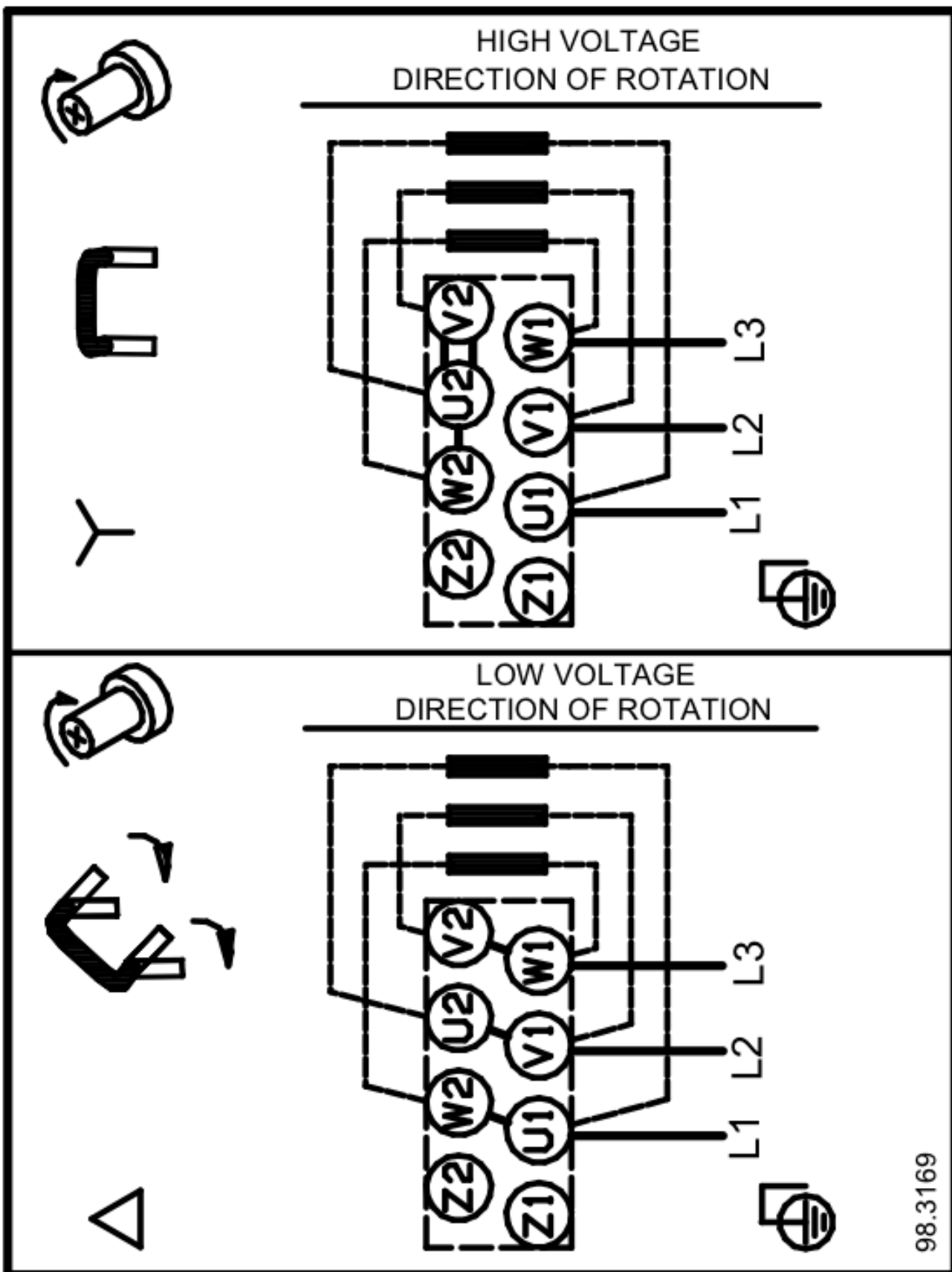
96438870 TP 40-180/2 50 Hz



96438870 TP 40-180/2 50 Hz



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



98.3169

Bemærk! Alle enheder er i [mm] medmindre andet er angivet

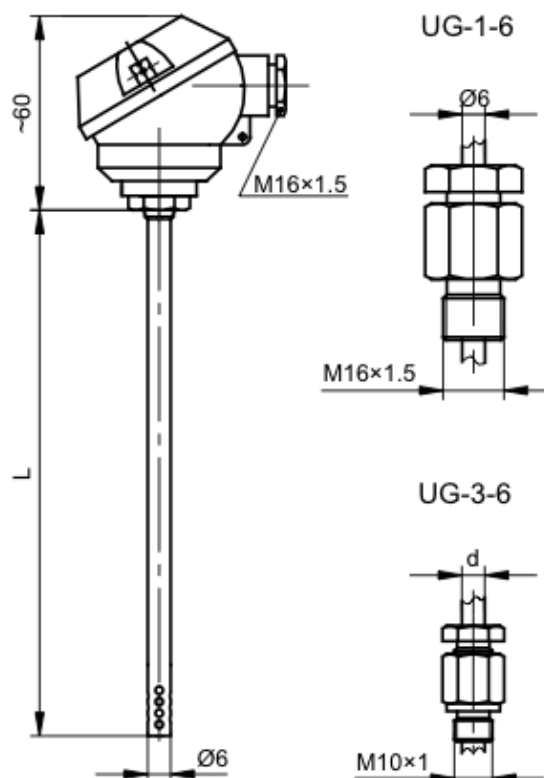
E Pt100 TOPW-1



TEMPERATURE SENSOR FOR HVAC TYPE TOPW-1, TOPWE-1

Specification

Description
- RTD sensor - PVC handgrip max. operating temperature 80°C (TOPWE-1) - 2 – wires circuit /double sensor/ - 3 –, 4 – wires circuit /single sensor/
Measuring range
-50 + 500°C solution with head -50 + 180°C solution with cable
Sensing element
1 or 2 x Pt100 class A or B
Connection head (for TOPW-1)
MA, IP54 /-40...+100°C/
Sheath material
stainless steel 1.4541 diameter[mm] Ø6 length L[mm] 50 + 1000
Cable (for TOPWE-1)
stranded wires Cu 2x0,22mm ² or 4x0,22mm ² double silicon insulation length Lp [m] 1,5 m or other
Option
With head mounted transmitter 4+20mA(LTT-03J)
Remarks / non-standard execution
- Pt500, Pt1000, Ni100, Ni1000 - other cable insulation types PCV, silicon, teflon - connection head – operating temperature up to 150 °C



Ordering code

Temperature sensor

Single: no description	TOPW	1						
Double: 2								
With head mounted transmitter: AP (for TOPW-1)								
Solution with head: no description								
Solution with cable: E								
Length L [mm]: 50 ÷ 1000 or other*								
RTD class: A, B								
RTD connection for Pt100: 2 – , 3 – , 4 – wires								
Transmitter range: for ex (0 ÷ 100)°C								
Cable length for TOPWE Lp [m]: 1,5 or other*								
Additional accessories /mounting brackets/: UG-1, UG-3								

*Other parameters acc. to requirements

Ordering example:

TOPWE-1-200-A-3-2m single RTD sensor Pt100, class B, 3 – wires circuit, diameter Ø6mm o length L = 200mm and cable length Lp = 2m

APTOW-1-300-B-2-(0...200°C) RTD sensor Pt100 class B, 2 – wires circuit, diameter Ø6 o length L = 300 mm, with head mounted transmitter 4+20mA MA

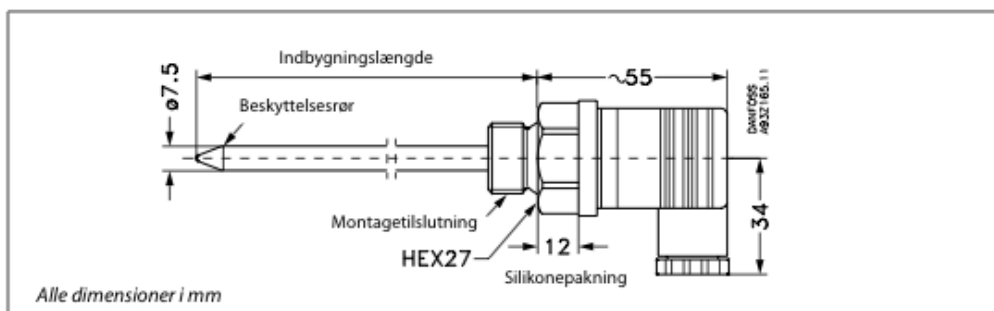
Egenskaber



Universal temperaturføler for iskruning
Type MBT 3260

- Til måling og regulering af temperaturer i rør- og ventilationssystemer samt andre applikationer indenfor let industri
- Pt100 eller Pt1000 resistance element
- Temperaturområde -50 til +120°C
- Beskyttelsesrør af kobber
- Kort reaktionstid
- G¹/₂A montageilslutning
- Guldbelagte terminaler
- Fast måleindsats
- Indbygningslængder: 50, 100 eller 250 mm

Dimensioner



Tekniske data

Reaktionstider

Beskyttelsesrør	Vejledende reaktionstider iht. VDI/VDE 3522			
	Vand 0.2 m/s		Luft 1 m/s	
	t _{0.5}	t _{0.9}	t _{0.5}	t _{0.9}
Ø7.5 mm	2 s	2.5 s	6 s	12 s

Vejledende vægt

Indbygningslængde	Vejledende vægt
50 mm	119 g
100 mm	125 g
250 mm	143 g

Driftsbetingelser og mekaniske specifikationer

Max. omgivelsestemperatur	120°C	
Max. tryk på beskyttelsesrør	75 bar eksternt vandtryk ved rumtemperatur iht. DIN 43763	
Følertolerance	EN 60751 klasse B: ± (0.3 + 0.005 × t) t = medietemperatur, numerisk værdi	
Kapsling	IP 54 iht. IEC 529	
Materialer	Beskyttelsesrør Montageilslutning Stik	Kobber Messing PA 6.6 designet iht. DIN 43650

Bestilling - Standardprogram

Indbygningslængde [mm]	Modstandselement	
	Pt100 Best.nr.	Pt1000 Best.nr.
50	084Z6055	084Z6056
100	084Z8181	084Z8180
250	084Z8183	084Z8182

Pressure Sensors for general Application

with internal diaphragm
for gauge pressure and absolute pressure

Accuracy 0.25% and 0.5%

Standard output: 4 ... 20 mA; 2-wire system
or 0 ... 5 VDC; 3-wire system
or 0 ... 10 VDC; 3-wire system



Description

Pressure sensors for general application are top of the range pressure transducers.

Their accuracy, reliability, resistance to corrosion and mechanical load make them suitable for all pressure measuring tasks - in production, development or in the laboratory.

The measuring ranges, graded in accordance with EN, range from 25 mbar to the maximum pressure range of 4000 bar. The case and wetted parts comprise stainless steel and are thus resistant to chemically aggressive media. The pressure connection and measuring element are welded together, making the measuring system particularly resistant to mechanical shock or vibration.

For more difficult measuring tasks (e.g. hydrostatic column), two potentiometers enable the zero point and measuring range to be set.

The pressure sensors for general application meet the electronic magnetic compatibility (EMC) requirements to EN 61326.

Features

- Measuring ranges from 25 mbar to 2500 bar
- Finely graded selection of nominal pressure ranges according to EN
- Corrosion resistant, stainless steel design
- High overload protection
- Highly resistant to shock and vibration
- For dynamic or static measurements
- Good reproducibility
- Simple installation

Measuring ranges

Gauge pressure		
negative	-1 ... 0 bar	to -0.025 ... 0 bar
positive	0 ... 0.025 bar	to 0 ... 2500 bar
Absolute pressure 0 ... 0.25 bar to 0 ... 16 bar		

Applications

Development and laboratory, Process engineering, Plant and apparatus construction, Hydraulics and pneumatics.



Elveveien 28, 3262 Larvik
Tlf. 33 16 57 00 - Faks 33 16 57 01
post@instrutek.no - www.instrutek.no

Models: 3245, 3248, 3272, 3276, 3277, 3376, 3377

Technical data

Model	3276	3277	3376	3377	3245	3248	Option
Pressure type	negative or positive gauge pressure				absolute pressure		negative and positive gauge pressure
Output signal	4 ... 20 mA - 2-wire system 0 ... 5 VDC - 3-wire system 0 ... 10 VDC - 3-wire system						0 ... 20 mA; 3-wire system other signals on request
Accuracy % of F. S. ¹⁾	0.5	0.25	0.5	0.25	0.5	0.25	
Ranges accord. to EN	0 ... 0.1 bar ²⁾ to 0 ... 16 bar		0 ... 25 bar to 0 ... 4000 bar		0 ... 0.25 bar to 0 ... 16 bar		0 ... 25 mbar ³⁾ 0 ... 40 mbar 0 ... 60 mbar
Sensor element	piezoresistive		Thin film		piezoresistive		
Repeatability	≤ ± 0.05% of F. S.						
Stability (annual)	≤ ± 0.2% of F. S. in rated conditions						
Case	Stainless steel						
Pressure connection ⁴⁾	G 1/2 B to DIN 16 288						G 1/4 B; 1/4 NPT; 1/2 NPT
Wetted parts	Stainless steel 1.4571 and 1.4542						
Overload limit	≤ 16 bar 3,5 x; ≤ 600 bar 2 x; > 600 bar 1.5 x; ≥ 1600 bar 1,2 x						
Electrical connection	plug according to DIN 43 650 with junction box round connector M12x1; 4-pin						cable outlet with 1 m cable
Power supply	10 ... 30 VDC (14 ... 30 VDC for output 0 ... 10 V)						
Power consumption	current output 4 ... 20 mA: signal currency current output 0 ... 20 mA: signal currency + 4 mA voltage output: 8 mA						
Load	$\leq \frac{UB - 12 V}{0.020 A}$ for output (0) 4 ... 20 mA > 5 kOhm for output 0 ... 5 V > 10 kOhm for output 0 ... 10 V						
Temp. compens. range	0 ... 80 °C						
Temperature influence							
- Zero point	± 0.2% / 10 K ⁵⁾						
- Measuring range	± 0.2% / 10 K						
Adjustability	zero point and full scale up to ± 10%						
Response time	≤ 1 ms (within 10% to 90% of F. S.)						
Protection type	IP 65 to EN 60 529 / IEC 529 IP 67 to M12x1 connector						IP 67 for cable outlet
Emission ⁶⁾	according to EN 61 326						
Interference ⁶⁾	according to EN 61 326						
Electrical protection types	polarity, overload and short-circuit protection						
Temperature ranges							
- Storage	-40 ... 100 °C						media temperature
- Medium	-30 ... 100 °C						-40 ... 125 °C
- Ambient	-20 ... 80 °C						
Weight	approx. 0.2 kg						

¹⁾ Terminal point adjustment according to DIN 16 086, incl. linearity and hysteresis

of F. S. = of full scale value

²⁾ 0.25% accuracy for ranges ≥ 0.25 bar

³⁾ For ranges < 0.1 bar: model 3275; technical data as model 3276;

wetted parts 1.4571, Si, Al and Au; only applicable for dry and non aggressive gases

⁴⁾ ≥ 0 ... 2500 bar; M 16 x 1.5 female

⁵⁾ ≤ ± 0,4%/10 K for measuring ranges 0 ... 0.1 and 0 ... 0.16 bar

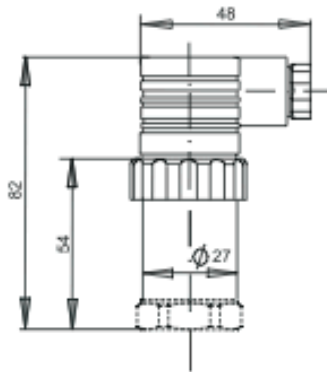
⁶⁾ Declaration of conformity on request

Dimensions (mm)

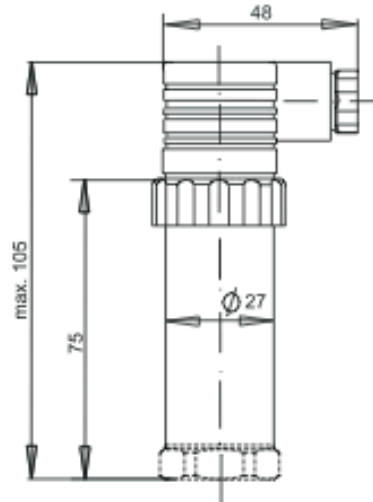
Case

Plug according to DIN 43 650

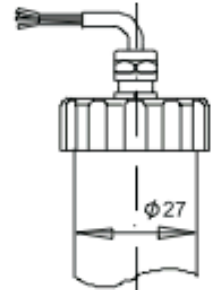
Accuracy 0.5%



Accuracy 0.25%

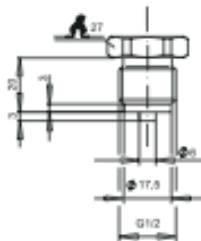


cable outlet

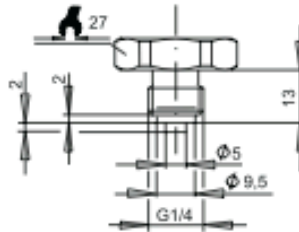


Pressure connections

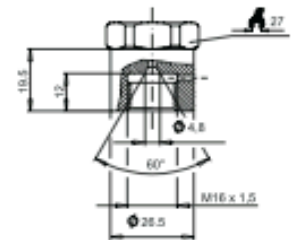
G 1/2 B



G 1/4 B

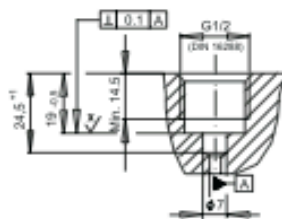


High pressure connection
M16x1.5 female

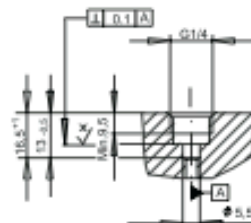


Screw-in aperture according to DIN 16 288

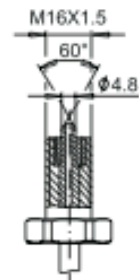
G 1/2



G 1/4



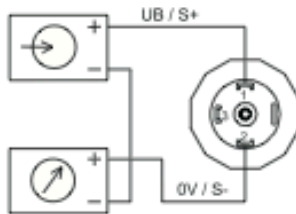
High pressure connection
M16x1.5 female



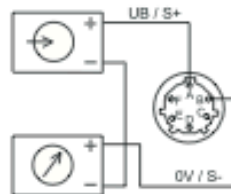
Electrical connection

Two-wire system

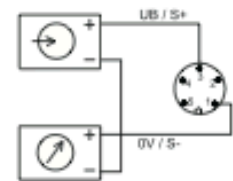
DIN 43 650 plug



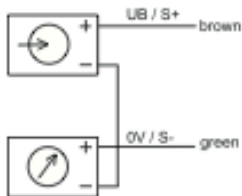
MIL-plug PT 02 E-10 6P



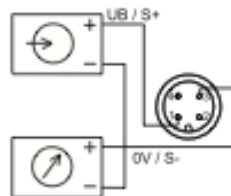
5-pin plug



cable outlet

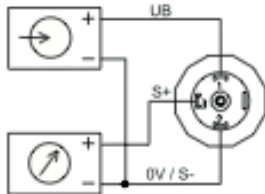


M12x1

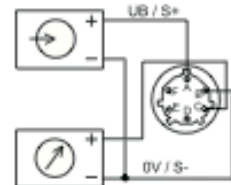


Three-wire system

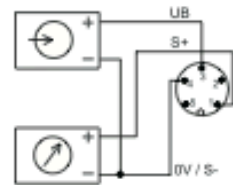
DIN 43 650 plug



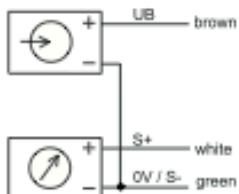
MIL-plug PT 02 E-10 6P



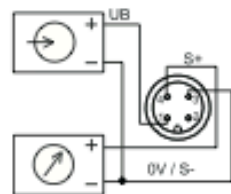
5-pin plug



cable outlet



M12x1



Connection table for DIN plug or cable outlet

	4 ... 20 mA (2-wire)		0 ... 10 VDC (3-wire)	
Supply: UB+	1	brown	1	brown
Supply: 0V	2	green	2	green
Signal: S+	--	--	3	white
Signal: S-	--	--	2	green

Order details

1. Model
2. Measuring range
3. Output signal
4. Options

SITRANS™ P DSIII Pressure Transmitters

All versions of the SITRANS P transmitter, DS III series, are smart two-wire transmitters. The output signal is a load-independent direct current of 4 to 20 mA proportional to the input pressure, with HART® communications.

These transmitters are rated intrinsically safe and explosion-proof by FM, CSA, CENELEC and others.

The transmitters can be equipped with various designs of remote seals for special applications such as the measurement of highly viscous substances.

The transmitters can be programmed locally using three magnetic push-buttons, or externally via HART.

TRANSMITTER FOR GAGE PRESSURE

Spans range from 0.15 psi to 5800 psi. This type of transmitter measures the gage pressure of corrosive and non-corrosive gases, vapors and liquids.

TRANSMITTER FOR ABSOLUTE PRESSURE

Spans range from 3.3" H₂Oa to 2325 psia. This type of transmitter measures the absolute pressure of corrosive and non-corrosive gases, vapors and liquids.

Two series are available:

- "Pressure" construction
- "Differential" construction

The "Differential pressure" series has a higher process pressure limit.

TRANSMITTER FOR DIFFERENTIAL PRESSURE AND FLOW

Spans range from 0.4" H₂O to 435 psi. This type of transmitter is used to measure:

- the differential pressure
- a small positive or negative pressure
- the flow $Q \propto \sqrt{DP}$ (together with a square-law primary element)



SIEMENS

SPECIFICATIONS

SITRANS P, DS III series, for	Pressure 7MF4033	Absolute pressure Pressure trans- mitter series 7MF4233	Differential pressure trans- mitter series 7MF4333	Differential pressure and flow 7MF4433/ 7MF4533	Level 7MF4633
Input					
Measured variable	Pressure	Absolute pressure		Differential pressure and flow	Level
Measuring range					
• Span (continuously adjustable)	0.15 psi to 5800 psi in 6 ranges	3.3" H ₂ O (abs.) to 435 psi (abs.) in 4 ranges	3.3" H ₂ O (abs.) to 2325 psi (abs.) in 5 ranges	0.4" to 8" H ₂ O (1 range) 0.4" H ₂ O to 435 psi (6 ranges) 1" H ₂ O to 435 psi (5 ranges)	10" to 2000" H ₂ O
- Max static pressure 470 psi - Max static pressure 2325 psi - Max static pressure 6090 psi					
• Lower measuring limit					
- Measuring cell with silicone oil filling	-14.5 psi	0" H ₂ O (absolute)		-100% of max. span or 12" H ₂ O (absolute)	-100% of max. span or 12" H ₂ O (abs.) depending on mounting flange
- Measuring cell with inert filling liquid					
For process temperature -20°C (-4°F) < θ < 60°C (140°F)		12" H ₂ O			
For process temperature +60°C (140°F) < θ < 100°C (212°F) (max. +85°C (185°F) for 435 psi measuring cell)		12" H ₂ O (abs.) + 8" H ₂ O (abs.) - (θ - 60°C)°C (or -76°F)°F			
• Upper measuring limit		100% of max. span (max. 2325 psi with oxygen measurement and inert filling liquid)			100% of max. span
• Zero (continuously adjustable)		Between the measuring limits			
Output					
Output signal		4 to 20 mA			
• Lower limit (continuously adjustable)		3.55 mA, factory-set to 3.84 mA			
• Upper limit (continuously adjustable)		23.0 mA, factory-set to 20.5 mA or optional 22.0 mA			
• Ripple (without HART communication)		/pp \leq 0.5% of max. output current			
• Electric damping					
- Adjustable time constant (T ₆₃)		0 to 100 s in steps of 0.1 s, factory-set to 0.1 s			
• Current transmitter		Adjustable from 3.55 to 23 mA			
• Signal on alarm		Adjustable from 3.55 to 23 mA			
Load					
• Without HART communication		$R_b \leq (UH - 10.5 V) / 0.023 A$ in Ω , UH: power supply in V			
• With HART communication		$R_b = 230$ to 500Ω (HART modem) / 230 to 1100Ω (HART communicator)			
Characteristic		Linear rising or falling or square-rooted			
Accuracy					
Reference conditions		Positive going, zero-based, stainless steel process diaphragm (with level: mounting flange without tube), silicone oil fill and room temperature (25 $\frac{1}{2}$ °C) $r = \text{max. span/set span} = \text{span ratio}$			
Error in measurement with fixed-point setting (including hysteresis and repeatability)					
- Linear characteristic					
r < 10			$\leq 0.1\%$		$\leq 0.15\%$
10 < r \leq 30			$\leq 0.2\%$		$\leq 0.3\%$
30 < r \leq 100	$\leq (0.005 \cdot r + 0.05\%)$			$\leq (0.005 \cdot r + 0.05\%)$	$\leq (0.0075 \cdot r + 0.075\%)$
- Square-root characteristic					
Flow > 50 %				$\leq 0.1\%$ at $r \leq 10$ $\leq 0.2\%$ at $10 < r \leq 30$	
Flow 25 to 50 %				$\leq 0.2\%$ at $r \leq 10$ $\leq 0.4\%$ at $10 < r \leq 30$	
• Repeatability		Included in error in measurement			
• Hysteresis		Included in error in measurement			

SPECIFICATIONS

SITRANS P, DS III series, for	Pressure 7MF4033	Absolute pressure Pressure trans- mitter series 7MF4233	Differential pressure trans- mitter series 7MF4333	Differential pressure and flow 7MF4433/ 7MF4533	Level 7MF4633
Response time (T_{63} , without electric damping)	Approx. 0.2 s		Approx. 0.2 s	Approx. 0.2 s, approx. 0.3 s with 8" H ₂ O and 24" H ₂ O measuring cells	Approx. 0.2 s
Long-term drift per 12 months - 8" H ₂ O measuring cell	$\leq (0.1 \cdot r)\%$		$\leq (0.2 \cdot r)\%$	$\leq (0.2 \cdot r)\%$	$\leq (0.1 \cdot r)\%$
Ambient temperature effect					
• At -10 to +60°C (14 to 140°F)			$\leq (0.1 \cdot r + 0.2)\%^{1)}$		
- 100" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.5 \cdot r + 0.2)^{2})\%$
- 240" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.3 \cdot r + 0.2)^{2})\%$
- 640" H ₂ O and 2000" H ₂ O measuring cells					$\leq (0.25 \cdot r + 0.2)^{2})\%$
• At -40 to -10°C (-40 to 14°F) and +60 to +85°C (140 to 185°F)			$\leq (0.1 \cdot r + 0.15)\% / 10\text{ C}^{1)}$		
- 100" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.25 \cdot r +$ $0.15)^{3})\% / 10\text{ K}$
- 240" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.15 \cdot r +$ $0.15)^{3})\% / 10\text{ K}$
- 640" H ₂ O and 2000" H ₂ O measuring cells					$\leq (0.12 \cdot r +$ $0.15)^{3})\% / 10\text{ K}$
Influence of static pressure					
• On zero				$\leq (0.15 \cdot r)\%$ per 1450 psi	
- 8" H ₂ O measuring cell				$\leq (0.15 \cdot r)\%$ per 465 psi	
- 100" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.3 \cdot r)\%$ per nominal pres. (PN)
- 240" H ₂ O measuring cell					$\leq (0.15 \cdot r)\%$ per nominal pres. (PN)
- 640" H ₂ O and 2000" H ₂ O meas. cell					$\leq (0.1 \cdot r)\%$ per nominal pres. (PN)
• On span				$\leq 0.2\%$ per 1450 psi	$\leq (0.1 \cdot r)\%$ per nominal pres. (PN)
- 8" H ₂ O measuring cell				$\leq 0.2\%$ per 465 psi	
Influence of mounting position	$\leq 0.02\%$ H ₂ O per 10° inclination		$\leq 0.28\%$ H ₂ O per 10° inclination		Dependent on filling liquid in mounting flange
Influence of power supply				0.005% per 1 V change in voltage	
Rated operating conditions					
Installation conditions					
• Installation instructions	Process connection pointing vertically downwards		Any mounting position		Defined by flange
Ambient conditions					
• Ambient temperature (observe temperature class in potentially explosive atmospheres)					
- Measuring cell with silicone oil filling			-40 to +85°C (-40 to 185°F)		
- 30-bar measuring cell			-20 to +85°C (-4 to 185°F)		
- Measuring cell with inert filling liquid			-20 to +85°C (-4 to 185°F)		
- Digital display			-30 to +8°C (-22 to 185°F)		
• Ambient temperature limits			See ambient temperature		
• Storage temperature			-50 to +85°C (-58 to 185°F)		
• Climate class					
- Condensation			Permissible		
• Degree of protection (to EN 60 529)			IP 65		
• Electromagnetic compatibility					
- Emitted interference			To EN 50 081-1		
- Noise immunity			To EN 50 082-2 and NAMUR NE 21		

¹⁾ Twice the value with 8" measuring cell. ²⁾ 0.4 instead of 0.2 for $10 < r \leq 30$. ³⁾ Twice the value for $10 < r \leq 30$.

SPECIFICATIONS

SITRANS P, DS III series, for	Pressure 7MF4033	Absolute pressure Pressure trans- mitter series 7MF4233	Differential pressure trans- mitter series 7MF4333	Differential pressure and flow 7MF4433/ 7MF4533	Level 7MF4633
Medium conditions					
• Process temperature					
- Measuring cell with silicone oil filling		-40 to +100°C (-40 to 212°F)			High-press. side: see mounting flange Low-press. side: -40 to +100°C (-40 to 212°F)
435 psi measuring cell			-40 to +85°C (-40 to 185°F) (-20 to +85°C (-4 to 185°F) for 7MF4533)		
- Measuring cell with inert filling liquid		-20 to +100°C (-4 to 212°F)			
435 psi measuring cell			-20 to +85°C (-4 to 185°F)		
• Process temperature limits		See process temperature			
• Process pressure limits	See page 3			Nominal pressure (PN)	
Design					
Weight (without options)	Approx. 3.3 lbs		Approx. 9.9 lbs		
• To DIN (transmitter with mounting flange, without extension)					Approx. 24.2 lbs to 28.6 lbs
• To ANSI (transmitter with mounting flange, without extension)					Approx. 24.2 lbs to 28.6 lbs
Dimensions	See Fig. 12	See Fig. 13	See Fig. 14	See Fig. 15	
Material					
• Wetted parts materials					
- Connection shank	Stainless steel, mat. No. 1.4401 or Hastelloy C4, mat. No. 2.4610				
- Oval flange	Stainless steel, mat. No. 1.4401				
- Process diaphragm	Stainless steel, mat. No. 1.4404 or Hastelloy C276, mat. No. 2.4819		Stainless steel, mat. No. 1.4404, Hastelloy C276, mat. No. 2.4819, Monel, mat. No. 2.4360, tantalum or gold		
- Process flanges and sealing screw			Stainless steel, mat. No. 1.4408, Hastelloy C4, mat. No. 2.4610 or Monel, mat. No. 2.4360		
- O-ring			FPM (Viton) or as option: PTFE, FEP, FEPM and NBR		
- High-pressure side					
Process diaphragm of mounting flange					Stainl. st., mat. No. 1.4571, Monel 400, mat. No. 2.4360, Hastelloy B2, mat. No. 2.4617, Hastelloy C276, mat. No. 2.4819, Hastelloy C4, mat. No. 2.4610, tantalum, PTFE, ECTFE
Sealing face					Smooth to DIN 2526 form D or ANSI B16.5 RF for stainl. steel, mat. No. 1.4571, DIN 2526 form E or ANSI B16.5 RFSF for other materials
- Sealing material in the process flanges for standard applications					Viton
for vacuum application of mounting flange					Copper
- Low-pressure side					
Process diaphragm					Stainless steel, mat. No. 1.4404
Process flanges and sealing screw					Stainless steel, mat. No. 1.4408
Connection shank					Stainless steel, mat. No.
- O-ring					FPM (Viton)

SPECIFICATIONS

SITRANS P, DS III series, for	Pressure 7MF4033	Absolute pressure Pressure trans- mitter series 7MF4233	Differential pressure trans- mitter series 7MF4333	Differential pressure and flow 7MF4433/ 7MF4533	Level 7MF4633
• Non-wetted parts materials - Electronics housing	Die-cast aluminium, low in copper, GD-ALSi 12, or stainless steel precision casting, polyester-based "epoxy", stainless steel rating plate				
- Process flange screws - Mounting bracket (option)	Steel, galvanized and yellow-passivated, or stainless steel				
Measuring cell filling • Filling liquid of mounting flange	Silicone oil or inert filling liquid (max. 2325 psi with oxygen measurement)				Silicone oil Silicone oil or other material
Process connection	Female thread 1/2 - 14 NPT, connection shank G 1/2A to DIN 16 288, or oval flange (PN 160) with mounting thread M10 or 7/16-20 UNF	Female thread 1/4 - 18 NPT and flange connection to DIN 19 213 with mounting thread M10 (M12 for PN 420) or 7/16-20 UNF			
• High-pressure side					Flange to DIN and ANSI
• Low-pressure side					Female thread 1/4 - 18 NPT and flange connection to DIN 19 213 with mounting thread M10 or 7/16-20 UNF
Electrical connection	Screw terminals, cable inlet via 1/2 - 14 NPT, or screwed gland Pg 13.5 (adapter), M20 x 1.5, or Han 7D/Han 8U plug				
Displays and controls					
Input keys	3 for local programming directly on transmitter				
Digital display	Built-in, cover with window (option)				
Power supply (U_i)					
Terminal voltage on transmitter	DC 10.5 to 45 V and DC 10.5 to 30 V in intrinsically-safe mode				
Ripple	$U_{pp} \leq 0.2 \text{ V}$ (47 to 125 Hz)				
Noise	$U_{rms} \leq 1.2 \text{ mV}$ (0.5 to 10 kHz)				
Certificates and approvals	Exclusively decisive are the data in the official EU prototype test certificate and the respectively valid supplements				
CENELEC	To DIN EN 50 014: 1997, EN 50 020: 1994 and EN 50 284: 1999				
• Intrinsic safety - EU prototype test certificate - Max. ambient temperature	II1/2 G EEx ia/ib IIC/IIB T6 PTB 99 ATEX 2122 +85°C (185°F) temperature class T4 +70°C (158°F) temperature class T5 +60°C (140°F) temperature class T6 $U_i = 30 \text{ V}$, $I_i = 100 \text{ mA}$, $P_i = 750 \text{ mW}$, $P_{ij} = 300 \text{ mW}$ $L_i = 0.25 \text{ mH}$ $C_i = 6 \text{ nF}$				
- Connection to certified intrinsically- safe circuits with maximum values - Effective internal inductance - Effective internal capacitance					
• Explosion-proof - Conformity certificate - Max. ambient temperature	II1/2 G EEx d IIC T4 / T6 PTB 99 ATEX 1160 +85°C (185°F) temperature class T4 +60°C (140°F) temperature class T6 planned				
• Ex-approved zone 2 - Registration number	3008490 (3610, 3615)				
FMRC (Factory Mutual Research Corp.)	For class I, division, 1, groups A, B, C and D				
• Intrinsic safety and explosion-proof • Explosion-proof • Dust-ignition proof • Intrinsically safe	For class II, div. 1, groups E, F and G, indoor and outdoor (NEMA 4X) hazardous (classified) locations With entity, for use in class I, div. 1, group A, B, C, D, E, F and G, indoor and outdoor (NEMA 4X) hazardous (classified) locations				
- Entity parameters CSA (Certificate of Compliance)	$V_{max} = 30 \text{ V}$; $I_{max} = 100 \text{ mA}$; $L_i = 0.4 \text{ mH}$; $C_i = 5 \text{ nF}$ No. 1153651 (LR104225); Class 2258 02 and Class 2258 03				
Communication					
Load when connecting a • HART communicator • HART modem	230 to 1100 Ω 230 to 500 Ω				
Cable	2-wire screened: - 3.0 km, multi-core screened: $\leq 1.5 \text{ km}$				
Protocol	HART, version 5.x				
PC/laptop requirements	IBM-compatible, main memory > 32 Mbyte, hard disk > 70 Mbyte, RS 232 interface, VGA graphics				
Software for PC/laptop	Windows 95 / 98 / NT 4.0 and SIMATIC PDM				

I Mengdemåler MAG 5100 W PN40

SIEMENS

INSTRUCTIONS

ENGLISH

SITRANS F M MAGFLO® Electromagnetic flowmeter type MAG 5100 W

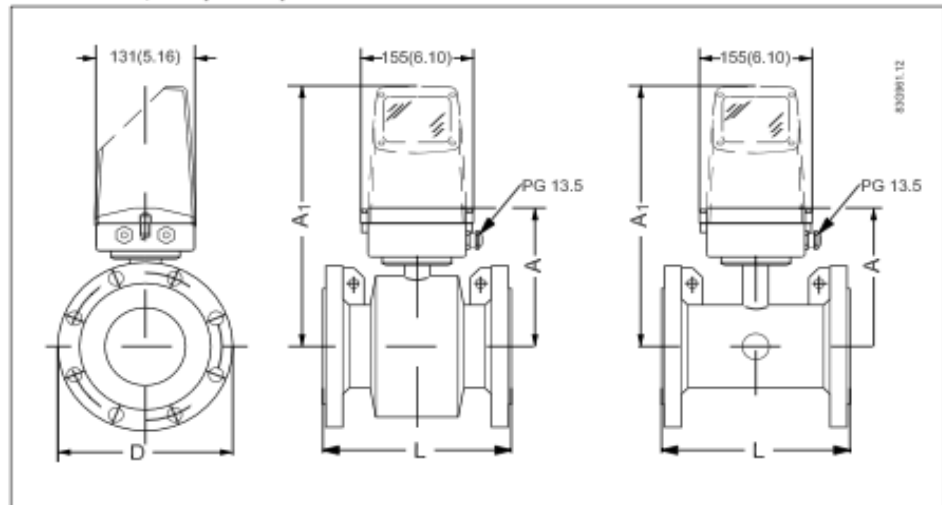
083R9166

Introduction

Siemens Flow Instruments SITRANS F M MAGFLO® electromagnetic flowmeters consist of a sensor and a transmitter. These instructions only describe the sensor installation. For further information on the transmitter installation, please refer to the SITRANS F M MAGFLO® handbook.

Dimensions and weight

MAG 5100 W, compact/separate



Dimensions

Nominal size		A		L									
				PN 10		PN 16		PN 40		Class 150		AWWA	
mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch	mm	inch
25	1"	187	7.4	N/A	N/A	N/A	N/A	200	7.9	200	7.9	N/A	N/A
40	1½"	197	7.8	N/A	N/A	N/A	N/A	200	7.9	200	7.9	N/A	N/A
50	2"	188	7.4	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A
65	2½"	194	7.6	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A
80	3"	200	7.9	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A	200	7.9	N/A	N/A
100	4"	207	8.1	N/A	N/A	250	9.8	N/A	N/A	250	9.8	N/A	N/A
125	5"	217	8.5	N/A	N/A	250	9.8	N/A	N/A	250	9.8	N/A	N/A
150	6"	232	9.1	N/A	N/A	300	11.8	N/A	N/A	300	11.8	N/A	N/A
200	8"	257	10.1	350	13.8	350	13.8	N/A	N/A	350	13.8	N/A	N/A
250	10"	284	11.2	450	17.7	450	17.7	N/A	N/A	450	17.7	N/A	N/A
300	12"	310	12.2	500	19.7	500	19.7	N/A	N/A	500	19.7	N/A	N/A
350	14"	362	14.3	550	21.7	550	21.7	N/A	N/A	550	21.7	N/A	N/A
400	16"	387	15.2	600	23.6	600	23.6	N/A	N/A	600	23.6	N/A	N/A
450	18"	418	16.5	600	23.6	600	23.6	N/A	N/A	600	23.6	N/A	N/A
500	20"	443	17.4	625	24.6	625	24.6	N/A	N/A	680	26.8	N/A	N/A
600	24"	494	19.4	750	29.5	750	29.5	N/A	N/A	820	32.3	N/A	N/A
700	28"	544	21.4	875	34.4	875	34.4	N/A	N/A	N/A	N/A	875	34.4
750	30"	571	22.5	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	937	36.9
800	32"	606	23.9	1000	39.4	1000	39.4	N/A	N/A	N/A	N/A	1000	39.4
900	36"	653	25.7	1125	44.3	1125	44.3	N/A	N/A	N/A	N/A	1125	44.3
1000	40"	704	27.7	1250	49.2	1250	49.2	N/A	N/A	N/A	N/A	1250	49.2
	42"	704	27.7	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1250	49.2
1100	44"	755	29.7	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1375	54.1
1200	48"	810	31.9	1500	59.1	1500	59.1	N/A	N/A	N/A	N/A	1500	59.1

SITRANS F M MAGFLO® Electromagnetic flowmeter type MAG 5100 W

Weight

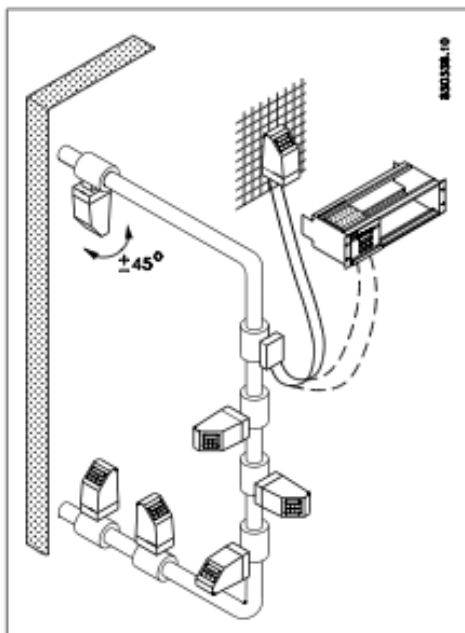
Nominal size		PN 10		PN 16		PN 40		Class 150		AWWA	
mm	inch	kgs	lbs	kgs	lbs	kgs	lbs	kgs	lbs	kgs	lbs
25	1"	N/A	N/A	N/A	N/A	4	9	4	9	N/A	N/A
40	1½"	N/A	N/A	N/A	N/A	7	15	6	13	N/A	N/A
50	2"	N/A	N/A	9	20	N/A	N/A	8	20	N/A	N/A
65	2½"	N/A	N/A	10.7	24	N/A	N/A	11	24	N/A	N/A
80	3"	N/A	N/A	11.6	26	N/A	N/A	13	28	N/A	N/A
100	4"	N/A	N/A	15.2	33	N/A	N/A	19	41	N/A	N/A
125	5"	N/A	N/A	20.4	45	N/A	N/A	24	52	N/A	N/A
150	6"	N/A	N/A	26	57	N/A	N/A	29	64	N/A	N/A
200	8"	48	106	48	106	N/A	N/A	56	124	N/A	N/A
250	10"	64	141	69	152	N/A	N/A	79	174	N/A	N/A
300	12"	76	167	86	189	N/A	N/A	110	243	N/A	N/A
350	14"	100	220	116	255	N/A	N/A	131	289	N/A	N/A
400	16"	127	280	144	317	N/A	N/A	165	364	N/A	N/A
450	18"	152	335	178	393	N/A	N/A	176	388	N/A	N/A
500	20"	184	405	232	512	N/A	N/A	235	518	N/A	N/A
600	24"	258	568	343	736	N/A	N/A	345	761	N/A	N/A
700	28"	315	693	350	772	N/A	N/A	N/A	N/A	309	681
750	30"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	480	1058
800	32"	410	904	442	975	N/A	N/A	N/A	N/A	421	928
900	36"	512	1129	550	1213	N/A	N/A	N/A	N/A	539	1188
1000	40"	650	1433	732	1614	N/A	N/A	N/A	N/A	670	1477
	42"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	700	1544
1100	44"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1100	2426
1200	48"	990	2183	1106	2439	N/A	N/A	N/A	N/A	1030	2271

The effect of temperature on working pressure

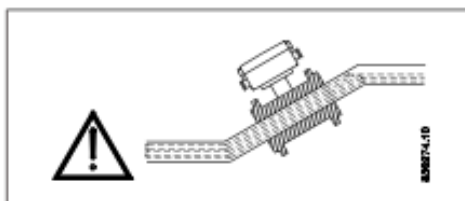
Metric (Pressures in bar)					
Sizes 25 mm, 40 mm & > 300 mm					
Flange spec.	Flange rating	Temperature °C			
		-5	10	50	90
EN 1092-1	PN 10	10.0	10.0	9.7	9.4
	PN 16	16.0	16.0	15.5	15.1
	PN 40	40.0	40.0	38.7	37.7
ANSI B16.45	150 lb	19.7	19.7	19.3	18.0
AWWA C-207	Class D	10.3	10.3	10.3	10.3
Sizes 50 mm to 300 mm					
EN 1092-1	PN 10	10.0	10.0	10.0	8.2
	PN 16	10.0	16.0	16.0	13.2
ANSI B16.45	150 lb	10.0	19.7	19.7	16.2

Imperial (Pressures in Psi)					
Sizes 1", 1½", & > 12"					
Flange spec.	Flange rating	Temperature °F			
		23	50	120	200
EN 1092-1	PN 10	145	145	141	136
	PN 16	232	232	225	219
	PN 40	580	580	561	547
ANSI B16.45	150 lb	286	286	280	261
AWWA C-207	Class D	150	150	150	150
Sizes 2" to 12"					
EN 1092-1	PN 10	145	145	145	119
	PN 16	145	232	232	191
ANSI B16.45	150 lb	145	286	286	235

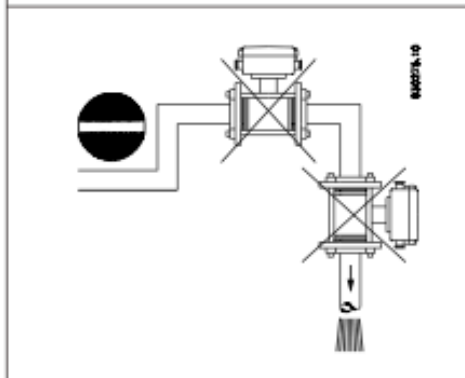
Installation, general



Reading and operating the flowmeter is possible under almost any installation conditions because the display can be oriented in relation to the sensor. To ensure optimum flow measurement attention should be paid to the following:

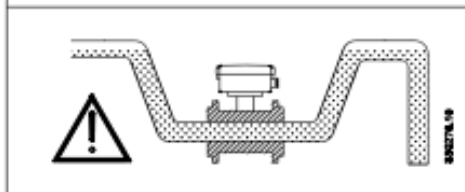


The sensor must always be completely full with liquid.

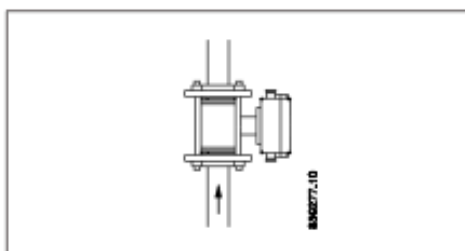


Therefore avoid:

- Installation at the highest point in the pipe system
- Installation in vertical pipes with free outlet



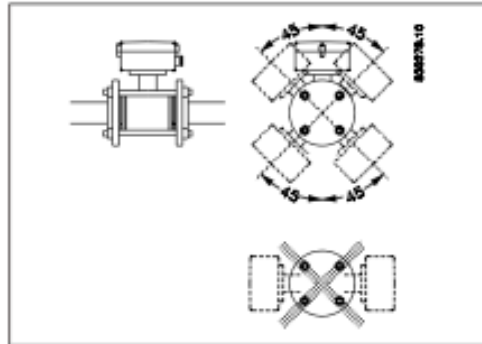
For partially filled pipes or pipes with downward flow and free outlet the flowmeter should be located in a U-tube.



Installation in vertical pipes

Recommended flow direction: upwards. This minimizes the effect on the measurement of any gas/air bubbles in the liquid.

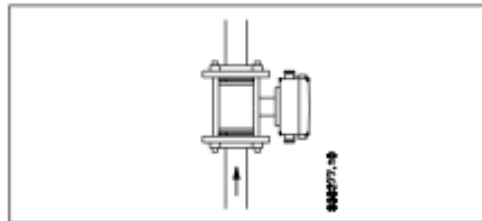
Installation, general
(continued)



Installation in horizontal pipes

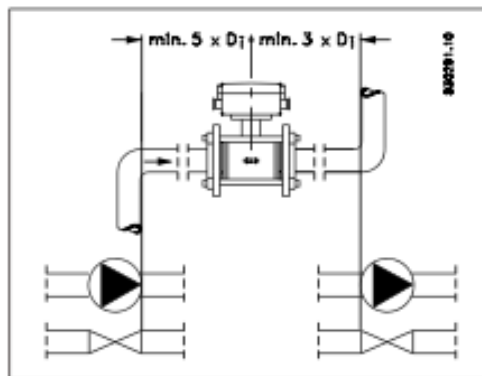
The sensor must be mounted as shown in the upper figure. Do not mount the sensor as shown in the lower figure. This will position the electrodes at the top where there is possibility for air bubbles and at the bottom where there is possibility for mud, sludge, sand etc.

If using empty pipe detection the sensor can be tilted 45°, as shown in the upper figure.



Measuring abrasive liquids and liquids containing particles

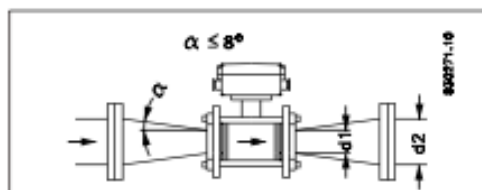
Recommended installation is in a vertical/inclined pipe to minimize the wear and deposits in the sensor.



Inlet and outlet conditions

To achieve accurate flow measurement it is essential to have straight lengths of inlet and outlet pipes and a certain distance between pumps and valves.

It is also important to centre the flowmeter in relation to pipe flanges and gaskets.

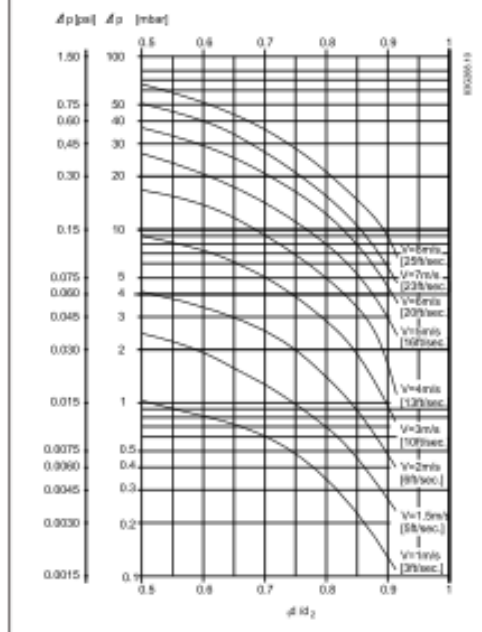


Installation in large pipes

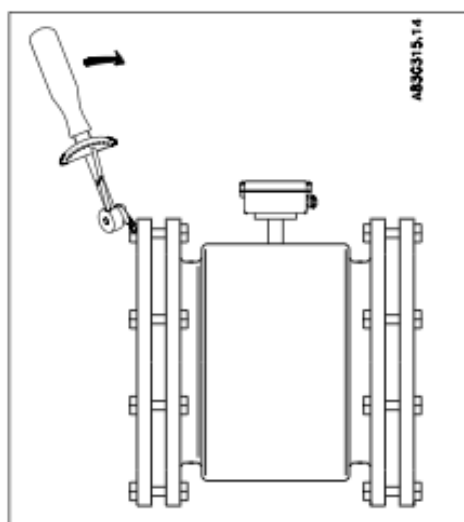
The flowmeter can be installed between two reducers (e.g. DIN 28545). Assuming that at 8° the following pressure drop curve applies. The curves are applicable to water.

Example:

A flow velocity of 3 m/s (V) in a sensor with a diameter reduction from DN 100 to DN 80 ($d_1/d_2 = 0.8$) gives a pressure drop of 2.9 mbar.



Maximum allowable torques



Standard bolts must be well lubricated and tightened evenly around the gasket. Leakage/damage to the flowmeter or piping may arise if bolts are overtightened.

Nominal size		PN 10		PN 16		PN 40		Class 150		AWWA	
mm	inch	Nm	lbf·ft	Nm	lbf·ft	Nm	lbf·ft	Nm	lbf·ft	Nm	lbf·ft
25	1"	N/A	N/A	N/A	N/A	10	7	7	5	N/A	N/A
40	1½"	N/A	N/A	N/A	N/A	16	12	9	7	N/A	N/A
50	2"	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A
65	2½"	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A
80	3"	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A	34	25	N/A	N/A
100	4"	N/A	N/A	25	18	N/A	N/A	26	19	N/A	N/A
125	5"	N/A	N/A	29	21	N/A	N/A	42	31	N/A	N/A
150	6"	N/A	N/A	50	37	N/A	N/A	57	42	N/A	N/A
200	8"	50	37	50	37	N/A	N/A	88	65	N/A	N/A
250	10"	50	37	82	61	N/A	N/A	99	73	N/A	N/A
300	12"	57	42	111	82	N/A	N/A	132	97	N/A	N/A
350	14"	60	44	120	89	N/A	N/A	225	166	N/A	N/A
400	16"	88	65	170	125	N/A	N/A	210	155	N/A	N/A
450	18"	92	68	170	125	N/A	N/A	220	162	N/A	N/A
500	20"	103	76	230	170	N/A	N/A	200	148	N/A	N/A
600	24"	161	119	350	258	N/A	N/A	280	207	N/A	N/A
700	28"	200	148	304	224	N/A	N/A	N/A	N/A	200	148
750	30"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	240	177
800	32"	274	202	386	285	N/A	N/A	N/A	N/A	260	192
900	36"	288	213	408	301	N/A	N/A	N/A	N/A	240	177
1000	40"	382	282	546	403	N/A	N/A	N/A	N/A	280	207
	42"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	280	207
1100	44"	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	290	214
1200	48"	395	292	731	539	N/A	N/A	N/A	N/A	310	229

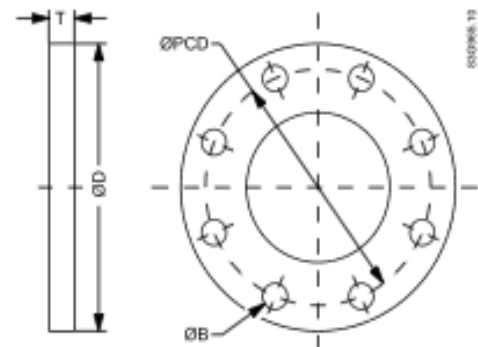
Torque calculations

All values are theoretical and are calculated making the following assumptions:

- 1) All bolts are new and material selection is according to EN 1515-1 table 2
- 2) Gasket material not exceeding 75 shore A durometer is used between the flowmeter and mating flanges
- 3) All bolts are galvanized and adequately lubricated
- 4) The values are calculated for use with carbon steel flanges
- 5) Flowmeter and mating flanges are correctly aligned

Flange mating dimensions (Metric)

mm	Dimensions mm				Bolting	
	OD	PCD	T	B	Holes	Bolts
PN 10						
200	340	295	24	22	8	M20
250	395	350	26	22	12	M20
300	445	400	26	22	12	M20
350	505	460	28	22	16	M20
400	565	515	32	26	16	M24
450	615	565	36	26	20	M24
500	670	620	38	26	20	M24
600	780	725	42	30	20	M27
700	895	840	30	30	24	M27
800	1015	950	32	33	24	M30
900	1115	1050	34	33	28	M30
1000	1230	1160	34	36	28	M33
1200	1455	1380	38	39	32	M36
PN 16						
50	165	125	19	18	4	M16
65	185	145	20	18	8	M16
80	200	160	20	18	8	M16
100	220	180	22	18	8	M16
125	250	210	22	18	8	M16
150	285	240	24	22	8	M20
200	340	295	26	22	12	M20
250	405	355	29	26	12	M24
300	460	410	32	26	12	M24
350	520	470	35	26	16	M24
400	580	525	38	30	16	M27
450	640	585	42	30	20	M27
500	715	650	46	33	20	M30
600	840	770	52	36	20	M33
700	910	840	36	36	24	M33
800	1025	950	38	39	24	M36
900	1125	1050	40	39	28	M36
1000	1255	1170	42	42	28	M39
1200	1485	1390	48	48	32	M45
PN 40						
25	115	85	16	14	4	M12
40	150	110	18	18	4	M16



mm	Dimensions mm				Bolting	
	OD	PCD	T	B	Holes	Bolts
150 lb						
25	108	79	14	16	4	M14
40	127	98	18	16	4	M14
50	152	121	19	19	4	M16
65	178	140	22	19	4	M16
80	190	152	24	19	4	M16
100	229	191	24	19	8	M16
125	254	216	24	22	8	M20
150	279	241	25	22	8	M20
200	343	298	29	22	8	M20
250	406	362	30	25	12	M24
300	483	432	32	25	12	M24
350	533	476	35	28	12	M27
400	597	540	36.5	28	16	M27
450	635	578	40	32	16	M30
500	699	635	43	32	20	M30
600	813	749	48	35	20	M33
AWWA						
700	927	864	33	35	28	M33
750	984	914	35	35	28	M33
800	1060	978	38	41	28	M39
900	1168	1086	41	41	32	M39
1000	1289	1200	41	41	36	M39
1050	1346	1257	44	41	36	M39
1200	1511	1422	48	41	44	M39