

Kjølemetode for varmetransport i sveiseprosesser

Per Erik Nordhus

Master i produktutvikling og produksjon
Oppgaven levert: Juli 2010
Hovedveileder: Erling Næss, EPT
Biveileder(e): Per Thomas Moe, NTNU

Oppgavetekst

Følgende spørsmål skal besvares i prosjektarbeidet:

1 - Evaluer og sammenlign mulige metoder og kjølemedia for rask kjøling av sveisemateriale, basert på tilgjengelig informasjon i litteraturen. Det bør fokuseres på CO₂-baserte kjølesystemer. Basert på evalueringen, skal det foreslås en foretrukket metode og kjølemiddel.

2 - Den foreslåtte løsningen fra del 1 skal forme basisen for en liten skalert test-rigg for å finne effektiv varmeovergangstall og kjølerater. Testutrustningen skal designes, og instrumentering og datareduksjons prosedyrer skal utformes. Alle relevante dimensjoner og kalkulasjoner skal bli dokumentert.

3 - En rekke eksperimenter skal gjennomføres med testriggen. Testprogrammet vil bli laget i samarbeid med avdelingen. Resultatene skal bli presentert, analysert og diskutert. En usikkerhetsanalyse av eksperimentet skal gjennomføres.

4 - Basert på resultatene fra pkt. 1-3, numeriske kalkulasjoner for temperatur-tid historien for en typisk tilfelle skal gjennomføres. Resultatene skal presenteres og diskuteres.

5 - Forslag til videre arbeid skal presenteres.

Oppgaven gitt: 28. januar 2010

Hovedveileder: Erling Næss, EPT

Forord

Det var planlagt at jeg egentlig skulle skrive masteravhandlingen min for Hydro Aluminium som en fortsettelse på prosjektoppgaven. Av hensyn til prosjektets usikre fremtid, fikk jeg i siste liten tilbudet om en annen masteravhandling. Oppgaven virket stor, men det har vist seg at oppgaven var veldig interessant og lærerik. Jeg i dag glad for at jeg fikk anledning til å jobbe med et så interessant tema og med så flinke folk.

Fra oppgavens start frem til leveringstidspunktet, har jeg fått stor hjelp. Entusiasmen rundt arbeidet har vært stor, og dette har hjulpet meg til å legge mye tid og energi inn i arbeidet. Listen av personer som har hjulpet meg er lang, derfor velger jeg å trekke frem de som har hatt størst betydning.

Min hovedveileder – Erling Næss – har tatt seg tid til å hjelpe og veilede utover det som kan forventes av en veileder. Han har hjulpet til på alle plan av oppgavens natur. Mine to med veiledere – Per Thomas Moe og Otto K. Sønju – har vist svært god støtte og lagt til rette for at arbeidet skal kunne gå raskt og effektivt. Veiledningen og arbeidet disse tre har lagt inn i oppgaven, har vært uvurderlig.

Underveis i arbeidet har det blitt bygget to testrigger. Dette har krevet en del maskinering, innkjøp og prosjektering. Tidlig i prosjekteringsfasen ble det leid inn en konsulent – Per Nos – til å gi råd å sette i gang arbeidet. Dette hjalp meg til å raskt komme i gang med den tidkrevende jobben. Personellet i laboratoriet i Kjelhuset har alle i mer eller mindre grad deltatt og hjulpet meg med arbeid av praktisk natur.

Jeg vil gjerne trekke frem Jan Inge Audestad – fra AMR/TubeFuse – som har vært svært hjelpelig i arbeidet rundt testingen. Vi har hatt et tett samarbeid fra slutten av prosjekteringsfasen og frem til forsøkene ble unnagjort. Hans entusiasme rundt byggen av tofaseriggen har vært inspirerende og hjulpet meg stort.

Tusen takk til alle som har gjort tiden på NTNU trivelig!

Per Erik Nordhus

Sammendrag

AMR Engineering AS har siden 1981 arbeidet med rørsveising til havs. I 2000 valgte Shell-konsernet å benytte teknologien for sveising av fôringsrør i olje- og gassbrønner. Det ble i den sammenheng utarbeidet en kjølemetode for å gjøre sveiseprosessen raskere. Fokuset i denne avhandlingen sikter på å utbedre kjølemetoden ytterligere. Dagens kjølemetode består i hovedsak av å påføre nitrogengass (som holder romtemperatur) på utsiden av sveisefugen. For å øke kjølehastigheten ettersøkes det å benytte nye kjølemedier og utbedre måten de påføres rørveggen på. Vann kan ikke benyttes da det vil forurense området hvor sveiseprosessen pågår.

Avhandlingen beskriver viktige faktorer som må evalueres når kjølemediene skal velges og diskuterer de best egnede kjølemediene. Teoretisk viser karbondioksid – tett etterfulgt av nitrogen – seg som det best egnede kjølemediet. Fluidet er tenkt å sprayes på som en tofaseblanding av væske og gass. Gass benyttes for å oppnå mest effektiv kjøling i forhold til mengde kjølemedium brukt. I teorien kan dråpestørrelsen optimaliseres slik at dråpene fordamper på kjøleflaten.

I løpet av arbeidet er det bygget to testrigger. For å spare tid ble det valgt å kjøre transiente forsøk. Den første testriggeren er laget for å undersøke kjøleeffekten i enfase gassforsøk. Denne er laget med tanke på å kvantifisere dagens kjølemetode. Den andre riggen er en mer komplisert rigg hvor både gass og væske sprayes på kjøleflaten. Riggene er laget med tanke på å beregne varmeovergangstall etter som forsøksparametere endres. Dyseavstand, størrelsen på kjøleflaten, gass- og eventuelt væskemengder varieres som parametere. En komplett beskrivelse av metoden for beregning av varmeovergangstallene er laget. Gauss' feilforplantingslov er benyttet for å beregne usikkerheter i resultatene. Det er også gjort en kort gjennomgang av hvordan rådataen er komprimert og hvilke feilkilder som er tilstedet.

I prosjekteringsfasen av riggene har alle elementer blitt evaluert. Kjøleflates og isolasjons geometri- og materialvalg er grundig gjennomgått, og valg av riggenes komponenter presenteres.

Det er kjørt forsøk for å støtte opp under isolasjon og kjøleflatens geometri- og materialvalg. Gjennom forsøk ble responstiden til det benyttede termoelementet satt til 0,3 s. I forsøkene vil det forekomme uønskede varmetap og disse må trekkes fra det totale varmetapet. Det er laget varmetapskorrelasjoner som representerer disse tapene og gjør det mulig å beregne nedkjølingen skapt av kjølemediet.

Enfase forsøkene gav overraskende gode resultater. De beste resultatene ble oppnådd ved den minste dyseavstanden (10 mm), de høyeste trykkene (7 barg) og den minste kjøleflaten ($D = 20$ mm). Det høyeste varmeovergangstallet oppnådd ble $2267,57 \pm 332 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Den mest effektive kjølingen per kjølemedium brukt, ble oppnådd ved lavest trykk (3barg) og den minste dyseavstanden.

Tofase forsøkene gav også svært gode resultater. Det høyeste varmeovergangstallet ble $16086 \pm 343 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ og ble oppnådd ved høy dyseavstand (40 mm), lav gassmengde (165nl/min) og høy vannmengde (10 kg/time). Dette motstrider med teorien. Antagelig kommer dette av at kjølemediet – ved de nevnte parameterne – dekker større deler av kjøleflaten enn ved parameterne som burde ha gitt de beste resultatene. I senere forsøk burde bedre tilpassede dyser benyttes slik at spraymønsteret dekker hele kjøleflaten til en hver tid.

Det er kjørt numeriske beregninger for å undersøke hvor effektiv kjøleeffekten må være i en virkelig kjøleprosess. I de numeriske beregningene er det brukt stålrør av typen *AISI 4340*

med en tykkelse på 10 mm. Kjøles røret fra utsiden med et kjølemedium på 15°C, vil varmeovergangstallet måtte være om lag $4000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ for å kunne oppnå en kjølehastighet på 60 K/s ved 400°C. Ved å kjøle røret fra innsiden med lavere temperatur på kjølemediet, vil det la seg gjøre å oppnå kjølekravet ved relativt rimelige parametere.

Tabell 1 – Parametere hvor kjølekravet oppnås med relativt rimelige parametere:

Beskrivelse	Verdi
Varmeovergangstall, utsiden	$2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$
Temperatur kjølemedium, utsiden	-100°C
Varmeovergangstall, innsiden	$700 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$
Temperatur kjølemedium, innsiden	15°C

Innhold

1 Innledning.....	- 1 -
1.1 Bakgrunn	- 1 -
1.2 Rammer og begrensninger	- 3 -
1.3 Oppbygning av rapporten	- 3 -
2 Evaluering av kjølemedium	- 5 -
2.1 Grunnleggende teori for valg av kjølemedium:	- 5 -
2.1.1 Valg av fase:.....	- 5 -
2.1.2 Tre viktige faktorer:	- 5 -
2.1.3 Mekanismer for varme overført til kjølemedium [W].....	- 6 -
2.2 Valg av fluidets fase:.....	- 8 -
2.2.1 Gassfase:.....	- 8 -
2.2.2 Væske:	- 8 -
2.2.3 Fast fase:.....	- 11 -
2.2.4 Konklusjon (valg av fase):	- 11 -
2.3 Kjølemedium kandidater:	- 11 -
2.3.1 Introduksjon:	- 11 -
2.3.2 Helium:	- 12 -
2.3.3 Neon:	- 13 -
2.3.4 Argon:	- 13 -
2.3.5 Krypton:	- 14 -
2.3.6 Xenon:.....	- 14 -
2.3.7 Karbondioksid:.....	- 14 -
2.3.8 Nitrogen:.....	- 16 -
2.3.9 Konklusjon - kandidater:.....	- 17 -
3 Prosjektering av testtrigger	- 18 -
3.1 Test metode:	- 18 -
3.1.1 Transient test:.....	- 18 -
3.1.2 Kontinuerlig test:	- 19 -
3.2 Oppvarmingsmetode:.....	- 20 -
3.3 Kjøleflate:	- 21 -

3.3.1 Materiale:	- 21 -
3.3.2 Geometrisk størrelse:	- 24 -
3.3.3 Design 1 - Massiv sylinder:	- 25 -
3.3.4 Design 2 - Ringer:.....	- 25 -
3.3.5 Design 3 - Tre massive sylindere:	- 26 -
3.3.6 Design 4 - T-sylinder:	- 27 -
3.3.7 Konklusjon kjøleflate:	- 27 -
3.4 Isolasjon:.....	- 28 -
3.5 Dysearrangement	- 31 -
3.5.1 Enfase gassforsøk:	- 31 -
3.5.2 Tofase gass-/væskforsøk:	- 34 -
3.6 Utstyr og innkjøp:	- 37 -
3.6.1 Termokobling:	- 37 -
3.6.2 Dyse tofaserigg:.....	- 37 -
3.6.3 Mengdemålere:	- 39 -
3.6.4 Reguleringsventil vann:	- 39 -
3.6.5 Filter:.....	- 40 -
3.6.6 Trykkmålere:.....	- 40 -
3.6.7 Solenoidventil:.....	- 41 -
3.6.8 Reduksjonsventil gass:.....	- 42 -
3.7 Dysejustering:.....	- 42 -
4 Datareduksjon	- 44 -
4.1 Varmeovergangstall:	- 44 -
4.2 Nedkjølingsrate:	- 44 -
4.3 Varmetap:.....	- 44 -
4.4 Temperatur kjøleflate:.....	- 47 -
4.5 Temperatur i kjølemediet:.....	- 47 -
4.6 Massestrømmer:	- 51 -
4.6.1 Enfase forsøk:	- 51 -
4.6.2 Tofase forsøk:	- 51 -
4.7 Komprimering av måledata:	- 52 -

5 Metode for usikkerhetsanalyse av målinger	- 56 -
5.1 Bakgrunn:	- 56 -
5.2 Usikkerhet i målinger:	- 56 -
6.3 Metoden - fra usikkerhet i måling til endelig usikkerhet	- 58 -
6 Analyse av målinger.....	- 60 -
6.1 Initielle forsøk:.....	- 60 -
6.1.1 Valg av prøvens materiale og geometri:	- 60 -
6.1.2 Distanse og Isolasjonstesting:	- 60 -
6.1.3 Termoelementtesting:.....	- 62 -
6.1.4 Varmetap:.....	- 64 -
6.1.5 Gasstemperatur over kjøleflaten:	- 65 -
6.2 Enfase nitrogengassforsøk:	- 66 -
6.2.1 Teori.....	- 66 -
6.2.2 forsøksmatrise:.....	- 69 -
6.2.3 Resultater og diskusjon:	- 70 -
6.3 Tofase gass-/vannforsøk:.....	- 80 -
6.3.1 Teori:.....	- 80 -
6.3.2 forsøksmatrise:	- 84 -
6.3.3 Resultater og diskusjon:	- 84 -
6.4 Feilkilder:	- 95 -
6.5 Konklusjon	- 97 -
7 Numerisk analyse	- 98 -
7.1 Kvantifisering av feilkilde i datareduksjonsmodell:.....	- 98 -
7.2 Kjølemetoden benyttet i en virkelig sveiseprosess:	- 100 -
8 Oppsummering, Konklusjon og anbefalinger	- 107 -
9 Forslag til videre arbeid	- 109 -
Bibliografi	- 110 -
Vedlegg 1: Forslag rigg med gassbrenne og CO ₂	I
Vedlegg 2: Design kjøleflate - Ringer med glødetråd:.....	IV
Vedlegg 3: Tidlige tanker rundt rigg	V
Rigg alt. 1:	V

Rigg alt. 2:	VI
Vedlegg 4: forslag til enfase testrigg	VII
Vedlegg 5: Prinsipp mantlet termoelement.....	IX
Vedlegg 6: Forslag tofaserigg fra Bjørn Halmrast (30)	X
Vedlegg 7: Trykkcelle brukt for nitrogegass (21).....	XII
Vedlegg 8: Anordning for å øke trykk til vannkrets.....	XIV
Vedlegg 9: Endelig sammenkobling av tofaserigg (31).....	XV
Vedlegg 10: Måling av dråpestørrelse.....	XVI
Vedlegg 11: Rotameter (32)	XVII
Vedlegg 12: Dysespesifikasjoner (10).....	XIX
Vedlegg 13: Teori dyser	XX
Vedlegg 14: Eksempel på ekstrapolering fra kurvene laget av ligningen funnet i Burmeister (25).....	XXI
Vedlegg 15: Spesifikasjoner vermiculite.....	XXII
Vedlegg 16: Spesifikasjoner Pyrotek N-17.....	XXIII
Vedlegg 17: Utledning av ligning 30	XXV
Vedlegg 18: Excell-filer	XXVI

Figurliste

Figur 1 - Nedkjølingskurve i kjøleprosess.	- 3 -
Figur 2 - Varmekapasitet som funksjon av temperatur gjennom faseendringer. Skissen er et eksempel på hvordan varmekapasiteten endres som funksjon av temperaturen. Figuren kan avvike fra virkelig data.....	- 5 -
Figur 3 - Konduktivitet som funksjon av temperaturen. Som skissen i figur 2, er figuren kun egnet som et eksempel over hvordan konduktiviteten endres som funksjon av temperaturen. Figuren kan avvike fra virkelig data.....	- 6 -
Figur 4 - Resistanser i varmeoverføringen.	- 7 -
Figur 5 - To tenkte kjølemedier - størrelsen på dottene representerer varmekapasiteten, og mengden dotter representerer massetettheten.....	- 8 -
Figur 6 - z-akse: Fordampningsenergi fra væske til gass som funksjon av trykk og temperatur.	- 9 -
Figur 7 - Varmefluks som funksjon av temperaturdifferansen mellom kokeplate og kjølefluid ved forskjellige stadier av koking (2).....	- 9 -
Figur 8 - Tverrsnitt av en dråpe.	- 10 -
Figur 9 - Levetid på dråper nær Leidenfrostpunktet. (3).....	- 10 -
Figur 10 – Entalpiendring som funksjon av temperatur ved en bar (4).	- 13 -
Figur 11 – Et tenkt temperatur- og trykkforløp - CO ₂ (4).....	- 15 -
Figur 12 – Endring i konduktivitet som funksjon av temperatur - CO ₂ (4).	- 15 -
Figur 13 – Varmetap fra prøven. Den blå streken representerer det konvekktive varmetapet til kjølemediet, resten representerer de tap vi må ta hensyn til.	- 19 -
Figur 14 - Testforsøk 22.02.2010 med stålsylinder og induksjonsspolen.	- 21 -
Figur 15 – Temperaturforløp; rød strek er nederst i sylindringen, grønn strek er på toppen av sylindringen.....	- 22 -
Figur 16 - Testforsøk 02.03.2010; oppvarming av kobbersylinder ved spolen.	- 24 -
Figur 17 - Kjøleflate; massiv sylinder av kobber.....	- 25 -
Figur 18 - Kjøleflate; metallringer med keramikk på utsiden og mellom ringene.....	- 26 -
Figur 19 - Fremstilling av hvordan subtraheringen er tenkt å virke.....	- 27 -
Figur 20 - Tverrsnitt av T-sylinderen og induksjonsspolen.....	- 27 -
Figur 21 – Viser hvordan isolasjon og kobberprøven passer inn i den virkelige kjøleprosessen.	- 28 -
Figur 22 – Hvordan bruk av isolasjonsmateriale kleberstein antagelig vil påvirke resultatene.....	- 29 -
Figur 23 - Tverrsnitt av isolasjonsgeometri.	- 30 -
Figur 24 - Isolasjon i kleberstein for liten kobbersylinder.	- 30 -
Figur 25 – Flytskjema av dyse og instrumentering (enfase gassforsøk).....	- 31 -
Figur 26 - Enfase gassdyse.....	- 32 -
Figur 27 – Tverrsnittet av kobbersylinderen. Viser plasseringen av de tre termoelementene.	- 33 -
Figur 28 - Testrigg enfase.	- 33 -
Figur 29 - Flytskjema tofase testrigg - kjølemedier og dyse.....	- 35 -
Figur 30 - Testrigg tofase.....	- 36 -
Figur 31 - På innsiden av kammeret - Tofaserigg.	- 36 -
Figur 32 - Rotameter og nåleventil er satt på en treplate.....	- 37 -
Figur 33 – Rotameter.....	- 39 -
Figur 34 – nåleventil (14).....	- 40 -
Figur 35 - Y-filter vann.	- 40 -
Figur 36 - Forklarende bilde til forskjellen på statisk og stasjonært trykk.	- 41 -
Figur 37 - Trykkcelle for vann.	- 41 -
Figur 38 – Magnetspole (18).	- 42 -
Figur 39 – Tverrsnitt av Solenoidventil (19).	- 42 -
Figur 40 reduksjonsventil.	- 42 -
Figur 41 – En skisse av et testforsøk hvor dysen er tiltet til høyre.	- 43 -
Figur 42 – Varmetapstest med isolasjonsmateriale vermiculite.....	- 45 -
Figur 43 - Kurvetilpasning av varmetap til omgivelsene - isolasjonstype nr 1.	- 45 -
Figur 44 - Varmetapskorrelasjoner brukt i datareduksjonen.....	- 46 -

Figur 45 - Skisse av tilnærming sammenlignet med virkelig temperatur i kobbersylinderen.....	- 47 -
Figur 46 - Omkringliggende luft blandes med gassen som kommer ut av dysa.....	- 48 -
Figur 47 - Kammeret stenger for at omkringliggende luft blandes med kjølegassen	- 49 -
Figur 48 - Fem forsøk med samme trykk og dyseavstand. Gasstemperatur varierer, og for to av forsøkene er det satt på et kammer med forskjellig diameter.	- 49 -
Figur 49 - Samme forsøk som i figur 48 - Brukt ligning 23 og 24 fremfor ligning 22.....	- 50 -
Figur 50 - Eksempel på hvordan resultatet ser ut når rådataen ikke er komprimert.	- 52 -
Figur 51 - Eksempel på hvordan stikkprøvemethoden gjør grafen mer lesbar. 1 av 10 målinger er brukt i beregningen.....	- 53 -
Figur 52 - Eksempel på hvordan resultatene blir med gjennomsnittsmetode 1. 1 av 10 målinger er brukt i beregningene.	- 53 -
Figur 53 - Eksempel på hvordan resultatene blir med gjennomsnittsmetode 2. Gjennomsnittet av 50 rådatamålinger i hvert målepunkt.	- 54 -
Figur 54 - Resultatene av komprimeringsmethodene sammenlignet.....	- 54 -
Figur 55 - Temperaturmåling av lufta i lokalet hvor testene kjøres. Rød og grønn strek representerer gjennomsnittet av målingene $\pm 1^{\circ}C$	- 58 -
Figur 56 - Kart over hvordan de forskjellige målte verdiene løses ut fra varmeovergangstallet.....	- 59 -
Figur 57 – Oppvarming av kobbersylinder dekket i isolasjon.....	- 60 -
Figur 58 – Oppvarming av kobbersylinder liggende i en kopp av isolasjon.	- 61 -
Figur 59 – Oppvarming av kobbersylinder uten noe isolasjon rundt.	- 61 -
Figur 60 – Måledata fra isolasjonsforsøk gjort 18.mars.....	- 61 -
Figur 61 – Plassering av det mantlete termoelementet.....	- 62 -
Figur 62 – Responstest mantlet termoelement på en stålsylinder.....	- 62 -
Figur 63 – Signal fra mantlet- og påsveiset termoelement.....	- 63 -
Figur 64 - Responstid på begge termoelementer.....	- 63 -
Figur 65 - Varmetap for de forskjellige isolasjonstypene som funksjon av temperaturen.	- 64 -
Figur 66 - Sammenligning av varmeovergangstall for isolasjonstype nr.2 og 3 som funksjon av tiden. . - 64 -	- 64 -
Figur 67 - Endring i gasstemperatur målt like over kjøleflaten.	- 65 -
Figur 68 - Varmeovergangstall for nitrogengass ved $\rho = 3,21kg / m^3$ i dyseåpningen. Beregnes som funksjon av dyseavstand og radiell lengde fra stagnasjonspunkt.	- 67 -
Figur 69 - Varmeovergangstall for alle ved forskjellig massetetthet og dyseavstand som funksjon av radius på kjøleflate. Verdier over en radius på 15mm er ekstrapolert og er dermed bare en tilnærming.	- 68 -
Figur 70 - Varmeovergangstall stor sylinder som funksjon av dyseavstanden. Laget fra korrelasjonene i tabell 15.	- 69 -
Figur 71 - Varmeovergangstall liten sylinder som funksjon av dyseavstanden. Laget fra korrelasjonene i tabell 15.	- 69 -
Figur 72 - Forsøksmatrise - enfase gassforsøk.	- 70 -
Figur 73 - En typisk varmeovergangskurve for gassforsøk. Komprimert med gjennomsnittsmetode 2 (gjennomsnitt av 100 målinger).	- 70 -
Figur 74 – Enfase forsøk komprimert med gjennomsnittsmetode 1 (gjennomsnitt av 100 målinger). Rødt = usikkerhet i positiv retning, Grønt = usikkerhet i negativ retning.	- 71 -
Figur 75 - Varmeovergangstallet som funksjon av tiden; repetering av samme forsøk to ganger med samme isolasjon, og én gang med en annen isolasjon.	- 72 -
Figur 76 - Samme forsøk som i figur 75 uten å korrigere for varmetapene.....	- 72 -
Figur 77 - Varmeovergangstall ved 7barg. Fire forskjellige forsøk ved fire forskjellige avstander mellom dyse og kjøleflate.	- 73 -
Figur 78 - Samme forsøk som i figur 77, men uten å bruke varmetapkorrelasjonene.....	- 73 -
Figur 79 - Samme forsøk som i figur 77 - Varmeovergangstall som funksjon av temperatur i stedet for tid.....	- 74 -
Figur 80 - Sammenligning av isolasjonstypene kleberstein og N-17 ved lavt trykk og høy dyseavstand. - 75 -	- 75 -

Figur 81 - Forskjellen i resultatene fra isolasjonstypene øker ved større trykk og dyseavstand.	- 75 -
Figur 82 - Varmeovergangstallet er antageligvis for stort til at varmetapskorrelasjonen klarer å kompensere å skape en jevn kurve.	- 76 -
Figur 83 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av dyseavstanden. Verdiene er hentet fra tabell 16 under overskriften stor sylinder.	- 77 -
Figur 84 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av dyseavstanden. Verdiene er hentet fra tabell 16 under overskriften liten sylinder.	- 78 -
Figur 85 - Effektivitetsrate; hvor effektiv varmeoverføringen er i forhold til gassmengder brukt i forsøket. Diagrammet er laget for den store kobbersylindere.	- 80 -
Figur 86 - Effektivitetsrate; hvor effektiv varmeoverføringen er i forhold til gassmengder brukt i forsøket. Diagrammet er laget for den lille kobbersylindere.	- 80 -
Figur 87 - varmeovergangstall i senter av vannstrålen som funksjon av temperatur på kjøleflaten. (26)	- 81 -
Figur 88 - Forsøksparametre for forsøkene i artikkelen til Leacadio m. fl. (26).	- 81 -
Figur 89 – Måter å forbedre varmeoverføringen i dysestrømninger: (a) store bobler; (b) ren vannstrøm; (c) luftinjeksjon (27).	- 82 -
Figur 90 – Varmeoverføring ved forskjellige luftinjeksjonsrater med $H = 4.0$, $Pr_0 = 6.0 \pm 0.4$ og (a) $Re_j = 4200 \pm 100$; (b) $Re_j = 17600 \pm 100$ (27).	- 83 -
Figur 91 - Sammenligning av enfasedyse og tofasedyse - stor kobbersylinder. To av forsøkene er kjørt ved 3barg, det siste er kjørt ved 97 nl/min, noe som tilsvarer massestrømmen til enfasedysa ved 3barg.	- 85 -
Figur 92 - Sammenligning av enfasedyse og tofasedyse - liten kobbersylinder.	- 86 -
Figur 93 - Tofasedyse med vann og nitrogengass. Sprayen treffer en liten del av kobbersylindere. - 86 -	- 86 -
-	
Figur 94 - Typisk temperaturforløp i vannforsøk.	- 87 -
Figur 95 - Varmeovergangstall som funksjon av kjøleflatetemperatur - stor sylinder. Tre like forsøk hvor det ene forsøket er startet ved $250^{\circ}C$ fremfor ved $500^{\circ}C$	- 88 -
Figur 96 - Varmeovergangstall som funksjon av kjøleflatetemperatur - liten sylinder. Tre like forsøk hvor to ble gjennomført i serie, mens det tredje ble gjort med flere andre forsøk mellom.	- 89 -
Figur 97 - Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. De samme regimene som i Figur 7 inngår også i forsøkene.	- 89 -
Figur 98- Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. I filmkokeregimet synker varmeoverføring med temperaturen på kjøleflaten for forsøkene kjørt med den lille sylindere.	- 90 -
Figur 99 - Temperaturgradienter i vertikal og horisontal retning. Figuren er laget for et tenkt tilfelle hvor kjølemediet kun dekker et lite området av kjøleflaten.	- 91 -
Figur 100 - Økt varmeoverføring på kjøleflatene kan skyldes at dampfilmen utvikler seg i løpet av forsøket.	- 91 -
Figur 101 - Varme overført ved maksimal dyseavstand ($H = 84\text{mm}$). Fra om lag $400^{\circ}C$ synker varmeoverføringen lineært som funksjon av overflatetemperaturen.	- 92 -
Figur 102 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av massestrøm vann. Verdiene er hentet fra	- 94 -
Figur 103 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av massestrøm vann. Verdiene er hentet fra	- 94 -
Figur 104 –Temperaturrendring grunnet strålingstap fra kobbersylinder som funksjon av tid. Blå kurve representerer varmetapene ved bruk av kleberstein (for den store sylindere) som isolasjonsmateriale.	- 98 -
Figur 105 – Tverrsnitt av kobbersylinder inne i isolasjon - temperaturen øker hovedsakelig i vertikal retning.	- 99 -
Figur 106 - Temperaturdifferansen mellom toppen, kjernen og bunnen av sylindere, $\bar{h} = 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$	- 99 -
Figur 107 – Temperaturdifferansen mellom toppen, kjernen og bunnen av sylindere, $\bar{h} = 16000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$	- 100 -

Figur 108 - Stagnasjonspunkt mellom dysene.....	- 101 -
Figur 109 - Tverrsnitt brukt de numeriske beregningene.	- 101 -
Figur 110 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{gass} = 15^0 C$, $h = 1000 W / m^2 \cdot K$, $\varepsilon = 0,9$) - Dagens kjølemetode.	- 102 -
Figur 111 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = 15^0 C$, $h = 4000 W / m^2 \cdot K$, $\varepsilon = 0,9$).....	- 103 -
Figur 112 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = 15^0 C$, $h = 8000 W / m^2 \cdot K$)-	103 -
Figur 113 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = 15^0 C$, $h = 2000 W / m^2 \cdot K$)-	104 -
Figur 114 – Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = -100^0 C$, $h = 2000 W / m^2 \cdot K$).....	- 105 -
Figur 115 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, på utsiden er $T_{kjølemedie} = -100^0 C$, på utsiden er $T_{kjølemedie} = 20^0 C$, $h_{ytre} = 2000 W / m^2 \cdot K$ og $h_{indre} = 700 W / m^2 \cdot K$ på innsiden).	- 106 -
Figur 116 - Komplettestrømsforløp til testrigg.....	II
Figur 117 - Spor midt i ringer med glødetråd.....	IV
Figur 118 – Tidlig forslag testrigg 1.	V
Figur 119 - Tidlig forslag testrigg 2.	VI
Figur 120 – Arrangement av termoelement på undersiden av sylindren.	VII
Figur 121 – Rigg sett fra topp og side.....	VIII
Figur 122 – Mantlet termoelement.....	IX
Figur 123 – Forslag tofaserigg 1 fra Bjørn Halmrast (30).	X
Figur 124 – Forslag tofaserigg 2 fra Bjørn Halmrast (30).	X
Figur 125 – Forslag til tofaserigg 3 fra Bjørn Halmrast (30).	XI
Figur 126 - Flytdiagram av tofaserigg med anordning for økt trykk.....	XIV
Figur 127 – Sammenkobling av tofaserigg.	XV
Figur 128 - Meteorological Particle Sensor (10).....	XVI
Figur 129 - Eksempel på ekstrapolering av varmeovergangstall basert på ligning hentet fra Burmeister (25). Kurven er laget for nitrogengass med $\rho = 1,92 kg / m^3$ i dyseåpningen.	XXI
Figur 130 - Spesifikasjoner Pyrotek N-17 - del 1 (7).	XXIII
Figur 131 - Spesifikasjoner Pyrotek N-17 - del 1 (7).	XXIV

Tabell liste

Tabell 1 – Parametere hvor kjølekravet oppnås med relativt rimelige parametere:.....	- 3 -
Tabell 2 - Termiske egenskaper helium. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.	- 12 -
Tabell 3 - Termiske egenskaper neon.....	- 13 -
Tabell 4 - Termiske egenskaper argon. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.	- 14 -
Tabell 5 - Termiske egenskaper karbondioksid. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.	- 16 -
Tabell 6 - Termiske egenskaper nitrogen. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.	- 16 -
Tabell 7 - Kandidater over materialer som kan brukes som kjøleflate med konduktivitet over $200 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$	- 23 -
Tabell 8 - Valgte geometriske størrelser på kjøleflater:	- 28 -
Tabell 9 - Oversikt over brukte testede isolasjonsmaterialer (1 = Vermiculite, 2 = Kleberstein og 3 = Pyrotek N-17):	- 29 -
Tabell 10 – Dimensjonering av dyse.....	- 32 -
Tabell 11 – Verdier benyttet for å beregne maksimal og minimal vannmasse:.....	- 38 -
Tabell 12 - Korrelasjoner for varmetapene gitt ulikt isolasjonsmateriale:.....	- 46 -
Tabell 13 - Sammenhenger brukt for å bestemme massestrømmen i nitrogenforsøk.....	- 51 -
Tabell 14 - Usikkerhet i hver forskjellig type måling, og hvordan de er målt.....	- 57 -
Tabell 15 - Korrelasjoner laget ut i fra Burmeisters formel:.....	- 67 -
Tabell 16 - Varmeovergangstall beregnet fra enfase forsøk gjort med kleberstein. Verdiene har benevnningen $[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$	- 77 -
Tabell 17 - Mengde gass brukt for å kjøle ned prøven fra $500\text{-}50^0 \text{ C}$	- 79 -
Tabell 18 - Effektivitetsrate; varmeovergangstall fra tabell 16 dividert på masse kjølemedium brukt fra tabell 17.	- 79 -
Tabell 19 - Forsøksmatrise tofase vann-/gassforsøk. Oransje = stor og liten sylinder, grønn = stor sylinder. Trykkene er basert på de målte statiske trykkene i forsøkene (verdiene er overslagsverdier og stemmer ikke nødvendigvis overens med alle forsøkene):	- 84 -
Tabell 20 - Forsøksmatrise tofase vann-/gassforsøk. Grønn = stor sylinder. Trykkene er basert på de målte statiske trykkene i forsøkene (verdiene er overslagsverdier og stemmer ikke nødvendigvis overens med alle forsøkene):.....	- 84 -
Tabell 21 - Varmeovergangstall med usikkerheter beregnet ved 400^0 C i kjernen - tofaseforsøk. .	- 93 -
Tabell 22 - Termiske egenskaper rør brukt i kjøleprosess:.....	- 101 -
Tabell 23 – Parametere hvor kjølekravet oppnås med relativt rimelige parametere:	- 108 -
Tabell 24 – Beskrivelse av testrigg i figur 116:	III

Notasjon

Symbol Enheter Beskrivelse

A	m^2	Areal
D	m	Diameter
μ	$kg / m \cdot s$	Dynamisk viskositet
\bar{R}	$J / K \cdot mol$	Gasskonstanten
u	m / s	Hastighet
H	m	Høyde
ν	m^2 / s	Kinetisk viskositet
k	$W / m \cdot K$	Termisk konduktivitet
R	-	Resistans
T	K eller $^{\circ}C$	Temperatur
t	s	Tid
U	$W / m^2 \cdot K$	Totalt varmeovergangstall
M	-	Mack tallet
m	kg	Masse
\dot{m}	kg / s	Massestrøm
ρ	kg / m^3	Massetetthet
c_p	$J / kg \cdot K$	Spesifikk varmekapasitet
c_v	$J / m^3 \cdot K$	Volumetrisk varmekapasitet
h	$W / m^2 \cdot K$	Varmeovergangstall
\dot{Q}	W	Varmeoverføringsrate
V	m^3	Volum
\dot{V}	m^3 / s	Volumstrøm

Indeksering

antagelse	Antatt verdi
CO_2	Karbondioksid
dyseåpning	Dyseåpningen hvor fluidet strømmer ut av dysen
etter	Etter fluidet får kontakt med kjøleflaten
fg	Faseovergangen fra væske til gass
fordamping	Faseovergangen fra væske til gass
forsøk	Over tidsperioden forsøket varte
før	Før fluidet får kontakt med kjøleflaten, og før forsøket starter.
gass	Gassfase
ideell	Ideell gass tilstand
kjerne	I kjernene av sylindere hvor temperaturmålingen gjøres
kjøleflate	Området på prøven hvor kjølemedium i hovedsak nedkjøler
kjølemedium	Fluidet som brukes til å kjøle ned en flate
liten_sylinder	Den lille kobbersylinderen (D = 20mm)
materiale	Refererer til materiale kjøleflaten er laget av
N_2	Nitrogen
nedkjøling	Varmetap som forårsakes av kjølemediet
nominell	Gjennomsnittsverdien
romtemp.	Temperaturen i rommet (25°C)
sat	Temperaturen ved kokepunktet
stasjonær	Stasjonær
stat	Statisk
stor_sylinder	Den store kobbersylinderen (D = 40mm)
sylinder	Kobbersylinder
tap	Varmetapet som ikke forårsakes av kjølemediet
til kjøleflate	Avstanden fra kjernen til kjøleflaten
Totalt	Den totale andelen
total nedkjøling	Det totale varmetapet
vann	Vann
vegg	Den solide veggen på innsiden av kjøleflaten
virkelig	Verdien i virkeligheten
væske	Væskefase
ytterste_ring	Ring som blir igjen når man trekker fra kjøleflaten til den lille sylindere fra den store sylindere
ytre	På utsiden av veggen
0	Stagnasjonstilstanden
100°C	En temperaturendring på 100 °C

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

AMR Engineering AS ble etablert i 1977 og leverte på 70- og 80-tallet konsulent tjenester til offshore industrien. I 1981 ble idéen om en metode for rørsveising til havs født. Oppfinneren var Per H. Moe. Metoden som ble funnet opp ble etter hvert kalt smisveising med reduserende gass (Shielded Active Gas Forge Welding – SAG-FW). Den består essensielt sett av tre steg:

- (1) Oppvarming ved elektromagnetiske metoder (induksjon og/eller høyfrekvent mostands-oppvarming),
- (2) Smiing og sammensveising av delene
- (3) Nedkjøling og varmebehandling.

Under oppvarming tilføres en reduserende gass som fjerner oksider og forhindrer videre vekst under oppvarming. Under oppvarming skjer det ingen smelting av materialet. Sammenføring skjer mens materialet er fast, men på grunn av den høye temperaturen ($900-1300^{\circ}\text{C}$) vil materialet deformere seg meget lett slik at rørets tykkelse øker i sveisen. Av den grunn er endene av rørene tilvirket med en tykkelsesreduksjon - kaldt fuge - i forkant av selve sveisingen. Fugen ligner til forveksling på den fuge som brukes ved konvensjonell elektrode-sveising. Smiprosessen kan så tilpasses slik at veggtykkelsen og sveisetykkelsen ligner.

Fra 1981 til 1987 ble det gjennomført et betydelig forsknings- og utviklingsarbeid både i tilknytning til PhD-avhandling og etablering av første kommersielle sveisemaskin. Sveisemaskinen var som reserveløsning for konvensjonelle sveisemetoder for Statoil's Åsgard rørledning (1987). Rundt 1991 ble teknologien benyttet for å demonstrere rørlegging på land i samarbeid med Statkraft. Senere på 90-tallet ble det gjennomført en fullstendig kvalifisering av teknologien for bruk på rørleggingsfartøy i samarbeid med Allseas. Hovedsakelig på grunn av betydelig motstand i bransjen lykkes man ikke med implementering av teknologien. I 2000 valgte Shell-konsernet å benytte teknologien for sveising av føringsrør i olje- og gassbrønner. Etter et omfattende forsøksprogram ble selskapet TubeFuse Technologies Ltd etablert i 2006. Selskapet har i samarbeid med AMR Engineering AS lykkes å bygge og kvalifisere prosessen hos Lloyds.

En av de største utfordringene knyttet til sveising av føringsrør for brønner, er knyttet til metallurgi. Stål er et såkalt allotropisk materiale. Med dette menes at materialets mikrostruktur avhenger av temperaturen. Mikrostrukturen avhenger også i stor grad av de legerings-elementer som er tilsatt stålet. Ved romtemperatur vil man ved moderate mengder karbon og andre legeringselementer, ha en ferrittisk struktur. I denne strukturen er atomene arrangert i en såkalt kubisk romsentrert struktur (Body Centered Cubic – BCC). I denne strukturen kan kun små mengder karbon løses. Ved høyere temperaturer er strukturen såkalt kubisk flatesentrert (Face Centered Cubic – FCC). I denne strukturen kan en stor mengde karbon løses interstitielt i strukturen¹. Karbonet er særskilt ved romtemperatur som et herdende element i stål da det hindrer plastisk deformasjon gjennom bevegelse av dislokasjoner. Når stålet kjøles sakte, får karbon og andre legeringselementer tid til å diffundere ut av gitteret og løses ut som karbider. Under meget hurtig kjøling blir imidlertid karbonet låst i strukturen. Dette hindrer omdanning

¹ Med interstitielt menes det at karbonatomene ligger fullstendig mellom, slik at det ikke er i direkte kontakt mellom jernatomene.

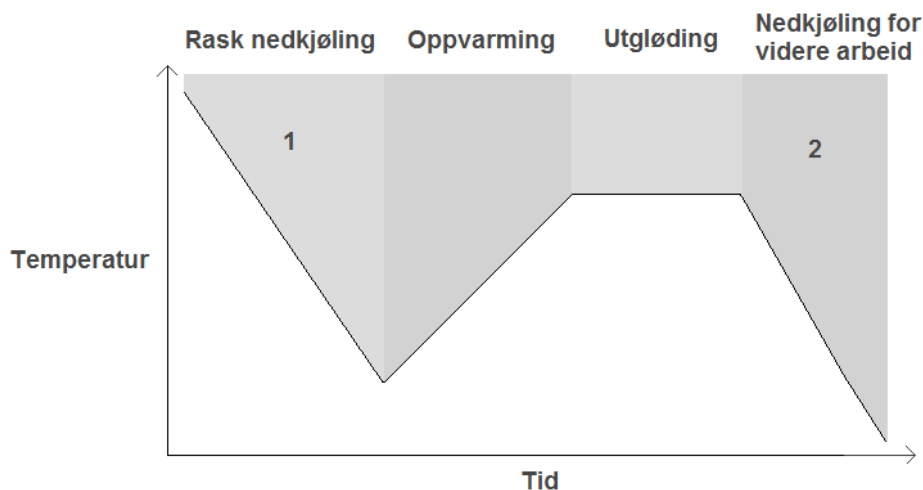
til ferritt ved diffusjonsprosesser og kornvekst. Snarere vil det ved gitte temperaturer dannes martensitt, eller en såkalt romsentrert tetragonal struktur (Body Centered Tetragonal – BCT) gjennom såkalt skjærdeformasjon. Denne strukturen er meget hard og sprø og kan ikke uten videre benyttes i konstruksjoner. Den hurtige kjølingen må således påfølges av en utglødning ved temperaturer opp mot 700°C , hvor det skjer en gradvis omvandling av martensitten. Denne utglødningen kan ta flere timer avhengig av mengde legeringselementer i strukturen og dimensjonene til delen. Fordelen med glødet martensittisk struktur sammenlignet med en ferritisk struktur, er at den har høyere fasthet uten at det går for meget på bekostning av duktilitet².

Uttrykket sveisbarhet forbindes ofte med hvor enkelt et materiale kan sveises. Dette knyttes først og fremst til behovet for utglødning. Et materiale med lite karbon er som regel enkelt sveisbart med konvensjonelle metoder da det vil dannes ferritt (som ikke krever langvarig utglødning) fremfor martensitt.

Føringsrør skjøtes vanligvis ved at de skrues sammen (threaded connections). De gjengede forbindelser har en rekke ulemper sammenlignet med sveisede, blant annet at de kan lekke når de utsettes for deformasjon. Fordelen med forbindelsene er imidlertid at det ikke trenger å stilles krav til sveisbarhet. De fleste føringsrør tilvirkes i materialkvaliteter av typen quenched-tempered (QT), hvor det til dels er et meget høyt innhold karbon. Bruk av sveisbare kvaliteter er en mulighet, men det innebærer høyere materialkostnader da høy fasthet må oppnås på andre måter enn ved tilsetning av karbon. I tillegg støter man på mye motstand i bransjen da bruken av QT-stål er veletablert for formålet.

Således må man ved bruk av smisveising ta for seg de utfordringer som knytter seg til sammenføring av stål med høyt karboninnhold. En særskilt utfordring knytter seg til fullstendig varmebehandling i løpet av de få minuttene man har mellom hver gang føringsrøret senkes ned i bakken mellom boreoperasjonene. For å kunne lykkes med dette, er det nødvendig å benytte de mest kjøleeffektive metodene for nedkjøling av rørene. Både etter sveising og utglødning. Etter sveising er utbredelsen av temperaturfeltet meget begrenset, men det stilles høye krav til kjølehastighet. Kjølehastigheter opp mot 60 degC/s bør etterstrebnes. Etter utglødning kan temperaturfeltet være mer utstrakt da varming skjer over lenger tid, men samtidig er kravene til kjøletid mindre strenge. Prinsipielt bør man kun gjennomføre kjøling så fort som mulig. Figur 1 viser hvilke to deler nedkjølingsprosessen består av.

² Duktilitet betyr formbarhet. I dette tilfellet betyr det metallens formbarhet.



Figur 1 - Nedkjølingskurve i kjøleprosess.

AMR Engineering har utviklet og patentert et system for kjøling og varmebehandling av rør etter sveising. Systemet benytter gas eller væske. Så langt har fokus - av rent praktiske årsaker - vært å bruke samme reduksjonsgassblanding som benyttes i forbindelse med oppvarming. Gassen er en blanding av nitrogen og hydrogen (90%-10% eller 95%-5%). Med dette systemet er det begrenset hvor høye kjølerater man kan nå, særskilt for meget tykke rør. De tykkeste rørene er opp mot 20mm tykke. Da rørene er laget av metaller med relativt lav konduktivitet, vil dette sette høye krav til nedkjølingsmetoden.

Da tykkelsen på rørene varierer og kjølemetoden skal brukes på stålrør av forskjellige legeringer, vil kravene til varmeoverføring endres for å oppnå kjølehastigheten. For legeringer med høyt innhold av karbon og andre legeringselementer i jerngitteret, vil diffusjon ta lang tid. I dette tilfellet er det stor risiko for at det dannes martensitt. Det vil si en struktur som ikke fremkommer som et resultat av diffusjon, men som et resultat av en spontan skjærdeformasjon. Ved lave innhold av karbon skjer diffusjonen raskt, og man får i ytterste konsekvens en fullt omvandlet ferritisk-perlittisk struktur som ikke er ønsket. Krav til kjølehastighet varierer derfor også etter hvilke metalliske egenskaper som er ønsket i de forskjellige legeringene. Det er derfor ønskelig å danne kjølemetoder som oppnår de forskjellige kjølekravene hvorpå de samtidig gir de mest kostnadseffektive resultatene.

Bruken av vann under kjøling er uønsket så lenge vann lett kan forurense systemet og gi dårlig sveisekvalitet for påfølgende sveis. Således er fokus på bruk av gasser og blandinger av gass og væske som gir størst mulig varmeoverføring. Bruken av en tofaseblanding av vann og nitrogen er i første rekke interessant for å undersøke kjøleeffekten av tilsatt væske til gassblandingen.

1.2 Rammer og begrensninger

Beskrivelse	Begrensning
Temperaturbegrensning	<1000 °C
Kjølehastighet mellom 400-800 °C	10-60 °C
Kjølemedium	Ikke bruk av vann

1.3 Oppbygning av rapporten

Avhandlingen starter med å forklare grunnleggende teori rundt valg av kjølemedium. Her vil det tas tak i viktige termiske egenskaper av fluidene og kjøleflate, samt mekanismen rundt

konvektiv varmeoverføring. Kjølefluidenes tre faser vil bli diskutert før videre diskusjon av spesifikke kjølemediekandidater.

I kapittel tre diskuteres prosjekteringen av to testtrigget. Prosjekteringen innebærer valg av:

- Materiale og geometriske størrelser på kjøleflate og isolasjon
- Utførelse av forsøk
- Oppvarmingsmetode
- Kjølemedier
- Utstyr

Kapittel 4 tar for seg hvordan måledata skal behandles for å oppnå ønskede resultater. Neste kapittel tar for seg metoden for beregning av usikkerheten i varmeovergangstallene før resultater og måleresultater diskuteres. Diskusjonen omhandler tolkning av resultater og feilkilder og kobler dette opp mot teorien. Med hensyn på resultatene er det gjort numerisk analyse for videre diskusjon av feilkilder og kjølemetodens effekt i en virkelig kjøleprosess.

Mot slutten av rapporten kommer konklusjonen av kjøleeffekten av de brukte kjølemetodene og hvor stor kjøleeffekten må være for å oppnå ønskede resultater. Noen anbefalinger følger for å unngå oppdagede problemer før det foreslås videre gang av arbeidet.

2 Evaluering av kjølemedium

2.1 Grunnleggende teori for valg av kjølemedium:

2.1.1 Valg av fase:

I hovedsak eksisterer fluider i tre faser - fast stoff, væske eller gass. Fluidet kan enten sublimere fra fast stoff direkte til gass, eller gå veien gjennom væskeform før det tar gassform. Når fluidet går fra fast stoff, vil det kreve energi for å smelte stoffet i faseovergangen. Denne energien må fluidet hente fra omgivelsene, hvorpå omgivelsene vil bli kjølt. Når fluidet går fra væskeform til gassform trengs energi for å fordampe stoffet over til gassform. Fordampingsenergien er ofte stor sammenlignet med smelteenergien og har dermed større betydning i kjølesammenheng.

2.1.2 Tre viktige faktorer:

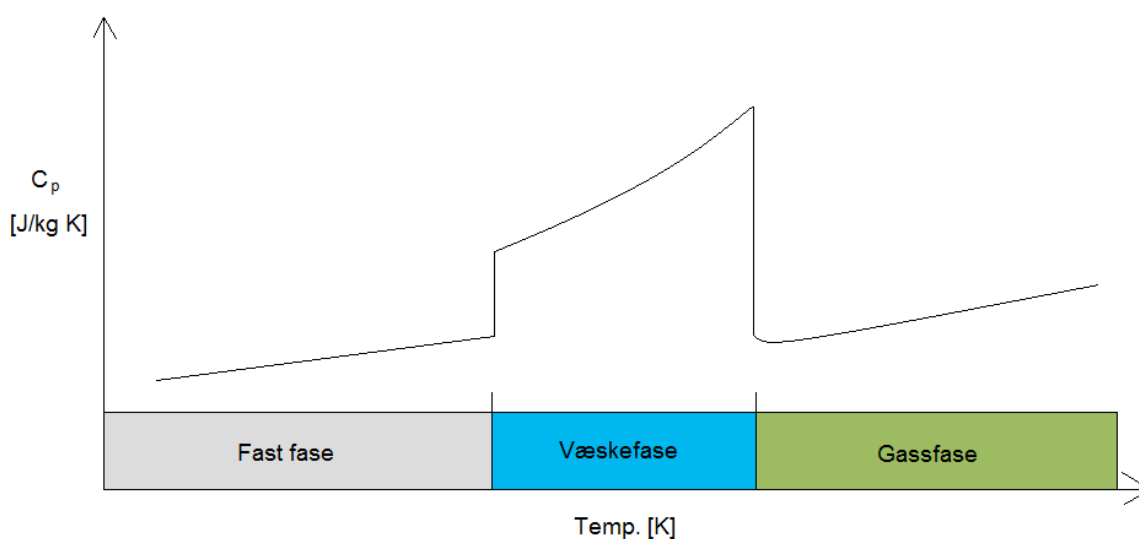
Spesifikk varmekapasitet [$J / kg \cdot K$]

Forståelsen av hvordan varmekapasiteten varierer i forhold til temperaturen er viktig å ha klart for seg når en skal velge kjølemedium og ved hvilke faser mediet skal benyttes.

Varmekapasiteten kan beregnes ut fra ligning (1). Den viser at varmekapasiteten øker når temperaturen øker. Ligningen er laget for ideelle gasser mellom 300-1000K. Dette er en tilpasset Taylor-serie laget for å gjengi hvordan varmekapasiteten endres som funksjon av temperaturen. De greske symbolene er konstanter som hentes ut fra en tabell i Moran (1).

$$\frac{\bar{c}_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4 \quad (1)$$

Nær faseovergang øker varmekapasiteten for gassen noe, og gjennom faseovergangen øker varmekapasiteten mye. I væskefasen synker varmekapasiteten raskere med temperaturen enn i gassfasen. Figur 2 viser hvordan varmekapasiteten endres med temperaturen og gjennom faseovergangene. Det er ikke funnet særlig data over hvordan faseovergangen fra væske til gass påvirker varmekapasiteten, men det antas at varmekapasiteten følger forløpet som i figur 2 for de aller fleste fluider.



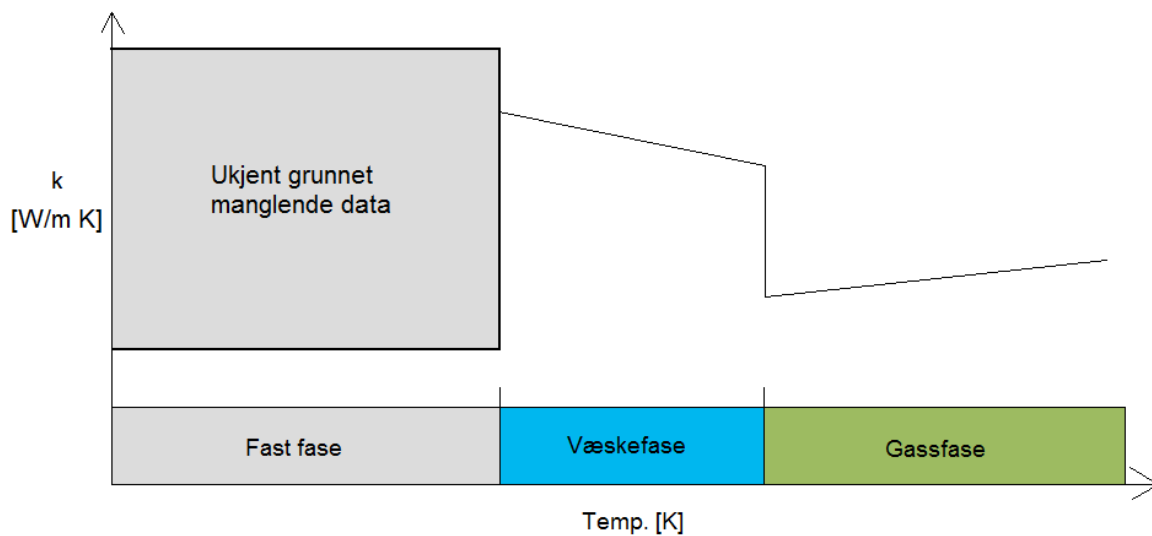
Figur 2 - Varmekapasitet som funksjon av temperatur gjennom faseendringer. Skissen er et eksempel på hvordan varmekapasiteten endres som funksjon av temperaturen. Figuren kan avvike fra virkelig data.

Når valg av kjølefluid skal gjøres, kan det være godt å ha denne figuren i bakhodet. Den høye varmekapasiteten for væske gjør at det kan være fordelaktig å bruke kjølemedier i væskeform.

Konduktivitet [$W / m \cdot K$]

Konduktiviteten forteller hvor raskt varmen sprer seg innad i fluidet. Hvis fluidet har både lav varmekapasitet og massetetthet, kan det fremdeles fungere som et veldig godt kjølemedium hvis det har svært høy konduktivitet. Hvis konduktiviteten er lav stilles det store krav til massetetthet og varmekapasitet, og det vil medføre at små mengder av kjølefluidet brukes til å kjøle.

Konduktiviteten synker generelt med temperaturen i gassfasen, men i væskefasen øker konduktiviteten med synkende temperatur. I gassfasen er endringene små sammenlignet med endringene i væskefasen. Den høye konduktiviteten i væskefasen gjør det er fordelaktig å bruke kjølemediene i væskefasen.



Figur 3 - Konduktivitet som funksjon av temperaturen. Som skissen i figur 2, er figuren kun egnet som et eksempel over hvordan konduktiviteten endres som funksjon av temperaturen. Figuren kan avvike fra virkelig data.

Massetetthet [kg / m^3]

I forbindelse med kjøling hjelper det ikke å ha en høy spesifikk varmekapasitet hvis fluidet har en veldig lav massetetthet. Massetettheten forteller hvor mye masse det er av fluidet i et gitt volum. I kjølesammenheng forteller en lav massetetthet at det vil være vanskelig å få fluidet i kontakt med kjøleflaten slik at den kan bli kjølt. Det forteller også at varmekapasiteten bør være rimelig stor slik at de få partiklene som treffer kjøleflaten tar opp mye varmeenergi.

Massetettheten varierer ikke som varmekapasiteten og konduktiviteten, men blir lavere ved høyere temperaturer. Det finnes derfor et skjæringspunkt mellom varmekapasitet og massetettheten hvor fluidet vil fungere best som kjølemedium. Ved å ta hensyn til konduktiviteten og energiendringene i faseovergangene, vil en kunne danne seg et bilde av et godt kjølefluid, i hvilke fase det bør brukes og hvilket temperaturforløp som gunstige.

2.1.3 Mekanismer for varme overført til kjølemedium [W]

Varmekapasitet og massetetthet er alt etablert som viktige faktorer når kjølemedium skal velges. For å forstå hvorfor, er det viktig å ha klart for seg hvordan varme overføres fra en fast

flate til et fluid i bevegelse. Varmeenergi overført fra den faste flaten er avhengig av temperaturdifferansen mellom kjølemedium og kjøleflate, overflatearealet, varmeovergangstallet og konduktiviteten til kjøleflaten. Varmeovergangstall og konduktivitet kan tenkes på som resistanser som begrenser overført varme:

$$R_{total} = R_{vegg} + R_{ytte} = \frac{1}{k \cdot L} + \frac{1}{h \cdot A_{kjoleflate}} \quad (2)$$

Den totale varmeovergangstallet er en kombinasjon av konduktiviteten til varmeoverflaten og varmeovergangstallet:

$$\frac{1}{U} = R_{total} \quad (3)$$

Varme overført fra veggen følges av uttrykket:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = UA(T_{kjoleflate} - T_{kjolemedium}) \quad (4)$$

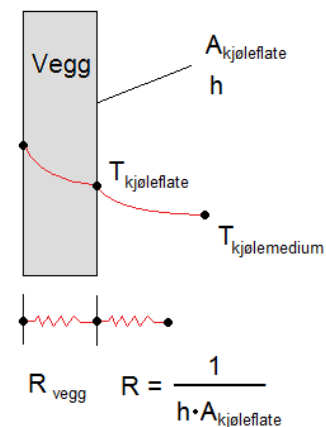
Hvis resistansen i veggen er høy sammenlignet med resistansen knyttet til varmeovergangstallet, vil resistansen i veggen være neglisjerbar. Varmeovergangstallet h vil da være den eneste gjenstående resistansen, og vil dermed være lik det totale varmeovergangstallet U_{total} .

Varmeovergangstallet vil da være en funksjon av de tre viktige faktorene nevnt i del 2.1.2. På lik linje med konduktiviteten til metallet, vil konduktiviteten til kjølefluidet virke som en resistans som begrenser varmeoverføringen. En høy konduktivitet gjør at resistansen blir liten og at muligheten for god varmeoverføring økes.

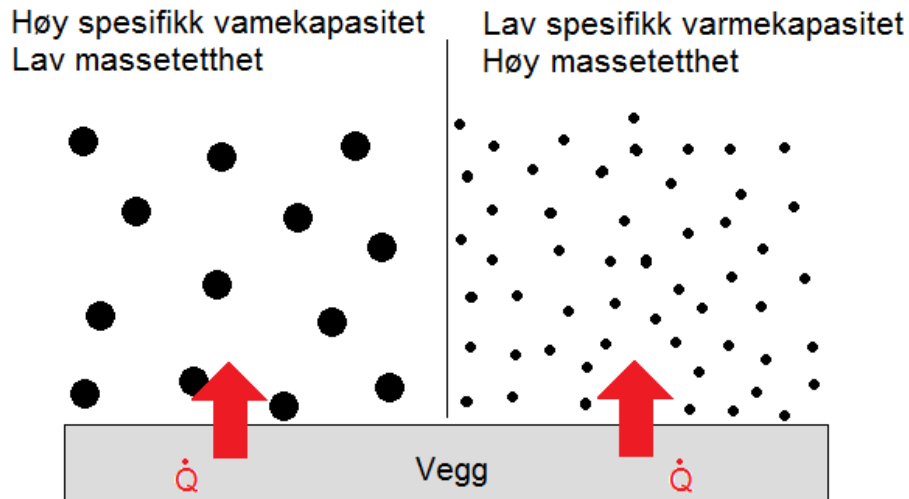
Hvis varmeovergangstall, areal og temperatur på kjøleflaten er satt, vil temperaturen på kjølefluidet bestemme hvor mye varme som overføres. Temperaturen på kjølefluidet endres etter hvor mange partikler som treffer kjøleflaten og hvor mye varmeenergi hver partikkel henter ut per temperaturendring:

$$\dot{Q} = \left[\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{etter} - T_{før}) \right]_{kjolemedium} \quad (5)$$

Volumstrømmen, \dot{V} , vil kunne endres uavhengig av hvilke kjølemedium som velges, og vil derfor ikke bli diskutert videre. Figur 5 viser to tenke kjølemedier med lik konduktivitet og forskjellig massetetthet og varmekapasitet. Det overføres like mye varme til begge kjølemedier.



Figur 4 - Resistanser i varmeoverføringen.



Figur 5 - To tenkte kjølemedier - størrelsen på dottene representerer varmekapasiteten, og mengden dotter representerer massetettheten.

Størrelsen på dottene representerer varmekapasiteten, og mengden dotter representerer massetettheten. Da konduktiviteten er den samme for begge fluidene, vil det kun være varmekapasiteten og massetettheten som bestemmer hvor mye varme som overføres. Hvis massetettheten er lav som i venstre del av figuren, vil varmekapasiteten måtte være høy for å kompensere slik at det oppnås samme varmeoverføring.

2.2 Valg av fluidets fase:

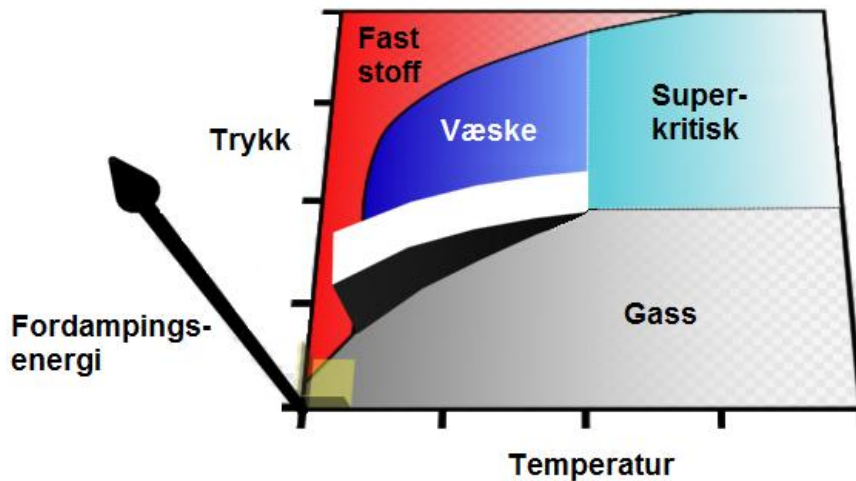
2.2.1 Gassfase:

Gassfasen har mange gode sider da den er svært enkel å bruke. Gass skaper lite søl som kan forurenser et arbeidsområdet. Beregningsteknisk gir også bruken av gass fordeler. I en nedkjølingsprosess vil temperaturen på kjølemediet alltid øke. Det vil dermed ikke inngå noen kompliserende faseendring underveis. Uten faseendring nær kjøleflaten, vil beregninger gi et konstant varmeovergangstallet. Beregningene vil derfor være triviell sammenlignet med tilfellene hvor det forekommer faseoverganger.

Fluidet i gassfase vil ha en lav massetetthet, noe som krever at varmekapasiteten bør være høy for å kompensere. Dette er ikke tilfelle for de fleste gasser. Lav massetetthet kan kompenseres for ved å gi kjølemediet stor hastighet. Massetettheten vil øke med trykket mot kjøleflaten. Den lave termiske konduktiviteten vil også ha en mindre virkning hvis hastighetene økes.

2.2.2 Væske:

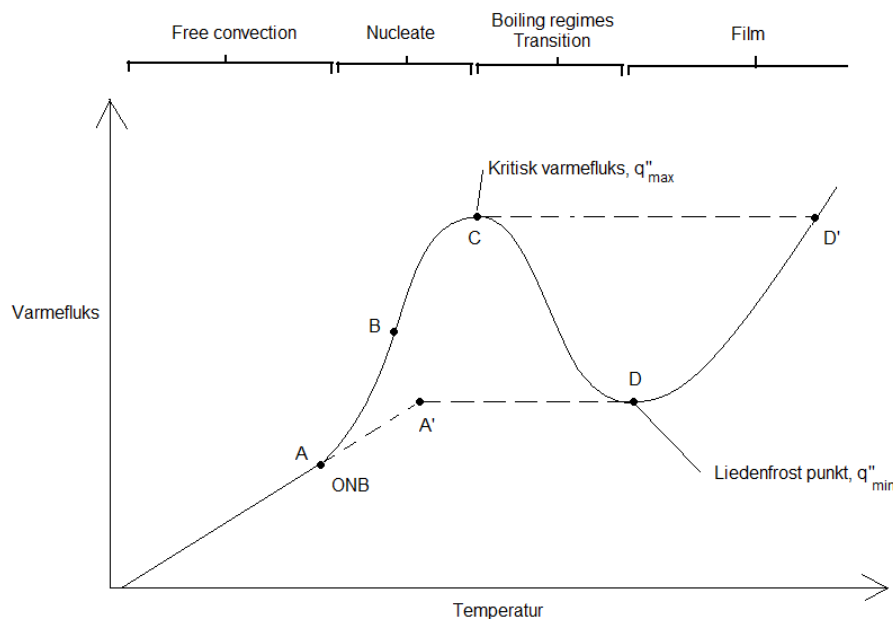
Væsker har både større tetthet og varmekapasitet enn gasser og er dermed mer egnede som kjølemedier. Hvis det lar seg gjøre at mediet fordampes på kjøleflaten, kan i tillegg væskenes fordampningsenergi utnyttes for ekstra kjøleeffekt. Fordampningsenergien er ulik for hvert kjølemedium og vil også avhenge av hvilke trykk og temperaturer fordampningen foregår. Fordampningsenergien vil være størst ved lave trykk og temperaturer, og synke ved økende trykk og temperaturer. Det vil derfor være fordelaktig for kjøleeffekten å bruke væskene ved lave trykk for å få størst mulig effekt av fordampningsenergien.



Figur 6 - z-akse: Fordampningsenergi fra væske til gass som funksjon av trykk og temperatur.

Når væskefasen skal benyttes for kjøling, er hovedhensikten gjerne å bruke fordampningsenergien ved faseovergangen. På kjøleflaten vil kjølemediet koke. Ved høye temperaturer vil det være fare for såkalt "burn-out" hvor det vil dannes en gassfilm på kjøleflaten. Gassfilmen hindrer nytt kaldt fluid å hente varme fra det varme materialet. Ved burn-out vil varmeovergangstallet mellom kjølemediet og kjøleflaten synke, noe som er lite fordelaktig.

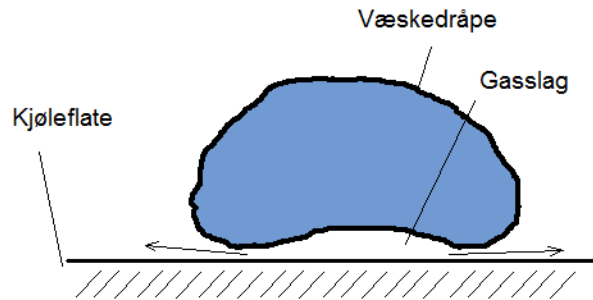
Figur 7 viser hvordan varmefluksen endrer seg som funksjon av temperaturen på kjøleflaten ved koking. Hvordan varmefluks varierer som funksjon av temperaturdifferansen mellom kjøleflaten og kjølefluid, vil fortelle noe om hvordan varmeovergangstallet vil endres gjennom temperaturforløpet. I figur 7 er både x- og y-aksen logaritmiske. Dette betyr at varmeovergangstallet etter leidenfrostpunktet vil øke lite med temperaturdifferansen mellom kjøleflaten og fluidet. Grovt sett betyr dette at koking med en temperaturdifferanse over leidenfrostpunktet, vil gi et relativt lavt varmeovergangstall sammenlignet med punktet med kritisk varmefluks.



Figur 7 - Varmefluks som funksjon av temperaturdifferansen mellom kokeplate og kjølefluid ved forskjellige stadier av koking (2).

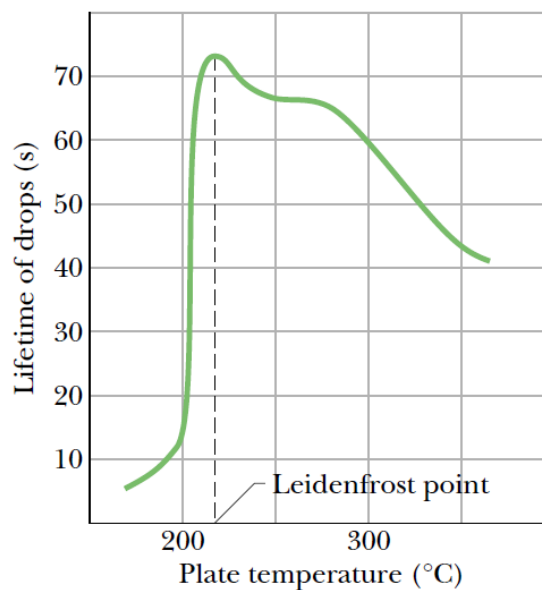
Figur 7 er tilvirket ved å koke en kjele med vann for så å undersøke overført varmeenergi til vannet som funksjon av temperaturen på kjeleveggen. I vårt tilfelle vil temperaturen på kjøleflaten representerer temperaturen i kjeleveggen.

Ved temperaturer over Leidenfrostpunktet vil væskedråpene som treffer kjøleflaten bruke lang tid på å fordampe grunnet lav varmekraft. Når dråpen treffer kjøleflaten vil den nederste delen av dråpen raskt fordampe og danne et gasslag med mye lavere konduktivitet. Den resterende delen av dråpen vil flyte opp på gasslommen en stund før den fordamper.



Figur 8 - Tverrsnitt av en dråpe.

Skal nedkjølingen av væsken pågå over leidenfrostpunktet, vil det lønne seg å bruke svært små dråper da det er mest tidseffektivt. Walker (3) har testet ut levetiden³ på en vanddråpe nær leidenfrostpunktet. Forsøket vist i figur 9 setter ting i perspektiv da det tar over syv ganger lenger tid å koke vekk en dråpe ved 225 °C enn ved 200 °C på kjøleflaten.



Figur 9 - Levetid på dråper nær Leidenfrostpunktet. (3)

Ved mindre dråper vil dråpens levetid synke betraktelig, og effekten av leidenfrostpunktet vil ha mindre innvirkning. Det sies ingenting om hvor store dråper Walker bruker i sine forsøk, men i våre forsøk vil vi bruke en dråpestørrelse som antakelig er mindre (i underkant av 500 μm). Ved mindre dråper, vil dråpene få en større kontaktflate sammenlignet med dråpenes masse. Dråpen vil dermed fordampe raskere enn dråpene brukt i Walkers forsøk. Ved uendelig små dråper vil dråpen fordampe uendelig raskt. Det ønskes likevel ikke at dråpen fordamper før den treffer den varme overflaten. Hvis kjølemediet alt er valgt, vil den ideelle dråpestørrelsen endres i forhold til temperaturen på flaten den skal kjøle. Ved den ideelle

³ Den tiden det tar før dråpen er kondensert bort fra varmeplaten.

dråpestørrelsen, vil dråpene fordampe i det de treffer overflaten.

2.2.3 Fast fase:

Fluider i fast fase har vanligvis lavere varmekapasitet en fluider i væskefase. Vanligvis kompenseres dette noe da massetettheten i fast fase er høyere enn de to andre nevnte fasene. Vann er svært spesielt på dette punktet da is - dannet av vann - har en lavere tetthet enn vann i væskefase.

Generelt kan det være fordelaktig å bruke fluider i faste fase da man kan benytte to faseoverganger fremfor én. I kjølesammenhenger kan det være vanskelig å få full virkning av smeltevarmen. Det faste stoffet må deles i mange små biter for så å sprayes på kjøleflaten, da det vil være lite fordelaktig å legge fast stoff direkte på kjøleflaten. Grunnet manglende utskiftning, vil det være tidkrevende å smelte store isklumper på kjøleflaten. Skal små partikler brukes, vil dysen kreve rimelig uniform størrelse på partiklene. Partiklene må formes til riktig størrelse for å ikke plukke dysene. Blir partiklene for små vil effekten av termoporose bli stor og avstøte deler av de kalde partiklene ⁴.

Ved raske nedkjølinger, vil det lønne seg å sende små partikler sammen med en gasstrøm slik at den gjennomsnittlige varmekapasiteten øker. Setter partiklene seg fast til overflaten for så å smelte og/eller fordampe, vil det kjøle overflaten mest. Fordelen med væsker er at væsker er klebrigere og vil med større sannsynlighet sette seg på kjøleflaten for å fordampe. Optimalt trenger ikke de faste partiklene å sette seg fast på kjøleflaten. De må smelte/fordampe før de forlater den varme sonen. Er partiklene små nok, og kjøleflatetemperaturen høy nok, vil det antagelig være gjennomførbart. Ved lave temperaturer vil mest sannsynlig partiklene sprette av og forlate sonen uten å ha hentet ut særlig varme.

2.2.4 Konklusjon (valg av fase):

Gass vil trolig være den enkleste fasen å benytte rent regneteknisk. Sammenlignet med de andre fasene, vil de dårlige termiske egenskaper gjøre at bruk av gass vil være lite fordelaktig.

Hvis små væskedråper benyttes, vil Leidenfrosteffekten ha svært liten innvirkning på varmeoverføringen. Bruk av kjølemedier i væskefasen vil antakelig gi de best varmeovergangstallene. Sammenlignet med kjølemedier i faste faser, vil det i tillegg være enklere å kjøle med kjølemedier i væskefasen enn fast fase.

Faseovergangen fra fast fase til gass vil kreve mest energi, men vil antagelig være mest tidkrevende. Partiklene må gjøres små for effektiv varmeoverføring. Krav om partikkelstørrelse kompliserer bruken av fluider i fast fase.

2.3 Kjølemedium kandidater:

2.3.1 Introduksjon:

Et godt kjølemedium har høy massetetthet, varmekapasitet og konduktivitet. Mye varme vil da hentes ut uten å tilføre store mengder av kjølemediet. Endringen i entalpi forteller hvor mye varme det må tilføres per masse kjølemedium, for å øke temperatur og/eller trykk til et gitt punkt.

⁴ Gjennomsnittlig, vil den kinetiske energien til molekylene som treffer partikkelen være høyere på den varme siden sammenlignet med den kalde siden. Resultatet er en netto kraft som virker på partikkelen i den motsatte retningen av temperaturgradienten (33).

$$\text{Energi krevet per kg per grad} = \frac{\Delta h}{\Delta T}$$

Ved varmeovergang ønskes det å holde temperaturredifferansen mellom kjølemediet og kjøleflate størst mulig for best kjøleeffekt. Da entalpiendringen er stor per endring i temperatur, vil det bety at det vil kreve mye energi per grad mediet blir oppvarmet. Temperaturdifferansen opprettholdes derfor i større grad hvis $\Delta h / \Delta T$ er stor.

Forutsatt at gassen ikke skal være helse-/miljøskadelig, vil det være fordelaktig å velge blant de gassene som allerede eksisterer i atmosfæren. Det velges å se bort i fra bruk av oksygen og vann da disse vil oksidere metallet og forurense sveisen og sveiseområdet.

Nedenfor vil 7 av de best egnede fluidene gjennomgås. I hovedsak er det blitt sett på hvordan fluidene endrer egenskaper ved 1 bar trykk. Dette gjelder ikke CO₂ som ikke eksisterer som væske ved 1 bar. Det kan hende at fluidenes kjøleegenskaper vil være bedre ved andre trykk, men av hensyn til tiden er det valgt å begrense søket.

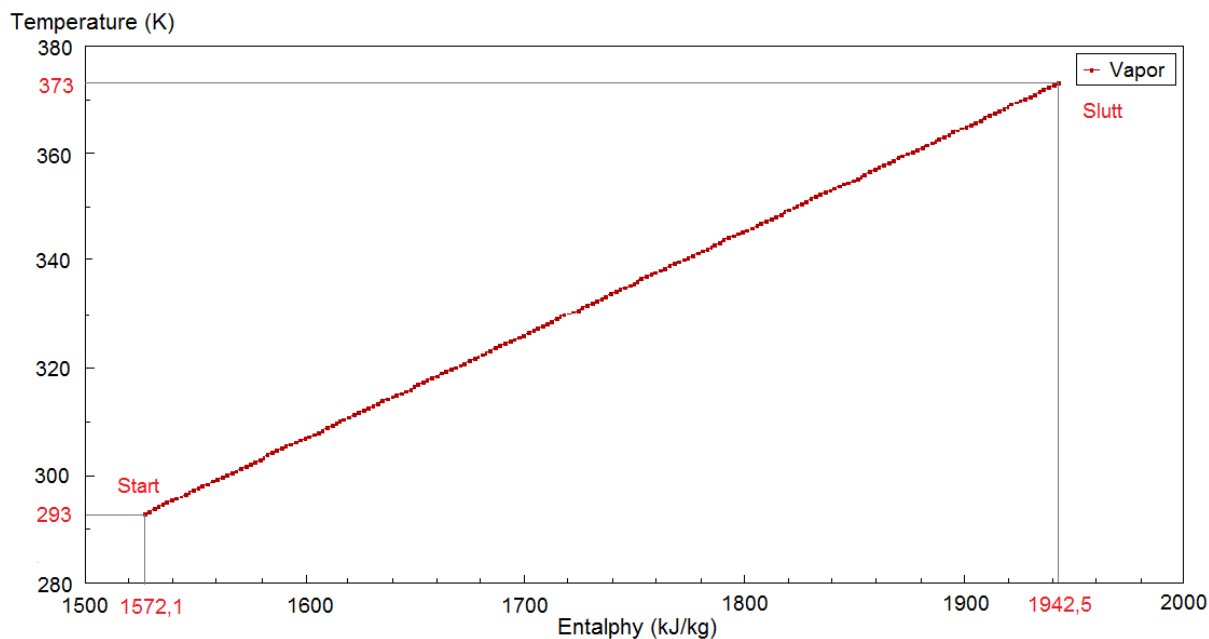
2.3.2 Helium:

Helium fordampes ved svært lave temperaturer. Maksimal temperatur ved faseovergang er om lag seks grader kelvin. Vi velger derfor å se bort fra bruk av helium i væskefase.

I gassfasen vil entalpien øke nærmest lineært med temperaturendringen. Av den grunn velges et oppvarmingsforløp som starter ved romtemperatur. Hvis det viser seg at helium er et egnet kjølemedium, kan starttemperaturen senkes for å øke varmeoverføringen noe.

Tabell 2 - Termiske egenskaper helium. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.

Beskrivelse	Verdi	Benevning	Godt egnet	Dårlig egnet
Fordampingsenergi	-	<i>kJ / kg</i>		
Endringsentalpi	5,2	<i>kJ / kg</i>	+	
Termisk konduktivitet	0,17	<i>W / m · K</i>	+	
Massetetthet	0,16	<i>kg / m³</i>		-
$\rho \cdot c_p$ - verdi	0,8	<i>J / m³ · K</i>		-



Figur 10 – Entalpiendring som funksjon av temperatur ved en bar (4).

Med relativt høy endringsentalpi, og uten kompleksiteten med faseovergang, kunne helium vært et godt egnet kjølemedium. Da edelgassen har lav $\rho \cdot c_p$ -verdi, ender helium som et greit egnet kjølemedium.

2.3.3 Neon:

Som helium, fordampes neon til gass ved lave temperaturer. Maksimal temperatur ved faseovergang er 44,5 K. Neon har en lav fordampingsenergi, maksimalt 88 kJ/kg. Det velges derfor å se bort i fra bruk faseovergang når neon skal varmes.

Som i temperaturforløpet for helium, er det også her valgt å bruke neon ved romtemperatur.

Tabell 3 - Termiske egenskaper neon.









Beskrivelse	Verdi	Benevning	Godt egnet	Dårlig egnet
Fordampingsenergi	-	kJ / kg		
Endringsentalpi	1,0	kJ / kg		■
Termisk konduktivitet (gass)	0,05	$W / m \cdot K$		■
Massetetthet (gass)	0,7	kg / m^3		■
$\rho \cdot c_p$ – verdi	0,8	$J / m^3 \cdot K$		■

Som tabell 3 viser, vil neon ikke være et gunstig kjølemedium grunnet dårlig termiske egenskaper.

2.3.4 Argon:

Argon har noe høyere temperatur ved faseovergang fra væske til gass. Maksimal temperatur for faseovergang er 150 K. Sett bort i fra faseovergang, vil entalpien endre seg lineært som funksjon av temperaturendringen ved stasjonært trykk. For å utnytte fordampingsenergien, velges det å starte oppvarmingen av Argon ved 85K og 1 bar. Trykket holdes stasjonært og den tenkte oppvarmingen avsluttes etter en temperaturøkning på 80 grader.

Tabell 4 - Termiske egenskaper argon. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.

Beskrivelse	Verdi	Benevning	Godt egnet	Dårlig egnet
Fordampingsenergi (1bar, 87K)	143	kJ / kg		
Endringsentalpi	2,56	kJ / kg		
Termisk konduktivitet (væske)	0,127	$W / m \cdot K$		
Termisk konduktivitet (gass)	0,008	$W / m \cdot K$		
Massetetthet (væske)	1400	kg / m^3		
Massetetthet (gass)	4	kg / m^3		
$\rho \cdot c_p$ - verdi (væske)	1560	$J / m^3 \cdot K$		
$\rho \cdot c_p$ - verdi (gass)	2,4	$J / m^3 \cdot K$		

Med en lav gjennomsnittlig konduktivitet og lav entalpiendring i gassfasen, vil det ikke lønne seg å bruke argon i gassfase. Hvis argon kun brukes i væskefasen, vil argon være den beste kandidaten hittil.

2.3.5 Krypton:

Krypton vil eksistere i væskeform helt opp mot 209,5K, men krever bort i mot ingen fordampingsenergi. Ved å ta en titt på entalpiendringen som funksjon av temperaturen viser det seg at maksimal fordampingsenergi krevet er om lag 9 kJ/kg. Med en generelt lav endringsentalpi, $\rho \cdot c_p$ -verdi og svært lav konduktivitet, velges det å se bort fra krypton som kjølemedium.

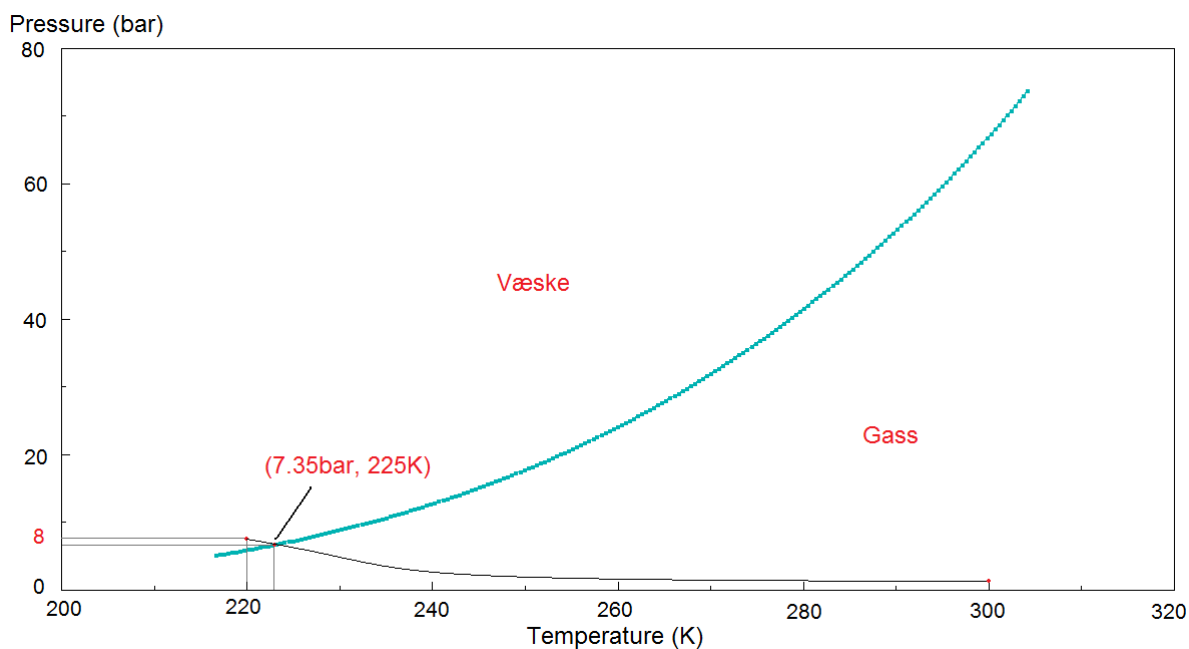
2.3.6 Xenon:

Xenon er en tung gass som kan eksistere i væskefase helt opp mot romtemperatur. Fordampingsenergien er som i alle de andre tilfellene høyest ved lave trykk og temperaturer. Det velges å se på isobart forløp fra 160 K til 240 K. Endringsentalpien ved fordamping er 96 kJ/kg og skjer ved 164,8 K. For resten av forløpet er endringsentalpien relativt lav, $\rho \cdot c_p$ -verdi er ikke spesielt imponerende og den termiske konduktiviteten er elendig. Av den årsak velges det ikke å se videre på xenon som egnet kjølemedium.

2.3.7 Karbondioksid:

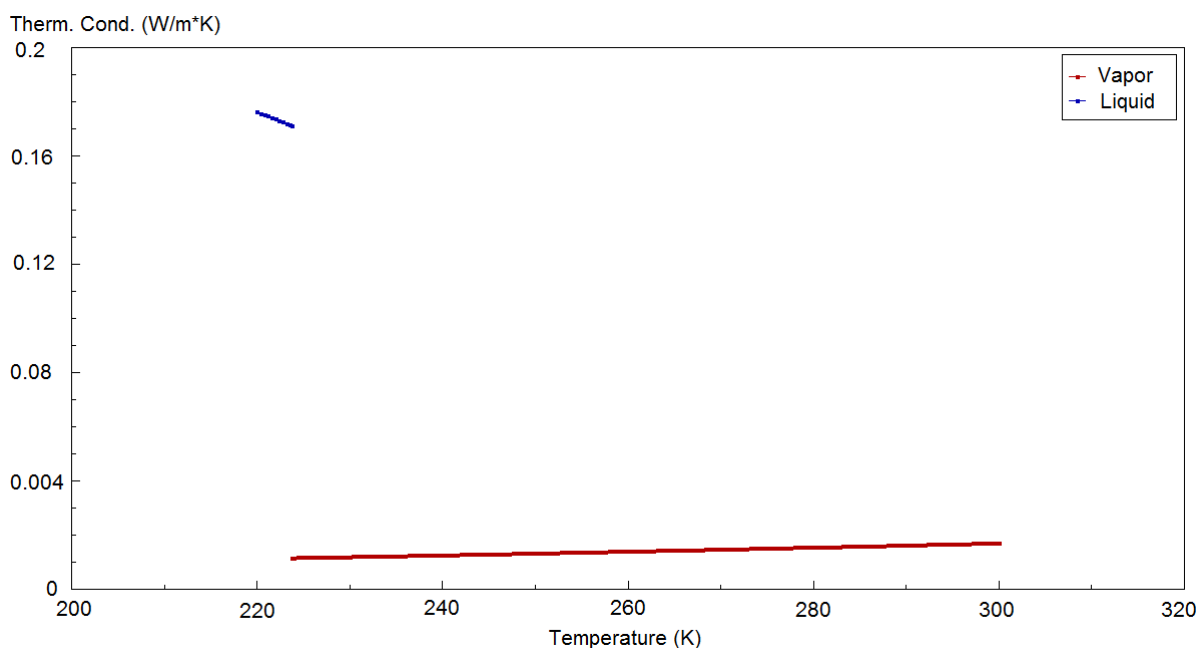
Karbondioksid eksisterer i væskeform ved trykk over om lag fem bar. Når fluidet sprøytes ut over kjøleflaten vil det raskt ekspandere og dermed fordampe. Karbondioksid har relativt høy fordampingsenergi og vil dermed hente ut mye varme om det får lov å fordampe nær kjøleflaten. Leidenfrosteffekten vil gjøre at fordampingen går senere på overflaten, men ekspansjon vil virke i motsatt retning. I tillegg vil ekspansjonen kreve ytterligere varme fra omgivelsene da den vil fordampe ved lavere trykk. Dette gjør karbondioksid til et unikt kjølemedium sådan.

Det velges å se på et oppvarmingsforløp fra 220K ved 8 bar til 300K ved 1bar. Det antas at trykk vil endres raskt i starten for så og konvergere mot en bar. Det antas at store deler av væsken vil fordampe i nærheten av kjølesonen. Ved det valgte oppvarmingsforløpet vil det meste av temperaturendringen skje i gassfasen, mens den meste av endringsentalpien skjer i faseovergangen.



Figur 11 – Et tenkt temperatur- og trykkforløp - CO₂ (4).

Ved økt temperatur synker konduktiviteten noe i væskefasen. I faseovergangen fra væske til gass, synker konduktiviteten drastisk. I gassfasen øker konduktiviteten noe med temperaturøkningen. Figur 12 viser hvordan konduktiviteten endres som funksjon av temperaturen i fluidet.



Figur 12 – Endring i konduktivitet som funksjon av temperatur - CO₂ (4).

Tabell 5 - Termiske egenskaper karbondioksid. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.

Beskrivelse	Verdi	Benevning	Godt egnet	Dårlig egnet
Fordampingsenergi (7,4bar, 225K)	337	kJ / kg	+	
Endringsentalpi	5,2	kJ / kg	+	
Termisk konduktivitet (væske)	0,17	$W / m \cdot K$	+	
Termisk konduktivitet (gass)	0,014	$W / m \cdot K$		-
Massetetthet (væske)	1150	kg / m^3	+	
Massetetthet (gass)	10	kg / m^3	+	
$\rho \cdot c_p - verdi$ (væske)	2275	$J / m^3 \cdot K$	+	
$\rho \cdot c_p - verdi$ (gass)	7,5	$J / m^3 \cdot K$		-

I gassfasen er karbondioksid et lite egnet kjølemedium da $\rho \cdot c_p - verdien$ er lav, men i kombinasjon med væske vil stoffet være et godt egnet kjølemedium. I og med at c_p , massetetthet og konduktivitet er såpass lav i gassfasen, kan det være lurt å beholde karbondioksid så lenge som mulig i væskefasen. Dette avhenger litt av hvor mye leidenfrosteffekten vil virke inn og ødelegge for varmeoverføringen i væskefasen. Væsken vil antagelig ekspanderes svært raskt om til gass på vei ut dysen. Sammenlignet med de andre fluidene bør derfor dråpestørrelsen økes noe for å forsikre at dråpene treffer kjøleflaten.

2.3.8 Nitrogen:

Nitrogen eksisterer i væsketilstand helt opp til 126 K og har en maksimal fordampingsenergi på 215 kJ/kg. Det er valgt å se på et isobart oppvarmingsforløp fra 64 K til 144 K, hvor trykket er 1 bar.

Tabell 6 - Termiske egenskaper nitrogen. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på det tenkte kjøleforløpet.

Beskrivelse	Verdi	Benevning	Godt egnet	Dårlig egnet
Fordampingsenergi (1bar, 77,2K)	200	kJ / kg	+	
Endringsentalpi	3,71	kJ / kg	+	
Termisk konduktivitet (væske)	0,16	$W / m \cdot K$	+	
Termisk konduktivitet (gass)	0,011	$W / m \cdot K$		-
Massetetthet (væske)	825	kg / m^3	+	
Massetetthet (gass)	3	kg / m^3	+	
$\rho \cdot c_p - verdi$ (væske)	950	$J / m^3 \cdot K$	+	
$\rho \cdot c_p - verdi$ (gass)	2	$J / m^3 \cdot K$		-

Gjennom forløpet er endringsentalpien noe lavere enn helium og CO_2 . Sammenlignet med CO_2 vil nitrogen komme til kort da massetetthet, varmekapasitet og konduktivitet er marginalt lavere. Den største forskjellen mellom nitrogen og CO_2 er fordampingsenergien. Nitrogen har en god del lavere fordampingsenergi, og dette trekker en del ned.

Nitrogen eksisterer i væskefase ved lavere temperatur enn CO_2 , noe som trekker nitrogen noe opp. Økt temperaturdifferanse gir økt varmeoverføring. Dette betyr at nitrogen vil fungere som et bedre kjølemedium enn karbondioksid hvis de begge oppnår det samme varmeovergangstallet. Antar man at begge skal gi samme varmeoverføring, vil man kunne undersøke hvor stor innvirkning starttemperaturen antagelig vil ha. De valgte starttemperaturene for nitrogen og CO_2 er respektivt 64K og 220K. Av sammenhengen i ligning 6, ser vi at varmeovergangstallet må være 1,282 ganger større for CO_2 for å kompensere for temperaturforskjellene.

$$\dot{q} = h \cdot (T_{\text{kjøleflate}} - T_{N_2}) = h \cdot 1,282 \cdot (T_{\text{kjøleflate}} - T_{CO_2}) \quad (6)$$

Vi ser av Tabell 6 at endringsentalpien for nitrogen er en del lavere enn for CO_2 . Effektivt sett betyr dette at temperaturdifferansen mellom kjøleflate og fluid raskere vil synke for nitrogen enn for CO_2 . Varmeovergangstallet for CO_2 må derfor antageligvis være noe lavere enn 1,282 ganger nitrogenets varmeovergangstall.

Ved å velge et annet oppvarmingsforløp for nitrogen med høyere trykk, vil fordampingen skje raskere og de termiske egenskapene endres. Dette gir en mer effektiv varmeoverføring. Ved å bruke nitrogen ved høyere trykk vil det medføre en lavere konduktivitet og fordampingsenergi, men varmekapasitet og massetettheten vil øke. Det blir litt feil å sammenligne egenskapene til karbondioksid med de andre mediene, da deler av oppvarmingsforløpet pågår ved i overkant 7 bar. For sammenligning effekten av trykkforskjellene, undersøkes egenskapene til den næreste konkurrenten til karbondioksid, altså nitrogen.

Ved 7 bar og 94K eksisterer nitrogen i væsketilstand og har $\rho \cdot c_p = 1586 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ som er noe lavere enn karbondioksid. I gassform vil nitrogen ha en $\rho \cdot c_p$ -verdi som er 3,5 ganger høyere enn karbondioksid. Nitrogen stiller fremdeles noe svakere når det gjelder konduktiviteten.

Nitrogen fordamper også raskt på lik linje med CO_2 , men det er grunnet en annen mekanisme enn trykktapet. Den store temperaturforskjellen med den omkringliggende lufta vil medføre en rask oppvarming av nitrogenet, slik at det fordamper. Det er vanskelig å evaluere hvilken av gassene (karbondioksid og nitrogen) som vil fordampe raskest uten å kjøre forsøk.

2.3.9 Konklusjon - kandidater:

Neon, Argon, Krypton og Xenon ble raskt forkastet som kandidater som kjølemedier da de termiske egenskapene til gassene generelt var dårlige. Helium viser størst potensial av edelgassene, og er den beste kandidaten hvis kun gassfasen skal benyttes. Helium har lav fordampingsenergi, og for lav $\rho \cdot c_p$ -verdi til å skåre høyt som kjølemedium.

Da nitrogen stiller sterkere i gassfasen og karbondioksid stiller sterkere i væskefasen, vil det best egnede kjølemediet avhenge av i hvilke fase mesteparten av varmeoverføringen pågår. Antagelig vil meste av varmeoverføringen skje i væskefasen og faseovergangen. Derfor vil karbondioksid ende som den sterkeste kandidaten.

3 Prosjektering av testtrigger

3.1 Test metode:

En testrigg bygges ofte for å få svar på spørsmål som ikke kan besvares ved analytisk beregning. I dette tilfelle er det ønskelig å beregne overført varme ved bruk av et bestemt kjølemedium. For å kunne beregne konvektiv varmeovergang, må et varmeovergangstall benyttes. Varmeovergangstallet kan ikke estimeres med mindre det ligger noe forsøksdata bak og støtter opp under. Testtriggeren må måle temperaturen på/eller nær overflaten til en varm flate. Den gjennomsnittlige temperaturen for kjølemediet må måles og/eller beregnes, og varmekraft ut av den varme flaten må beregnes. Det ønskes også å optimalisere mengden kjølemedium som brukes. Massestrømmen må dermed også måles, for å undersøke hvilke mengde som gir best kjøling per varme overført.

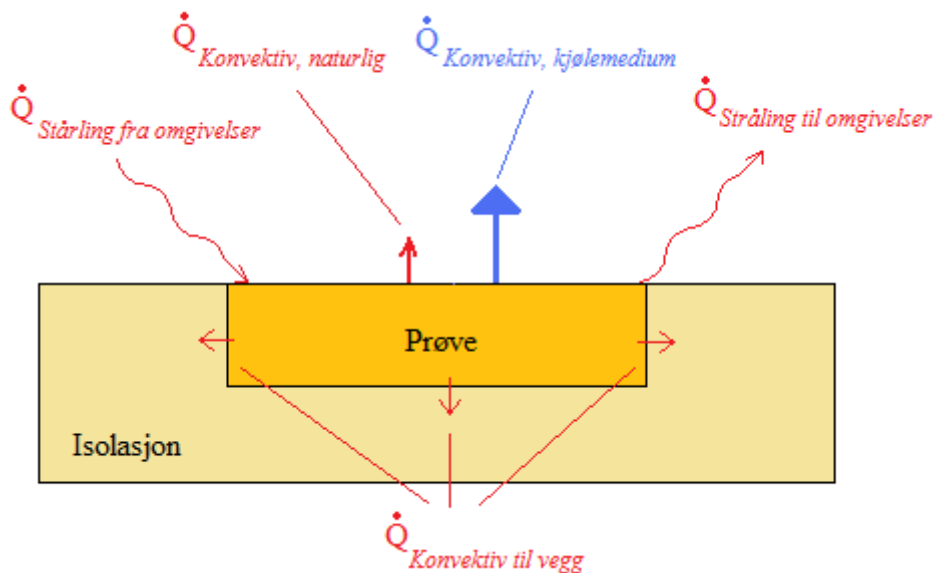
Det ønskes å bygge to testtriggerer. Den første riggen skal teste den gamle kjølemetoden hvor nitrogengass brukes, og den andre riggen skal undersøke tofaseproblematikken. Det er i hovedsak to metoder å beregne varmekraften; transient og kontinuerlig testing. Testene skiller seg første og fremst med henblikk på hvordan de gjennomføres, men også på hvor gode svar de vil gi og hvor vanskelige de er å gjennomføre.

3.1.1 Transient test:

For den transient testen, varmes kjøleflaten opp til en gitt temperatur. Oppvarmingen avsluttes så før kjølingen settes i gang. Temperaturen på kjøleflaten vil synke grunnet stråling til omgivelsene og konvektiv varmeoverføring til både kjølemediet og isolasjon. Tapene illustreres i Figur 13. Når vi kjenner egenskapene til metallet og hvilke temperatur det har, kjenner vi også hvor mye termisk energi det innehar. Ved å kjøre varmetapsforsøk uten å tilføre kjølemedium, vil det la seg gjøre å bestemme tapene til isolasjon og omgivelsene. Senere kan dette tapet trekkes fra den totale nedkjølingsraten for å bestemme kjølemediets kjøleeffekten.

$$\dot{Q}_{\text{kjølefluid}} = \dot{Q}_{\text{total nedkjøling}} - \dot{Q}_{\text{tap}} \quad (7)$$

Figur 13 er en skisse over hvilke varmeoverføringsmekanismer som virker på prøven. Vi er kun interessert i å bruke det konvekative varmetapet når vi skal beregne varmeovergangstallet til kjølemetoden. Dette varmetapet er ikke avhengig av temperaturen på omgivelsene, isolasjon eller andre forsøksparametre som måtte endres. De røde strekene representerer det som i ligning (7) kalles ”tap”.



Figur 13 – Varmetap fra prøven. Den blå streken representerer det konvekktive varmetapet til kjølemediet, resten representerer de tap vi må ta hensyn til.

Energien tatt opp av kjølemediet er basis for å kalkulere varmeovergangstallet. Hvis vi velger å bruke væske eller fast stoff som kjølemedium, vil det forekomme faseoverganger og effekter som ”burn-out”. Dette gjør at varmeovergangstallet ikke vil være konstant gjennom kjølingen, noe som setter krav til termoelementet som måler temperaturen i prøven. Alle termoelementer har en viss treghet i målingene. Tregheten kommer av treghet i logger og at det tar tid før målepunktet i elementet blir like varmt som omgivelsene. Dette står det mer om i 6.1.3 *Termoelementtesting*: og Vedlegg 5: Prinsipp mantlet termoelement. I prosjekteringsfasen var det vanskelig å si noe om hvor store temperaturutslagene ville bli, og hvor raskt de ville virke. Derfor var det vanskelig å sette et krav til responstiden til elementet.

Da transiente tester vil beregne varmeovergangstall over mange temperaturer, vil eventuelle feilkilder få større utslag. Testene vil også få noen få målepunkter i hvert temperaturområde. Dette setter krav til usikkerheten i måleutstyret. Av hensyn til tiden, ble det ikke gjort kvantitative usikkerhets-/feilkildeanalyser i prosjekteringsfasen. Fokus lå på å få feilkildene og usikkerhetene så små og få som mulig, for å oppnå best resultater. Temperaturgradientene i prøven er et eksempel på feilkilde. Dersom gradientene inne i materialet blir store nok, vil de påvirke beregningene av varmeovergangstallet. Dette vil bli videre diskutert i del 3.3.1 *Materiale*:

Den transiente testen vil gi et praktisk svar på hvor god kjølemetoden er for det gitte forsøket, men feilkilder og usikkerheter kan gjøre det vanskelig å tolke resultatene slik at vi får gode svar.

3.1.2 Kontinuerlig test:

Den kontinuerlige metoden går ut på å varme opp kjøleflaten til en gitt temperatur, for så å holde den der. Varmeovergangstallet vil være konstant og dermed påvirkes i mindre grad av usikkerheter i måleinstrumentene. Temperaturen på kjøleflaten opprettholdes ved å tilføre en konstant strøm av energi til metallet. Energien som må tilføres for å opprettholde temperaturen uten kjøling, vil være lik varmetapet gjennom isolasjon og stråling. I det kjøling settes i gang må mer varme tilføres for å kompensere for det ekstra varmetapet. Den ekstra varmefluksen tilført prøven, vil være lik varmefluksen grunnet nedkjøling. Det vil være mulig å beregne hvor mye energi oppvarmingsmetoden bruker, men det viser seg vanskelig å

beregne hvor mye av energien som faktisk tas opp i prøven. Dette diskuteres videre i del 3.2 *Oppvarmingsmetode*.

Den kontinuerlige testen er en mer tidkrevende metode da det må kjøres forsøk ved forskjellige dyseavstander og ved mange forskjellige temperaturer på kjøleflaten. Fordelen med den kontinuerlige testen, er at resultatene vil være stasjonære og dermed være lettere å analysere i etterkant. Når man vet at resultatene skal være stasjonære, vil varmeovergangstallet kunne beregnes på basis av et gjennomsnitt av alle målingene i forsøket. Usikkerhetene vil dermed ha mindre betydning.

3.2 Oppvarmingsmetode:

For å bestemme oppvarmingsmetode, må først oppvarmingsbehovet for den kontinuerlige testen bestemmes. I prosjekteringsfasen antok vi at det høyeste oppnåelige varmeovergangstallet var $2000 \text{ J} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$, at kjøleflaten skulle ha et areal på $0,02 \text{ m}^2$ og at nedkjølingsraten maksimalt ville bli $50 \text{ K} / \text{s}$. I den kontinuerlige testen skal oppvarmingen være lik nedkjølingen, noe som betyr at oppvarmingsfluksen må være 2MW.

Det er sett på tre mulige måter å varme opp kjøleflaten; glødetråder, gassbrenner og induksjonsspole. Induksjonsspolen kan lånes fra et annet forsøk, og vil være et enklere alternativ. Hvilken metode som skal benyttes, avhenger av om det skal kjøres en kontinuerlig eller en transient test.

Glødetråd:

Glødetråder overfører varme kun ved stråling, og klarer ikke å overføre en varmekraft på 2MW (som er trengt i den kontinuerlige testen). Derfor er glødetrådene kun et alternativ i den transiente metoden. Trådene tåler ikke væske, og må av den grunn skjermes. Dette vil senke overført varme ytterligere og komplisere prosjekteringen. I tillegg vil det ta lang tid å varme opp kjøleflaten da glødetrådene ikke tåler mer enn omtrent $1300 \text{ }^\circ\text{C}$.

Gassbrenner:

Overført varme for gassbrenneren, avhenger i stor grad av flammemetemperaturen. Varmeoverføringen vil her skje ved stråling og konveksjon, noe som gjør at det er svært vanskelig å beregne hvor mye varme som blir overført. Overført varme ved flamme vil hele tiden variere noe, og det stråles til alle mulige retninger, ikke bare til prøven. Ved en kontinuerlig test må det kunne beregnes hvor mye varme som tilføres kjøleflaten til en hver tid. Da det ikke er klart å lage en god beregningsmodell til varmeoverføringen, er det valgt å ikke bruke gassbrenneren som et oppvarmingsalternativ ved kontinuerlige tester.

For en transient test vil gassbrenneren være et alternativ da vi slipper å beregne tilført energimengde. Hvis en gassbrenner skal brukes, må den bygges inne i en kanal for å holde røykgassene unna arbeidsområdet. Dette kan komplisere testtriggen noe. Sammenlignet med glødetrådene, vil oppvarmingsforløpet antagelig være en del raskere da det kan antas en flammemetemperatur på om lag $1500 \text{ }^\circ\text{C}$. Vedlegg 1: Forslag rigg med gassbrenne og CO_2 tar for seg et alternativ hvor det brukes gassbrenner i en transient test.

Induksjonsspole:

Overført varme ved bruk av induksjonsspolen avhenger i stor grad av egenskapene til metallet som skal brukes. Frekvensen på strømmen bestemmer hvor dypt under overflaten oppvarmingen pågår, og permeabiliteten forteller i hvor stor grad et magnetfelt vil indukere strøm i materialet. Magnetfeltet vil raskt synke med avstanden fra induksjonsspolen. Det må

dermed kjøres tester for å undersøke hvor mye varme som kan overføres. Spolen er i dag vannkjølt på innsiden, og dette er i seg selv et bevis på at spolen tåler væsker.

Effekten til induksjonsspolen er i dag datastyrt og det vil dermed la seg gjøre å regulere tilført effekt i forhold til input fra et termoelement. Dermed vil enkelt la seg gjøre å holde en jevn temperatur på kjøleflaten. Induksjonsspolen vil av den grunn være et alternativ for både kontinuerlig og transient test.

Induksjonsspolen kan ikke kjøres uten opplært personell. Det er i tillegg begrenset tilgang til bruk av spolen da den er brukt i sveiseforsøk i hele vår. Dette trekker noe ned da oppvarming med både gassbrenner og glødetråder vil kunne opereres uten noe særlig opplæring. I senere anledning skal testriggene antagelig brukes videre i kombinasjon med sveiseriggen. Det er i sånn måte fordelaktig å benytte eksisterende kontrollsystemer. Induksjonsspolen virker også såpass mye bedre enn de to andre oppvarmingsmetodene, og det er derfor valgt å satse på induksjonsoppvarming.

3.3 Kjøleflate:

3.3.1 Materiale:

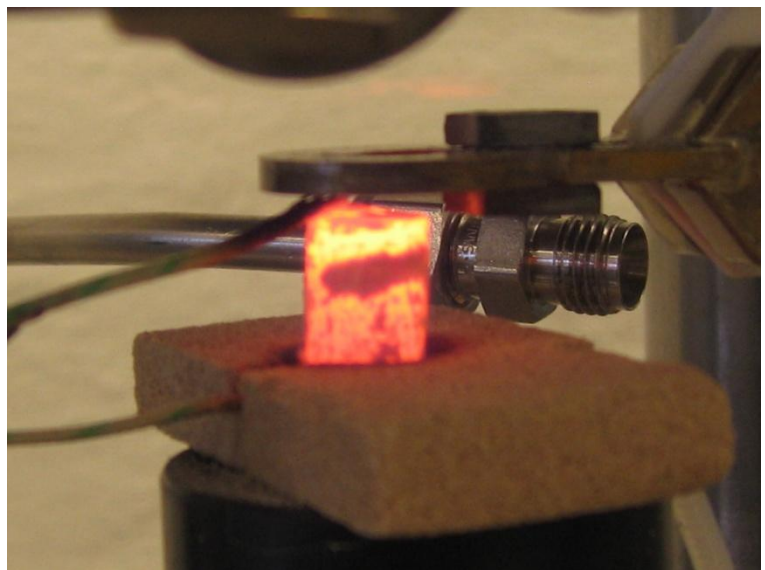
Når valg av kjøleflate skal gjøres, må geometriske størrelser samt materialegenskaper måtte bestemmes. Underveis i prosessen ble det gjort forsøk for å undersøke om de valgene vi tok var gjennomførbare i virkeligheten.

Det ble gjort en **test 22.februar** for å se om en induksjonsspolen ville klare å holde en jevn temperatur og hvor stor temperaturgradientene ville bli innad i prøven. Klumpen som ble oppvarmet hadde en diameter på om lag 8mm, en høyde på 10mm og var laget av stål. To termokoblinger målte temperaturen på hver ende av sylindren.

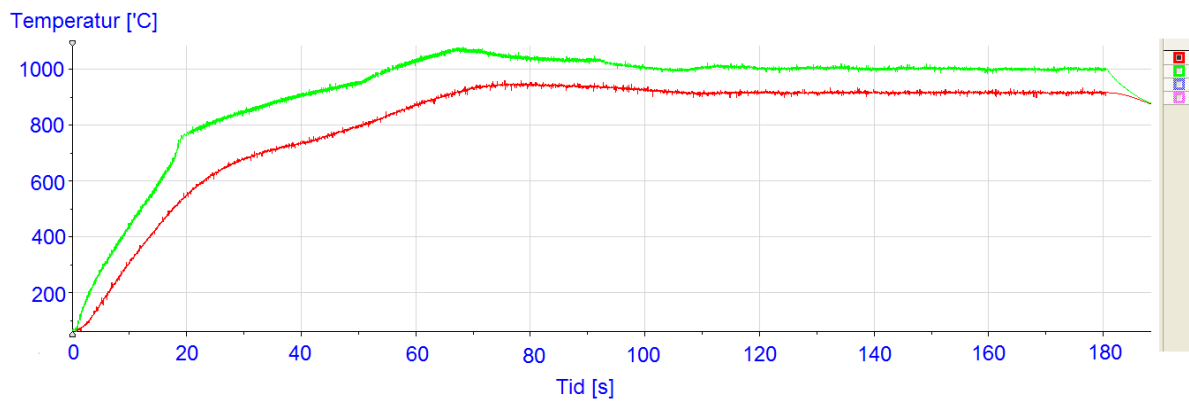
Som på Figur 14, vil spolen i hovedsak varme opp toppflaten av sylindren. Det vil dermed dannes en temperaturgradient fra toppen til bunnen av sylindren.

Kjølingen av sylindren vil avhenge av temperatur ved varmeplaten og vil være bort i mot uniform så lenge det ikke er store temperaturgradienter inne i materialet.

Det viste seg at spolen klarte og opprettholde $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, og temperaturgradienten gjennom sentrum akse viste seg å være litt høy.



Figur 14 - Testforsøk 22.02.2010 med stålsylinder og induksjonsspolen.



Figur 15 – Temperaturforløp; rød strek er nederst i sylindere, grønn strek er på toppen av sylindere.

Hvor stor prøve kan være, vil i stor grad avhenge av hvilket materiale den blir laget av. Lages prøven av et materiale med god varmeledningsevne, vil den kunne være rimelig stor før store temperaturgradienter oppstår innad i prøven. Det er verken heldig med temperaturgradienter i de transiente eller de kontinuerlige testene. For god beregning av varmeovergangstallet, bør temperaturen på hele kjøleflaten være uniform.

Ved å beregne biottallet vil det være mulig forutse om den termiske resistansen i materialet er for stor sammenlignet med resistansen som varmeovergangstallet skaper. Biottallet bør som en tommelfingerregel være under 0.1 før den termiske konduktiviteten i materialet kan neglisjeres (2).

$$Bi = \frac{\bar{h}_{kjølemedium} \cdot H_{sylindere}}{k_{materiale}} \quad (8)$$

Ved å anta et fornuftig gjennomsnittlig varmeovergangstall på om lag $2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ og en tykkelse på kjøleplaten på $0,01 \text{ m}$, vil laveste akseptable konduktivitet være $200 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$. Det ble antatt at varmeovergangstallet mest sannsynlig ville være lavere enn dette, men at det kunne komme helt opp i $2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$.

Sølv har noe høyere konduktivitet enn kobber, men er mye dyrere. Fordelen er at man med sølv kan bruke større kjøleflater uten å få for store temperaturgradienter. Hvis massetetthet multiplisert med spesifikk varmekapasitet er stor, vil prøven kunne gjøres mindre for å kompensere for den økte indre energien den vil holde. For en økt indre energi vil prøven kunne lages tynnere slik at temperaturgradienten innad i metallet minker. Dette betyr at en stor volumetrisk varmekapasitet resulterer i at konduktiviteten kan være lavere for å oppnå samme resultat.

Tabell 7 - Kandidater over materialer som kan brukes som kjøleflate med konduktivitet over $200 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$

Materiale:	Konduktivitet:	Smeltetemperatur:	Varmekap.:	Massetetthet:
	[W/m K]	[C]	[J/mol K]	[g/cm ³]
Diamant	900+			
Sølv	429	961,78	25,351	10,49
Kobber	401	1084,62	24,440	8,94
Gull	318	1064,18	25,418	19,30
Aluminium	237	660.32	24,200	2,70

Av de materialene som er blitt undersøkt har prisen hatt en avgjørende rolle. Diamant, sølv og gull er for dyre materialer til å benyttes i testforsøk. Aluminium er i samme prisklasse som kobber, men kobber har mye bedre egenskaper enn aluminium. Det er derfor valgt å lage kjøleflatene av kobber.

En ny test ble gjort 2.mars for å undersøke om det lar seg gjøre å varme opp kobber med en induksjonspole. Det ble varmet opp en kobbersylinder med høyde 10mm og diameter 40mm. I forberedelsene til forsøket viste det seg vanskelig å feste termokoblinger til kobber. Det ble brukt et K-element som viste seg vanskelig å sveise på kobber, antagelig grunnet den høye konduktiviteten i kobberet. Det ble prøvet å bore inn et hull for så og stikke inn en "hjemmelaget" stav med elementet i enden, dette uten hell. Det endte med å tvinne termokoblingen sammen for så og stikke elementet inn i hullet. Temperaturen blir da målt i det punktet hvor den elektriske resistansen er størst. Dette er i det varmeste punktet av den sluttede elektriske kretsen, og vil nødvendigvis ikke ligge i midten av sylinderen. Trådene vil muligens også treffe kobberveggene og dermed danne en sluttet krets før tvinningen i enden av trådene. Temperaturen på utsiden av kobbersylinderen, vil være noe lavere enn kjernetemperaturen grunnet stråling og naturlig konveksjon. Da konduktiviteten til kobberet er rimelig stor, og gradientene i horisontal retning ikke er betydelig, vil antagelig feilkilden ikke overstige mer enn om lag 30°C .

I og med at termokoblingen var festet i sentrum av den ene enden av sylinderen, måtte sylinderen settes på høykant for å beskytte termoelementet. I figur 16 kan man estimere en vertikal temperaturgradient på basis av hvor mye metallet gløder. Forsøket ble kjørt med spolen svært nære sylinderen, noe som ikke vil være tilfelle når kjøling vil pågå. Selv om prøven nådde en temperatur på 900°C , måtte det kjøres nye forsøk for å undersøke hvor langt unna spolen klarte å varme opp prøven.



Figur 16 - Testforsøk 02.03.2010; oppvarming av kobbersylinder ved spolen.

3.3.2 Geometrisk størrelse:

For transiente forsøk vil det lønne seg å holde størrelsen til prøven relativt stor av hensyn til tregheten i målingene fra termokoblingene. Målet er å oppnå så høye varmeovergangstall som overhodet mulig. Varmeovergangstallene sier noe om hvor godt kjølingen virker på overflaten av sylinderen, ikke noe om hvor raskt den gjennomsnittlige temperaturen vil synke i prøven. Geometrien på prøven, vil regulere hvor raskt temperaturfallet i prøven vil være. Store prøver har mye masse som resulterer i en stor indre energi når den er opphetet. Dette gjør at nedkjølingen vil kreve mye tid og gjøre at termokoblingene har god tid til å måle riktig temperatur. Fra forsøket settes i gang vil det også ta tid før strømningsprofil er ferdig etablert. Denne feilkilden vil i større grad forsvinne da større prøver blir benyttet.

Det overordnede målet er å oppnå en kjølerate slik at temperaturen i materialet synker 60K/s for et rør med en gitt tykkelse. Det antas at kjøleraten må være 60K/s mellom 400-800⁰ C . Lages prøven liten, vil det kreve mindre kjølemedium for å opprettholde et temperaturfall på 60K/s, men mindre kjøling vil også senke varmeovergangstallet. Hvis høye varmeovergangstall skal oppnås ved små prøver, vil prøvene kjøles meget raskt, og målingene fra termoelementene vil ikke klare å følge med det virkelige temperaturfallet. Hvis et rør av rustfritt stål av typen "AISI 302"⁵, med tykkelse 10 mm skal kjøles 60 K/s, vil det kreve et høyt varmeovergangstall:

$$\dot{Q}_{nedkjøling} = m \cdot c_p \cdot 60 \text{ K / s} \quad (9)$$

$$\bar{h}(T_{kjøleflate} = 400^0 \text{ C}) = \frac{\dot{Q}_{nedkjøling}}{A_{kjøleflate} \cdot (T_{kjøleflate} - T_{kjølemedium})} = 5799,6 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (10)$$

Det er valgt å bruke den laveste temperaturen på kjøleflaten (400⁰ C) slik at varmeovergangstallet blir størst mulig. Varmeovergangstallet synker proporsjonalt med tykkelsen av prøven. Dette betyr at varmeovergangstallet senkes til 579,96 W / m² · K hvis tykkelsen senkes til 1 mm. I prosjekteringsfasen ble det antatt at det i den virkelige kjøleprosessen skulle brukes rør med en tykkelse på 10 mm. Det er derfor fordelaktig å bruke prøver med tykkelse på 10 mm.

⁵ Spesifikasjoner AISI 302: $\rho = 8055 \text{ kg / m}^3$, $c_p = 408 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$ og $k = 15,1 \text{ W / m} \cdot \text{K}$

Sylindren kan ikke være for stor grunnet store temperaturgradienter. Hvis det antas at det benyttes en kobbersylinder med høyde 10 mm og diameter 40 mm, vil det la seg gjøre å beregne et biottall. Varmeovergangstallet beregnes ut i fra ligning 9 og 10. Ligning 8 gir $Bi = 0,129$, som er noe over anbefalt verdi. Dette betyr at konduktiviteten kan ha en begrensning på varmeoverføringen i de tilfellene hvor kjøleraten kommer over 46 K/s. Tallet 46 K/s er iterert frem for å oppnå et biottall lik 0,1.

I en kontinuerlig test vil det heller lønne seg å holde prøven mindre. Måleutstyret er ikke lenger problemet da forsøket kan pågå helt til termokoblingene har stabilisert seg. Med små prøver vil nedkjølt varme synke med arealet det virker over.

3.3.3 Design 1 - Massiv sylinder:

En massiv sylinder vil skape en sirkelformet kjøleflate. Hvis kjølemediet sprøytes på med et sirkulært spredningsmønster, vil det lønne seg å bruke en sirkulær kjøleflate slik at mesteparten av dråpene treffer kjøleflaten. Settes sylinderen i riktig høyde i forhold til spredningsvinkelen til sprøytedysen, vil hele kjøleflaten treffes av kjølemediet for så og kjøles ned. Figur 17 viser hvordan en sylindrisk kjøleflate av kobber vil se ut.



Figur 17 - Kjøleflate; massiv sylinder av kobber.

3.3.4 Design 2 - Ringer:

For å måle effekten av kjølingen i radiell retning vil det kreve mindre energi å varme opp ringer med keramikk mellom. Massen av ringene vil være den samme som for en massiv plate, men radiusen til den ytterste ringen vil være større sammenlignet med en massiv plate. Ideen er å måle temperaturen i hver ring etter som forsøket går. Da vil vi se forskjeller i målingene, og det vil dermed kunne dannes et bedre bilde uten å bruke for mye oppvarmingsenergi. Skal en massiv plate med samme ytre diameter som i figur 18 oppvarmes, vil det kreve mer energi.



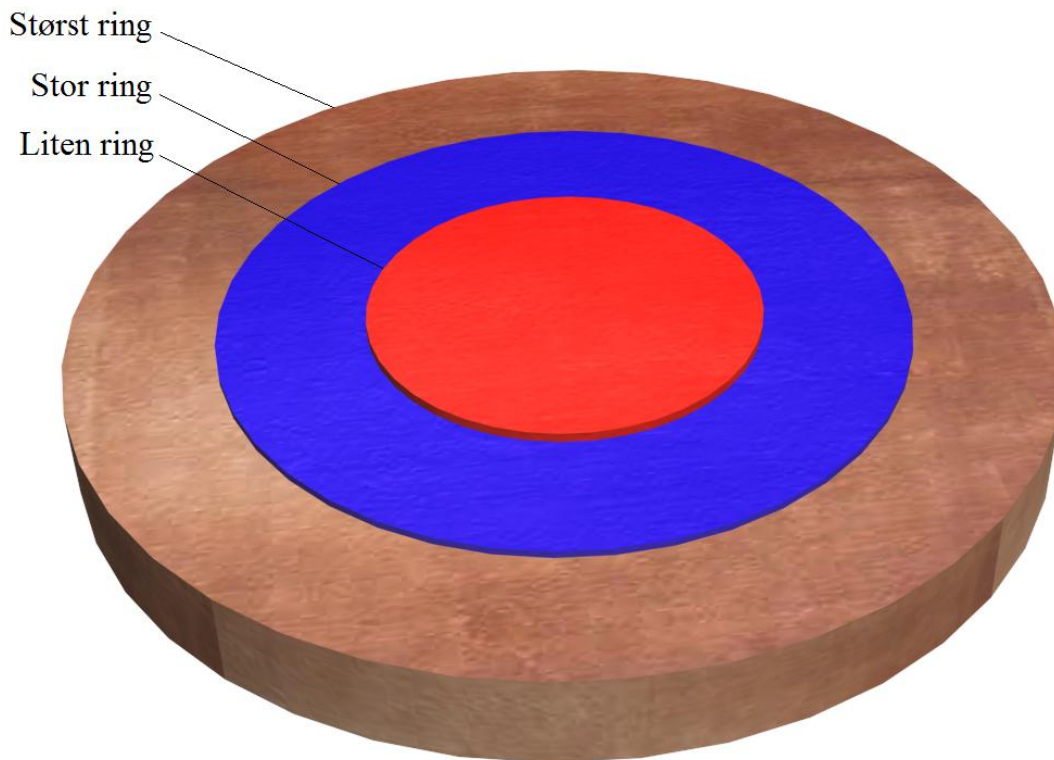
Figur 18 - Kjøleflate; metallringer med keramikk på utsiden og mellom ringene.

Induksjonsspolen vil ikke nyte godt av den store diameteren på ringene da magnetfeltet raskt vil synke med avstanden. Det er derfor forslått å la bunnen være av massivt metall slik at varmen spres raskere ut til de ytterste ringene. Dette gjelder spesielt hvis dette designet en dag skal brukes i kontinuerlige forsøk.

Det vil kreve noe mer tid å beregne varmeovergangstallene per ring enn for en uniform flate, men med flere målinger per forsøk, vil det være enklere å gjøre en god analyse. Ringene i seg selv kan lages i en dreibenk. Det vil være mulig å lime sammen delene med et isolasjonsslim.

3.3.5 Design 3 - Tre massive sylindere:

Ved å kjøre forsøk med en liten sylinder vil en kunne beregne en gjennomsnittlig varmefluks fra kjøleflaten. Kjøres forsøket så med de samme driftsbetingelser på en større sylinder, vil varmefluksen endres. Ved å trekke fra varmefluksen fra den lille sylindere, vil det kunne beregnes en varmefluks for den tenkte resterende ringen. Det samme kan en gjøre om en kjører det samme forsøket med en stor sylinder. Når en så tar hensyn til areal vil en i etterkant kunne beregne et varmeovergangstall per hver tenkte ring.

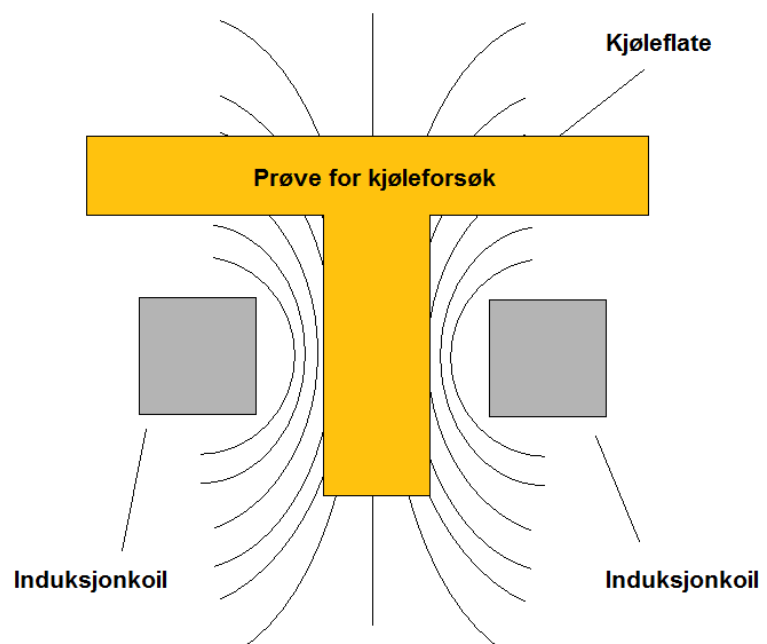


Figur 19 - Fremstilling av hvordan subtraheringen er tenkt å virke.

Designet vil gjøre det mulig å beregne et gjennomsnittlig varmeovergangstall over tre flater, og beregne hvordan varmeovergangstallet vil synke i økende radiell retning fra senter.

3.3.6 Design 4 - T-sylinder:

Geometrien til T-sylinderen vil gjøre at den tilførte effekten fra induksjonsspølen vil øke. Den beste oppvarmingen vil pågå i senter av induksjonsringen da denne er nærmest spølen. Toppen av t-sylinderen er en helt vanlig sylinder, og denne blir oppvarmet på lik måte som de andre designene. Med en rimelig god varmeledning vil toppen av sylinderen få mye ekstra varme fra staven som er festet i senter av bunnen til sylinderen.



Figur 20 - Tverrsnitt av T-sylinderen og induksjonsspølen.

Dette designet vil være det best egnede for kontinuerlig forsøk.

Ved å gjøre sylinderen på toppen rimelig tynn, vil antagelig induksjonsspølen klare å indusere nok varme for å opprettholde temperaturen på kjøleflaten.

3.3.7 Konklusjon kjøleflate:

Da det ble valgt å gå for en enklere transient test, ble det også valgt å gå for design nr. 3 "Tre

massive sylindere". Designet er enkelt, gir mulighet for beregninger i radiell retning og er lite kompliserende slik at forsøkene raskt kan settes i gang uten unødvendige forsinkelser. For å spare tid er det valgt å bruke to massive sylindere fremfor tre massive sylindere, hvor begge er bygget av kobber.

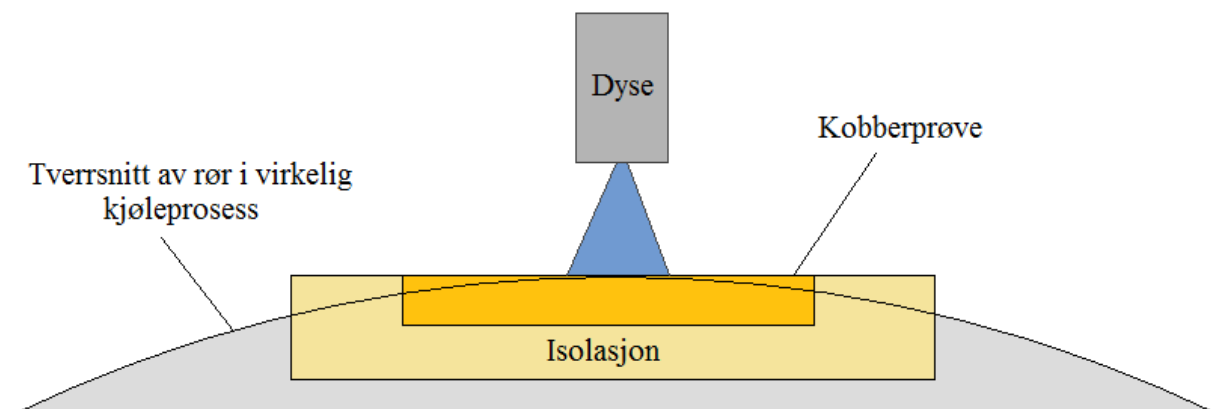
Tabell 8 - Valgte geometriske størrelser på kjøleflater:

Beskrivelse	høyde	Diameter
Stor sylinder	10 mm	40 mm
Liten sylinder	10 mm	20 mm

3.4 Isolasjon:

Introduksjon:

I prinsippet må isolasjon ha lav konduktivitet for å ta opp minimalt med varme. Ved høye varmeflukser, vil materialet som kjøleflaten er bygget opp av, stråle i alle retninger. Oppgaven til isolasjonen vil i første omgang være å unngå unødvendig stråling fra alle andre flater enn kjøleflaten. Sekundært ønskes det at isolasjonen skaper en jevn flate på samme plan som kjøleflaten. Dette vil gjøre at kjølemediet vil kunne strømme over en jevn flate etter at det har forlatt kjøleflaten. Er det ikke en jevn flate vil strømningsbildet endres i forhold til strømningsbildet i den virkelige kjølemetoden. Det antas at en jevn horisontal flate vil være god nok tilnærming til utsiden av det virkelige røret som senere skal kjøles. Figur 21 viser hvordan antagelsen om horisontal flate ikke er lik krumningen på yttersiden av røret som skal kjøles.



Figur 21 – Viser hvordan isolasjon og kobberprøven passer inn i den virkelige kjøleprosessen.

Materiale:

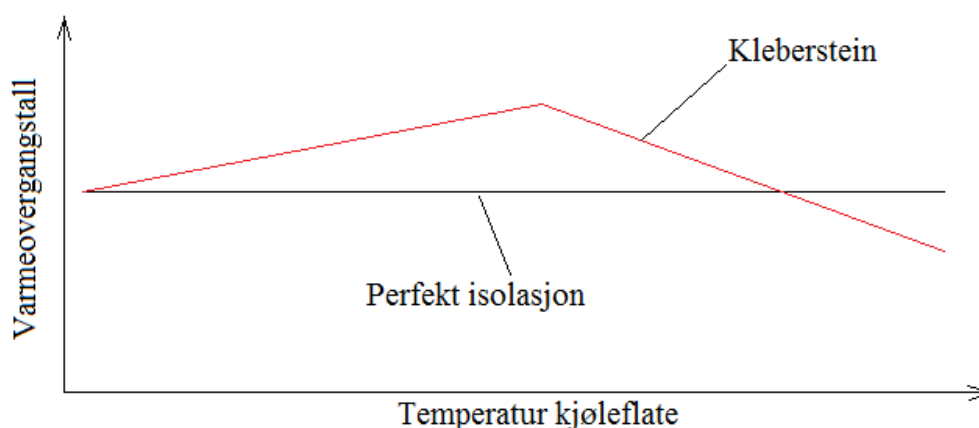
I forsøk med væske må det velges en isolasjon som ikke trekker til seg for mye av væsken. Konduktiviteten til isolasjonen vil øke drastisk og ikke lenger ha like stor hensikt. Ved bruk av væske kan det også tenkes at små dråper vil renne inn i glippen mellom isolasjonen og kjøleflaten. Her vil dråpen fordampe, ekspandere og muligens trykke kjøleflaten ut av isolasjonen. Hvis trykket på undersiden blir stort, kan kjøleflaten skytes ut av isolasjonen som et prosjektil. Glippen mellom isolasjonen og kjøleflaten er nødvendig da kobbersylinderen vil utvides grunnet termisk ekspansjon. Selv om det antas at det er svært liten sannsynlighet for at små dråper vil finne veien helt under kjøleflaten, er det valgt å tette igjen glippen med et isolerende lim. Limet tåler 1400°C og tåler vann.

Tabell 9 - Oversikt over brukte testede isolasjonsmaterialer (1 = Vermiculite, 2 = Kleberstein og 3 = Pyrotek N-17):

Nr.	k [W / m · K]	Kontinuerlig driftstemp. [°C]	Vannabsorberende	Kilde
1	0,12-0,16	1100	Ja	(5)
2	2,5-3,4	-	Nei	(6)
3	0,2-0,21	850	Nei	(7)

For å unngå for høye varmeoverføring til isolasjonen, bør konduktiviteten helst være under 1 [W / m · K]. I Tabell 9 ser vi at kleberstein har noe høy konduktivitet sammenlignet med de andre materialene. Massetettheten til klebersteinene er en del høyere enn for de andre to materialene. Da vi ikke fant varmekapasiteten til kleberstein og N-17, vil det bare være mulig å anta at varmekapasiteten også er høyest for kleberstein. Dette vil antageligvis skape feilkilder i beregningene av varmeovergangstallet. Feilkilden vil da komme av økte varmetap til isolasjonen ved høye temperaturer. Ved lave temperaturer vil antagelig klebersteinen gi fra seg varme til kobberprøven.

I Figur 22 er det skissert hvordan de dårlige termiske egenskapene til kleberstein antagelig vil påvirke varmeovergangstallene. Hvor store differansene er, og hvordan de vil se ut, vil avhenge av temperaturen i isolasjonen og av nedkjølingshastigheten til metoden. Grunnet kompleksitet, er det vanskelig å si noe om hvor stor feilkilden kan bli.

**Figur 22 – Hvordan bruk av isolasjonsmateriale kleberstein antagelig vil påvirke resultatene.**

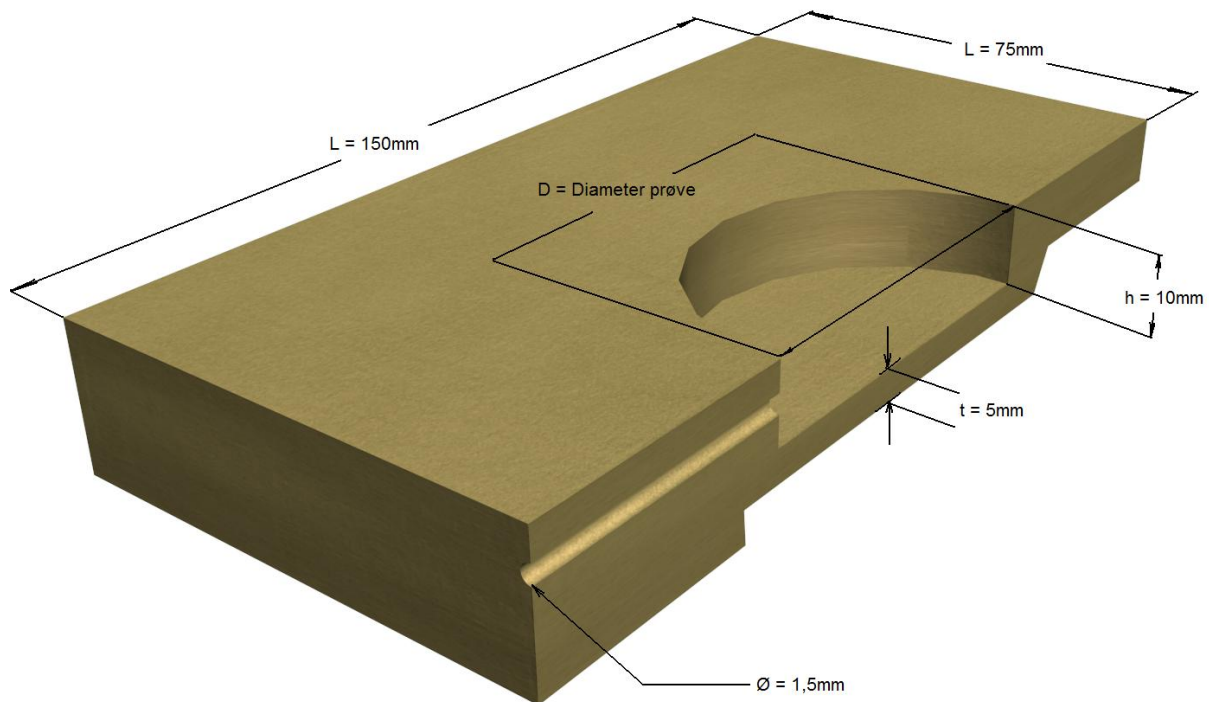
Enfase forsøket med nitrogengass stiller ikke krav til en vanntett isolasjon. Vermiculite ble derfor brukt. Materialet trekker til seg vann og kan derfor ikke brukes i kjøleforsøk med væske. Da isolasjonen i kleberstein var ferdig maskinert, ble denne benyttet i gassforsøkene. Mot slutten av gassforsøkene fikk vi isolasjonstypen N-17. Isolasjonen har bedre termiske egenskaper enn kleberstein, og ble derfor benyttet fra denne stund.

For å sammenligne effekten av isolasjonen, gjorde vi forsøk med alle tre isolasjonsmaterialene. Mer om dette står i del 4.3 *Varmetap*.

Geometri isolasjon - Stor sylinder:

Geometrien for både enfase- og tofase forsøk vil se helt like ut. Prinsippet er å lage en forsenkning ned i isolasjonen hvor kobbersylinderne passer. Av praktiske årsaker er det valgt å la isolasjonen være kvadratisk med lengde 150x150mm. Det skal bores et hull til et

termoelement, og da hullet er såpass lite, vil det være vanskelig å bore langt med god presisjon. På siden av sylindere er det også et hull, som må passe over ens med hullet i isolasjonen. Det antas at en større isolasjonsplate vil være unødvendig da strømningsbildet ikke vil bli påvirket av en kant som er 75 mm unna sentrum av sylindere.

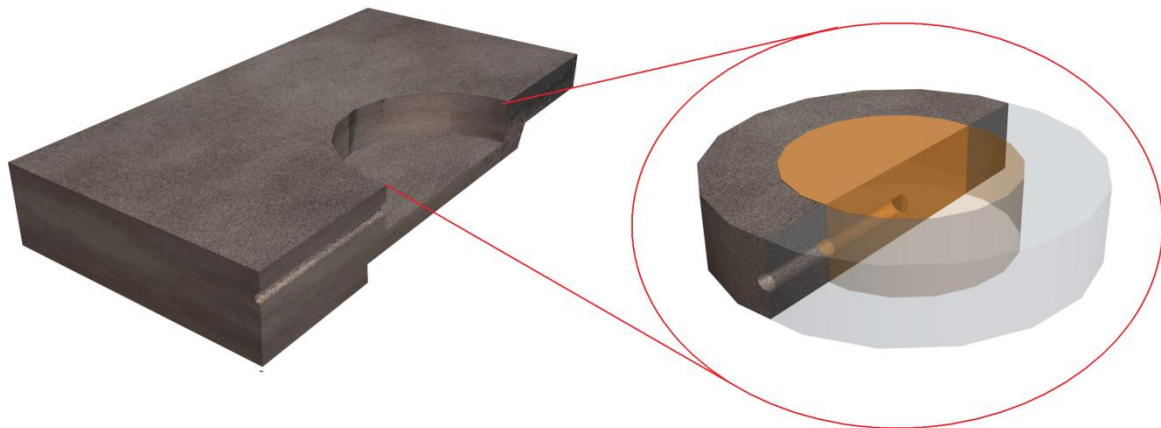


Figur 23 - Tverrsnitt av isolasjonsgeometri.

Isolasjonen er maskinert i underkant for å få plass til induksjonsspølen. Ved forsøk er det funnet ut at induksjonsspølen kan varme opp den store kobbersylindere til 900°C i en avstand på 5 mm. For større avstander, begynner magnetfeltet å bli for svakt til å varme opp den store kobbersylindere til 900°C .

Geometri isolasjon - liten sylindere:

Isolasjonen for den lille sylindere bygger på isolasjonen for den store sylindere. Det er laget en sylindere av isolasjonsmateriale og en liten kobbersylindere, hvor den ytterste ringen er isolasjonsmateriale. Figur 24 viser hvordan den lille kobbersylindere, omkranset av en ring av isolasjonsmateriale, passer inn i isolasjonen laget for den store kobbersylindere. Designet er valgt for å spare tid på maskinering av isolasjon.

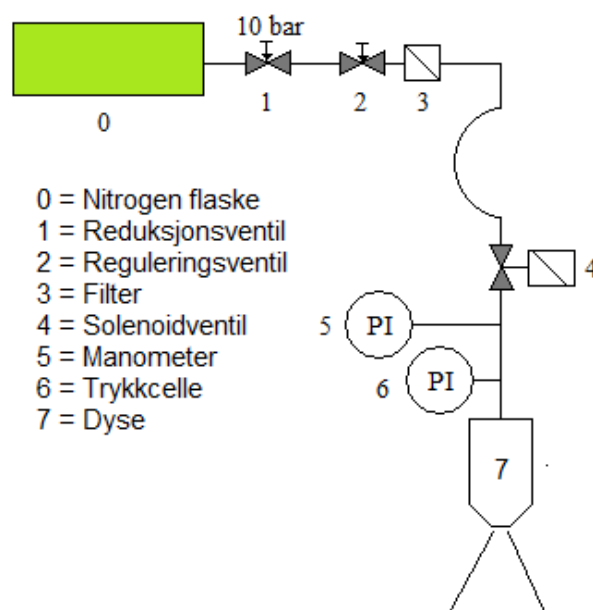


Figur 24 - Isolasjon i kleberstein for liten kobbersylindere.

3.5 Dysearrangement

3.5.1 Enfase gassforsøk:

De første forsøkene ble utført med ren nitrogen. Målet var å beregne varmeovergangstall for dagens kjølemetode. Dette er enklere forsøk da det ikke er noe væske tilstedet som kompliserer forsøkene. Gassen hentes fra en nitrogen flaske med høyt overtrykk. Ut fra flasken vil trykket avta gjennom to ventiler. Den første ventilen er en reduksjonsventil som tar trykket ned til 10 barg. Neste ventil er en reguleringsventil som kan fininnstille trykket før gassen går videre inn gjennom et filter. Bak filteret er det en solenoid ventil som enten er helt åpen, eller lukket. Solenoidventilen åpnes i det strømmen settes på. Før hvert forsøk vil denne ventilen være åpen slik at det vil være mulig å justerer reguleringsventilene for å oppnå ønskede driftstilstander. Trykkcella, plassert før dysa, måler det statiske trykket på gassen som strømmer til dysen. Når ønsket trykk er oppnådd, kan forsøket settes i gang.



Figur 25 – Flytskjema av dyse og instrumentering (enfase gassforsøk).

Solenoidventilen bør egentlig ligge like før dysa, slik at tiden fra ventilen blir åpnet til strømmen treffer kjøleflaten blir minst mulig. Det er likevel valgt å måle trykket etter solenoidventilen da det ikke har blitt funnet noen spesifikasjoner på magnetventilen som lånes av laboratoriet i kjelhuset. Da det eksisterer betydelig usikkerhet knyttet til ventilens karakteristikk, er det hensiktsmessig å legge ventilen før trykkmålingen. Ved å gjøre dette, unngår man en feilkilde.

Trykkcella ble hentet fra en container med bortgjemt utstyr i kjelhuset. Den kan derfor gi ustabile signaler. Av den grunn er det plassert et manometer mellom solenoidventilen og trykkcelle, som kan forsikre at målingene blir korrekt. Manometeret gjør det også enklere å kalibrere trykkcella etter at testtriggen er ferdig bygget. Spesifikasjonene til trykkcella ligger i Vedlegg 7: *Trykkcelle brukt for nitrogegass*.

Ved trykk over 3 barg, vil det være riktig å anta en stabil sonisk hastighet ut av dysen. Det er dermed ikke nødvendig å bruke en mengdemåler for å bestemme massestrømmen ut av dysen. Hvordan massestrømmen beregnes, vil bli videre diskutert i datareduksjonsdelen i kapittel 4.6 *Massestrømmer*:

Ved hastighetsendring fra lav hastighet inne i dysen, til høy hastighet ut av dysen, vil antagelig temperaturen til gassen synke. Hvis det antas isentropisk ekspansjon og ideell gass, vil temperaturen synke etter sammenhengen i ligning 11 (1). T_0 er stagnasjonstemperaturen.

$$T_{gass} = T_0 - \frac{V^2}{2 \cdot c_p} = 20 - \frac{347,5^2}{2 \cdot 1036,4} = -38^{\circ}C \quad (11)$$

Antatt isentropisk tilstand, vil temperaturen ut av dysen være omlag $-38^{\circ}C$.

I et virkelig tilfelle vil det forekomme tap. Tapene gjør at temperaturen ikke vil nå $-38^{\circ}C$. For at temperaturen skal kunne endres drastisk, må miljøet rundt dyseåpningen også endres. Da det tar tid for gassen å kjøle ned materialet rundt åpningen, vil det ta tid før gasstemperaturen ved kjøleflaten vil synke. Gasstemperaturen vil også synke i alle andre innsnevninger tidligere i systemet. Derfor bør det gjøres temperaturmåling før hvert forsøk, hvor gassens temperatur nær kjøleflaten måles. Gjennom forsøket vil antagelig temperaturen falle noe, og dette blir en feilkilde. Dette diskuteres videre i 6.1.5 Gasstemperatur *over kjøleflaten*.



Trykk og dyseavstand er ment å variere fra forsøk til forsøk for å undersøke endringen i varmeovergangstallene. Dysen er laget ved å bore et hull i en ansats som er skrudd inn i en sylinder. Dette vises i Figur 26.

Tabell 10 – Dimensjonering av dyse.

Beskrivelse:		Benevning:
Innvendig diameter dyse	$D_{\text{sylinder,indre}} = 9,5$	mm
Diameter dyseåpning	$D_{\text{dyse,åpning}} = 2$	mm

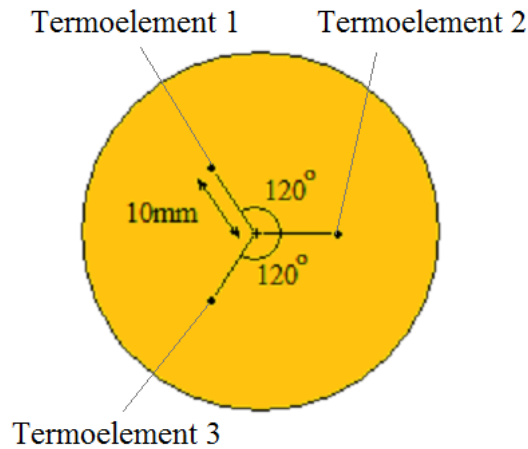
Figur 26 - Enfase gassdyse.

I forsøket gjort 2.mars, ble det for første gang brukt kobber i et testforsøk. Det ble oppdaget at termoelementene ikke kan sveises fast på kobber, og at det av den grunn måtte finnes en bedre løsning. Etter samtaler med Laukholm (8) og Autek (9), ble det avklart at et mantlet element vil være det beste alternativet. Mantlede termoelementer er isolert og måler en punkttemperatur i enden av elementet. Det var ikke mulig å bestemme noen responstid for termoelementene, men tynne termoelementer har tynnere vegger. Ved tynnere vegger, vil varmen måtte bevege seg i kortere avstander inn til bidet (målepunktet) hvor temperaturen blir målt. Det ble derfor avklart at mantlede elementer med liten diameter vil gi den beste responstiden.

Termoelementet må også være litt robust da det skal flyttes på flere ganger. Det ble av den grunn valgt å kjøpe et mantlet K-element som er jordet og har en diameter på 1,5mm. Prinsippet for det mantlede termoelementet er utdypet i Vedlegg 5: *Prinsipp mantlet termoelement*.

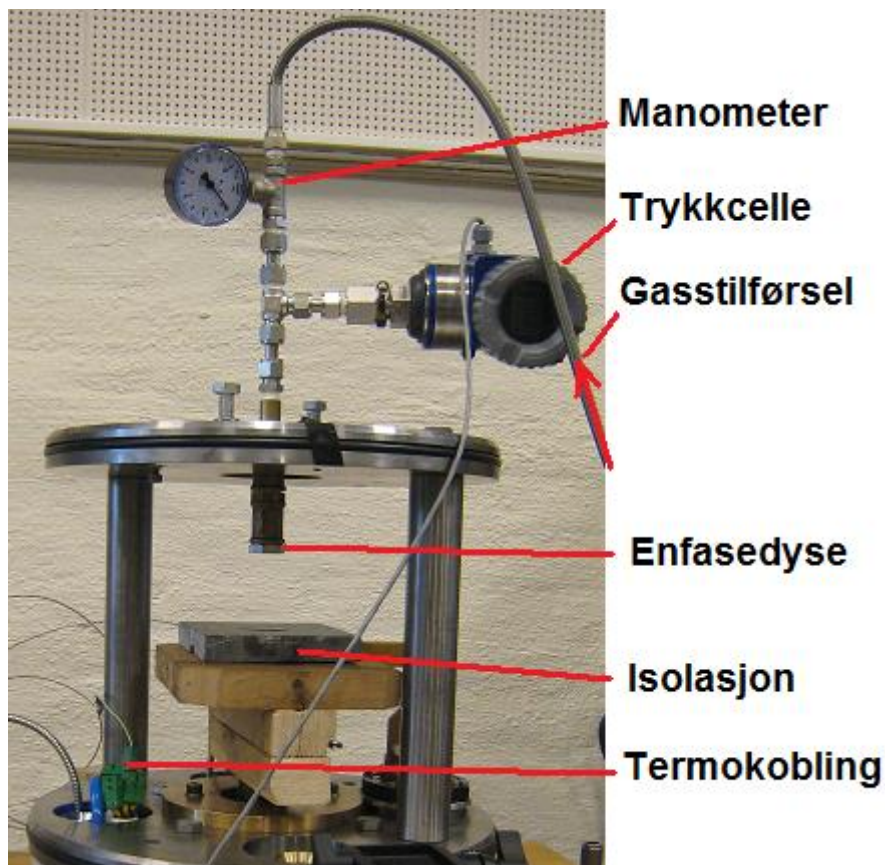
Det vil være mest fordelaktig å måle temperaturen inne i kobbersylindere med tre termoelementer. Figur 27 viser at dette kan gjøres ved å la elementene stikke inn med 120

grader mellom seg, og med 10mm fra sentrum i radiell retning. I prosjekteringsfasen ble det valgt å ha tre termoelementer. Ett element kan gi feil måling, og to elementer vil ikke fortelle hvilke av temperaturene som er korrekte. Ved å velge tre elementer vil en sikkert vite temperaturen i klumpen til en hver tid.



Figur 27 – Tversnittet av kobbersylinderen. Viser plasseringen av de tre termoelementene.

Praktisk sett viste det seg vanskelig å bore hull på 1,5mm i diameter i kobber. Borene setter seg fast i det myke metallet før de knekker av. Av den grunn ble det valgt å bruke ett termoelement fremfor tre.



Figur 28 - Testrigg enfase.

Figur 28 viser hvordan den endelige enfaseriggen så ut. Dyseavstanden reguleres ved å flytte induksjonsspolen og treplaten med isolasjonen i vertikal retning. Treplaten er satt fast i en elektrisk styrt søyle som kan er datastyrt. Induksjonsspolen ble også flyttet elektronisk.

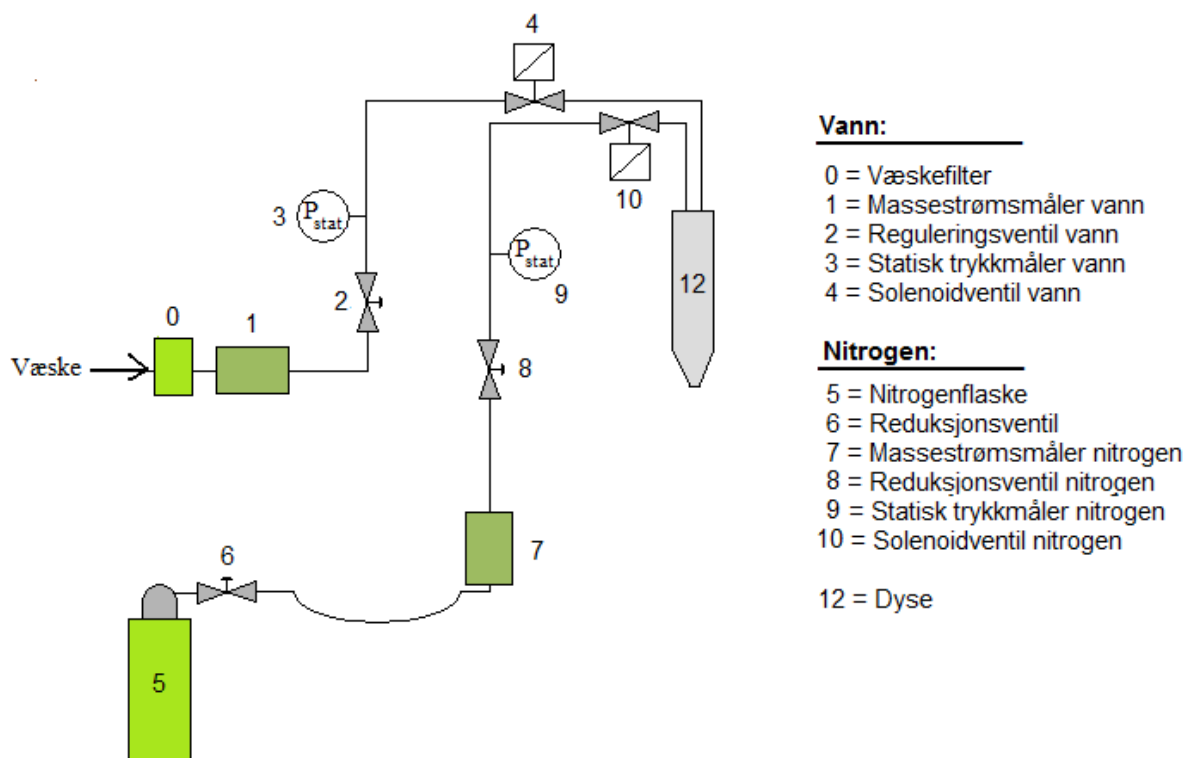
3.5.2 Tofase gass-/væsketest:

Tofaseriggen er en mer kompleks testrigg enn enfaseriggen. Målet med tofase forsøkene var å undersøke hvor mye bedre varmeoverføringen vil bli ved å tilsette et kjølemedium i væskeform. Før et endelig design ble foreslått, ble det undersøkt hvilke fluider det ville la seg gjøre å benytte. I 2.3.9 *Konklusjon - kandidater:* ble det konkludert med at karbondioksid ville gi den beste kjøleeffekten i en virkelig sveiseprosess. Karbondioksid vil ikke reagere med nitrogenogass og vil mest sannsynlig også være det kjølemediet som blir brukt i fremtidige kjøleprosesser.

Rent praktisk viste det seg vanskelig å finne en dyse som kan blande karbondioksid i væskeform med en gass slik at riktig massestrømmer og dråpestørrelser oppnås. Tofasedyser er vanligvis laget for å blande vann og gass. Da det ikke betyr noe for resultatene av kjøletesten om vannet vil oksidere metallet, vil vann være det enkleste alternativet. Sammenlignet med karbondioksid er vann en væske med mer kjente egenskaper, og dette forenkler analysen i etterkant.

Da det er klart hvilke kjølemedier som skal brukes, vil det være mulig å sette opp et flytskjema for dysearrangementet. Med unntak av massestrømsmåleren, ser flytskjemat for nitrogen helt likt ut som i flytskjemaet for enfaseriggen. Massestrømsmålerne er nødvendige da massestrømmen på basis av trykket i dysa ikke lenger lar seg trivielt beregne. Massestrømsmåleren er plassert like etter reduksjonsventilen ut av flasken. Her skal trykket være stabilt og uendret fra forsøk til forsøk. På denne måten trenger ikke massestrømsmåleren å kalibreres mellom hvert forsøk hvor trykket endres.

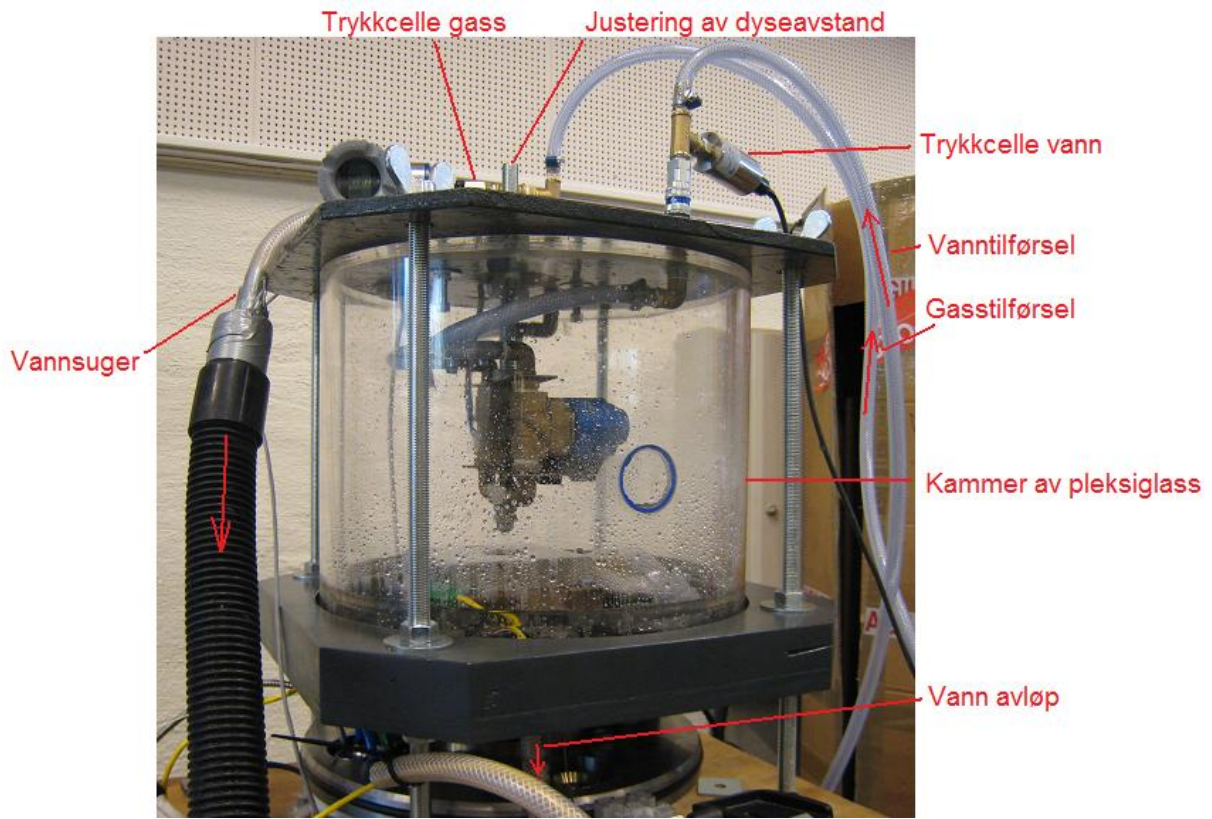
Ut fra springen må vannet filtreres for å unngå store feilkilder i forsøkene. Vannet passerer så gjennom en massestrømsmåler som er plassert før reduksjonsventilen for vann. Massestrømsmåleren for vann vil påvirkes lite av trykk da vann er bort i mot inkompressibelt. Derfor vil det være det samme om måleren plasseres like før eller etter reguleringsventilen. For å unngå at det dannes luftlommer før trykkmålingen av vannet, er solenoidventilen plassert nærest dysen. Med mindre trykkfallet gjennom solenoidventilen skal beregnes for hvert forsøk, vil det stilles krav til hvor store trykktapene kan være.



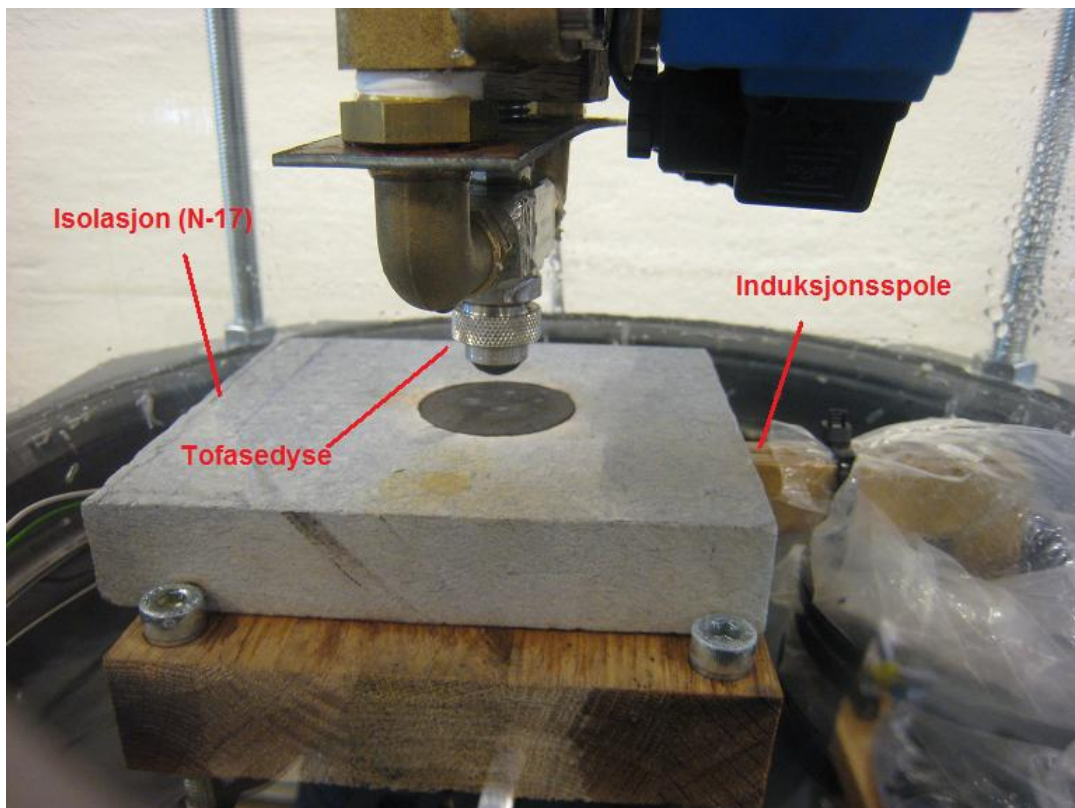
Figur 29 - Flytskjema tofase testrigg - kjølemedier og dyse.

Massestrømmer av væske og gass skal kunne varieres fra forsøk til forsøk. Hvis trykket på vannettet ikke er stort nok til å oppnå ønskede driftstilstander, vil det være mulig å bygge en anordning for å øke trykket før filteret. Denne ble ikke brukt i dagens rigg og vil bli beskrevet i detalj i Vedlegg 8: Anordning for å øke trykk til vannkrets.

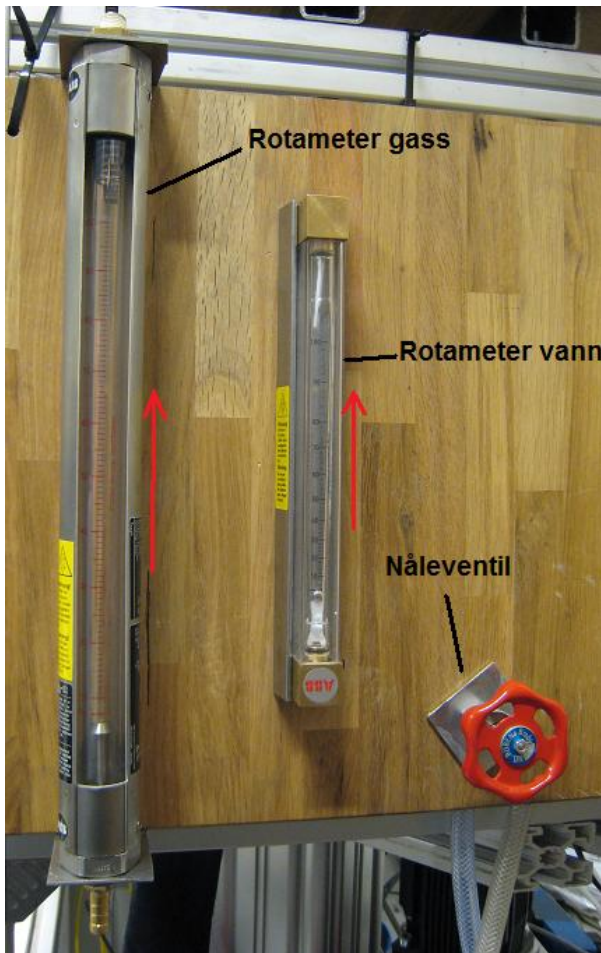
Figur 30 viser hvordan den endelige tofaseriggen så ut. Utenom termokoblingen er det valgt å holde alt måleutstyret på utsiden av testkammeret. Dette er gjort for å skjerme utstyret for vannet. Termokoblingen er lagt inn i avløpsledningen for å få kammeret tettest mulig. Lokket på toppen holdes sammen ved å skru igjen vingemuttere på toppen av gjengestengene. For å få minst mulig feilmålinger, er det valgt å suge ut vanndampen med en vannsuger. Vannsugeren ble lånt av verkstedet i perleporten. Uten denne blir det tåkete i kammeret, noe som påvirker varmeoverføringen noe. Hvordan riggen er koblet sammen vises av figur i vedlegg 9.



Figur 30 - Testrigg tofase.



Figur 31 - På innsiden av kammeret - Tofaserigg.



Figur 32 - Rotameterne og nåleventil er satt på en treplate.

valg av større dyser vil dråpestørrelsen øke.

Det ønskes en dyse som har et spraymønster av typen full-kon. Dysen skal kunne mikse vann med luft og spraye ønskelige mengder av fluidene. Spredningsmønsteret bør dekke hele den store kjøleflaten. Sprayvinkelen bør ikke være for liten slik at det trengs stor avstand mellom dyseåpning og kjøleflate. Det er ønskelig at dyseavstanden er i området mellom 20-60mm for å kunne etterligne de reelle forsøkene noenlunde.

Vannmengdene bestemmes ut i fra hvor mye væske som trengs å tilføres for å oppnå kjølekravet. Det strengeste kjølekravet er 60 K/s. Ved transiente forsøk vil kjøleraten bli satt på basis av kjølekravet, dimensjonene av prøven, samt hvilket materiale klumpen er laget av. I et kontinuerlig forsøk, vil kjøleraten kun avhenge av tilført mengde varme til klumpen per tid. Følgende sammenhenger i kombinasjon med ligning 9, gjør det mulig å iterere seg frem til kjøleraten på basis av fordampet- og oppvarmet vann:

Rotameterne er satt opp på en treplate. Dette er gjort for å holde dem stabilt på plass under forsøkene. Hvis de ikke står loddrett under forsøkene, vil manglende gravitasjonskrefter påvirke måleresultatene. Plata er derfor satt opp med vater.

3.6 Utstyr og innkjøp:

3.6.1 Termokobling:

Type K er en av de mest anvendte termoelementene. Det har lenger livslengde enn type J og den tåler bedre oksiderende gasser, spesielt ved høye temperaturer. K-elementet benyttes mest i området -200 til 1100°C (9). Induksjonsspolen brukes til vanlig i sveiseforsøk hvor temperaturen måles med K-elementer.

3.6.2 Dyse tofaserigg:

Dimensjonering av dysene er en utfordring. Det er lite data i litteraturen på hvor store dråper vi vil få ved gitt trykk og fluidmengder. Det var også liten hjelp å få fra dyseprodusenten. Dimensjoneringen er også avhengig av størrelsen på prøven. Velges større prøve, vil det kreves større vannmengder og dermed større dyser. Ved

$$\dot{m}_{\text{vann}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total nedkjøling}} - \dot{m}_{\text{vann}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{vann}})}{h_{\text{fg}}} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{100^{\circ}\text{C}} = \dot{m}_{\text{vann}} \cdot c_p \cdot 100^{\circ}\text{C} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{\text{fordamping}} = \dot{m}_{\text{vann}} \cdot h_{\text{fg}} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{\text{total nedkjøling}} = \dot{Q}_{\text{fordamping}} + \dot{Q}_{100^{\circ}\text{C}} \quad (15)$$

Når krevet kjøling er beregnet, kan man itereres seg frem til hvor mye vann som må tilføres for å oppnå kjølhastigheten, antatt at alt fordamper. Ved å estimere hvor store deler av vannmengdene som vil fordampe, vil det kunne dannes et estimat på hvor store mengder vann som må tilføres.

Hvilke dyser vi kan velge, avhenger både av væskemengder og av dråpestørrelse. Det ønskes å bruke dråper som er mindre enn regn og større en tåke. De minste regndråpene har en gjennomsnittlig diameter på $500 \mu\text{m}$, og tåke har en diameter på rundt $10 \mu\text{m}$. Gjennom samtale med dyseprodusenter, ble det avklart at såkalte "air atomizing nozzles" er det beste alternativet (10). Dysetyper klarer å produsere små nok dråper, mikser væske og gass, har en spredningsvinkel uten turbulent strøm som gjøre det mulig å forutse hvor dråpene lander. Dysetyper har også et uniformt rundt spredningsmønster av typen full-kon, og kan levere ønskelige massestrømmer av både vann og luft.

Tabell 11 – Verdier benyttet for å beregne maksimal og minimal vannmasse:

Beskrivelse	Verdi	Benevning	Ligning benyttet
Krevet varme	2996	[W]	(9)
Minimal vannmasse (iterert frem)	4,07	[kg/time]	(12)
Energi (5 – 100°C)	449	[W]	(13)
Fordampingsenergi	2547	[W]	(14)
Total nedkjøling	2996	[W]	(15)
Maksimal vannmasse (10 ganger min.)	40,7	[kg/time]	

Tabell 11 viser hvordan den maksimale og minimale vannmengden er beregnet. Den minimale vannmassen er beregnet ved å anta at alt vannet fordamper. Hvis det antas at det trengs 10 ganger mer vann i praksis enn i teorien, vil det kreve om lag 40 kg/time for å opprettholde kjøleraten. På denne måten har den maksimale vannmengden blitt estimert.

Det var ønskelig å holde den samme gassmengden i tofaseforsøkene som under enfase forsøkene. Det ble tilsatt varierende mengder vann til denne gassmengden for å undersøke effekten av væskens tilstedeværelse. De nye dysene måtte kunne opprettholde like luftmengder som dysen i enfase forsøkene. Dysen i enfase forsøkene har en åpningsdiameter på 2 mm, og strømmen vil til en hver tid være sonisk. Volumstrømmen vil holdes konstant lik 1,09 liter/sekund for alle enfase forsøkene. Beregningen av volumstrømmen er gjort ut ifra ligningene i del 4.6.1 *Enfase forsøk*.

Det ble funnet to dyser som til sammen vil dekke de ønskelige driftsbetingelsene. Både "Spraying Systems Co" og "Relab Spraying & Purification Technology Ltd." leverer dysene. Spraying Systems har et norsk kontor, men Relab har gitt en bedre pakkepris en konkurrenten.

På basis av leveringstid, ble det valgt å kjøpe dysene av Spraying Systems selv om de var en del dyrere. Spesifikasjonene til dysene er lagt ved i Vedlegg 12: Dysespesifikasjoner .

3.6.3 Mengdemålere:

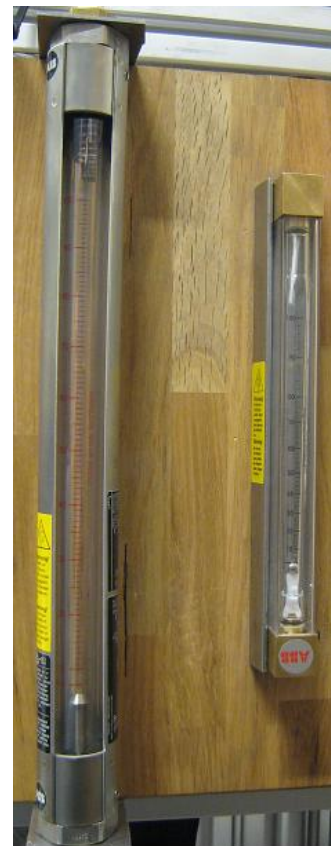
Mengdemåleren skal kun brukes hver gang driftsbetingelsene endres, og dette skjer kun fra forsøk til forsøk. Det er av den grunn ikke nødvendig med en løsning som gir digitale signaler da dette vil koste mer.

Væskemengden og gasmengden kan leses visuelt av ved bruk av et rotameter vist i figur 33. Dette er en enkel og billig løsning som har en nøyaktighet på $\pm 1\%$ av maksimal volumstrøm. Prinsipielt kjøres fluidet gjennom en innsnevring nederst i sylindere, for så og ekspandere etter som sylindere radius blir større. Inne i sylindere ligger det en propp som holdes oppe av strømningsmengdene. Høyere hastigheter får proppen til å nå høyere opp i sylindere. Ut i fra dette kan volumstrøm og derpå massestrøm beregnes. Rotameteret vil kunne måle innenfor en bestemt rekkevidde basert på fluidets egenskaper.

Driftstilstanden er gitt på basis av hva de valgte dysene kan levere:

- vannmengder mellom 4-40 kg/time.
- Trykket er 10 barg og gasmengdene er mellom 70-230 nl/min (normal liter, hvor 3,22 g/s er omtrent 170 nl/min)

Av samtaler med leverandører, ble det funnet to rotameterer som dekker de ønskelige driftsbetingelsene. Rotameterne er valgt på basis av et nedlastbart program som ligger på ABB sine hjemmesider (11). Spesifikasjonene til rotameterne er lagt ved i Vedlegg 11: Rotameterer .



Figur 33 – Rotameterer.

Hvis det ønskes mer informasjon om rotameterer, se (12).

3.6.4 Reguleringsventil vann:

Vannet hentes fra vann-nettet hvor det antakelig leveres et trykket på mellom 5-6 barg. Reguleringsventilen for vann skal kunne ta ned trykket fra 5 barg til maksimalt 4 barg, som er det øverste trykket dysene er designet for. Det er ønskelig at reguleringsventilen skal finregulere trykket mellom dysens spesifikasjoner, altså mellom 0,7-4 barg.

For å beregne trykkfall gjennom en ventil, opererer leverandørene med noe som kalles Kv-verdi. Kv-verdi er en eksakt og anvendelig verdi som benyttes når det skal beregnes trykkfall, dimensjonere og bestille ventiler. Ventil er dimensjonert ut ifra følgende definisjon av Kv-verdien (13):

$$K_v = \frac{\dot{V}}{31,6} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (16)$$

Nåleventil fyller de ønskelige kravene, og er gjør det mulig å fininnstille trykket hvis den dimensjoneres riktig. Hvis det velges en ventil med for liten kapasitet, vil det ikke la seg gjøre

å nå de øverste trykkene. Dimensjoneres den for stor, vil ventilen være nesten helt skrudd igjen ved 4 barg. Det vil da være vanskelig å fininnstille trykket mellom 0,7-4 barg.

Den valgte nåleventilen er kjøpt fra Fagerberg og har en Kv-verdi på 0,42. Etter definisjonen i ligningen 16, og en vannstrøm på 40 liter/time, vil trykktapet gjennom ventilen minimalt bli 908 Pa.



Figur 34 – nåleventil (14).

3.6.5 Filter:

Da gassen hentes fra flaske antas det at gassen ikke trengs å filtreres ytterligere. Vannet blir hentet fra springen hvor det allerede er et grovt filter. Det ble likevel anbefalt - gjennom samtale med dyseleverandøren "Relab" - at vannet skulle filtreres ytterligere. Det ønskes at filteret skal kunne ta bort store partikler og humus som kan ligge i vannrørene (15). Det har blitt kjøpt inn et Y-filter fra Ahlsell som vises i Figur 35.

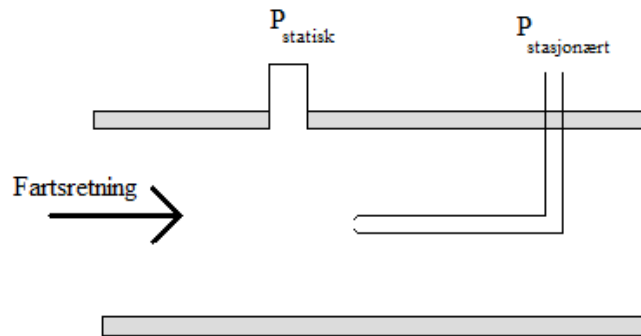


Figur 35 - Y-filter vann.

3.6.6 Trykkmålere:

Trykkmåling kan gjøres av et manometer eller ved trykkselle. Manometer er den enkleste løsningen, men gir vanligvis ikke trykkendringer som målbare signaler. Manometer har også ofte dårligere oppløsning enn trykkseller. Såfremt det lar seg gjøre, er det ønskelig å bruke trykkseller. Både trykkselle og manometer vil måle det statiske trykket når forsøkene er i gang (16):

$$p_{stat.} = p_{stasjonært} + 0,5\rho \cdot V^2 \quad (17)$$



Figur 36 - Forklarende bilde til forskjellen på statisk og stasjonært trykk.

For vann:

Vanstrykkcellen lånes fra laboratoriet i Kjelhuset. Etter samtale med labbansatte, ble det estimert at cellen skal tåle vann. Trykkcellen har et virkeområdet mellom 0-8 barg.



Figur 37 - Trykkcelle for vann.

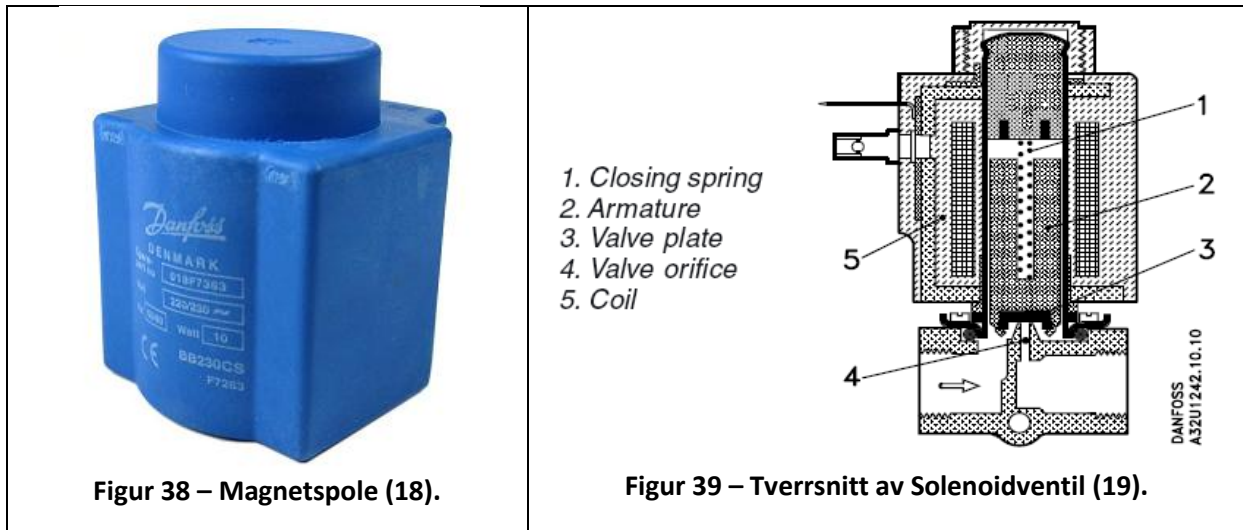
For gass:

Gasstrykkcellen lånes også av laboratoriet i Kjelhuset. Måleren er av typen IGP10 og har et virkeområde mellom 0,7-21 bar.

3.6.7 Solenoidventil:

Solenoidventiler – også kalt magnetventiler – har som oppgave å åpne og stenge av tilførselen av kjølemediene til dysen. Da ventilene er plassert bak trykkcellene, er det særdeles viktig at trykkfallet er lite. Hvis ikke må det kompenseres for dette for hver måling, noe som vil kreve unødvendig mye tid. Etter samtale med Ahlsell, ble det avklart at de gitte massestrømmene vil danne svært lite trykkfall for ventiler med både 3/8" og 1/4" diameter i trangeste tverrsnitt (17). For at ventilene skal kunne stoppe massestrømmene, må ventilene dimensjoneres for å tåle de høyeste driftstrykkene. Det høyeste driftstrykket er på 7 barg.

For å være på den sikre siden ble det valgt å gå for ventiler med 3/8" i trangeste tverrsnitt (15). Ventilene er de samme for både vann- og gasskretsen, og ventilene er dimensjonert for 10 barg. For å åpne ventilen, er det kjøpt inn passende induksjonspoler. Spolene har en spenning på 24 V og en effekt på 18 W. Den lave spenningen er ønskelig da ventilen i større grad blir resistent mot vann.



3.6.8 Reduksjonsventil gass:

Reduksjonsventilen som reduserer gassen ut av nitrogenflaska er som vist på Figur 40. Den er lånt av laboratoriet i Kjelhuset, og reduserer trykket ned til mellom 2,5-50barg. Ventilen er spesifisert for nitrogengass og er av typen C200/1a-50B.

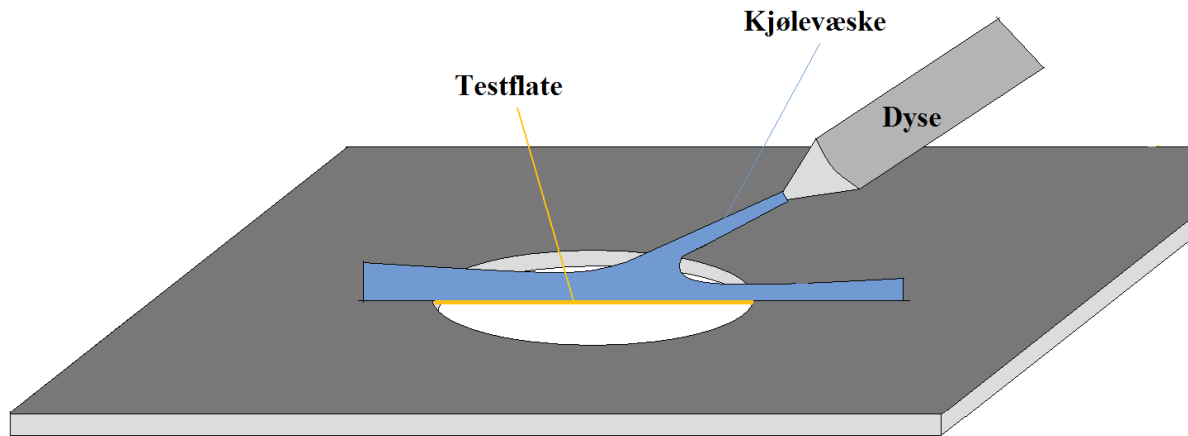


Figur 40 reduksjonsventil.

3.7 Dysejustering:

Hvis tiden hadde tillatt det, ville det vært interessant å undersøke kjøleeffekten etter som dysen ble tiltet til siden. Strømningsbildet vil da endres, og vi unngår da muligens stagnasjonspunkter mellom dysene. Stagnasjonspunktene mellom dysene er vist i Figur 108. Det vil antagelig bli dårlig kjøleeffekt i stagnasjonspunktene, og det vil derfor være fordelaktig om man kan klare å minske denne effekten.

Figur 41 viser hvordan et testforsøk med tiltet dyse kan se ut. I den virkelige kjøleprosessen vil dysene stå i ring rundt sveisefugen. Alle dysene kan settes i samme retning, eller man kan for eksempel sette hver første dyse i motsatt retning av hver andre dyse. Det vil være uendelig mange kombinasjoner av hvordan dysene kan settes opp.



Figur 41 – En skisse av et testforsøk hvor dysen er tiltet til høyre.

Når dysene sidestilles, vil det ikke lenger være gitt at man vil få den beste kjøleeffekten i aksenteret av dysen. Det vil derfor være interessant å flytte dysen i horisontal retning for å finne den mest effektive kjølemetoden.

4 Datareduksjon

4.1 Varmeovergangstall:

I prosjekteringsfasen av riggen er måleutstyret blitt satt opp slik at et varmeovergangstall kan beregnes. Beregningene av varmeovergangstallet er likegyldig til om det er et transient eller et kontinuerlig forsøk som er blitt satt opp. Følgende datareduksjonsmetode gjelder både for enfase gassforsøk og tofase vann-/gass forsøk, med mindre det står noe annet.

Varmeovergangstallet beregnes med Newton's kjølelov (2):

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_{kjøleflate} - T_{gass}) \quad (18)$$

Det er tre ukjente variabler som må beregnes i forsøket: Nedkjølingsraten (\dot{Q}), temperaturen på kjøleflaten (T_{vegg}) og gjennomsnittstemperaturen i kjølemediet (T_g). Arealet til kjøleflaten ($A_{kjøleflate}$) avhenger av geometrien til prøven som er gitt og konstant gjennom hele forsøket.

4.2 Nedkjølingsrate:

Avgitt varme, \dot{Q} , vil i et transient forsøk beregnes ut fra den indre temperaturen til prøven. Det antas at temperaturen i kobbersylinderen er uniform. Noe av nedkjølingsraten skyldes varmetap til omgivelsene, og dette må også trekkes fra:

$$\dot{Q}_{nedkjøling} = \frac{(c_p \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta T_{kjerne})_{sylinder}}{\Delta t} - \dot{Q}_{tap} \quad (19)$$

For et kontinuerlig forsøk vil nedkjølingshastigheten være i likevekt med oppvarmingshastighetene.

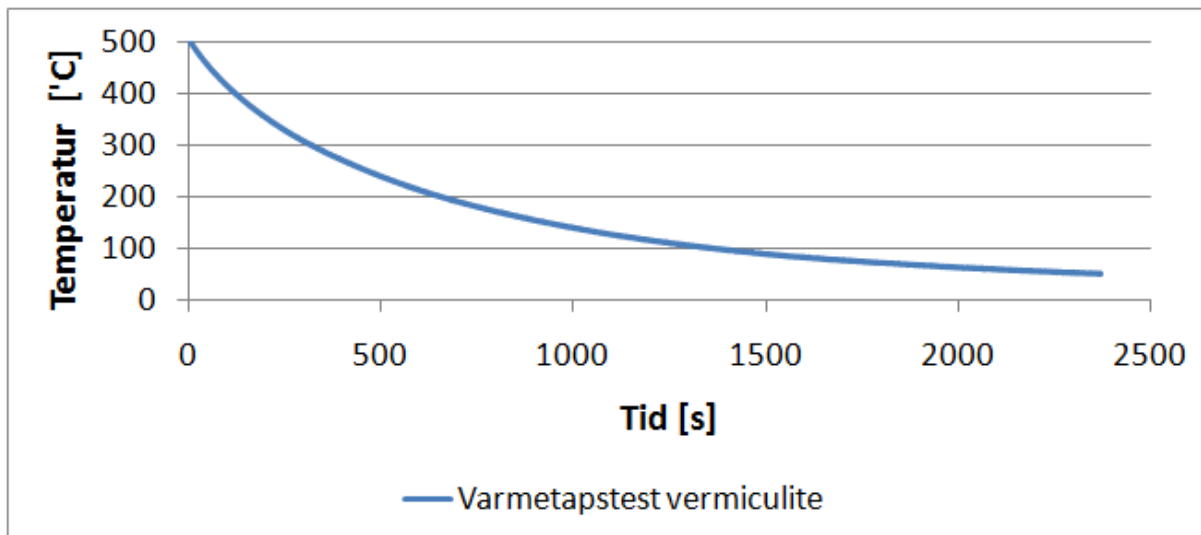
4.3 Varmetap:

En overflate vil - avhengig av dens temperatur- alltid stråle mer eller mindre, og omgivelsene vil alltid stråle tilbake. Da temperaturen i prøven generelt er mye høyere enn omgivelsestemperaturen, vil strålingen fra omgivelsene være neglisjerbar.

I tillegg til stråling, vil det også tapes energi gjennom isolasjonen. Hadde isolasjonen hatt en konduktivitet lik null, ville tapet være neglisjerbart, men dette er ikke tilfellet. I oppvarmingsfasen av prøven, tar isolasjonen opp en del varme, men det vil være store temperaturgradienter innad i isolasjonen. Ved starten av nedkjølingen antas det at temperaturen i isolasjonsveggen vendt mot kobbersylinderen, tilsvarer temperaturen på veggene til kobbersylinderen.

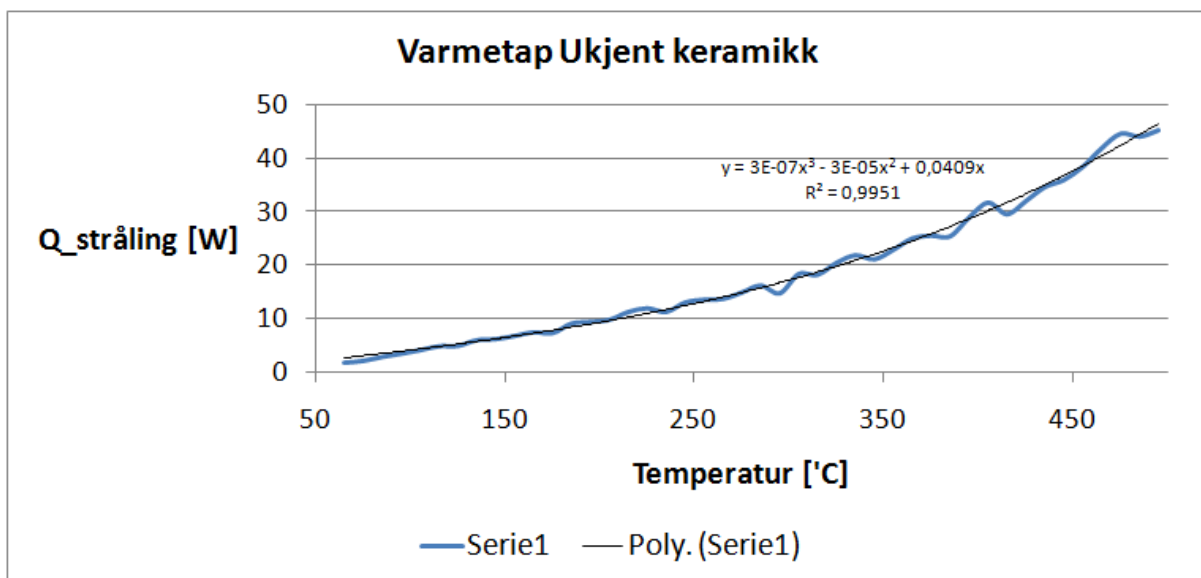
Da nedkjølingsprosessen settes i gang, vil temperaturen i kobbersylinderen synke raskere enn temperaturen i isolasjonens vegger. Kobbersylinderen vil dermed få varme fra isolasjonen hvorpå temperaturen vil synke noe tregere enn hva den burde. Hvor stor varmetransporten er, avhenger i stor grad av isolasjonen termiske egenskaper. I praksis kan varmetapet beregnes analytisk, eller kurvetilpasses på basis av forsøk. Det vil være mulig å gjøre beregningene mer nøyaktige enn ved forsøk, men kurvetilpassning vil være en raskere å enklere metode. I den analytiske metoden vil det uansett måtte sammenligne resultatene opp mot forsøk.

Figur 42 viser temperaturkurven ved varmetapstesten kjørt med isolasjonsmaterialet vermiculite. Temperaturmålingene brukes så til å beregne overført varme per tid. Da forsøkene har forskjellig varighet, er det ønskelig å omregne varmetapet slik at det er en funksjon av den målte temperaturen i kjernen av sylindere. Ved å beregne varmetapet som et gjennomsnitt over 10°C, og gjøre dette for hele temperaturfalle (fra 500 til 50°C), vil man kunne danne et tap som funksjon av temperaturen.



Figur 42 – Varmetapstest med isolasjonsmaterialet vermiculite.

Figur 43 viser resultatet fra varmetap forsøket gjort med isolasjonstype nr 1. Av hensyn til tiden er det valgt å kurvetilpasse varmetapene fra forsøkene. *Se del 3.4 Isolasjon: for informasjon om isolasjonstyper.*



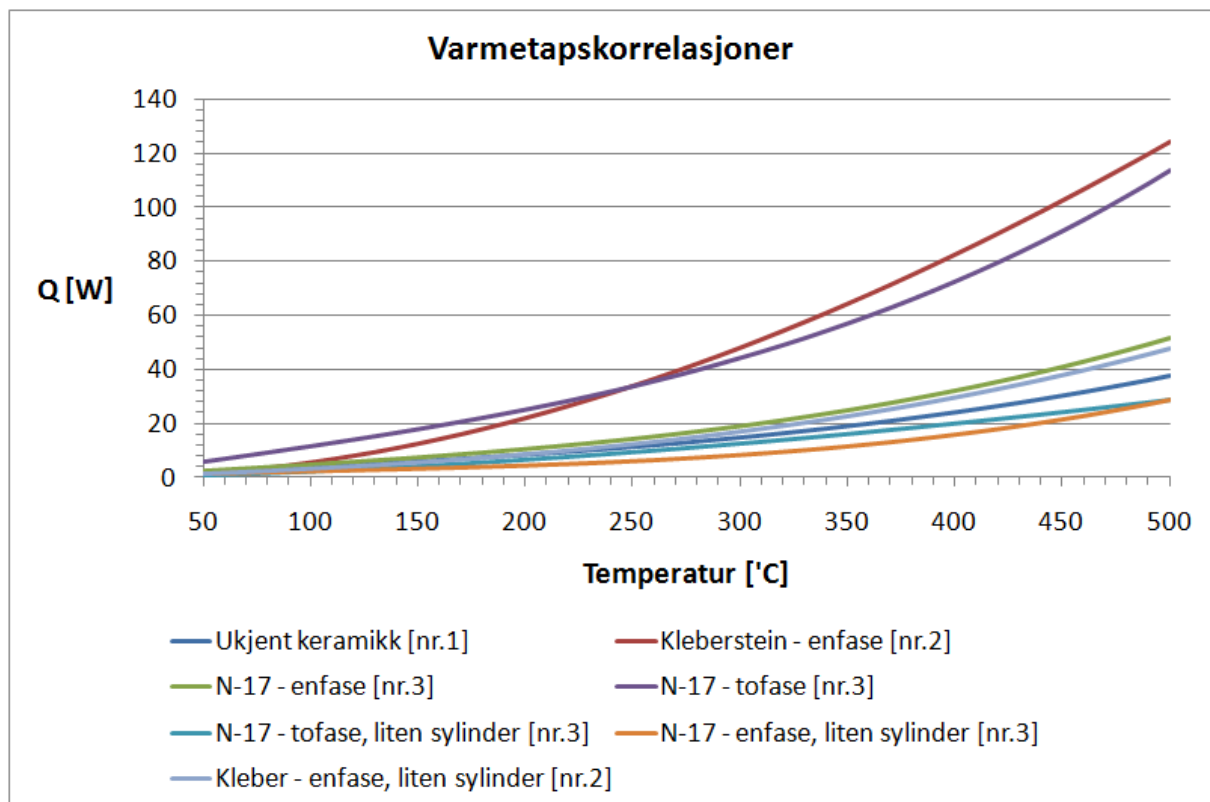
Figur 43 - Kurvetilpasning av varmetap til omgivelsene - isolasjonstype nr 1.

For alle tre isolasjonstypene er det beregnet varmetap som funksjon av temperatur. Kurvetilpasningen er gjort ved å la programmet *Microsoft Excel* tilpasse et tredjegradspolynom av varmetapskurven. Korrelasjonen for de tre isolasjonsmaterialene presenteres i Tabell 12.

Tabell 12 - Korrelasjoner for varmetapene gitt ulikt isolasjonsmateriale:

Isolasjons type	Korrelasjon for varmetap
1. Vermiculite (enfase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = 2 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 - 3 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,0409 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
2. Kleberstein (enfase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = -2 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 - 0,0018 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
3. Pyrotek N-17 (enfase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = 3 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 - 4 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,0482 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
3. Pyrotek N-17 (tofase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = 6 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 - 8 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,1176 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
3. Pyrotek N-17, liten sylinder (tofase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = -3 \cdot 10^{-8} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 + 1 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,015 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
3. Pyrotek N-17, liten sylinder (enfase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = 3 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 - 9 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,0273 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$
2. Kleberstein liten sylinder (enfase forsøk)	$\dot{Q}_{\text{varmetap}} = 2 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^3 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{kjøleflate}}^2 + 0,03 \cdot T_{\text{kjøleflate}}$

Av korrelasjonene ser vi at isolasjonstype 1 og 3 har rimelig like termiske egenskaper (antageligvis innfor $\pm 10\%$). Forskjellene i korrelasjonene vises i Figur 44. Selv om det står i spesifikasjonene av N-17 at den ikke skal bli våt, har det vist seg gjennom forsøk at den trekker noe vann. Vi ser at kleberstein har omtrent like stort varmetap som når N-17 materialet er vått.



Figur 44 - Varmetapskorrelasjoner brukt i datareduksjonen.

4.4 Temperatur kjøleflate:

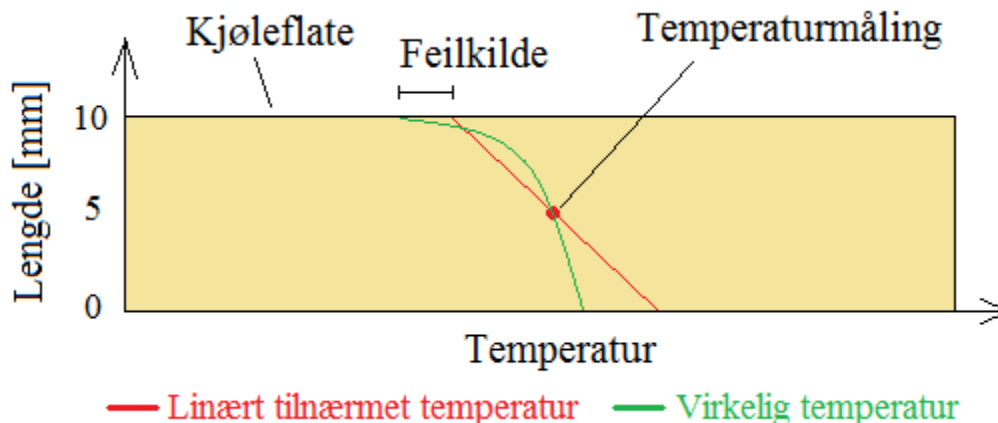
Prøvens geometri og materialet velges i utgangspunktet for å skape små temperaturgradienter inne i prøven, og det antas at det ikke vil være temperaturgradienter i horisontal retning. Likevel vil det uansett være små temperaturforskjeller mellom kjernetemperaturen i midten av prøven og kjøleflatetemperaturen, og dette kan det korrigeres ligning 20 (2):

$$(T_{kj\text{erne}} - T_{kj\text{øleflate}}) = \frac{\dot{Q}_{nedkj\text{øling}} \cdot l_{\text{til kjøleflate}}}{k_{materiale} \cdot A_{kj\text{øleflate}}} \quad (20)$$

Den eneste ukjente i ligning 20 skal være temperaturen på kjøleflaten. Konduktiviteten vil være bestemt av materialet, og lengden er avstanden mellom kjernen og kjøleflaten.

Temperaturen på kjøleflaten vil heller ikke holde seg uniform over hele flaten, men dette korrigeres det ikke for. For både transiente og kontinuerlige forsøk vil temperaturen på kjøleflaten bli beregnet som et gjennomsnittstall, for enkelhets skyld.

Beregningsmetoden antar en lineær avtagende fordeling av temperaturen fra bunnen og til toppen av kobbersylindren. I virkeligheten vil temperaturgradienten endres med avstanden fra kjøleflaten og dermed ikke være lineær. Figur 45 er en grafisk fremstilling av feilkilden. Dette vil bli diskutert videre i 7.1 Kvantifisering av feilkilde i datareduksjonsmodell:.



Figur 45 - Skisse av tilnærming sammenlignet med virkelig temperatur i kobbersylindren.

4.5 Temperatur i kjølemediet:

Etter at kjølemediet har vært i kontakt med kjøleflaten, vil temperaturen til mediet ha økt en del. Den enkleste metoden er å sette gasstemperaturen, T_{gass} , lik den målte starttemperaturen, T_{for} . Da gasstemperaturen endres underveis i nedkjølingen, er det min oppfatning at det vil være mer nøyaktig å beregne en gjennomsnittlig temperatur, \bar{T}_{gass} , enn å bruke T_{for} . Da beregnes temperaturendringen fra følgende sammenheng:

$$\dot{Q}_{nedkj\text{øling}} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{for} - T_{etter}))_{kj\text{ølemedium}} \quad (21)$$

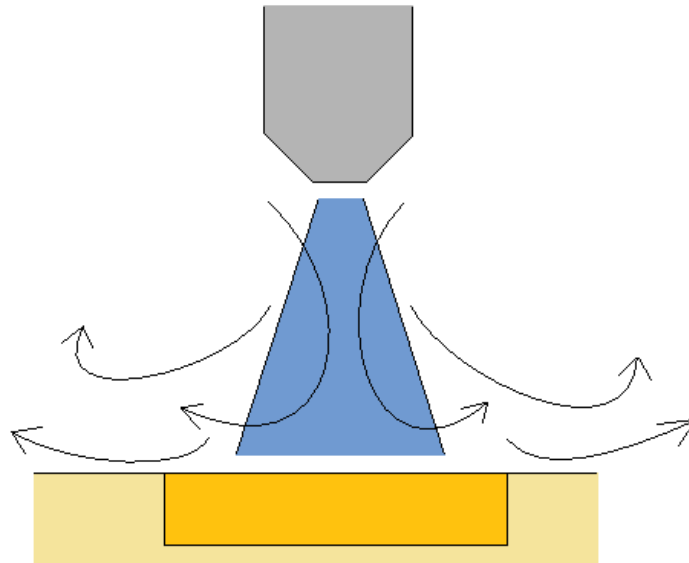
Kjølemediet vil bestå både av en gass og en væske med forskjeller i massestrøm, varmekapasitet og temperatur. Det antas at det lar seg gjøre å måle en gjennomsnittlig temperatur for fluidene. Det har enda ikke blitt funnet en metode som gjør det mulig å beregne hvor mye av væsken som fordampes. For enkelhets skyld antas det at all væsken forblir i væskeform gjennom hele kjøleprosessen, og at kjølemediet holder en temperatur på

15°C. Med denne forenklingen kan en gjennomsnittlig tilnærmet temperatur etter beregnes:

$$\bar{T}_{etter} = \dot{Q}_{nedkjøling} \cdot \left[\frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{v\ddot{a}ske} + (\dot{m} \cdot c_p)_{gass}}{2} \right]^{-1} + 15^\circ C \quad (22)$$

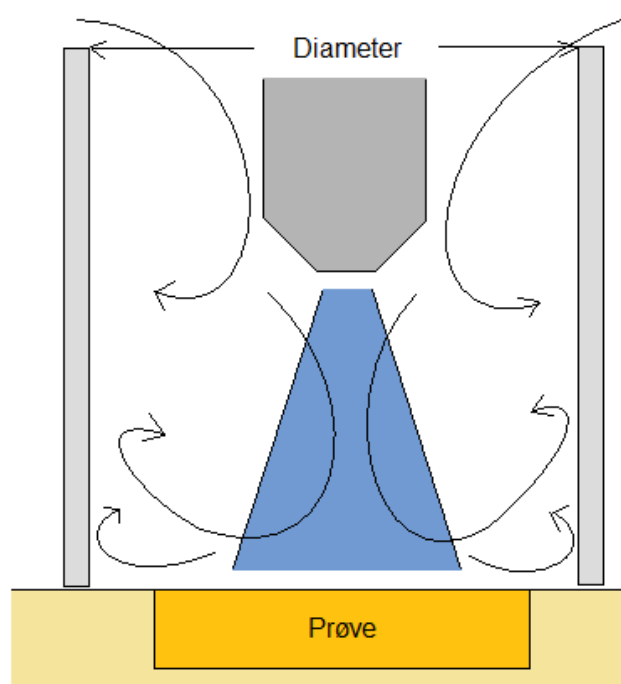
Gjelder kun for enfase forsøk:

Det har vist seg gjennom forsøk at gasstemperaturen nær kjøleflaten synker raskt med økt dyseavstand. Målt temperatur ved 10 mm og 60 mm har en differanse på om lag 14°C. Det er ikke mulig at gasstemperaturen kan synke så raskt på så kort tid. Ved så stort temperaturfall over distansen, betyr det antageligvis at store deler av kjølegassen er blandet med luft. Ved større avstander, vil mer luft blandes inn.



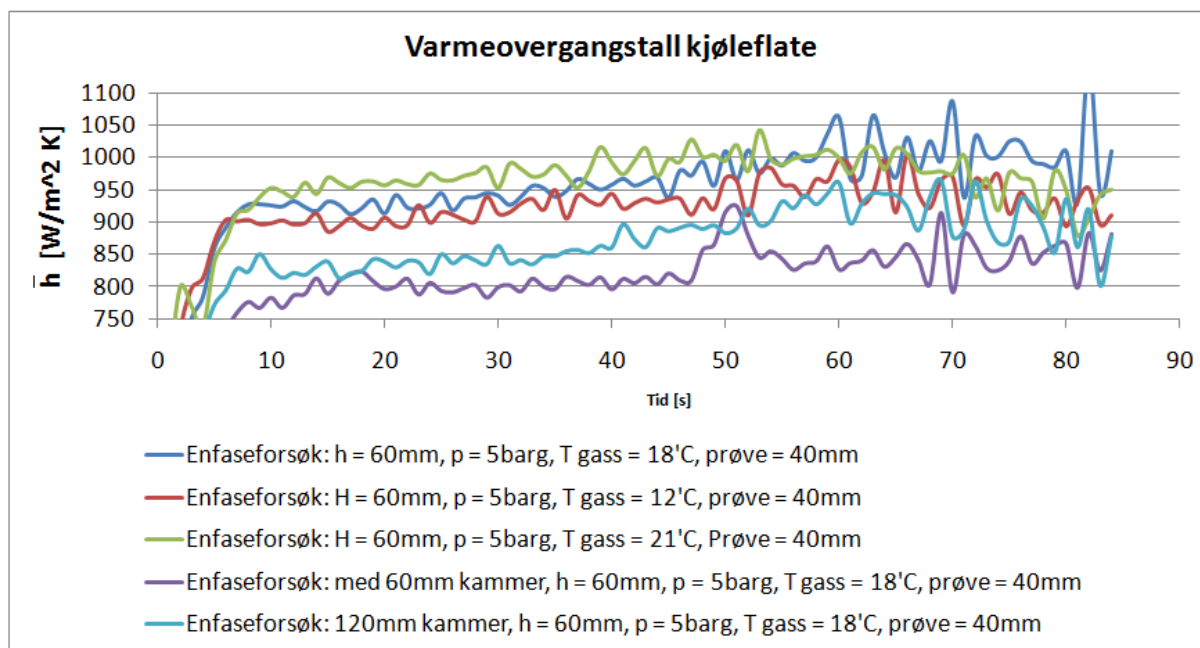
Figur 46 - Omkringliggende luft blandes med gassen som kommer ut av dysa.

For å undersøke hvor mye luft som blandes inn, kjørte vi det samme forsøket fem ganger med samme dyse. Da trykk og dyseavstand er den samme for alle forsøkene, skal i utgangspunktet varmeovergangstallet være det samme for alle forsøkene. For to av forsøkene ble det satt på et kammer som er åpent i toppen. Kamrene har en respektive diameter på 120 mm og 60 mm og er høyere enn dyseavstanden.



Figur 47 - Kammeret stenger for at omkringliggende luft blandes med kjølegassen

Kamrene gjør at omkringliggende luft påvirker varmeoverføringen i mindre grad. Størrelsen på kammeret avgjør hvor mye luft som blandes med kjølegassen. Figur 48 viser hvordan resultatet ble da ligning 22 ble brukt i datareduksjonen.



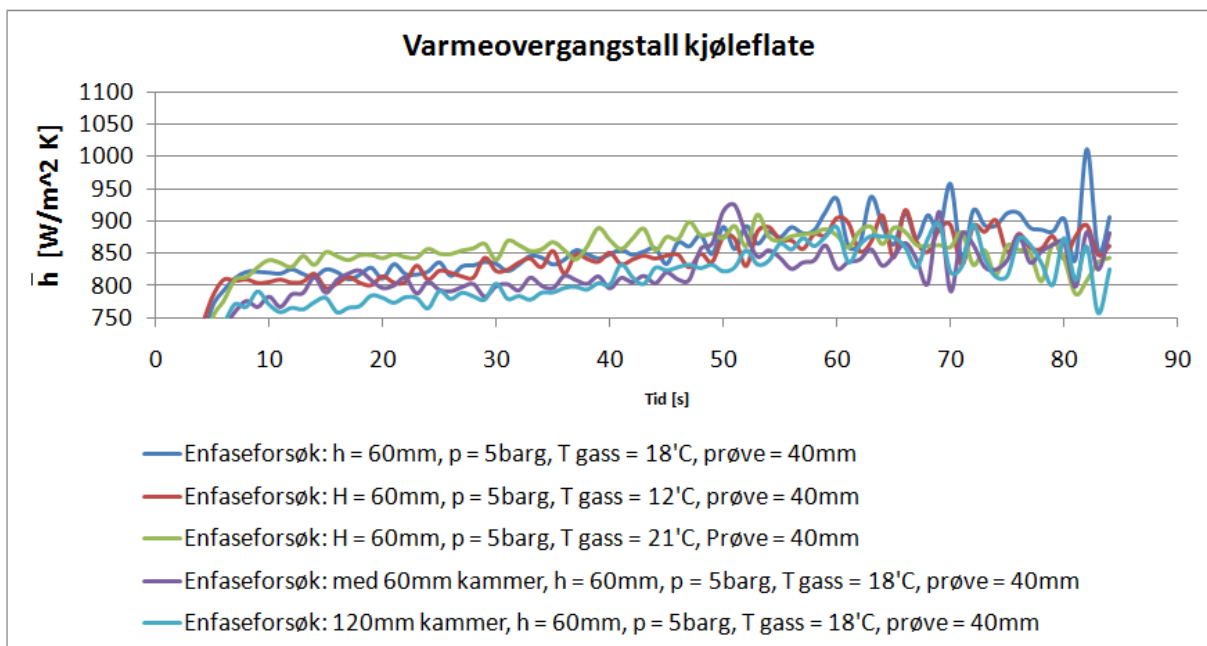
Figur 48 - Fem forsøk med samme trykk og dyseavstand. Gasstemperatur varierer, og for to av forsøkene er det satt på et kammer med forskjellig diameter.

I ligning 22 er det ikke tatt hensyn til at kjølegassen blir blandet med omkringliggende luft, og dette ser ut til å gi en del feil i resultatet. Varmeovergangstallet beregnet med det minste kammeret vil være minst påvirket av den omkringliggende luften. Det velges derfor å anta at dette er det mest riktige varmeovergangstallet. For å kompensere for de tilførte luftmengdene, er det laget en ny sammenheng som erstatter ligning 22. Korrelasjonene er tilvirket ved iterasjon (prøv-og-feil-metoden) for å treffe varmeovergangskurven med det minste kammeret:

$$T_{\text{før}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nedkjøling}}}{5 \cdot \dot{m} \cdot c_p} + \frac{(T_{\text{etter}} + 4 \cdot T_{\text{romtemp.}})}{5} \quad (23)$$

$$T_{\text{før}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nedkjøling}}}{1,5 \cdot \dot{m} \cdot c_p} + \frac{(T_{\text{etter}} + 0,5 \cdot T_{\text{romtemp.}})}{1,5} \quad (24)$$

Ligning 23 indikerer at gassen som treffer kjøleflaten består av 4 ganger luft og 1 gang nitrogengass. I Figur 49 ser vi at varmeovergangstallet i større grad er samlet ved bruk av de nye korrelasjonene. For forsøkene som ble gjennomført uten kammer, er det valgt å bruke ligning 23. For forsøket med 120 mm kammer, er det valgt å bruke ligning 24. Dette kommer av at det i mindre grad vil blandes inn ny luft i forsøkene med 120 mm enn i forsøkene uten kammer. Benyttes et enda større kammer enn 120 mm, vil korrelasjonen ligge et sted mellom ligning 23 og 24.



Figur 49 - Samme forsøk som i figur 48 - Brukt ligning 23 og 24 fremfor ligning 22.

Det antas at mindre luftmengder vil blandes inn hvis dyseavstanden reduseres. Det er ikke kjørt forsøk med kammer for mindre dyseavstander, og det vil dermed ikke være mulig å lage korrelasjoner for disse tilfellene. Fysisk sett virker det lite sannsynlig at gassen består av fire ganger mer luft enn nitrogengass. Det antas likevel at ligning 23 vil gi de mest riktige resultatene sammenlignet med de andre to metodene nevnt i dette delkapittelet.

4.6 Massestrømmer:

4.6.1 Enfase forsøk:

Forsøket settes i gang ved å åpne den siste ventilen (solenoidventilen). Gass vil da strømme til strømbryteren skrues av. Dysen er ikke designet for supersoniske hastigheter, det er dermed ikke mulig å overgå lyd hastigheter ut av dysen. Lydhastigheten beregnes ut fra den adiabatisk indeksen til nitrogen, og den målte temperaturen på gassen ut av dysen (16):

$$c_{ideell} = \sqrt{\frac{\gamma_{gass} \cdot \bar{R} \cdot T_{gass,for}}{M}} \quad \text{hvor } \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (25)$$

For å beregne massestrømmen i dyseåpningen, må også massetettheten beregnes det samme stedet. Massetettheten beregnes ved iterasjon på basis av ideell gasslov, kontinuitetsligninga og det målte statiske trykket. Iterasjonsmetoden er som følger:

1. Tipp et stagnasjonstrykk.
2. På basis av stagnasjonstrykket beregnes et statisk trykk i dyseåpning.
3. Gjennom ideell gasslov, kan det statiske trykket brukes til å finne massetettheten i åpningen.
4. Beregn massetettheten på basis av trykkmålinga.
5. Beregn den soniske hastigheten i dyseåpningen.
6. Ut ifra punkt tre til fem og kontinuitetsligninga, kan hastigheten ved trykkmålinga beregnes.
7. På basis av hastigheten ved trykkmålinga, vil man kunne beregne et nytt stagnasjonstrykk.
8. Gjennomfør til tippet trykk fra 1. er lik beregnet trykk i 7.

Tabell 13 - Sammenhenger brukt for å bestemme massestrømmen i nitrogenforsøk.

Beskrivelse	Sammenheng	Kilde
Forhold mellom statisk og stagnasjonstrykk:	$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = [1 + 0,5 \cdot (\gamma - 1) \cdot Ma^2]^{\gamma/(\gamma-1)}$	(16)
Ideell gasslov:	$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot M}{\bar{R} \cdot T_0}$	(1)
Kontinuitetsligninga:	$(\rho \cdot u \cdot A)_1 = (\rho \cdot u \cdot A)_2$	(2)

Da massetetthet, hastighet og tverrsnitt dyseåpning er beregnet, vil det la seg gjøre å beregne massestrømmen:

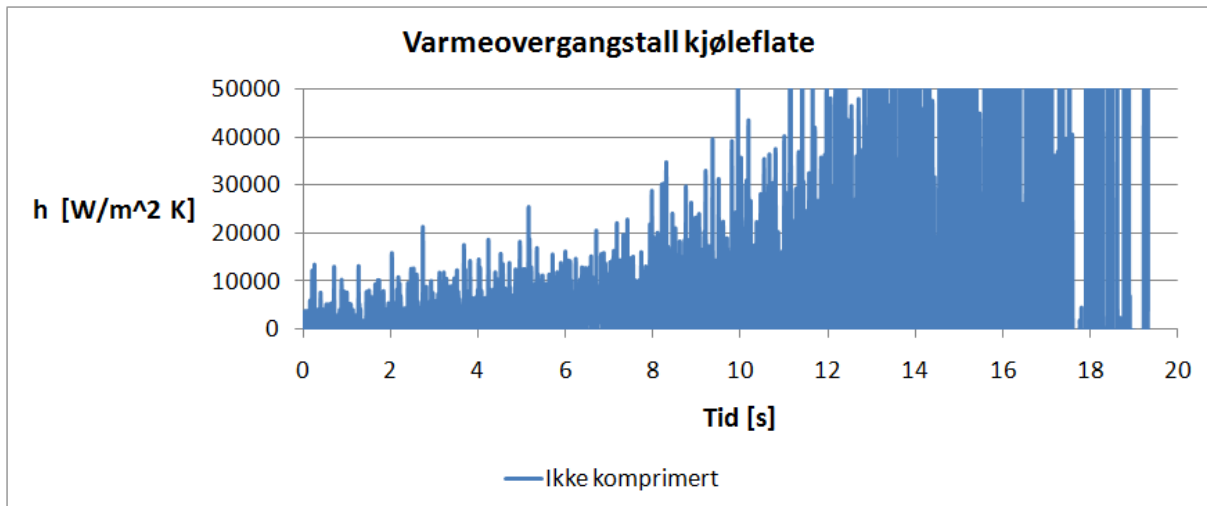
$$\dot{m} = \rho \cdot A_{dyse\ddot{a}pning} \cdot u_{dyse\ddot{a}pning} \quad (26)$$

4.6.2 Tofase forsøk:

Massestrømmen for tofaseriggen lar seg beregne på lik måte som for enfaseriggen, men da må det kompenseres for trykkdifferansen mellom fluidene. Da det ikke er særlig behov for en kontinuerlig beregning av massestrømmen gjennom forsøket, brukes den avleste massestrømmen fra rotameterne. Avlesningen følger skalaen gitt av leverandør, Vedlegg 12: Dysespesifikasjoner .

4.7 Komprimering av måledata:

Måledata logges hundre ganger i sekundet. Da forsøk varer i flere minutter, er det valgt å komprimere dataene. Det finnes flere måter å komprimere rådataen, og metodene vil gi noe forskjellige resultater. I denne sammenheng er rådata data som er hentet direkte fra loggeren, og målepunkter er målepunkter brukt i beregningene. Figur 50 viser hvordan grafene ser ut når rådataene ikke er komprimert.

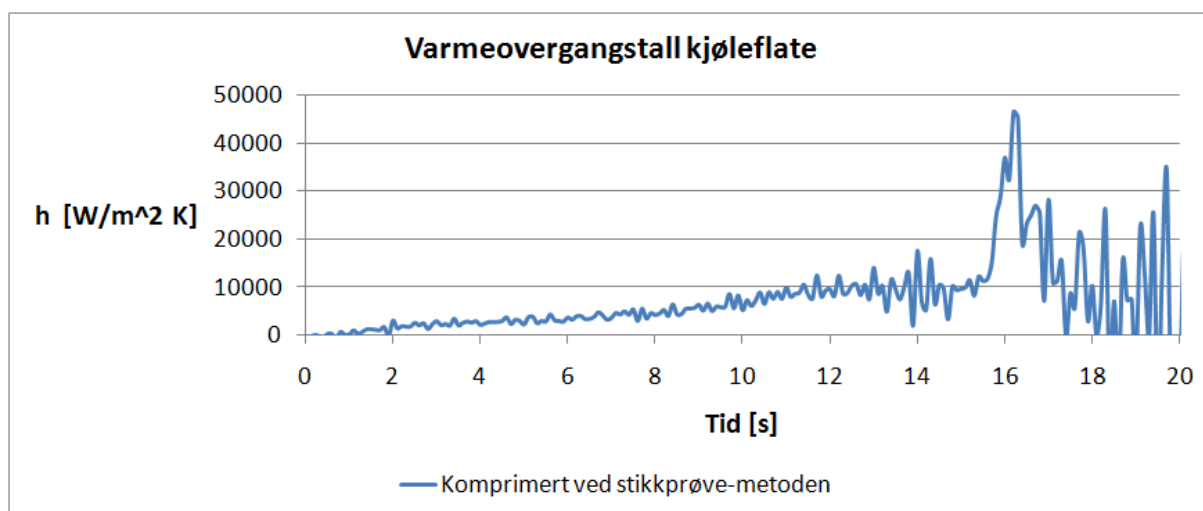


Figur 50 - Eksempel på hvordan resultatet ser ut når rådataen ikke er komprimert.

Som vi ser av figuren, er det ikke lett å hente ut noe fornuftig ut av denne grafen. Vi ser at usikkerheten i varmeovergangstallet øker etter hvert som tiden går, men hvordan varmeovergangstallet endres, er vanskelig å si noe om.

Stikkprøver:

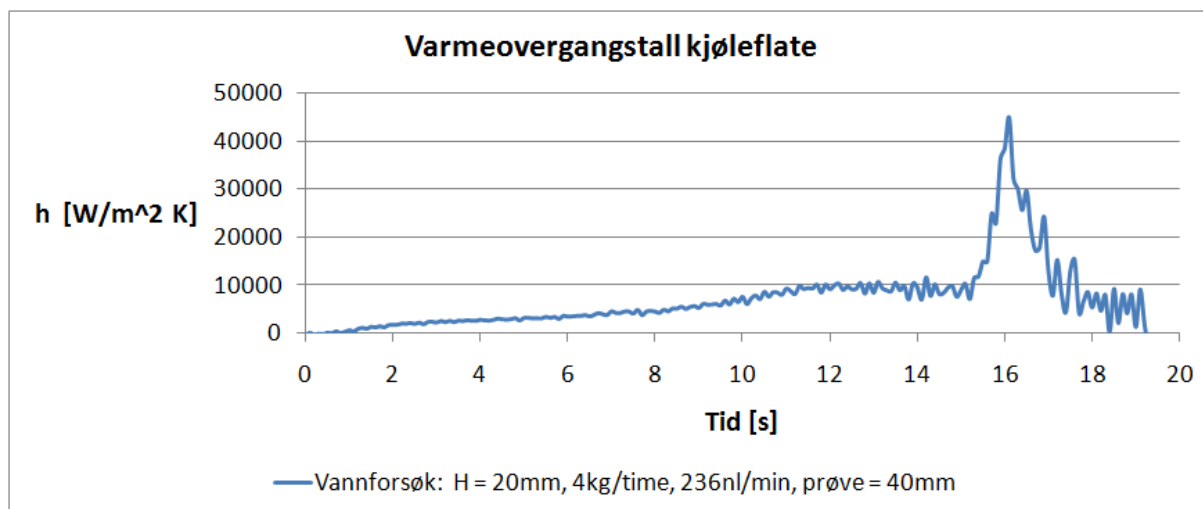
Ved å komprimere rådataene til 1 av 10 målinger, får vi målepunkter hvert tiende sekund fremfor hvert hundrede sekund. Dette gjør at mengden data blir mindre og mer håndterbare, men det er fare for at vital informasjon kan forsvinne. Ved færre målepunkter vil grafene bli noe rettere, noe som gjør at grafene blir mer lesbare. Figur 51 viser komprimering ved stikkprøvetoden. I figuren er det bruk samme rådata som i Figur 50, og som vi ser er det litt klarere hvordan varmeovergangstallet faktisk varierer med tiden. Det er valgt å bruke 1 av 10 målinger, noe som gjør at 90% av rådataen er tatt bort. Ved denne komprimeringsmetoden er det fremdeles muligheter for at det kommer målinger som går langt utenfor et konfidensintervall på 95%, men da det er færre målinger vil ikke disse feilmålingene gjøre grafen ulesbar.



Figur 51 - Eksempel på hvordan stikkprøvemetoden gjør grafen mer lesbar. 1 av 10 målinger er brukt i beregningen.

Gjennomsnitt 1 - mange måledata til ett målepunkt:

Gjennomsnitt av målinger kan gjøres med to forskjellige metoder. Den ene metoden gjøres ved å ta gjennomsnittet av en rekke rådata, for så å bruke gjennomsnittet som et målepunkt. Denne metoden gir et lignende resultat som for "stikkprøver". Vi får færre målepunkter, men denne er noe bedre da all rådata blir brukt i stedet for å ta stikkprøver. Resultatet er færre målepunkter som gir finere grafer, hvor det i tillegg tas hensyn til alle rådataene. Figur 52 viser hvordan grafen vil se ut ved gjennomsnittsmetode 1.



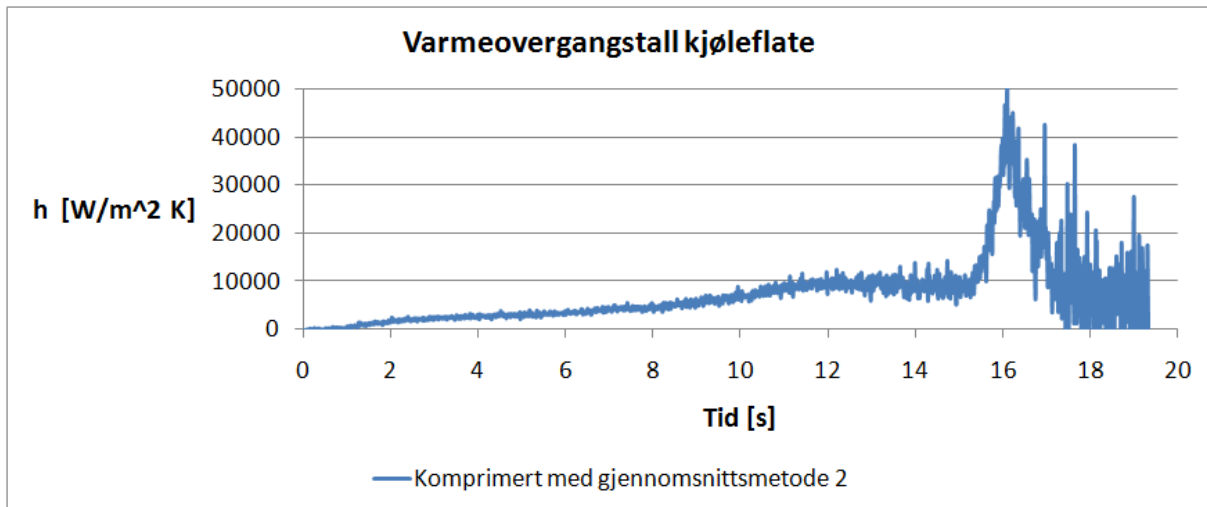
Figur 52 - Eksempel på hvordan resultatene blir med gjennomsnittsmetode 1. 1 av 10 målinger er brukt i beregningene.

Selv om resultatene blir gode, er dette en tidkrevende metode hvor komprimeringen må gjøres manuelt i *Excel*. Hvis det skal komprimeres mye data, er denne metoden ikke å foretrekke av den grunn. Det er også lett at noe gjøres galt når mange målinger skal komprimeres manuelt.

Gjennomsnitt 2 - like mange rådata som målepunkter:

Denne metoden ender opp med like mange målepunkter som måledata, men målepunktene er et gjennomsnitt av en rekke rådata. Dette gjøres ikke for å komprimere dataen, men for å få mer lesbare resultater. Det er en viss usikkerhet i målingene som gjør at målepunktene svinger en del opp og ned i forhold til medianen. Da dataene er redusert, kan det være vanskelig å hente ut medianen ut av beregningene. Noen målepunkter kan ligge flere hundre prosent unna

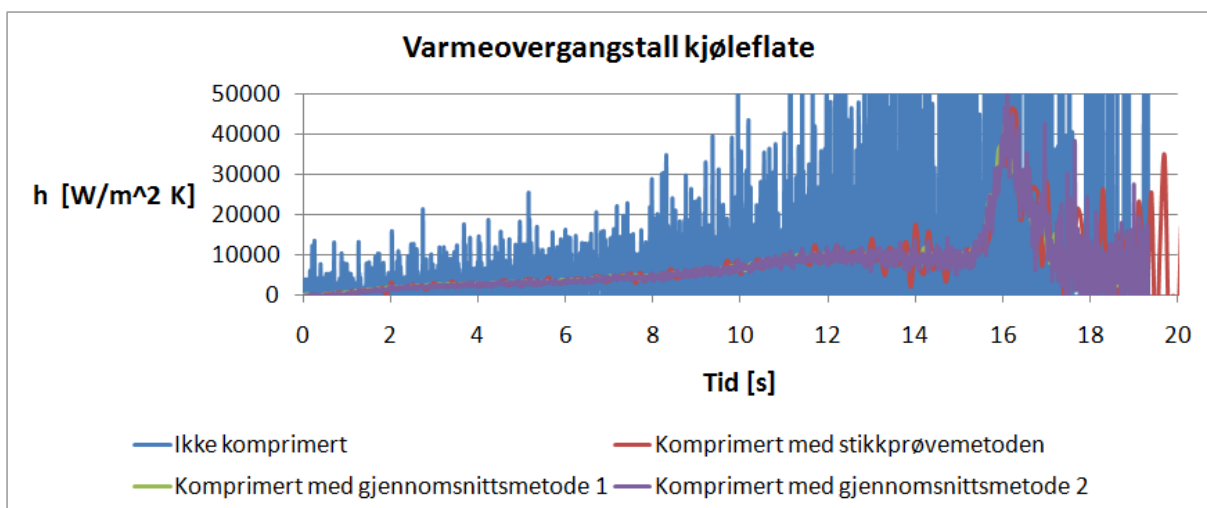
medianen til varmeovergangstallet, og dermed forstyrre når grafen skal presenteres og evalueres. Figur 53 viser resultatene hvor rådataen er komprimert med gjennomsnittsmetode 2.



Figur 53 - Eksempel på hvordan resultatene blir med gjennomsnittsmetode 2. Gjennomsnittet av 50 rådatamålinger i hvert målepunkt.

Sammenlignet med Figur 52 ser grafene rimelig like ut. Denne metoden er mye mindre tidkrevende enn gjennomsnittsmetode 1 og er derfor å foretrekke. Metoden gir like mange målepunkter som for rådataene. Dette kan gjøre det tidkrevende å behandle dataene, særlig hvis det skal itereres i stor grad.

I Figur 54 ser vi hvordan de forskjellige komprimeringsmetodene gir forskjellige resultater. Det ukomprimerte resultatet i blått er umulig å evaluere. Ved komprimering ser vi lettere hvordan varmeovergangstallet faktisk endres med tiden. Alle komprimeringsmetodene gir omtrent det samme resultatet. Av den lille streken som representerer komprimering ved gjennomsnittsmetode 2, ser vi at rådataen muligens har blitt komprimert i litt for stor grad. Ved ta et gjennomsnitt av færre målinger, vil vi få en lilla kurve som følger de andre kurvene enda litt bedre, men vi vil få mer støy⁶ i målingene.



Figur 54 - Resultatene av komprimeringsmetodene sammenlignet.

⁶ Med støy menes det at varmeovergangstallet vil svinge mer i hver retning i forhold til medianen.

Det lar seg gjøre å kombinere metodene for å få de beste resultatene sammenlignet med hvor lang tid det tar å redusere dem. Dette må evalueres i forhold til mengder data og i forhold til hvor mye resultatene endres med tiden. I reduksjonen av rådata for enfase forsøkene, er benyttet gjennomsnittsmetode 1, hvor det er tatt gjennomsnitt av 100 målinger per målepunkt. Metoden er brukt da varmeovergangstallet i metoden er forventet å være konstant gjennom hele kjøleprosessen. I reduksjonen av tofase forsøkene vil varmeovergangstallet svinge i stor grad gjennom kjøleprosessen. Det må derfor brukes en større oppløsning av målepunkter for å kunne evaluere rådataene.

5 Metode for usikkerhetsanalyse av målinger

5.1 Bakgrunn:

I en usikkerhetsanalyse må hver enkelt målte verdi - som temperatur eller tid - analyseres for å bestemme hvor stor usikkerheten i målinga er. Hver type måling vil gi forskjellig utslag på det endelige varmeovergangstallet. Praktisk sett vil det bety at en måling kan påvirke det endelige resultatet i mye større grad enn en annen måling, selv om usikkerheten i målingene er den samme.

På samme måte vil ikke usikkerheten i positiv og negativ retning, gi et symmetrisk utslag på resultatet. Som eksempel kan det dras frem usikkerheten i en tilfeldig valgt temperatur på $200 \pm 2^{\circ}C$. I det endelige resultatet, vil utslaget fra de 2 gradene utgjøre et større utslag på varmeovergangstallet i den ene retningen enn den andre. Da utslaget er avhengig av retning, vil ikke usikkerheten være symmetrisk. Det må derfor beregnes endelig utslag for både positiv og negativ retning i de tilfellene hvor det ikke er symmetri.

Da endelig utslag per måling er funnet, vil den endelige usikkerheten kunne beregnes ut ifra Gauss' feilforplantningslov (20):

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta R}{\delta X_i} \cdot \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (27)$$

Utslaget i varmeovergangstallets usikkerhet, vil variere med størrelsen på varmeovergangstallet. Det er derfor nødvendig å beregne en usikkerhet i hvert beregnede varmeovergangstall.

5.2 Usikkerhet i målinger:

I hver gjennomførte måling, eksisterer det en usikkerhet i hvor god målingen er. Størrelsen på usikkerheten kommer an på hvilke måte og hvor godt målingen er gjennomført. I tabell 14 er det estimert hvor stor usikkerheten i hver måling er, og på hvilke måte den er målt.

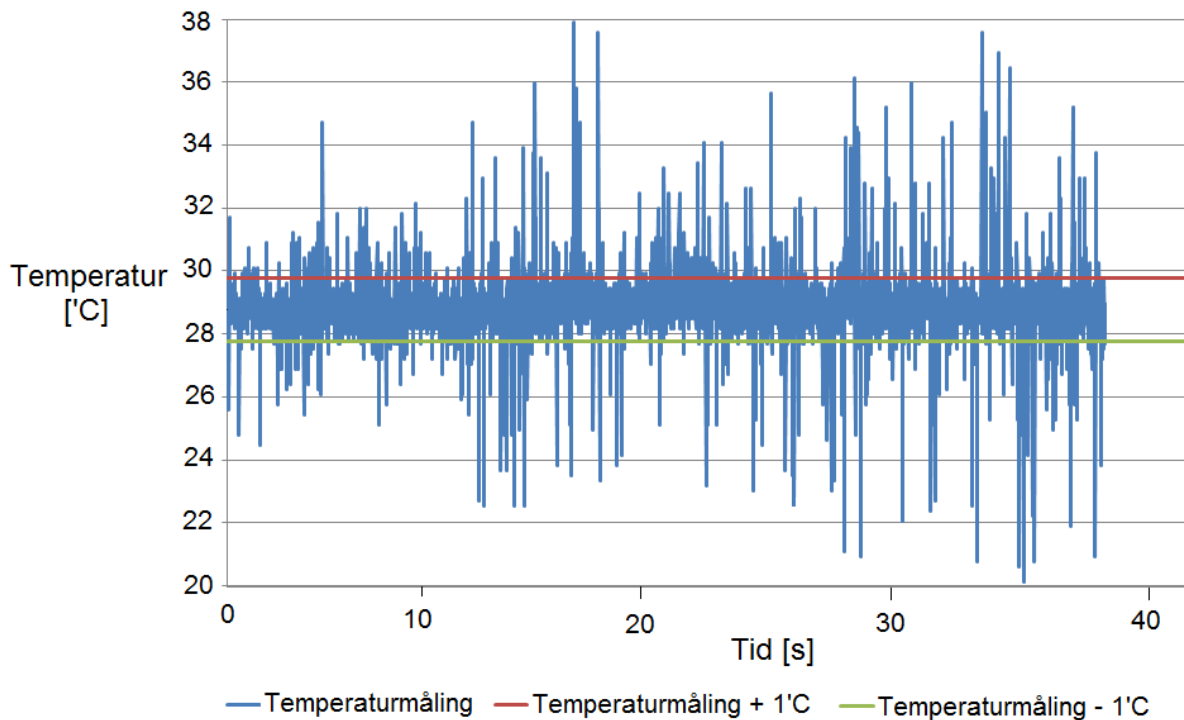
Tabell 14 - Usikkerhet i hver forskjellig type måling, og hvordan de er målt

Beskrivelse	Usikkerhet	Benevning	På basis av
Varmetap til omgivelser	± 50	%	Antatt verdi
Temperatur kobber	± 1	$^{\circ}C$	forsøk
Tid	$\pm 0,001$	Hz	Antatt verdi
Temperatur nitrogengass	± 1	$^{\circ}C$	Forsøk
Trykk nitrogengass	$\pm 0,005125$	bar	(21)
Massestrøm vann	$\pm 0,04$	$kg / time$	Avlesning av rotameter
Massestrøm nitrogengass	$\pm 0,236$	nl / min	Avlesning av rotameter
Alle lengder	$\pm 0,1$	mm	Digitalt skyvelær
Varmekapasitet kobber	$\pm 0,3846$	$J / kg \cdot K$	Antatt 1% usikkerhet
Konduktivitet kobber	$\pm 0,401$	$W / m \cdot K$	Antatt 1% usikkerhet
Massetetthet kobber	$\pm 8,94$	kg / m^3	Antatt 1% usikkerhet
Varmekapasitet nitrogen	$\pm 1,0364$	$J / kg \cdot K$	Antatt 1% usikkerhet
Varmekapasitet vann	$\pm 4,186$	$J / kg \cdot K$	Antatt 1% usikkerhet
Molar masse nitrogen	$\pm 0,02801$	g / mol	Antatt 1% usikkerhet

Alle fysiske egenskapene til kobber, vann og nitrogen, er hentet ut fra tabeller i lærebøkene. Det er antatt at hver verdi har en usikkerhet på $\pm 1\%$. Hvor mye usikkerheten vil utgjøre i virkelig verdi er beregnet ut fra $\pm 1\%$ usikkerhet. Da det er vanskelig å bestemme usikkerheten i varmetapene til omgivelsene, er det antatt en usikkerhet på $\pm 50\%$.

Alle lengdene brukt i beregningene er gjort med skyvelær hvor det lar seg gjøre å måle med en usikkerhet på $\pm 0,1$ mm. Trykkmålingene gjort av gass, har en usikkerhet på $\pm 0,07\%$ av trykkområdet. Da trykkområdet for trykkcellen er 0.7-21 bar, vil usikkerheten være $\pm 0,005125$ bar.

Usikkerheten i temperaturmålingene er funnet ved å måle temperaturen i luften over en periode på 40 sekunder. Det skal i utgangspunktet ikke være noen svingninger i temperaturen i luften, så svingningene i målingene kommer av feilmålinger. Figur 55 viser hvordan usikkerheten på $\pm 1^{\circ}C$ er beregnet.



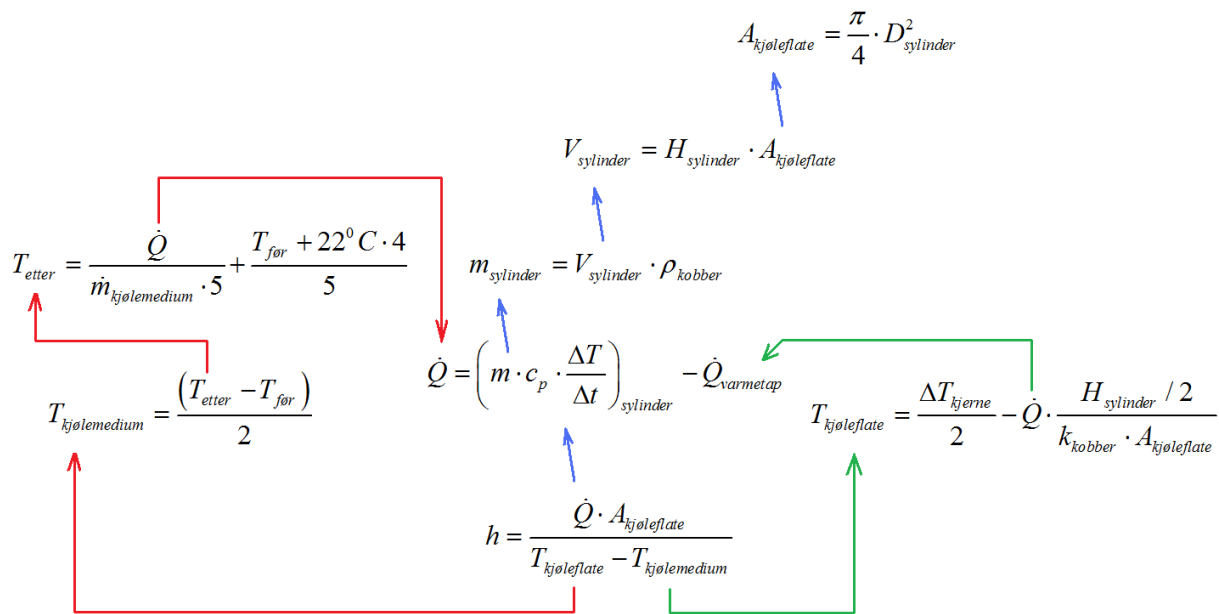
Figur 55 - Temperaturmåling av lufta i lokalet hvor testene kjøres. Rød og grønn strek representerer gjennomsnittet av målingene $\pm 1^{\circ}C$.

Usikkerheten er ikke beregnet i forhold til et konfidensintervall på 95%, men av Figur 55 ser det ut til at termoelementet måler temperaturen med om lag $\pm 1^{\circ}C$.

Det vil være en usikkerhet i loggetidspunktet. Denne er ikke funnet og dermed antatt til $\pm 1 Hz$. Massestrømmene leses av rotameterer som har en prosentvis inndeling (10-100%). Usikkerheten er derfor satt til $\pm 1\%$ av den maksimale massestrømmen i hvert rotameter.

6.3 Metoden - fra usikkerhet i måling til endelig usikkerhet

Da usikkerheten i målingene er etablert, vil det gjenstå å beregne hvor stor påvirkning hver enkelt måling har på det endelige varmeovergangstallet. Metoden for dette belager seg på å løse ut den målte verdien fra sammenhengen brukt for å beregne varmeovergangstallet. Figur 56 viser hvordan de forskjellige verdiene løses ut i datareduksjonen for enfase forsøkene:



Figur 56 - Kart over hvordan de forskjellige målte verdiene løses ut fra varmeovergangstallet.

I datareduksjonen av tofase forsøkene, vil det være enklere å beregne usikkerheten for varmeovergangstallet. Dette i hovedsak fordi datareduksjonen av varmeovergangstallet i tofase forsøkene ikke er avhengig av trykkene. I enfase forsøkene var det nødvendig å ta med gasstrykket for å beregne temperaturen på gassen. I tofaseforsøkene måles massestrømmene med rotameter, og det er dermed ikke nødvendig å ta med gasstrykket som en usikkerhet i varmeovergangstallet.

Da alle målingene f.eks. temperaturen i kjernen av sylinderen er løst ut, vil det gjenstå å legge til og trekke fra usikkerheten hvor temperaturen er brukt. For å finne ut hvor stort utslag dette vil ha på varmeovergangstallet, tas så differansen mellom det nye og det nominelle varmeovergangstallet. Skrevet om fra ligning 27, vil den totale usikkerheten følge denne sammenhengen:

$$\text{Total usikkerhet} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{h_i - h_{nominell}}{h_{nominell}} \right)^2} \quad (28)$$

6 Analyse av målinger

6.1 Initielle forsøk:

6.1.1 Valg av prøvens materiale og geometri:

I prosjekteringsfasen ble det gjort noen forsøk for å bli mer sikre i de valgene vi sto ovenfor. Det var usikkert hvorvidt det lot seg gjøre å varme opp kobber med det utstyret som var tilgjengelig. Det hadde aldri blitt prøvd å varme opp så store metallmasser med induksjonsspolen. Det viste seg også vanskelig å feste termoelementer fast til kobber da de ikke lot seg sveise på som for andre metaller.

Det første forsøket som ble gjennomført 22.februar 2010, fortalte oss at stål ikke kunne brukes. Den innvendige temperaturgradienten ville bli for stor sammenlignet med det maksimalt antatte varmeovergangstallet. Et nytt forsøk ble gjort den 2.mars for å konstatere at en 10 mm høy kobbersylinder med diameter på 40 mm, lot seg oppvarme til 900°C. Det ble også konstatert at nye forsøk måtte gjennomføres for å finne ut hvor langt unna induksjonsspolen kan plasseres fra den store kobbersylinderen. Se kapittel 3.3.1 *Materiale: for mer informasjon.*

6.1.2 Distanse og Isolasjonstesting:

Den 18.mars ble det gjort forsøk for å undersøke hvor godt isolasjonen fungerte. Tre forsøk ble gjort hvor kobbersylinderen i det første forsøket var fullstendig dekket av isolasjon. Isolasjonen var 7,5 mm på toppen av prøven hvor induksjonsspolen stod. Et termoelement var stukket inn i et hull i senter av sylinderen. Forsøket ble kjørt til termoelementet viste 900°C.



Figur 57 – Oppvarming av kobbersylinder dekket i isolasjon.

I det neste forsøket ble isolasjonen på toppen tatt bort slik at toppen av sylinderen var udekket. Dette forsøket ble også kjørt til termoelementet viste 900°C. Figur 59 viser det siste forsøket hvor sylinderen er dekket av svært lite isolasjon. Oppvarmingen stagnerte mot ca. 820°C og ble stoppet her.

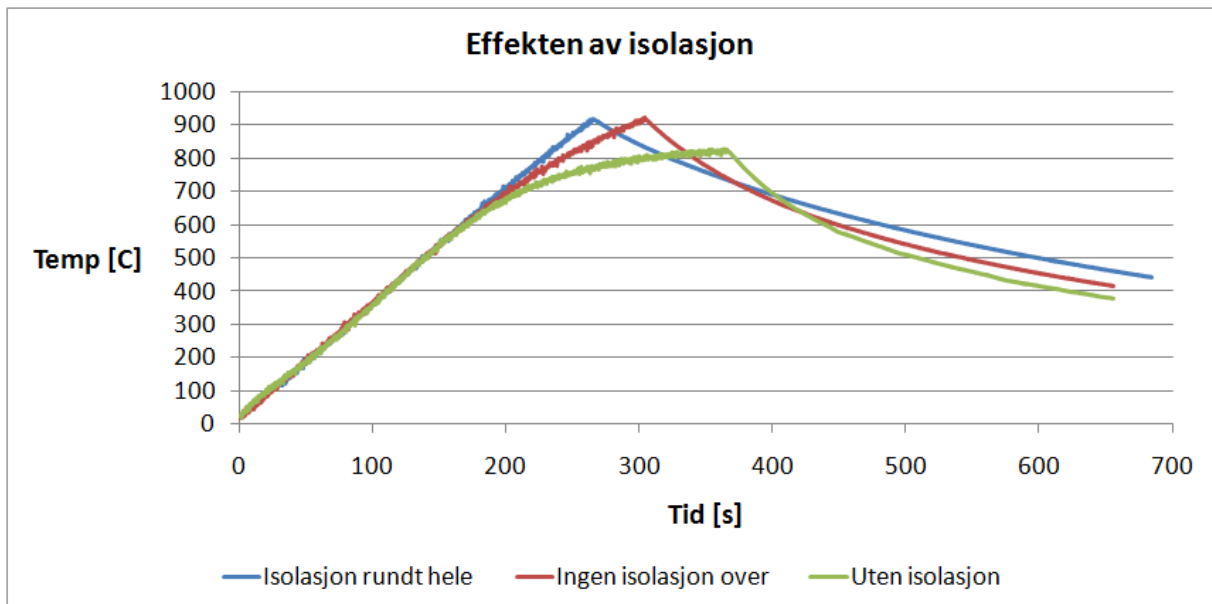


Figur 58 – Oppvarming av kobbersylinder liggende i en kopp av isolasjon.



Figur 59 – Oppvarming av kobbersylinder uten noe isolasjon rundt.

Av Figur 60 kommer det klart frem at for temperaturer på 700°C , vil stråling og naturlig konveksjon fra kobberet bety mye for tap av energi. Den grønne linjen viser at oppvarmingen stagnerer ved om lag 820°C , og dette betyr at strålingstapet er i likevekt med tilført varme til sylindren.



Figur 60 – Måledata fra isolasjonsforsøk gjort 18.mars.

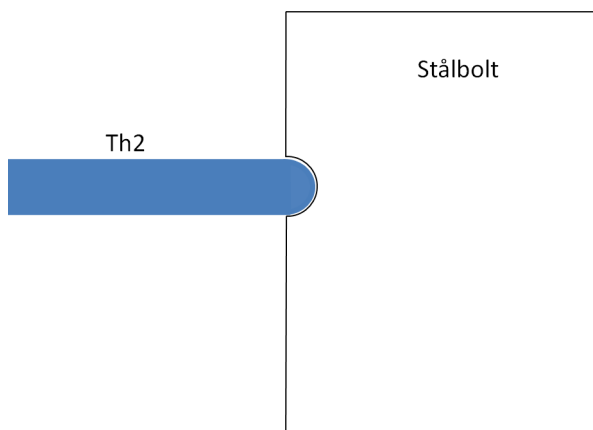
Induksjonsspolen ble holdt på samme avstand under alle tre forsøkene for å undersøke om isolasjonen ville påvirke tilført effekt til prøven. Hvis oppvarmingsforløpet hadde endret seg fra forsøk til forsøk, ville det betydd at isolasjonen kunne ha en innvirkning på induksjonen. Som Figur 60 viser, er oppvarmingsforløpet uendret. Av dette slås det fast at induksjonen ikke påvirkes av å virke gjennom isolasjon.

Gjennom forsøket ble det også konstatert at det lot seg gjøre å varme opp den store kobbersylindren opp til 900°C , selv med en distanse på 5 mm mellom spole og prøve. Det viste seg at induksjon gjennom isolasjonen ikke hadde noen påvirkning på oppvarmingsforløpet. Det ble senere gjort flere forsøk hvor det ble konstatert at det ikke lar seg gjøre å nå 900°C når spolen står 12 mm unna den store kobbersylindren.

6.1.3 Termoelementtesting:

I noen av de tidlige forsøkene ble noen av temperaturmålingene gjort ved å tvinne elementtrådene sammen, for så å stikke dem inn i et hull i prøven. Denne måten fungerer ikke når målet er å måle temperaturen inne i kjernen av prøven. Isolasjonen rundt termoelementet tåler ikke temperaturer opp mot tusen grader, og trådene i termoelementet kan få kontakt før de er i kjernen av prøven. Hvis termotrådene treffer metallet og får en sluttet krets i forkant av punktet, kan det bli en stor feilkilde. Det ble derfor kjøpt et mantlet termoelement med en diameter på 1,5 mm hvor temperaturen måles i enden av elementet.

Ulempen med et mantlet termoelementer - sammenlignet med kun termotråder - er at responstiden vil synke noe. Responstiden på det kjøpte elementet var ikke spesifisert, og det er dermed ikke mulig å bestemme hvor stor feilkilden vil være. Den 19.mars ble det satt i gang responstester. Figur 62 viser det mantlede termoelementet til venstre og det isolerte termoelementet til høyre. Det isolerte termoelementet er sveiset til stålsylinderen som står plassert inne i induksjonsringen. Som vist i Figur 61 er det mantlede elementet plassert inne i et hull i overflaten av sylinderen, like ved siden av det andre elementet.

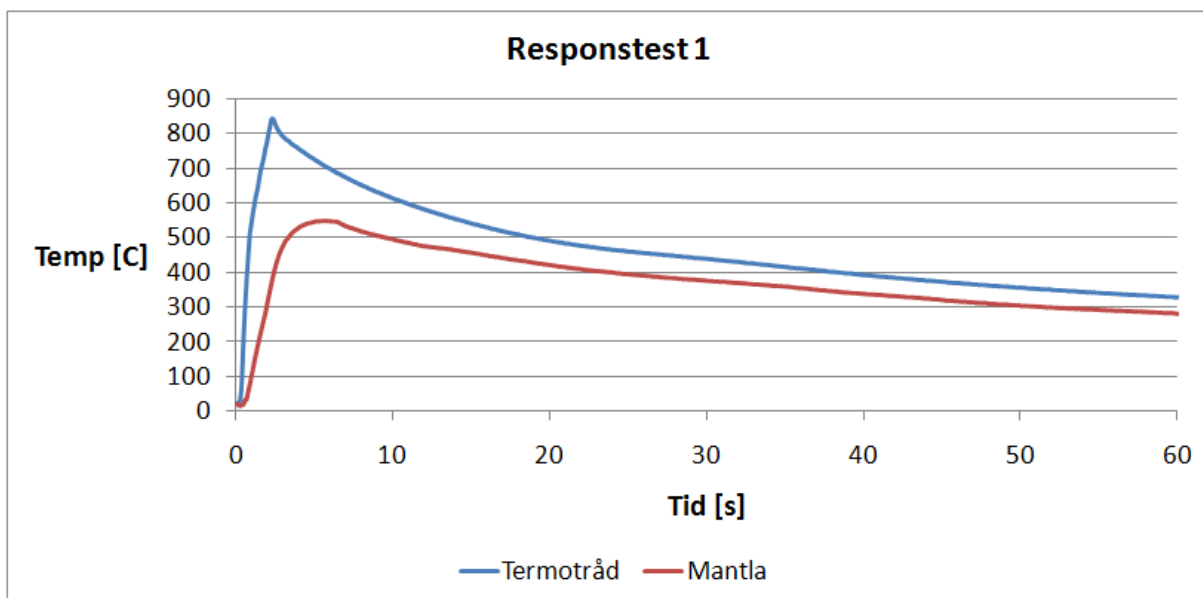


Figur 61 – Plassering av det mantlede termoelementet.



Figur 62 – Responstest mantlet termoelement på en stålsylinder.

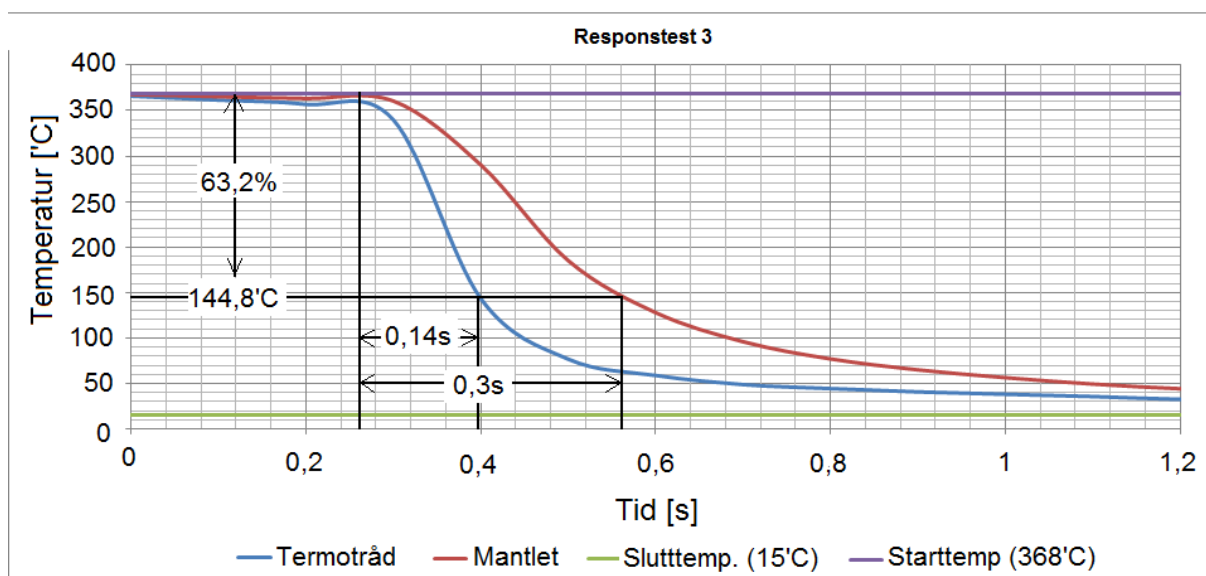
Hvis responsen er lik, skal signalene fra termoelementene være like. Når resultatene viste seg, ble det oppdaget at denne testen ikke ville fortelle oss responstiden. Det mantlede elementet fikk ikke god nok energitilførsel, og tapte varme for rask i forhold til hvor mye det fikk. Figur 63 viser den målte temperaturdifferansen mellom det mantlede og det påsveisede elementet. Dette betyr at det mantlede termoelementet må stikkes godt inn i kobbersylinderen for å måle riktig temperatur.



Figur 63 – Signal fra mantlet- og påsveiset termoelement.

Da den første testen ikke ga resultater ble et nytt forsøk satt i gang. I dette forsøket ble tuppen av termoelementene varmet opp av en varmepistol til begge elementene viste samme temperatur. I det elementene viste samme temperatur, ble de raskt dyppet ned i kaldt vann. Resultatene i Figur 64 viser at det mantlede elementet er noe tregere enn et termoelement bare bestående av termotrådene.

Hvor raskt et element reagerer defineres ut ifra responstid. Responstid er definert som den tiden det tar før $1 - 1/e = 63,2\%$ av den totale endringen er gjennomført (22), (23) og (24). Ut ifra denne definisjonen, vil $63,2\%$ av temperaturendringen ha skjedd etter en temperaturdifferanse på $223,1^{\circ}\text{C}$. Figur 64 viser at responstiden for det benyttede mantlede elementet blir 0,3 sekunder.



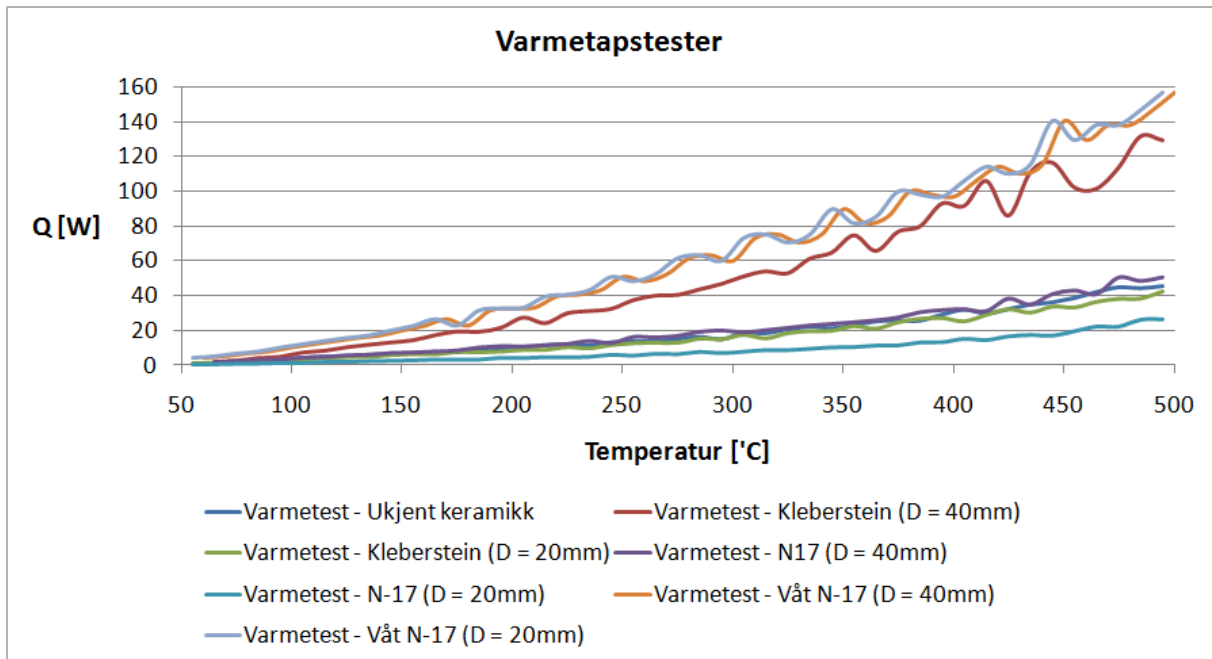
Figur 64 - Responstid på begge termoelementer

I praksis vil målingene fra termoelementet systematisk ligge etter de virkelige temperaturene, og er derfor en feilkilde. Responstiden er en kvantifisering av feilkilden. Som vi ser av Figur 64, vil det ta over ett sekund før termoelementene måler den virkelige temperaturen (om lag

15°C).

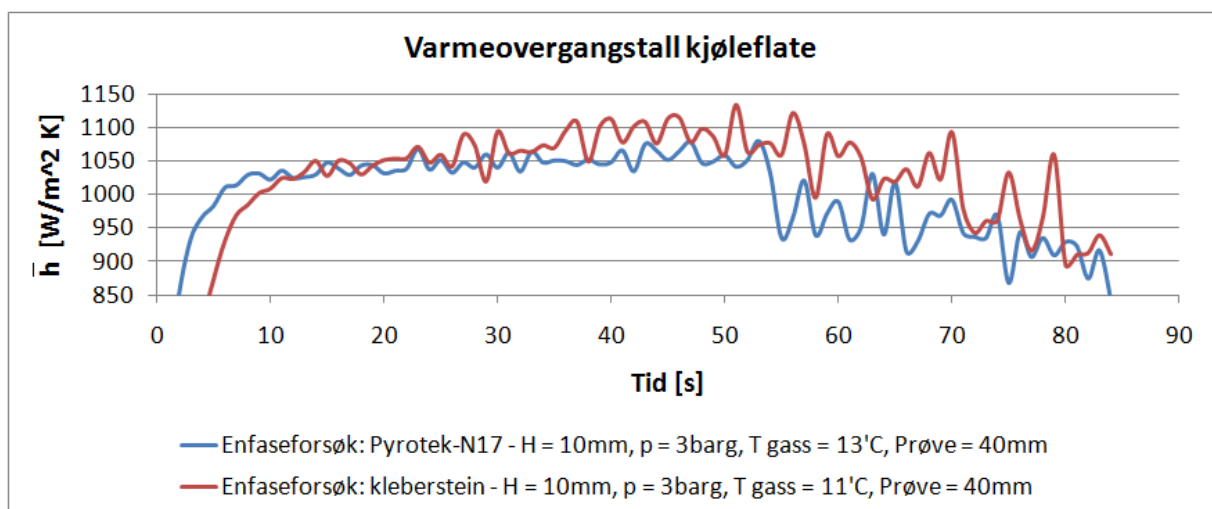
6.1.4 Varmetap:

I isolasjonssammenheng har kleberstein noe høy konduktivitet, noe som resulterer i at mye varme overføres fra kobberprøven til steinen. Figur 65 viser størrelsen på varmetapene i kleberstein sammenlignet med de to andre isolasjonsmaterialene.



Figur 65 - Varmetap for de forskjellige isolasjonstypene som funksjon av temperaturen.

Figur 65 viser resultatet av syv forsøk hvor det er benyttet tre forskjellige isolasjonsmaterialer. Sett bort i fra isolasjon og gasstemperatur, er forsøkene identiske. Det er valgt å sammenligne isolasjonstype nr.2 (*kleberstein*) og isolasjonstype nr.3 (*Pyrotek N-17*) da isolasjonstype 1 og 3 virker relativt like. I starten av forsøket, er varmeovergangstallene relativt like for begge forsøkene, men halvveis i forsøket stiger varmeovergangstallet noe hvor kleberstein er brukt. Dette kommer trolig av økt varmeoverføring til isolasjon da kleberstein har noe høy konduktivitet og varmekapasitet. Ser en bort i fra denne feilkilden, vil resultatet fra forsøkene være helt like.



Figur 66 - Sammenligning av varmeovergangstall for isolasjonstype nr.2 og 3 som funksjon av tiden.

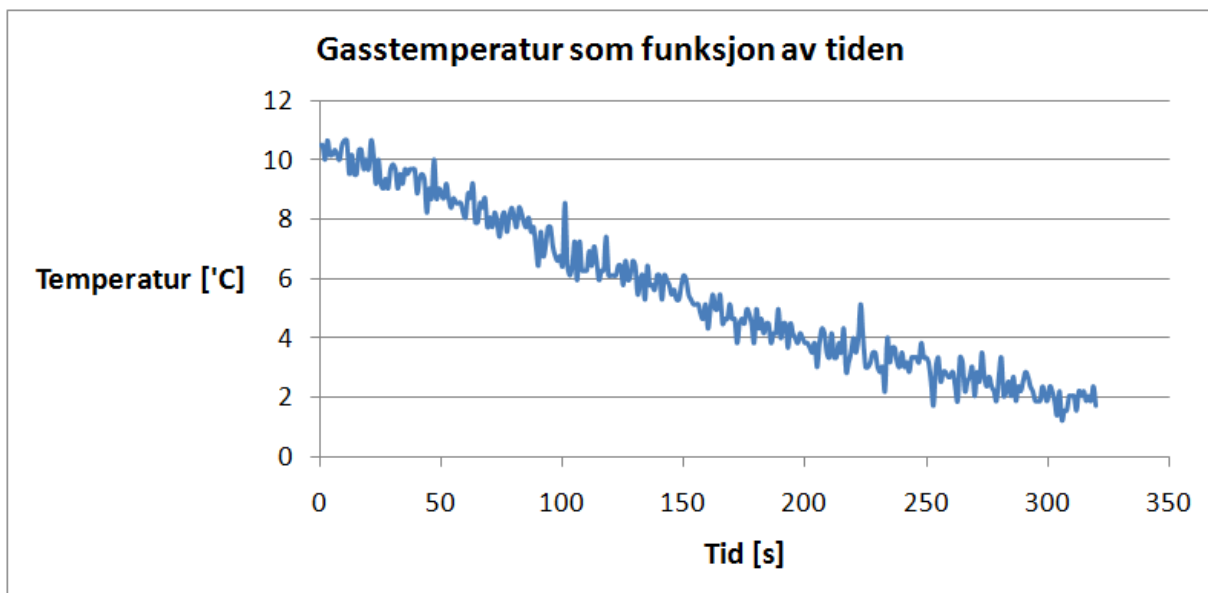
Tendensen i Figur 66 er mer eller mindre representativ for alle forsøkene. Av sammenligningen trekkes det ut at isolasjonstypen kan være kilden til feil i målinger av varmeovergangstall. I en fase forsøkene vil variasjon i varmeovergangstallet skyldes feilkilder og usikkerhet, da varmeovergangstallet i testoppsettet i prinsippet skal være konstant som funksjon av tiden. Mer om varmetap står i delkapittel

6.2 Enfase nitrogengassforsøk:

I tofase forsøk vil det være en annen sak. I dette testoppsettet er det håp om å undersøke endringen av varmeovergangstallet som funksjon av temperaturen. Det bør dermed ikke være noen feilkilder skapt av isolasjon som kan forstyrre resultatet. Det er derfor fordelaktig å bruke isolasjonstype nr.3 fremfor å bruke isolasjonstype nr.2.

6.1.5 Gasstemperatur over kjøleflaten:

Temperaturen på gassen som kommer ut av dysa er antatt å synke gjennom forsøkene. For å finne ut hvordan temperaturen faller, ble det satt i gang forsøk. Figur 67 viser den målte temperaturen like over kjøleflaten. Dysa er plassert 40 mm fra overflaten, og det er i forkant kjørt en rekke andre forsøk.



Figur 67 - Endring i gasstemperatur målt like over kjøleflaten.

Av erfaring viser det seg at det tar noe tid før gasstemperaturen når lave verdier. På starten av dagen, vil temperaturen ved overflaten være høy. Etter hvert som forsøkene pågår i serie, vil temperaturen falle. Da dette forsøket ble kjørt, ble det også kjørt et tilsvarende kortere forsøk 15 min etter. Målingene viste at gasstemperaturen økte fra omlag 2°C til 9°C i løpet av venteperioden.

Mellom hvert forsøk tar det noe tid å omstille riggen. Hvor lang tid det tar, varierer fra forsøk til forsøk. Det antas at forsøkene vil vare i underkant av 100 s, og det vil derfor være riktig å anta at temperaturfallet på gassen ikke vil synke stort mer enn 2°C i løpet av forsøket. Det konkluderes derfor med at temperaturen må måles før hvert forsøk og at temperaturfall ut over dette vil være en feilkilde.

6.2 Enfase nitrogengassforsøk:

6.2.1 Teori

I enfase gassforsøk vil det ikke forekomme noen faseendringer. Da kjølemediet til en hver tid vil være i gassform, vil de termiske egenskapene forbeholde seg relativt uendret gjennom forsøkene. Dette betyr at varmeovergangstallet gjennom hele gassforsøket skal holde seg konstant som funksjon av tiden.

Overført varme avhenger i stor grad av varmeovergangstallet i kjøle metoden.

Varmeovergangstallet i seg selv må beregnes empirisk, men det lar seg gjøre å lage korrelasjoner for begrensede områder. Burmeister (25) omtaler i sin bok en korrelasjon laget for enkelt runde spraydyser:

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0,42}} = \frac{D}{r} \frac{1 - 1,1D/r}{1 + 0,1(H/D - 6)D/r} \left[2Re^{1/2} \left(1 + \frac{Re^{0,55}}{200} \right)^{0,5} \right] \quad (29)$$

hvor $\overline{Nu} = \overline{h}D/k$, $Re = u_{\text{dyseåpning}} D/\nu$, $H = \text{dyseavstand over flaten}$, $D = \text{dyseåpningens diameter}$, $r = \text{radius fra dysens senterlinje}$, $2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 4 \cdot 10^5$, $2,5 \leq r/D \leq 7,5$, og $2 \leq H/D \leq 12$. På nedsiden av $2,5 \leq r/D$ vil høyere varmeovergangstall nås.

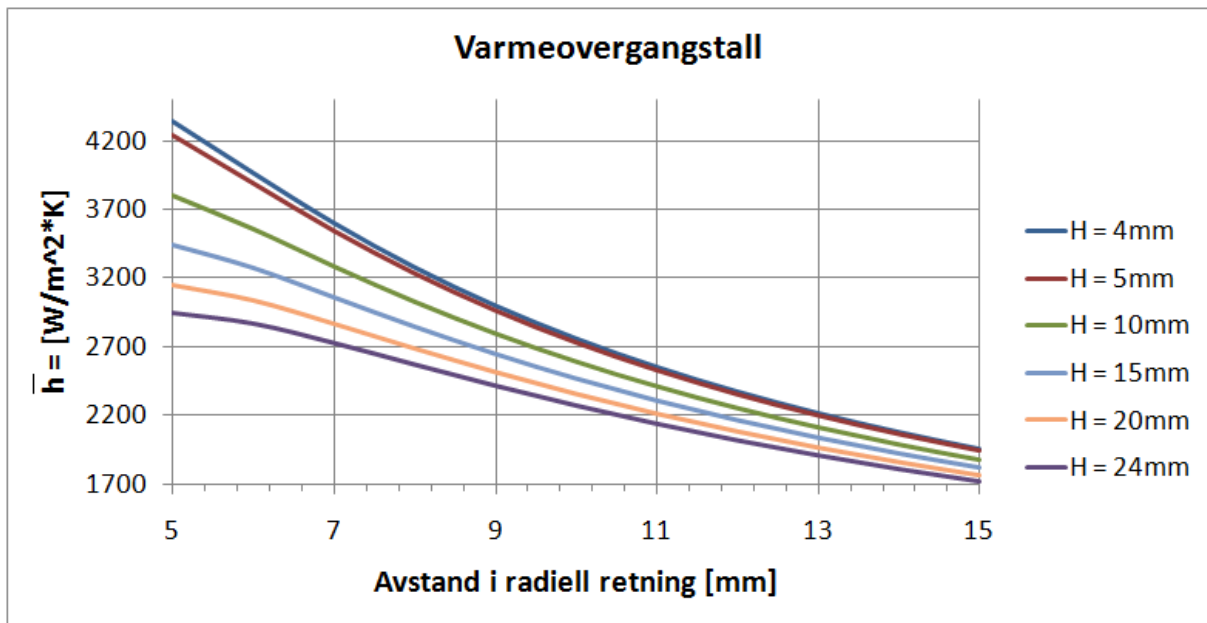
Korrelasjonen tar for seg en spray som treffer vertikalt på en solid flate, og kan ut i fra dyseavstand, fluidets viskositet og radius fra stagnasjonspunktet, beregne varmeovergangstallet. I forbindelse med vårt problem, vil denne sammenhengen være et nyttig verktøy for å sammenligne teori og praksis. Ut av forsøkene vil varmeovergangstallene være beregnede gjennomsnittsverdier over kjøleflaten. Med ligning 29 kan man beregne et gjennomsnittlig varmeovergangstallet over kjøleflaten med en gitt radius. Dette gir en økt forståelse for hvor effektiv en spray vil virke over kjøleflaten.

Det står generelt lite informasjon rundt ligningen. Det er ikke oppgitt om ligningen gjelder ved trykk over atmosfæriske trykk. Det nevnes heller ikke noe om hvilke dysegeometrier ligningen gjelder for. Det kan derfor være tilfellet at våre parametere ikke stemmer over ens med parametrene brukt for å lage ligningen. Dette kan gjøre at resultatene fra forsøkene ikke stemmer over ens med resultatene fra Burmeisters ligning.

Figur 68 er laget for nitrogengass hvor tettheten i dyseutgangen er $3,21 \text{ kg/m}^3$. En massetetthet på $3,21 \text{ kg/m}^3$ tilsvarer et målt statisk trykk på om lag 5 barg⁷.

Varmeovergangstallet varierer med dyseavstand og lengde fra stagnasjonspunkt. Ut ifra figuren slås det fast at varmeovergangstallet i stor grad påvirkes av både dyseavstand og radius fra dysens senterlinje. Den dynamiske viskositeten er hentet fra tabell i Cengel (2).

⁷ Massetettheten er beregnet ut fra iterasjonsmodellen beskrevet i 4.6.1 "Enfase forsøk", hvor gasstemperatur = 14°C.



Figur 68 - Varmeovergangstall for nitrogengass ved $\rho = 3,21 \text{ kg} / \text{m}^3$ i dyseåpningen. Beregnes som funksjon av dyseavstand og radiell lengde fra stagnasjonspunkt.

Da korrelasjonen har et relativt lite virkeområde, vil det være vanskelig å si noe eksakt om hvilke varmeovergangstall en kan forvente for den store kobbersylindren. Ved å kurvetilpasse den oransje og grønne linjen, er det blitt laget korrelasjoner som har et større virkeområde. For å få større virkeområde for korrelasjonen, er kurven søkt ekstrapolert i Excel. Hvordan dette ser ut er lagt ved i Vedlegg 14: Eksempel på ekstrapolering fra kurvene laget av ligningen funnet i Burmeister .

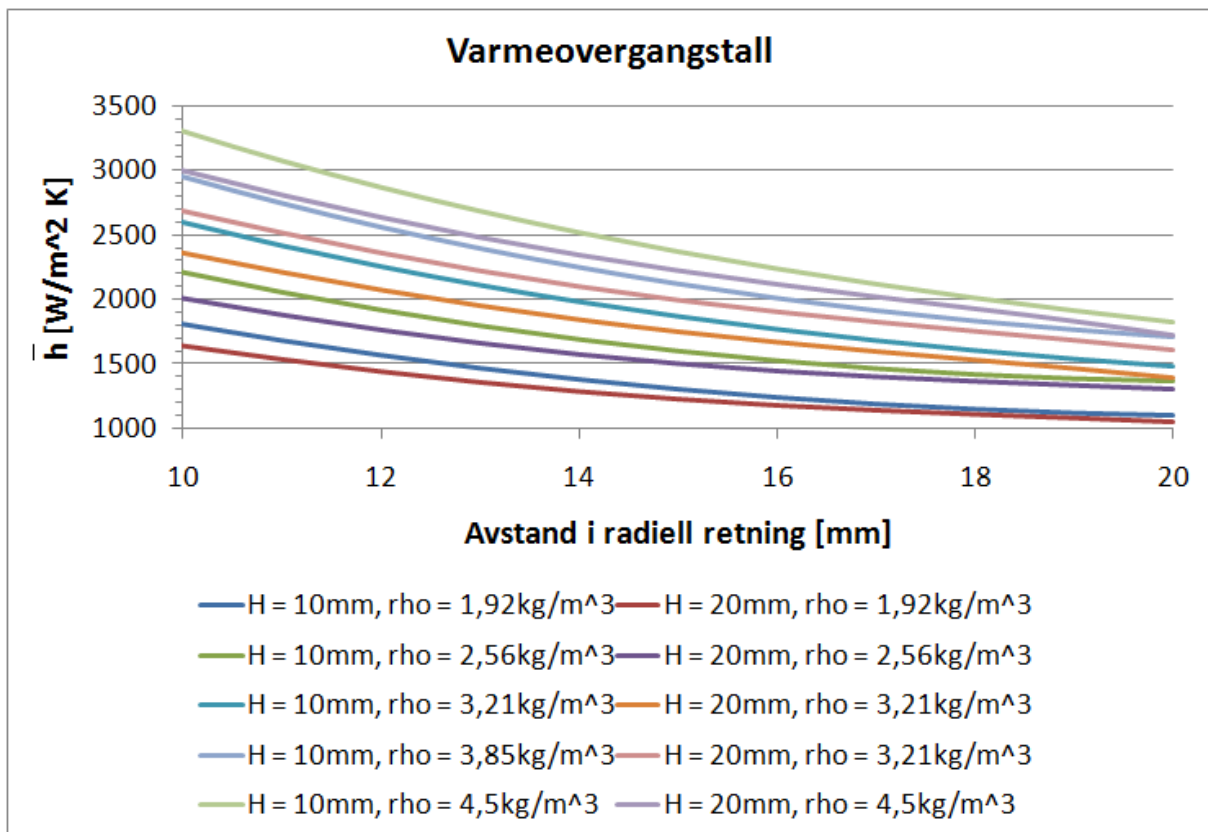
Korrelasjonene er laget respektivt for en dyseavstand på 10 og 20 mm. Tabell 15 er en oversikt over alle korrelasjoner laget på basis av ligningen funnet i Burmeister. Tetthetene er beregnet med metoden beskrevet i delkapittel 4.6.1 Enfase forsøk:, hvor temperaturen i dyseutgangen er satt til 14°C .

Tabell 15 - Korrelasjoner laget ut i fra Burmeisters formel:

Beskrivelse	Korrelasjon
Dyseavstand = 10mm, $\rho = 1,92 \text{ kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 3barg.	$\bar{h} = -0,0655 \cdot H^3 + 8,9202 \cdot H^2 - 292,04 \cdot H + 3901,1$
Dyseavstand = 20mm, $\rho = 1,92 \text{ kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 3barg	$\bar{h} = -0,0365 \cdot H^4 + 1,9542 \cdot H^3 - 33,02 \cdot H^2 + 111,03 \cdot H + 2242,5$
Dyseavstand = 10mm, $\rho = 2,56 \text{ kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 4barg.	$\bar{h} = -0,0657 \cdot H^3 + 10,504 \cdot H^2 - 353,59 \cdot H + 4761,2$
Dyseavstand = 20mm, $\rho = 2,56 \text{ kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 4barg	$\bar{h} = -0,0434 \cdot H^4 + 2,3483 \cdot H^3 - 39,877 \cdot H^2 + 133,22 \cdot H + 2747$
Dyseavstand = 10mm, $\rho = 3,21 \text{ kg} / \text{m}^3$	$\bar{h} = -0,2016 \cdot H^3 + 15,88 \cdot H^2 - 446,71 \cdot H + 5675,6$

- Tilsvareer omlag 5barg.	
Dyseavstand = 20mm, $\rho = 3,21\text{kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 5barg	$\bar{h} = -0,0483 \cdot H^4 + 2,5044 \cdot H^3 - 41,229 \cdot H^2 + 111,69 \cdot H + 3340,2$
Dyseavstand = 10mm, $\rho = 3,85\text{kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 6barg	$\bar{h} = -0,1844 \cdot H^3 + 16,653 \cdot H^2 - 494,56 \cdot H + 6418,9$
Dyseavstand = 20mm, $\rho = 3,85\text{kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 6barg	$\bar{h} = -0,0538 \cdot H^4 + 2,812 \cdot H^3 - 46,477 \cdot H^2 + 124,94 \cdot H + 3806$
Dyseavstand = 10mm, $\rho = 4,5\text{kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 7barg	$\bar{h} = -0,3151 \cdot H^3 + 21,872 \cdot H^2 - 583,39 \cdot H + 7266$
Dyseavstand = 20mm, $\rho = 4,5\text{kg} / \text{m}^3$ - Tilsvareer omlag 7barg	$\bar{h} = -0,0647 \cdot H^4 + 3,2836 \cdot H^3 - 53,351 \cdot H^2 + 144,63 \cdot H + 4252,3$

Ved bruk av de nye korrelasjonene, kan det nå lages kurver for et utvidet område hvor også den store sylindren inngår. Figur 69 er et diagram som bruker alle korrelasjonene fra tabell 15.

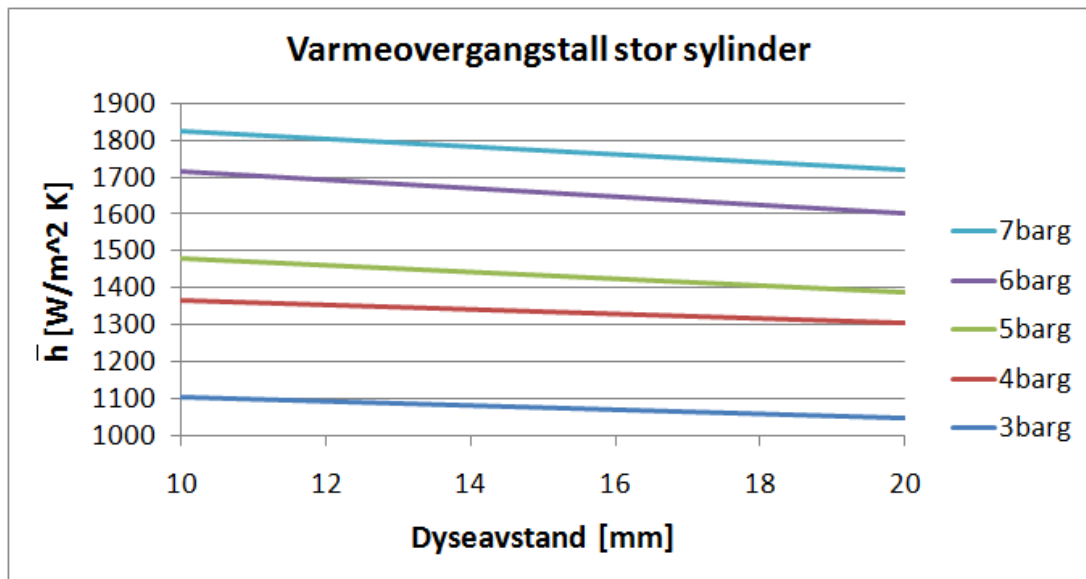


Figur 69 - Varmeovergangstall for alle ved forskjellig massetetthet og dyseavstand som funksjon av radius på kjøleflate. Verdier over en radius på 15mm er ekstrapolert og er dermed bare en tilnærming.

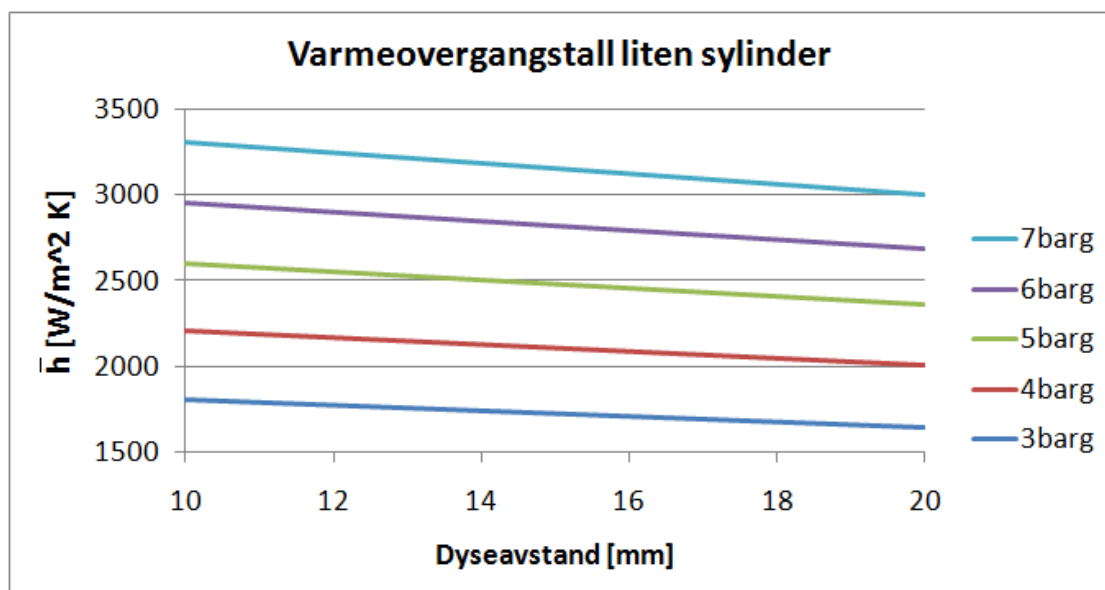
Figur 69 viser hvordan varmeovergangstallet endres som funksjon av radien fra dysens

aksesenter. Figuren kan brukes som et hjelpemiddel for å finne hvor mange dyser som må brukes for å dekke et område.

I forsøkene er det kun kjørt to prøver med 10 og 20 mm radius. Det er derfor laget to forenklete figurer som gjør det letter å sammenligne teorien med forsøksresultatene.



Figur 70 - Varmeovergangstall stor sylinder som funksjon av dyseavstanden. Laget fra korrelasjonene i tabell 15.



Figur 71 - Varmeovergangstall liten sylinder som funksjon av dyseavstanden. Laget fra korrelasjonene i tabell 15.

I senere diskusjon, vil figur 70 og 71 brukes for å sammenligne teori og praksis.

6.2.2 forsøksmatrise:

I prosjekteringsfasen satt vi opp hvilke testforsøk vi hadde lyst å gjennomføre. I gassforsøkene skal trykket og dyseavstanden varieres. Skjematisk kan dette settes opp i en enkel todimensjonal matrise med endring av trykk i vertikal retning, og endring av distanse i horisontal retning. Fargekodene indikerer hvilke prøver som skal benyttes ved de forskjellige

trykk og distanser. Hvit firkant betyr at det ikke skal kjøres noe forsøk ved gitt høyde og distanse.

barg\mm	10	20	40	60
7				
6				
5				
4				
3				

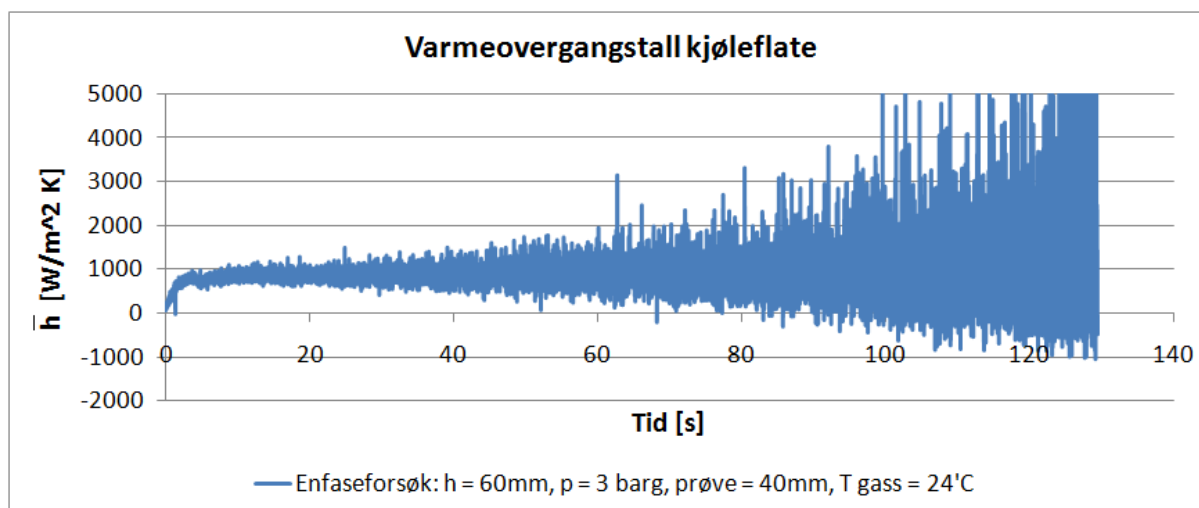
Diameter sylinder
40mm
20mm
40mm & 20mm

Figur 72 - Forsøksmatrise - enfase gassforsøk.

6.2.3 Resultater og diskusjon:

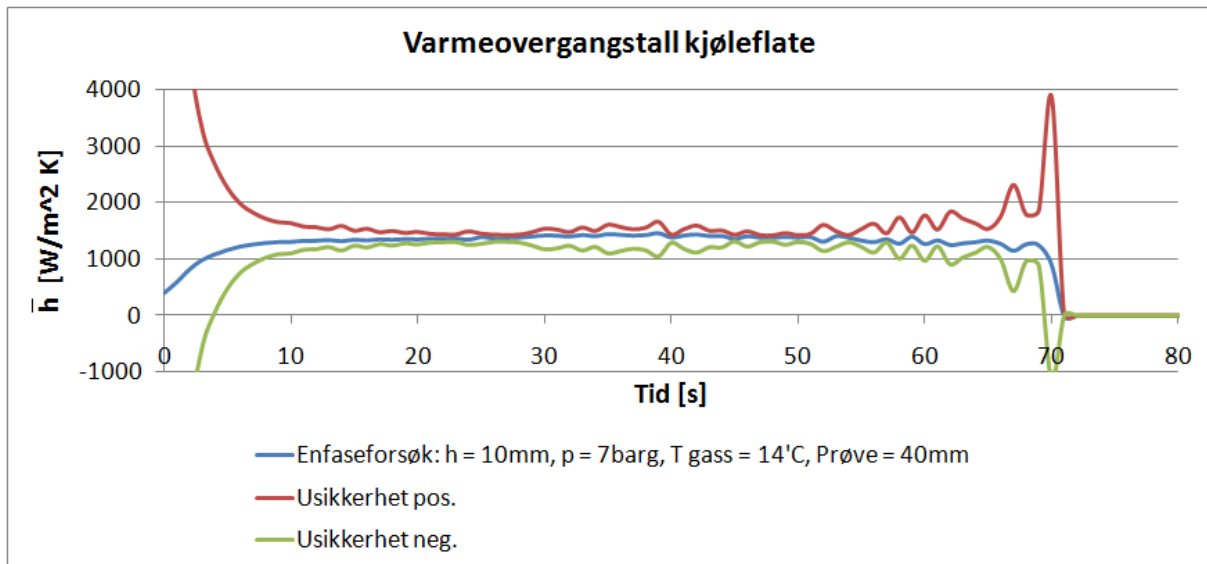
Det er kjørt mange forsøk hvor det har blitt samlet inn mye måledata. I denne delen er kun de mest typiske forsøkene behandlet da mange forsøk ser relativt like ut. Fra Vedlegg 18: *Excell-filer* og utover, er det digitalt lagt ved en rekke flere forsøk enn hva som blir diskutert her.

Komprimert med gjennomsnittsmetode 2, vil en typisk varmeovergangskurve se ut som figur 73. Etter hvert som forsøket pågår, vil temperaturdifferansen mellom kjølefluid og kjøleflate synke. Ved mindre temperaturdifferanse, vil feilmålingene fra termoelementet gi større utslag. Derfor blir det en økende spredning i resultatet.



Figur 73 - En typisk varmeovergangskurve for gassforsøk. Komprimert med gjennomsnittsmetode 2 (gjennomsnitt av 100 målinger).

Når spredningen i varmeovergangstallet er såpass stor, vil usikkerheten være relativt stor. Det er derfor valgt å bruke gjennomsnittsmetode 1, hvor ett målepunkt er et gjennomsnitt av 100 målte verdier. På denne måten vil kurven være mer lesbar og usikkerheten i resultatet bli mye lavere. Figur 74 viser hvordan det samme forsøket vil se ut ved den nye komprimeringen.

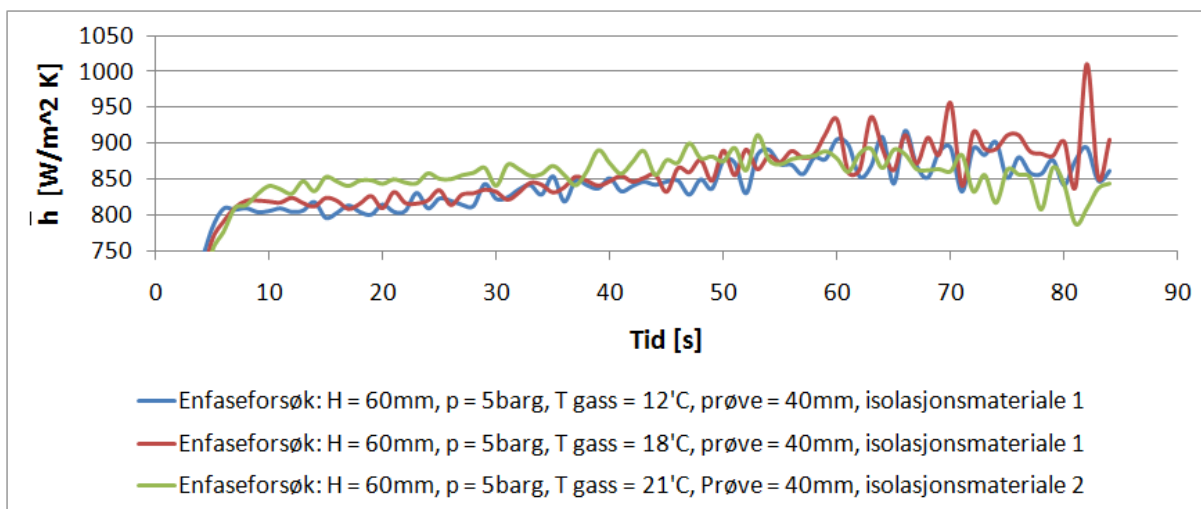


Figur 74 – Enfase forsøk komprimert med gjennomsnittsmetode 1 (gjennomsnitt av 100 målinger). Rødt = usikkerhet i positiv retning, Grønt = usikkerhet i negativ retning.

Som vi ser av figur 74, vil resultatet være et rimelig stabilt varmeovergangstall. Dette passer godt over ens med teorien om at varmeovergangstallet for gass skal være konstant gjennom hele forsøket. Figuren viser også at varmeovergangstallet ligger innenfor usikkerhetsområdet som representeres mellom den grønne og røde kurven.

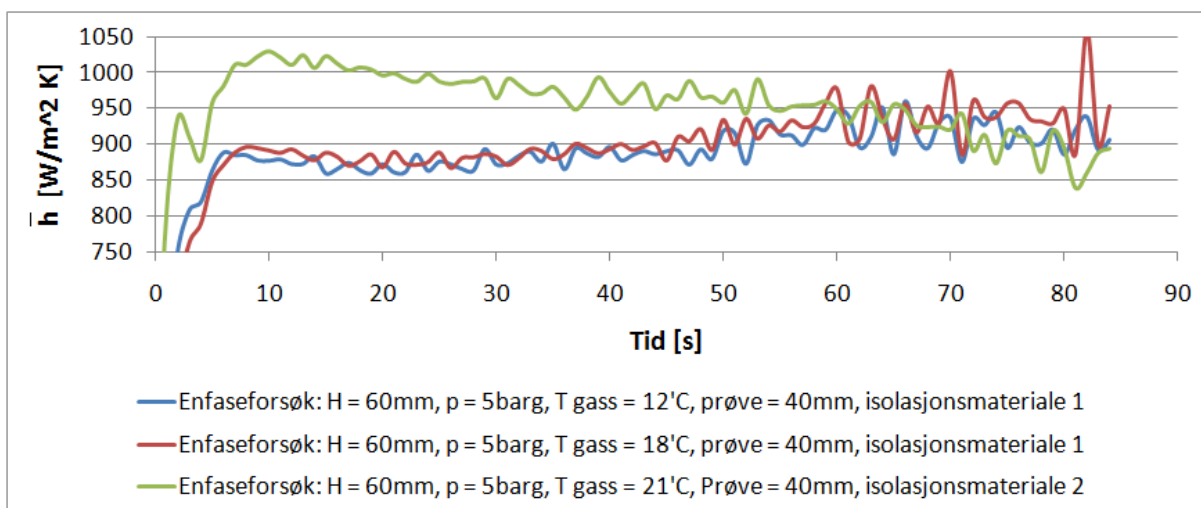
I starten av forsøkene vil det ta litt tid før strømningsbildet er ferdig utviklet over kjøleflaten. Det vil derfor ta noen sekunder før varmeovergangstallet stabiliserer seg. På noen av figurene vil vi i starten se en liten knekk i kurven. Denne knekken kommer av at oppvarmingen ikke er skrudd av i det kjølingen settes i gang. I figur 77 kan man se knekken i den grønne kruven etter et par sekunder.

For å unngå unødvendige feilkilder, er det blitt testet om forsøkene er repeterbare. Det samme forsøket ble kjørt opp til flere ganger hvor både trykk og dyseavstand ble endret mellom hvert forsøk. I det ene forsøket er det brukt kleberstein som isolasjon, og i de andre er vermiculte benyttet. På denne måten ble det funnet ut om det er lite tilfeldigheter rundt de målte verdiene. Figur 75 viser hvor like resultatene vil bli ved repetering, selv om temperaturen på gassen er forskjellig.



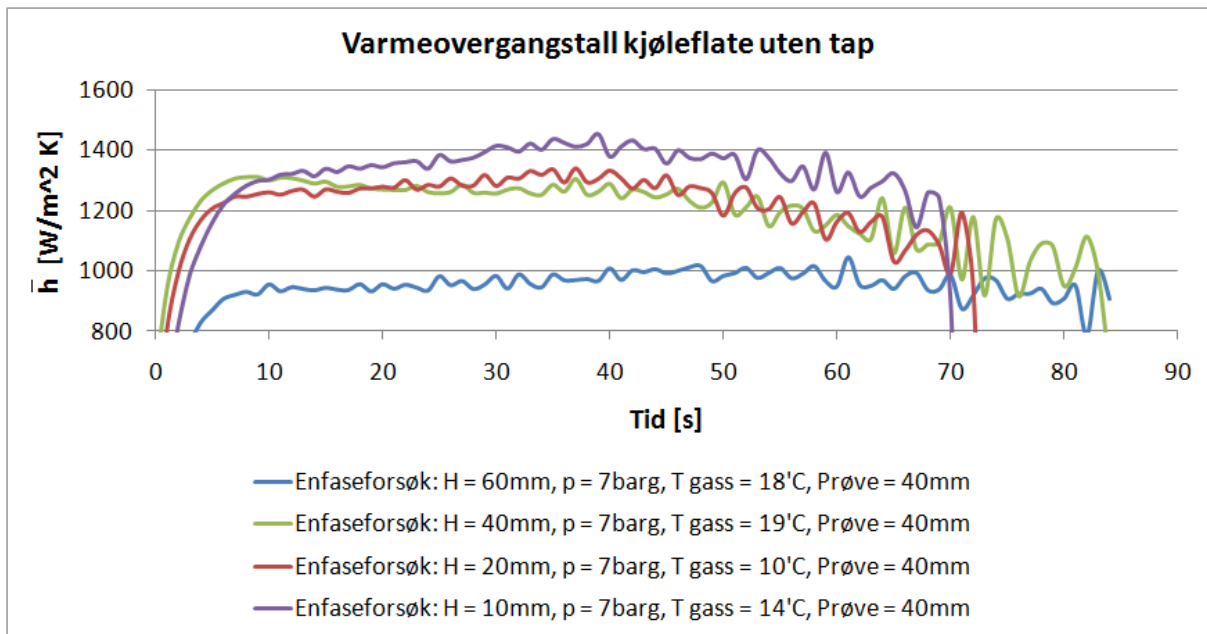
Figur 75 - Varmeovergangstallet som funksjon av tiden; repetering av samme forsøk to ganger med samme isolasjon, og én gang med en annen isolasjon.

For å undersøke effekten av varmetapet, er det laget en figur hvor de samme forsøkene inngår. I figur 76 ser vi klare forskjeller på forsøket gjennomført med kleberstein fremfor forsøkene gjennomført med vermiculite. I klebersteinforsøket synker varmeovergangstallet fra høyt i starten, til lavt mot slutten. Dette kommer antagelig av at kobbersylinderen mister varme gjennom isolasjonen i begynnelsen av forsøket – og mot slutten – får prøven en del varme fra isolasjonen. Den varmen som fås av isolasjonen mot slutten av forsøkene, inngår ikke i varmetapskorrelasjonene. Dette kommer av at varmetapskorrelasjonene er laget fra forsøk som har pågått over svært mye lenger tid enn kjøleforsøkene. Ved lange forsøk som varmetapsforsøkene, vil temperaturen i isolasjonen synke like raskt som i prøven, og dermed ikke inngå i korrelasjonen. Dette betyr at vi vil se en synkende tendens mot slutten i varmeovergangstallet for alle forsøkene som er gjennomført med kleberstein.



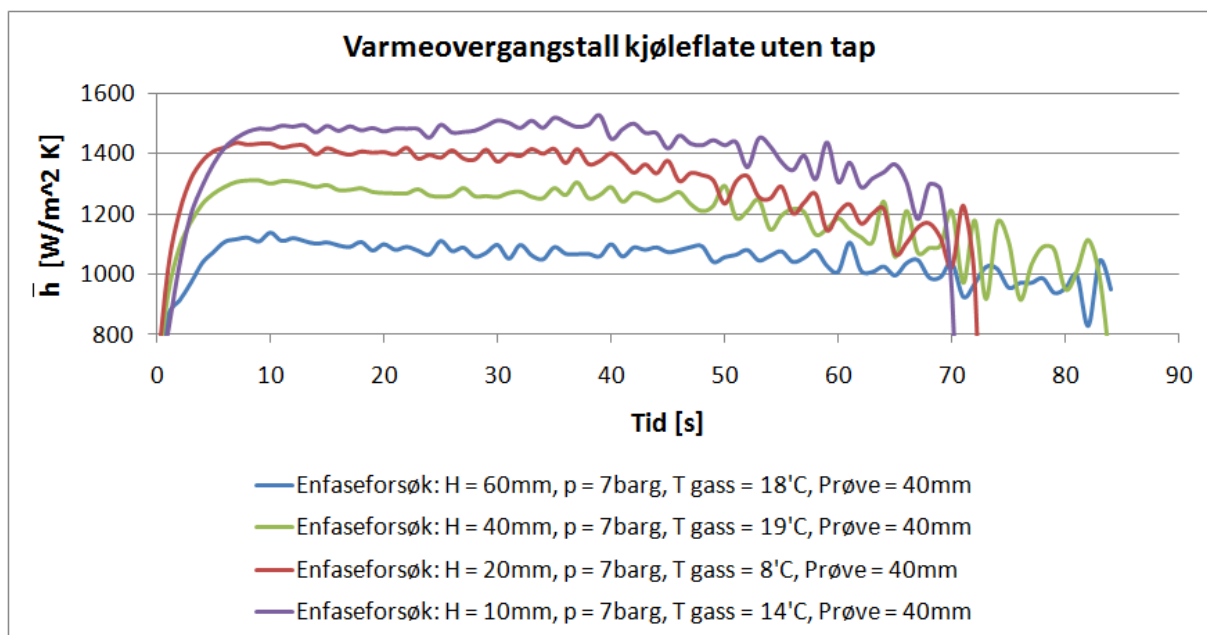
Figur 76 - Samme forsøk som i figur 75 uten å korrigere for varmetapene.

Figur 77 viser forsøkene gjennomført ved 7 barg trykk. Som vi ser av figuren, er kurven ved 60 mm dyseavstand mest stabil gjennom forsøket. I de andre forsøkene øker varmeovergangstallet i starten for så og synke igjen. Dette kommer antagelig av at varmetapskorrelasjonen ikke virker like godt for høye varmeovergangstallet.



Figur 77 - Varmeovergangstall ved 7barg. Fire forskjellige forsøk ved fire forskjellige avstander mellom dyse og kjøleflate.

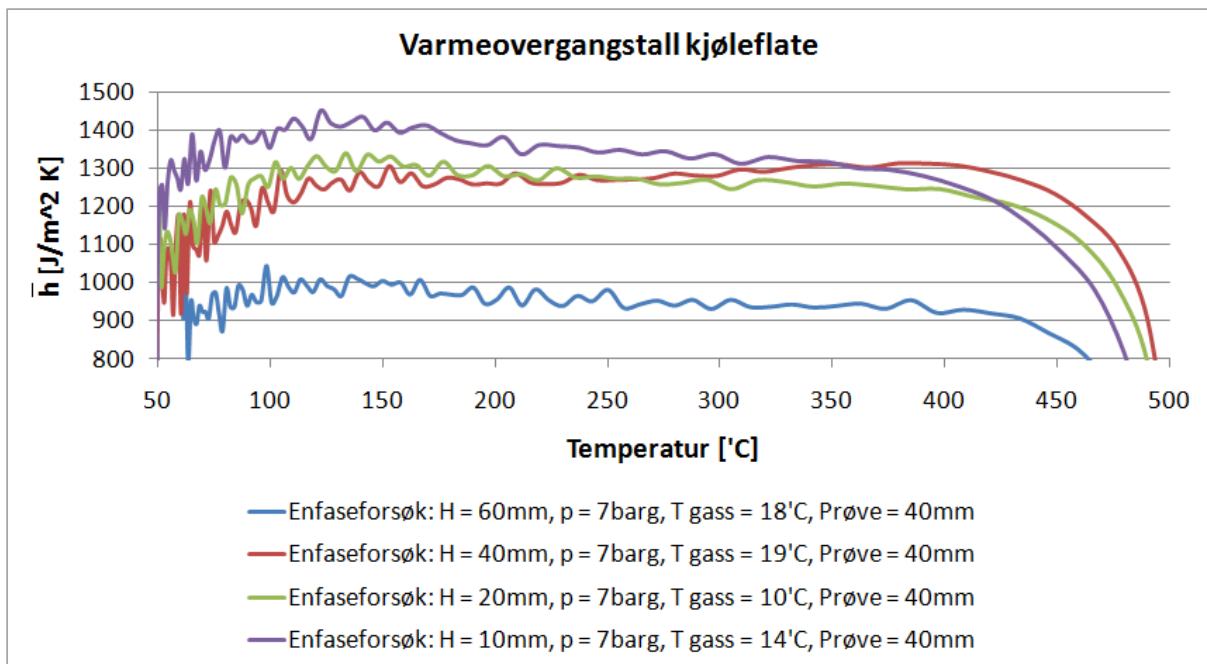
Hvis ikke varmetapskorrelasjonene brukes, vil resultatene bli mer stabile gjennom forsøket. Hadde korrelasjonene vært perfekte, ville antagelig resultatene kun variert grunnet usikkerhet og temperaturendringer på gassen.



Figur 78 - Samme forsøk som i figur 77, men uten å bruke varmetapskorrelasjonene.

Feilen kommer av at temperaturdifferansen mellom kjølemedium og kjøleflate synker gjennom forsøket og dermed vises i større grad. Figur 79 viser varmeovergangstallene som funksjon av temperatur, fremfor som funksjon av tiden. I figuren ser vi at alle varmeovergangstallene synker mer eller mindre fra om lag 120⁰ C og ned til 50⁰ C. I og med at feilen i større grad virker ved lave dyseavstander, vil det være mulig å anta at feilen også skyldes av gassens temperaturfall ut av dysa. Ved større dyseavstander, vil mer luft blandes inn og motvirke feilkilden i gasstemperaturen. Utslaget vil også være større for forsøk hvor trykket er høyt. Høye trykk betyr høyere massetetthet, som igjen betyr at det kreves mer

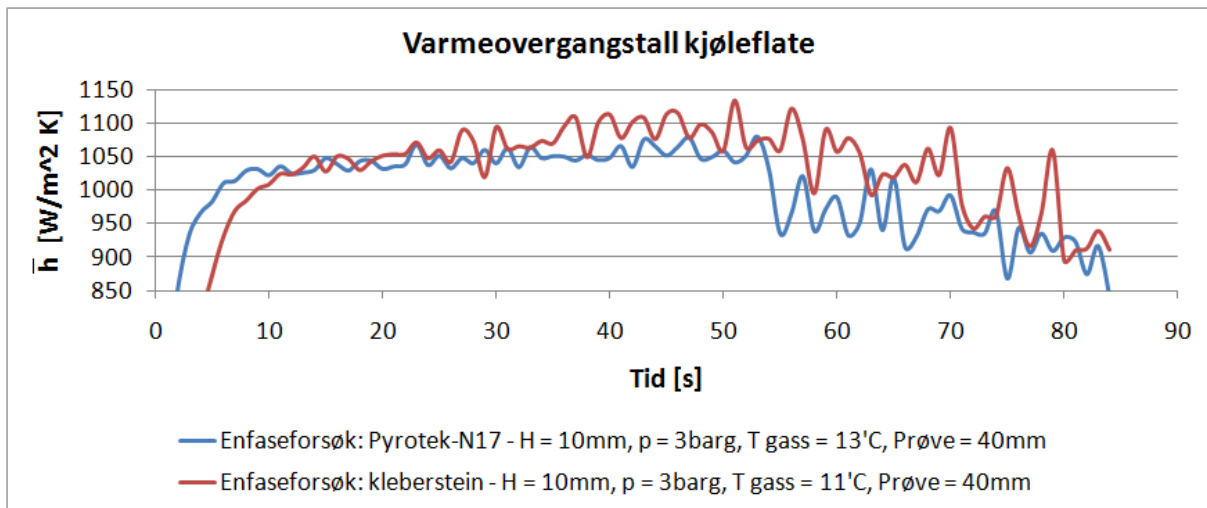
tilført energi for å endre temperaturen på gassen. Gasstemperaturen ved lave trykk og stor dyseavstand, vil med andre ord være mer konstant gjennom forsøket og dermed resultere i et jevnere varmeovergangstall. Varmeovergangstallet ved høye temperaturer, hvor feilkilden er liten, vil antagelig være mer representative for det virkelige varmeovergangstallet i forsøket.



Figur 79 - Samme forsøk som i figur 77 - Varmeovergangstall som funksjon av temperatur i stedet for tid.

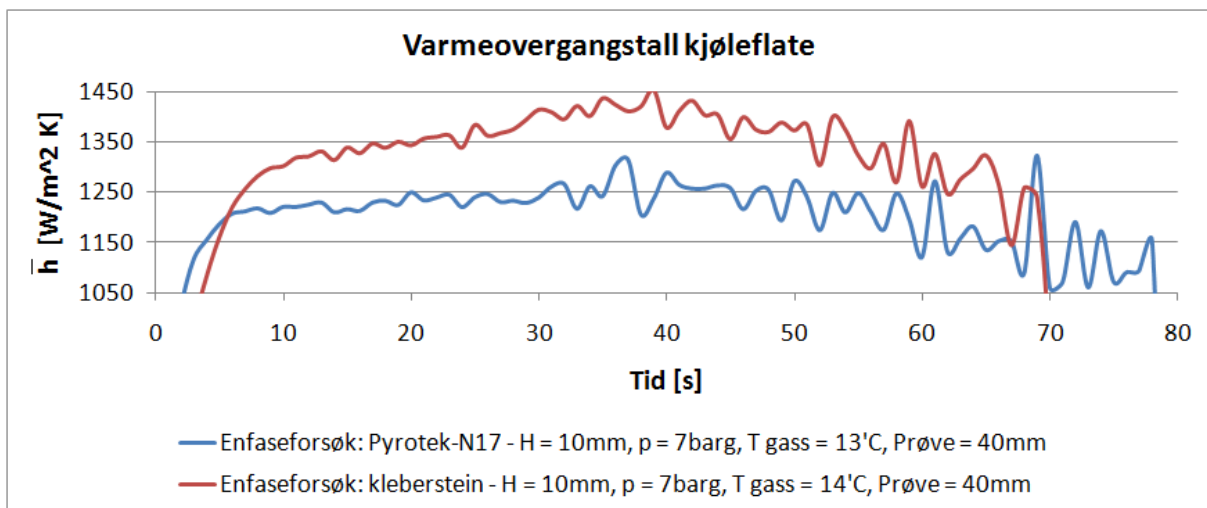
Som vi ser i figur 77, vil varmeovergangstallet målt ved en distanse på 10 mm være stabilt over en kort periode sammenlignet med varmeovergangstallet ved 60 mm. Dette betyr at det i større grad vil være usikkerhet rundt hvor gjennomsnittet av tallet skal hentes fra. Dette vil være et opphav til en feilkilde i de endelige resultatene som ikke inngår i usikkerhetsanalysen.

Da enfase nitrogen-gassforsøkene ble satt i gang, hadde vi ikke tilgang til isolasjonstype N-17. Det var meningen å sammenligne resultatene fra enfase forsøkene med tofase forsøkene. Det ville derfor være fordelaktig å kjøre alle forsøkene med samme isolasjon. Det er mulig vi ville fått bedre resultater ved å bruke en av de andre to isolasjonstypene. Da vi fikk N-17, ble det tatt en avgjørelse på at vi skulle kjøre forsøkene med denne isolasjonstypen. Det ble derfor kjørt noen få forsøk for å sammenligne resultatene fra de to isolasjonstypene. I forsøkene kjørt ved lave trykk, ser vi som i figur 80 at resultatene er rimelig like.



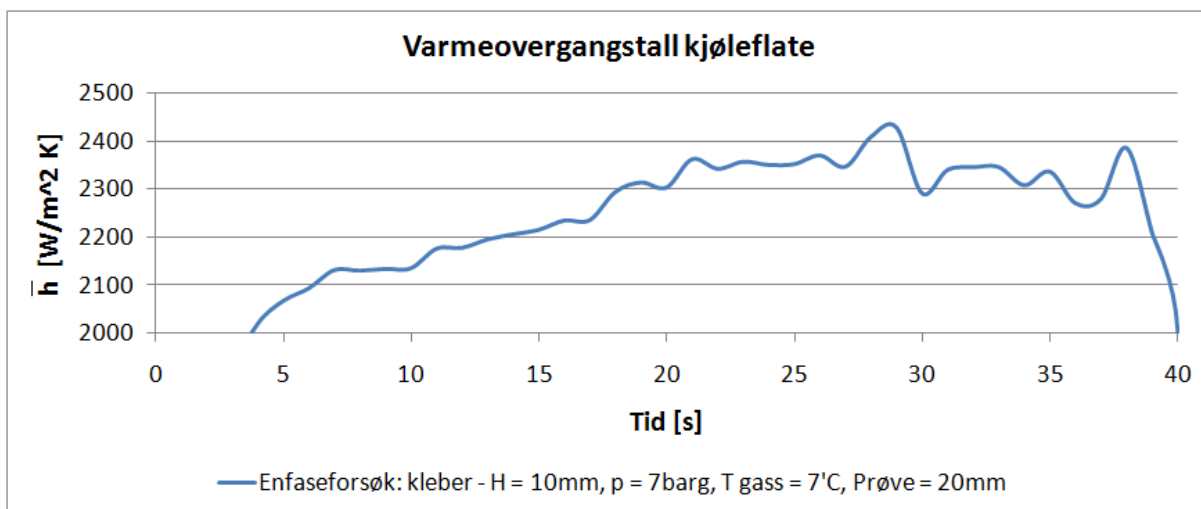
Figur 80 - Sammenligning av isolasjonstypene kleberstein og N-17 ved lavt trykk og høy dyseavstand.

Ved høyere dyseavstand og trykk, viser det seg at kleberstein gir en del høyere resultater enn ved N-17. Figur 81 viser hvor stor forskjellen i resultatene vil være ved 7 barg og en dyseavstand på 10 mm.



Figur 81 - Forskjellen i resultatene fra isolasjonstypene øker ved større trykk og dyseavstand.

I forsøkene kjørt ved den lille kobbersylinderen, vil forskjellene være enda større da varmeovergangen øker slik at antageligvis varmeovergangskorrelasjonen ikke klarer å kompensere. Dette er vises godt i figur 82.



Figur 82 - Varmeovergangstallet er antageligvis for stort til at varmetapskorrelasjonen klarer å kompensere å skape en jevn kurve.

For å skape oversikt, er det laget en tabell over alle varmeovergangstallene som er beregnet i enfase forsøkene. Tabell 16 viser det gjennomsnittlige varmeovergangstallet med usikkerheter. Varmeovergangstallene i tabellen, er laget ved å ta gjennomsnittet av varmeovergangstallene fra rundt 10-50 sekunder. Dette varierer for hvert forsøk. Ser vi på figur 81 ser vi at et gjennomsnitt fra 10-50 sekunder vil gi et varmeovergangstall som antagelig er noe for høyt.

Den nederste delen av tabell 16 viser hva varmeovergangstallet vil være i ytterste ring av den store sylindere. Dette er gjort ved å bruke ligning 30 (utledningen er lagt ved i Vedlegg 17: Utledning av ligning 30):

$$\bar{h}_{\text{ytterste_ring}} = \frac{4 \cdot \bar{h}_{\text{stor_sylinder}} - \bar{h}_{\text{liten_sylinder}}}{3} \quad (30)$$

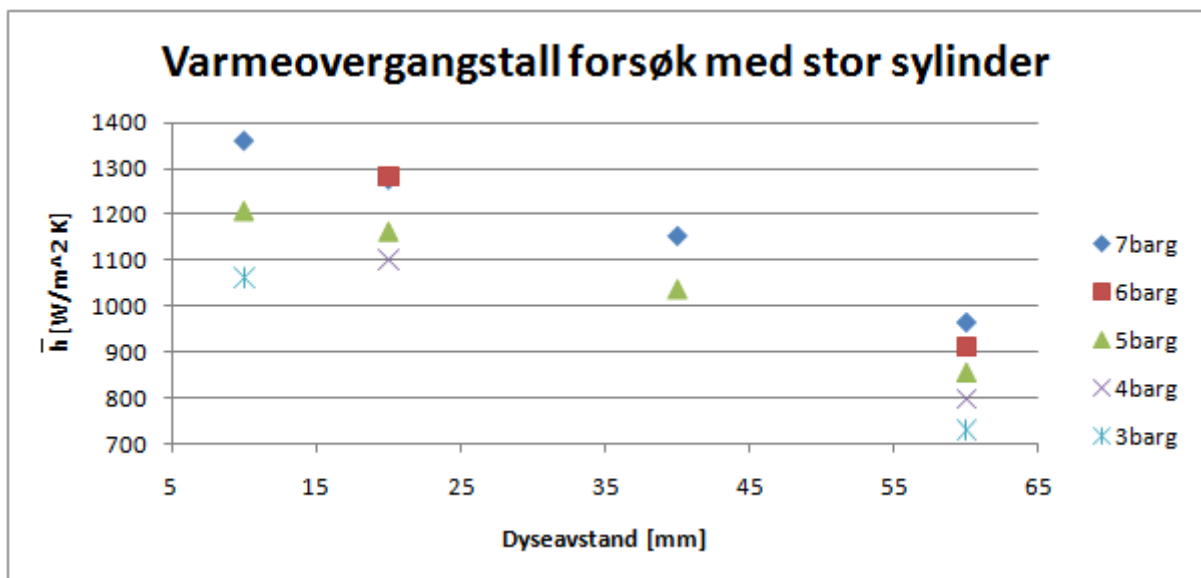
I ligningen er laget på basis av arealforholdet og tar ikke hensyn til temperaturendringer i radiell retning. Med andre ord er det antatt at temperaturen i midten av kjøleflaten, er den samme som i ytterkanten av kjøleflaten.

Verdiene for den ytterste ringen (av den store sylindere), vil ha en veldig stor usikkerhet da tallene er basert på verdier med allerede stor usikkerhet. Verdiene er ment å kun gi en pekepinn på hvor lavt varmeovergangstallene vil være på utsiden av den lille kobbersylindere radius.

Tabell 16 - Varmeovergangstall beregnet fra enfase forsøk gjort med kleberstein. Verdiene har benevnningen $[W/m^2 K]$.

Distanse	10 mm	20 mm	40 mm	60 mm
Trykk		Stor sylinder		
7 barg	1361,52±167	1276,95±122	1154,05±114	965,53±114
6 barg		1283,36±166		912,79±122
5 barg	1208,39±128	1163,35±106	1037,92±97	856,78±100
4 barg		1100,88±109		799,05±94
3 barg	1062,57±142			730,83±101
		Liten sylinder		
7 barg	2267,57 ± 332	1945,47 ± 252	1544,14 ± 229	1213,90 ± 189
6 barg		1872,85 ± 248		1173,56 ± 185
5 barg				1106,15 ± 186
4 barg				1021,77 ± 175
3 barg	1776,58 ± 261			917,18 ± 165
		Ytterste ring av store sylinder		
7 barg	1059,50	1054,11	1024,02	882,74
6 barg		1086,86		825,87
5 barg				773,81
4 barg				724,81
3 barg	824,57			668,71

Som vi ser av tabellen, vil de høyeste varmeovergangstallene vise seg ved høye trykk og lav dyseavstand. Setter vi verdiene fra tabellen inn i et punktdiagram, vil vi lettere kunne sammenligne forsøksresultatene med teori hentet fra Burmeister.

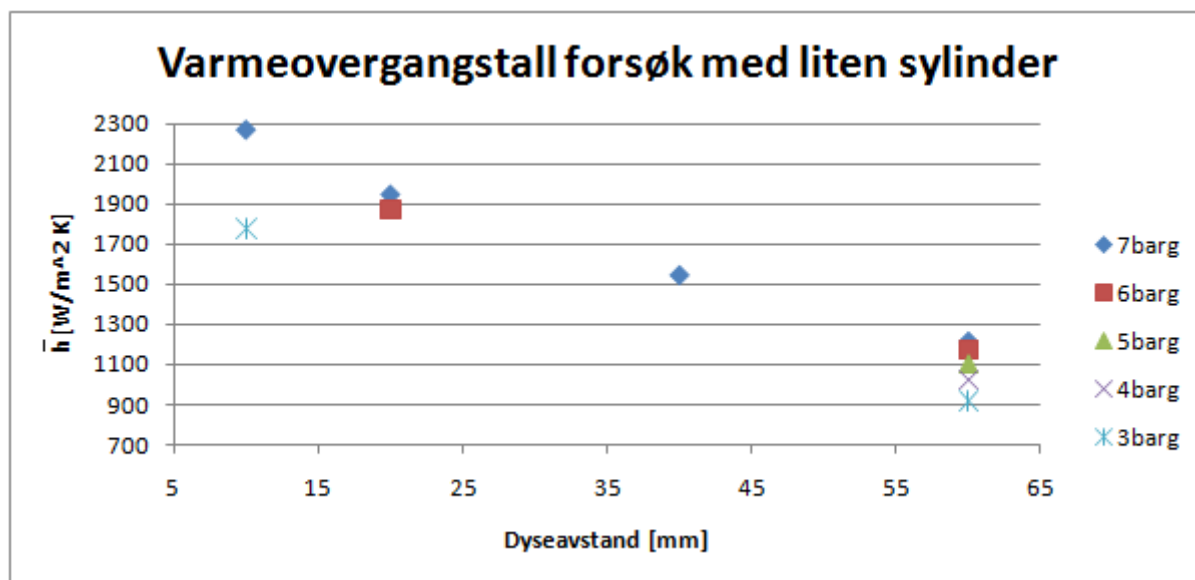


Figur 83 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av dyseavstanden. Verdiene er hentet fra tabell 16 under overskriften stor sylinder.

I Figur 83 ser vi de samme tendensene som i Figur 70. Ved lave trykk ser det ut til at Burmeisters teori (Figur 70) passer godt over ens med forsøksresultatene, men ved økende

trykk avviker resultatene i større grad fra teorien.

I Figur 84 ser vi den samme tendensen som i forsøkene kjørt med den store sylindren. Ved økende trykk ser vi at resultatene har et enda større avvik fra teorien (Figur 71). Dette kan komme av flere av feilkildene som vil bli videre diskutert i del 7.4 "feilkilder". Det kan også være tilfellet at Burmeisters ligning ikke virker ved trykk over om lag 2 barg (soniske tilstander).





Figur 84 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av dyseavstanden. Verdiene er hentet fra tabell 16 under overskriften liten sylinder.

Det er ønskelig å undersøke hvor effektiv kjølemetodene er per mengde kjølemedium brukt. Vi har alt beregnet massestrømmene ut av dysa. Følgende uttrykk er brukt for å beregne massestrømmene:

$$m_{\text{forsøk}} = (\dot{m} \cdot t)_{\text{forsøk}} \quad (31)$$



Ved bruk av ligning 31, ble tabell 17 laget. Tabellen er en oversikt over hvor store gasmengder som er brukt per forsøk fra 500 °C til 50 °C .

Tabell 17 - Mengde gass brukt for å kjøle ned prøven fra 500-50⁰ C .

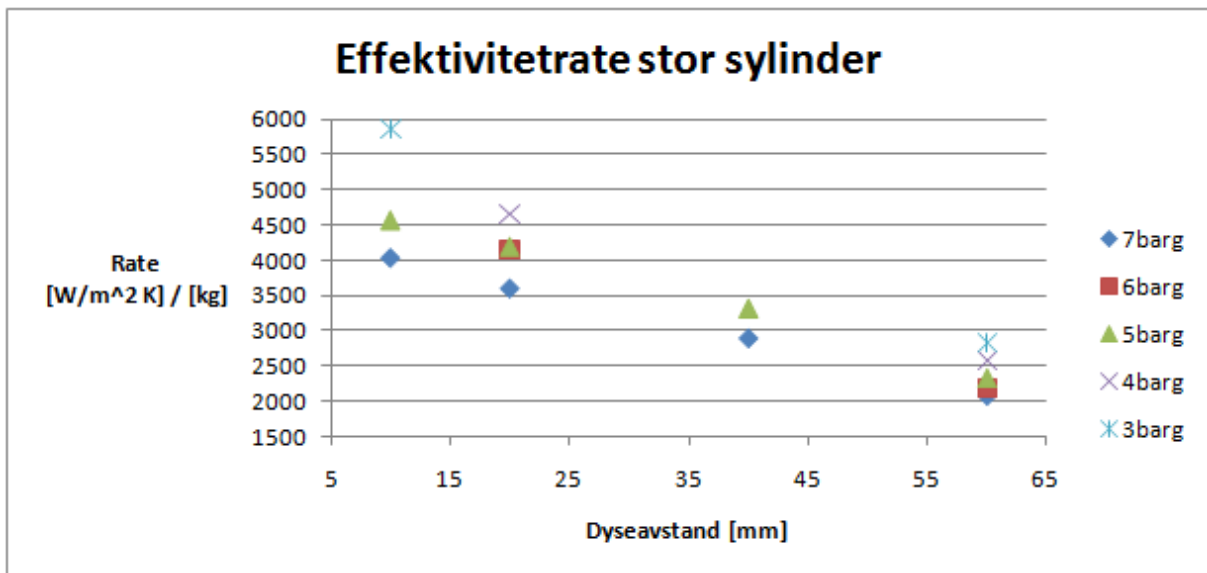
Distanse 	10 mm	20 mm	40 mm	60 mm
Trykk og massestrøm 		Stor sylinder		
7barg, 5.0g/s	0,338 kg	0,355 kg	0,399 kg	0,464 kg
6barg, 4.2g/s		0,309 kg		0,417 kg
5barg, 3.4g/s	0,264 kg	0,277 kg	0,313 kg	0,369 kg
4barg, 2.6g/s		0,236 kg		0,309 kg
3barg, 2.0g/s	0,181 kg			0,258 kg
		Liten sylinder		
7barg, 5.0g/s	0,193 kg	0,21 kg	0,253 kg	0,314 kg
6barg, 4.2g/s		0,19 kg		0,28 kg
5barg, 3.4g/s				0,266 kg
4barg, 2.6g/s				0,227 kg
3barg, 2.0g/s	0,149 kg			0,183 kg

Vi ser at det brukes størst gassmengder ved høye trykk og at mengdene synker ved kortere dyseavstander. For å kunne danne oss et bilde på hvor effektiv kjølemetoden er, er det i tabell 18 laget en oversikt over varmeovergangstallene fra tabell 16 dividert på gassmengdene fra tabell 17. Resultatet er en rate som forteller hvordan gassmengder og varmeovergangstall varierer med dyseavstand og trykk.

Tabell 18 - Effektivitetsrate; varmeovergangstall fra tabell 16 dividert på masse kjølemedium brukt fra tabell 17.

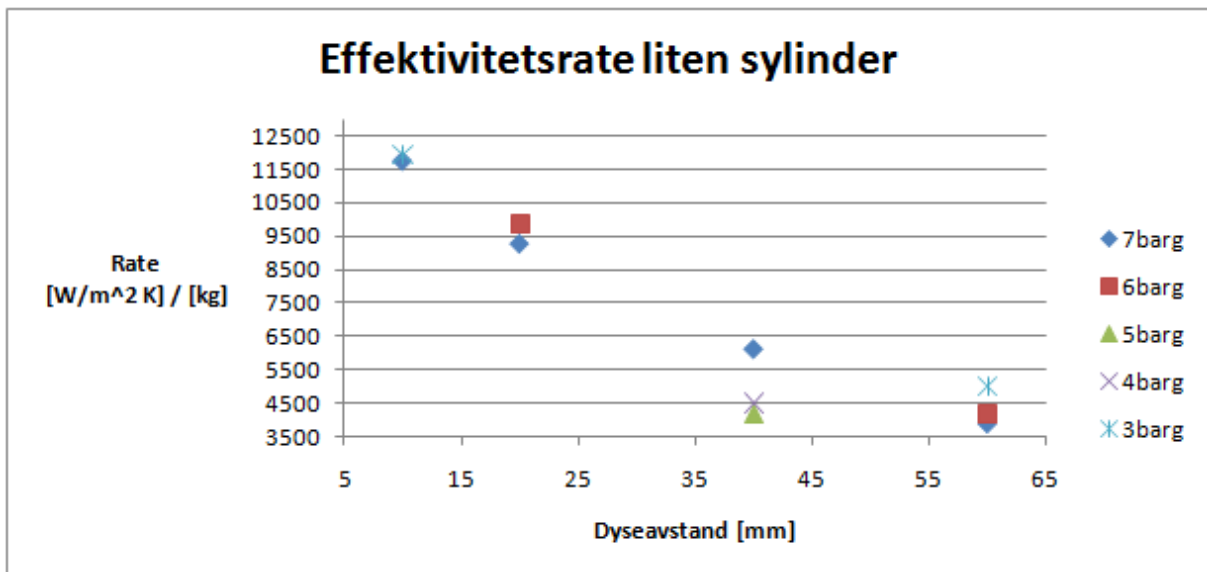
Distanse 	10 mm	20 mm	40 mm	60 mm
Trykk 		Stor sylinder		
7 barg	4028	3597	2892	2081
6 barg		4153		2189
5 barg	4577	4199	3316	2322
4 barg		4665		2586
3 barg	5870			2833
		Liten sylinder		
7 barg	11749	9264	6103	3866
6 barg		9857		4191
5 barg				4158
4 barg				4502
3 barg	11923			5012

Vi ser fra tabell 18 at det vil lønne seg bruke små trykk og dyseavstander hvis man vil kjøle mest effektivt per kjølemedium brukt. For å få et klarere bilde av trendene, er tabellverdiene puttet inn i et punktdiagram. Av figur 85 ser vi at det burde vært kjørt flere forsøk for å se trendene. Likevel vil det være trygt å si at avstanden er mest avgjørende faktor. Ved mindre avstander, vil trykket få en mer avgjørende rolle enn ved større avstander.



Figur 85 - Effektivitetsrate; hvor effektiv varmeoverføringen er i forhold til gasmengder brukt i forsøket. Diagrammet er laget for den store kobbersylindren.

I figur 86 som er laget for den lille kobbersylindren, ser det ut til at trykket har mindre betydning ved korte dyseavstander, men har mer å si ved større dyseavstander. Vi ser også at det er en del spredning i tallene. At den lille prøven blir mindre påvirket av trykkendringer, kan tyde på at gasstrålen ut av dysa har en rimelig liten spredningsvinkel. Effekten kan også komme av at mindre luft blandes inn i nitrogengassen nær dysens aksesymmetri. Det antas derfor at vi ville sett større effekter av trykkendringene hvis vi hadde kjørt forsøk med en enda større prøve.



Figur 86 - Effektivitetsrate; hvor effektiv varmeoverføringen er i forhold til gasmengder brukt i forsøket. Diagrammet er laget for den lille kobbersylindren.

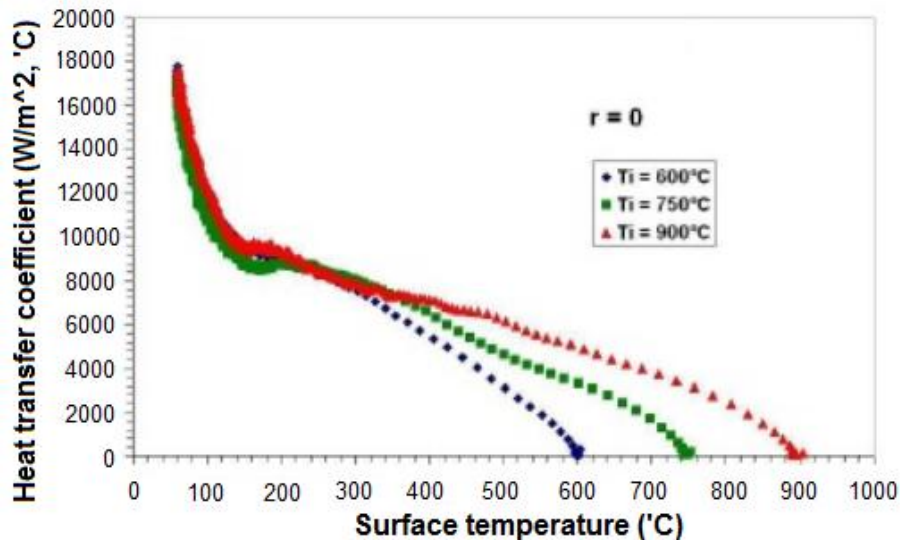
6.3 Tofase gass-/vannforsøk:

6.3.1 Teori:

For tofaseforsøk er det ikke funnet noen etablerte teori for tofasekjøling av et metall. Det er vanskelig å bruke ligningen 29 fra Burmeister. I tofaseforsøkene kjenner vi ikke til hastigheten på kjølefluidet ut av dysa. Ligningen tar heller ikke hensyn til virkningen av

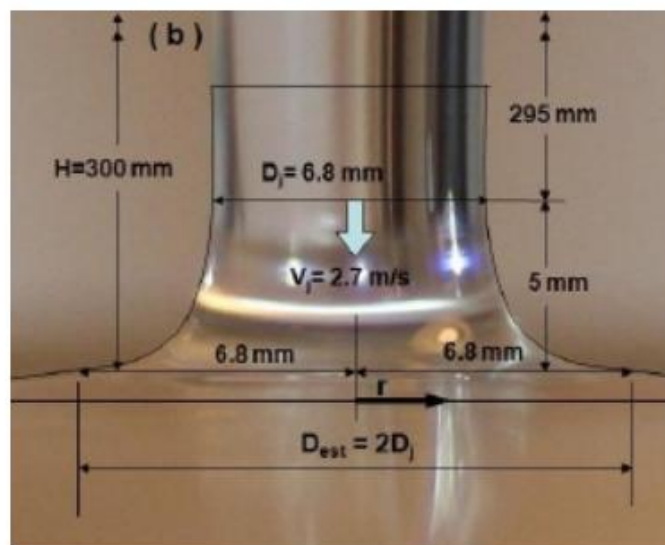
dråpestørrelse, spredningsvinkel eller effekten av kokeregimene.

Leacadio m. fl. (26) har undersøkt kjøleeffekten ved bruk av vann uten tilsatt gass. I artikkelen undersøkes det hvorvidt kjøleflatens starttemperatur vil påvirke resultatene. I figur 87 - hentet fra artikkelen - ser vi at det vil ta litt tid før varmeovergangstallet rekker å stabilisere seg på riktig verdi.



Figur 87 - varmeovergangstall i senter av vannstrålen som funksjon av temperatur på kjøleflaten. (26)

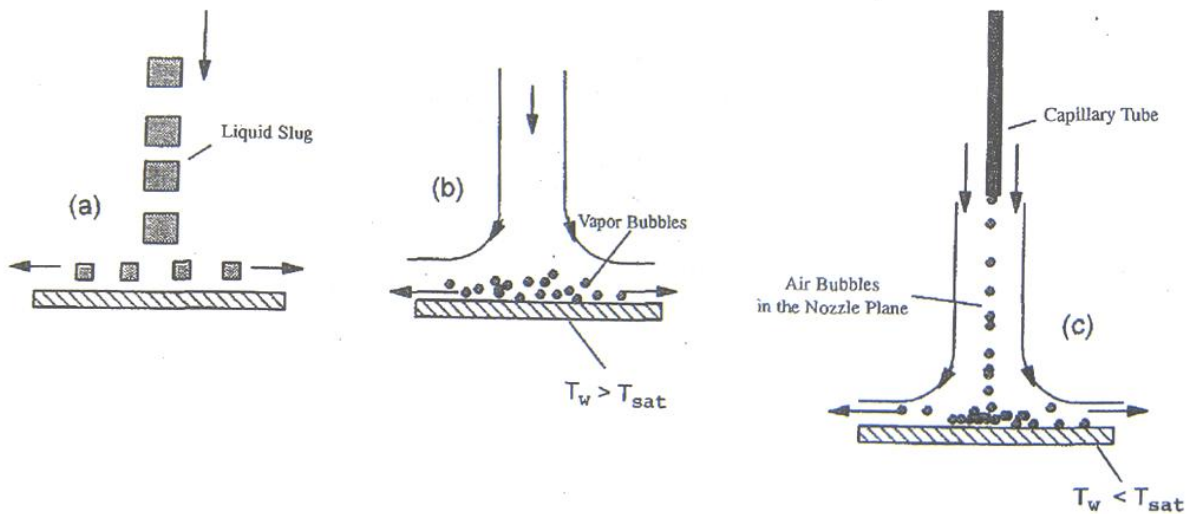
Figuren indikerer at varmeovergangstallet ligger på om lag $7000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ når overflatetemperaturen er 400°C . Figur 88 viser de hydrodynamiske parametrene som er brukt for å beregne varmeovergangstallene i figur 87. Bildet tilsier at det er blitt brukt en vannmengde på 353 kg/time. Dette er en mye større vannmengde enn hva vi skal bruke i våre forsøk.



Figur 88 - Forsøksparametre for forsøkene i artikkelen til Leacadio m. fl. (26).

Zumbrunnen m. fl. (27) undersøker hvordan tilførsel av luftbobler vil påvirke varmeoverføringen i vannforsøk. Figur 89 gir en kort oppsummering av hvordan forsøkene er

gjennomført.

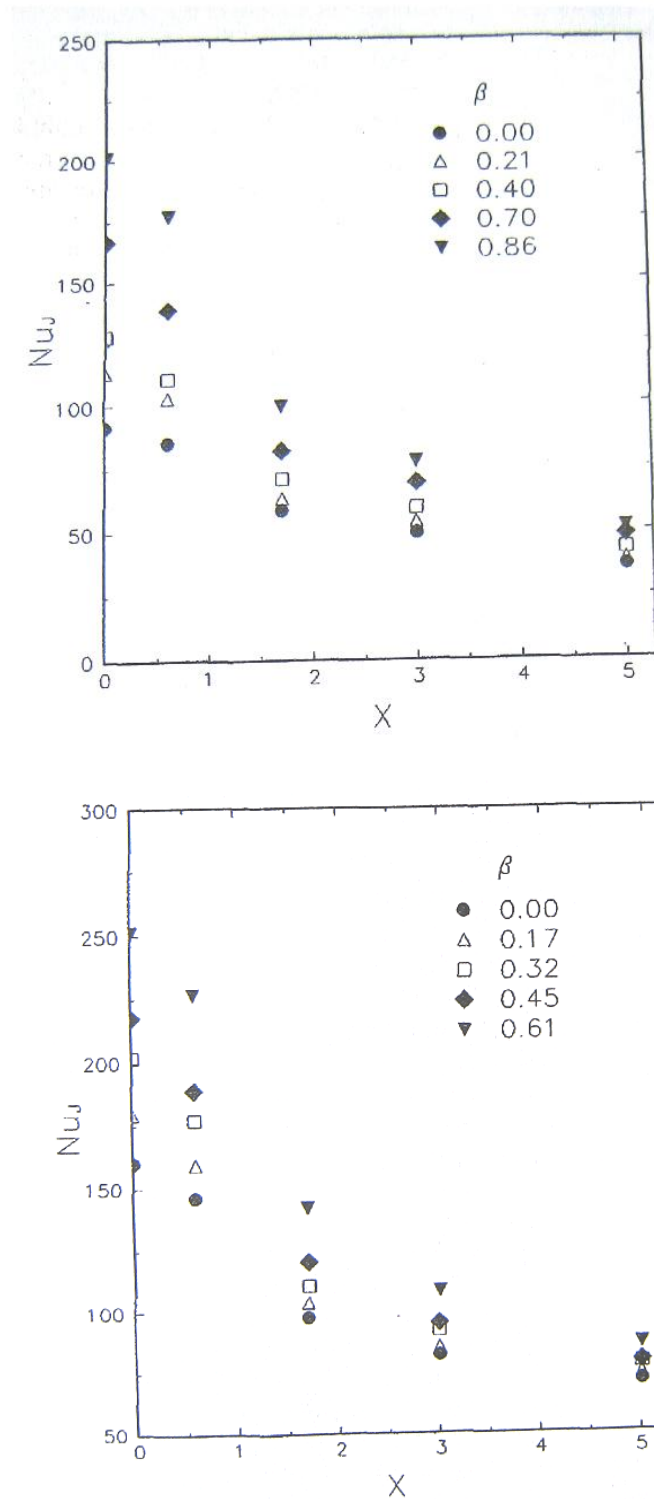


Figur 89 – Måter å forbedre varmeoverføringen i dysestrømninger: (a) store bobler; (b) ren vannstrøm; (c) luftinjeksjon (27).

I våre tofaseforsøk går vi den andre veien, og undersøker effekten av vanntilførsel i kjøleprosessen. Som Figur 90 viser, gir økt lufttilførsel en økt varmeoverføring. Betaværdien i figuren er et mål på hvor mye luft som tilsettes vannstrømmen. Betaværdien er en volumetrisk rate på formen:

$$\beta = V_{gass} / (V_{gass} + V_{væske}) \quad (32)$$

- H = Forholdet mellom dyseavstanden og dysebredde.
- J = Dysebredden.
- Nu_j = Gjennomsnittlig nusselt-tall i tidsperioden basert på dysebredden = hJ / k .
- X = Radiell lengde fra stagnasjonspunktet i senter av vannstrålen.





Figur 90 – Varmeoverføring ved forskjellige luftinjeksjonsrater med $H = 4.0$, $Pr_0 = 6.0 \pm 0.4$ og (a) $Re_j = 4200 \pm 100$; (b) $Re_j = 17600 \pm 100$ (27).

Av figuren ser vi også at varmeoverføringen er størst i stagnasjonspunktet. Dette kommer sannsynligvis av at trykket og hastighet inn mot kjøleflaten er større nær stagnasjonspunktet, og at varmeoverføringen av den grunn økes.

6.3.2 forsøksmatrise:



I tofase forsøkene, skal vi variere vannmengden, gassmengden, dyseavstanden og kjøleareal. Det var i utgangspunktet meningen å kjøre forsøk ved alle dyseavstandene og gasstrykkene som i enfase forsøkene. Av hensyn til tiden, ble det valgt begrense mengden forsøk. Tabell 19 gir en oversikt over hvor de forsøkene som hovedsakelig ble kjørt.

Tabell 19 - Forsøksmatrise tofase vann-/gassforsøk. Oransje = stor og liten sylinder, grønn = stor sylinder. Trykkene er basert på de målte statiske trykkene i forsøkene (verdiene er overslagsverdier og stemmer ikke nødvendigvis overens med alle forsøkene):

Massestrøm vann 	0 kg/time	4 kg/time	10 kg/time
Massestrøm gass 		Dyseavstand = 10mm	
236 nl/min	$p_{gass} = 3,8barg$	$p_{vann} = 2,7barg$ $p_{gass} = 3,9barg$	$p_{vann} = 2,4barg$ $p_{gass} = 3,9barg$
200 nl/min	$p_{gass} = 3,2barg$		
165 nl/min	$p_{gass} = 2,6barg$	$p_{vann} = 1,3barg$ $p_{gass} = 2,6barg$	$p_{vann} = 1,8barg$ $p_{gass} = 2,9barg$
97 nl/min	$p_{gass} = 2,3barg$		
147nl/min	$p_{gass} = 3barg$		
		Dyseavstand = 20mm	
236 nl/min	$p_{gass} = 3,8barg$	$p_{vann} = 2,0barg$ $p_{gass} = 3,9barg$	$p_{vann} = 2,3barg$ $p_{gass} = 3,9barg$
200 nl/min	$p_{gass} = 3,2barg$		
165 nl/min	$p_{gass} = 2,6barg$	$p_{vann} = 1,5barg$ $p_{gass} = 2,9barg$	$p_{vann} = 1,8barg$ $p_{gass} = 3,0barg$
		Dyseavstand = 40mm	
236 nl/min	$p_{gass} = 3,8barg$	$p_{vann} = 1,9barg$ $p_{gass} = 3,7barg$	$p_{vann} = 2,4barg$ $p_{gass} = 3,9barg$
165 nl/min	$p_{gass} = 2,6barg$	$p_{vann} = 1,3barg$ $p_{gass} = 2,7barg$	$p_{vann} = 1,6barg$ $p_{gass} = 2,8barg$

I tillegg til forsøkene kjørt i Tabell 19, ble det også kjørt to forsøk ved 84 mm. 84 mm var den maksimale dyseavstanden riggen tillot. Disse forsøkene ble kjørt for å undersøke hvor effektiv dysen ville spraye på avstand. Det ble også kjørt med den væskemengden som til synelatende gav den største spredningsvinkelen.

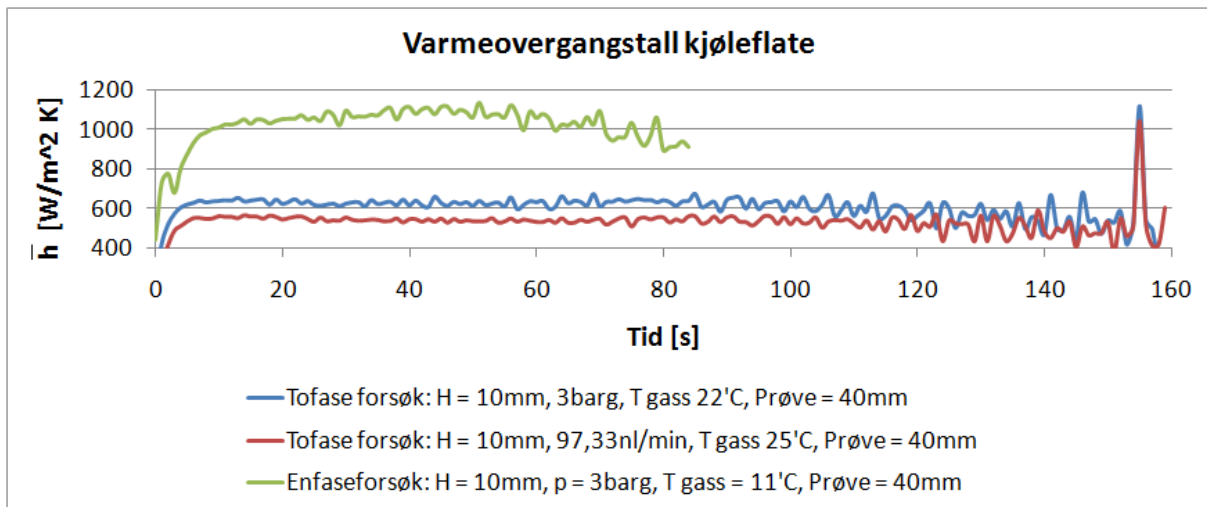
Tabell 20 - Forsøksmatrise tofase vann-/gassforsøk. Grønn = stor sylinder. Trykkene er basert på de målte statiske trykkene i forsøkene (verdiene er overslagsverdier og stemmer ikke nødvendigvis overens med alle forsøkene):

Massestrøm vann 	10 kg/time	20 kg/time
Massestrøm gass 		Dyseavstand 84mm
236 nl/min	$p_{vann} = 2,4barg$ $p_{gass} = 4,0barg$	$p_{vann} = 2,7barg$ $p_{gass} = 3,9barg$

6.3.3 Resultater og diskusjon:

I tofase forsøkene brukes det en annen dyse enn i enfase forsøkene. Det ble kjøpt inn to dyser som har forskjellig dyseåpning. Det ville vært interessant å se forskjellen på dysene, men den begrensede tiden tillot ikke at dette ble undersøkt. Da tofasedysene har en større dyseåpning

enn dysa brukt i enfase forsøkene, ble det valgt å bruke den minste tofasedysa som er mest lik enfasedysa. Figur 91 sammenligner resultatene fra tofase forsøk med resultatet fra et enfase forsøk. Det ene tofase forsøket er kjørt ved samme trykk som i enfase forsøket, men har en høyere massestrøm da dyseåpningen er større. Det andre forsøket ble kjørt ved samme massestrøm som i enfase forsøket.

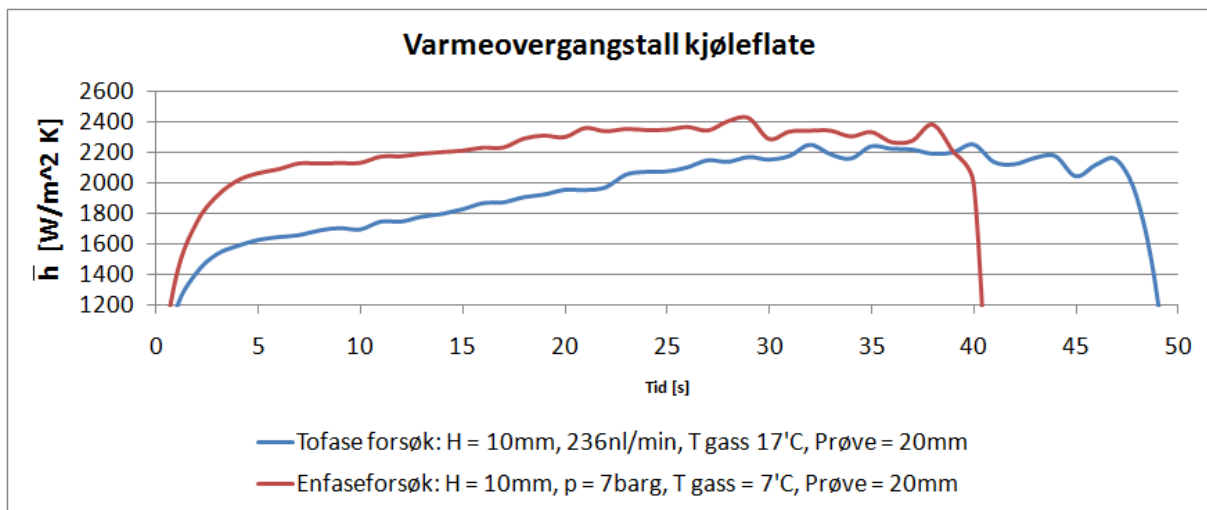


Figur 91 - Sammenligning av enfasedyse og tofasedyse - stor kobbersylinder. To av forsøkene er kjørt ved 3barg, det siste er kjørt ved 97 nl/min⁸, noe som tilsvarer massestrømmen til enfasedysa ved 3barg.

Som vi ser av figuren, gir enfase forsøkene et høyere varmeovergangstall enn for tofase forsøkene. Forskjellen gjelder for alle gassforsøkene, men er noe mindre i forsøkene med større dyseavstand. Dette kommer antageligvis av at spredningsvinkelen til tofasedysen er en del større enn for enfasedysen. Dette gjør at mindre av luften treffer kjøleflaten og at kjøleeffekten synker.

For forsøkene kjørt med den lille kobbersylinderen, ser det ut til at det vil være større forskjell i varmeovergangstallet i starten av forsøkene enn for forsøkene kjørt med den store sylinderen. Den store forskjellen i starten av forsøkene er vist i Figur 92. Ser man heller på gjennomsnittet av varmeovergangstallet, vil forskjellen være omtrent den samme for den store og lille sylinderen.

⁸ nl/min betyr normal liter per minutt. Normalliter med liten n er definert som det volumet et fluid vil oppta ved 1bar og 273,15K.



Figur 92 - Sammenligning av enfasedyse og tofasedyse - liten kobbersylinder.

Vi ser også at varmeovergangstallet stiger i starten av tofaseforsøkene kjørt med den lille sylindren. Det antas at det også her kommer av dårlig tilpasset varmetapskorrelasjon.

Da vi startet forsøk med vann, viste det seg at spredningsvinkelen til dysen var for liten til å dekke kjøleflaten til den store sylindren. Som vi ser på Figur 93, er spraymønsteret om lag 10 mm i diameter. Spraymønsteret dekker dermed kun 1/4-del av kjøleflaten. Forsøket på bildet ble gjennomført ved $\dot{V}_{gass} = 236 \text{ nl} / \text{min}$ og $\dot{m}_{vann} = 4 \text{ kg} / \text{time}$. Maksimal spredningsvinkel med samme gasstrøm ble oppnådd ved $\dot{m}_{vann} = 20 \text{ kg} / \text{time}$.

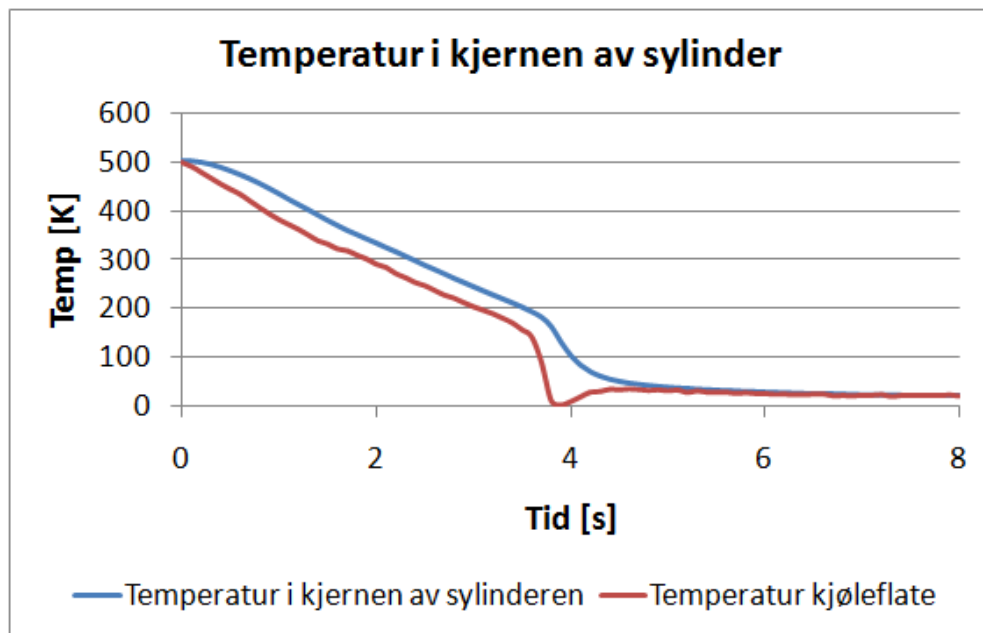


Figur 93 - Tofasedyse med vann og nitrogengass. Sprayen treffer en liten del av kobbersylindren.

Når vann ble tilsatt, gikk kjølehastigheten merkbart opp. Det er av den grunn valgt å komprimere dataene på en annen måte. Gjennomsnittsmetode 1 er benyttet. Hvert målepunkt i vannforsøkene er gjennomsnitt av 10 rådatapunkter fremfor 100 som i enfase forsøkene. Dette er gjort for å få en bedre oppløsning.

På temperaturkurven kunne vi klart se når de forskjellige kokeregimene inntraff. Som vi ser på Figur 94, sank temperaturen gradvis i starten hvor filmkoking pågikk. I det kokingen endret til boblekoking, sank temperaturen drastisk. Boblekoking inntraff ved forskjellige steder, selv for de forsøkene som ble kjørt i serie med samme parametere. Dette kommer da antagelig av

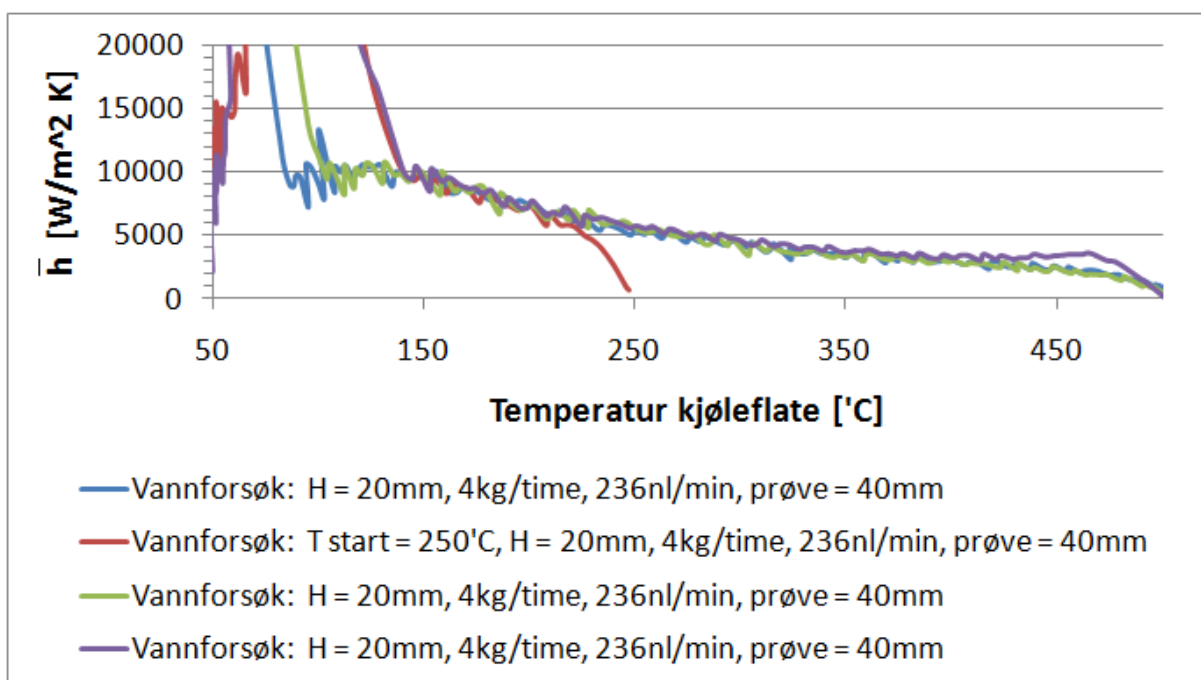
usikkerheter og feilkilder. Hovedsakelig inntraff den i området mellom $100\text{-}220^{\circ}\text{C}$.



Figur 94 - Typisk temperaturforløp i vannforsøk.

Kurven merket med rødt, viser hvordan den beregnede temperaturen på overflaten endres med tiden. I enkelte av forsøkene var den kritiske varmefluksen meget stor. Dette resulterte i at den beregnede overflatetemperaturen klart får feil verdier. Resultatet vil gjøre at varmeovergangstallet i dette området blir høyere enn virkeligheten. Da vi ikke er på utkikk etter varmeovergangstall i dette området, vil det ikke brukes noe mer tid på diskusjon rundt dette problemet.

I Figur 95 ser vi at forsøkene gjennomført med den store kobbersylindere er repeterbare. De fire forsøkene er gjennomført i to serier, hvor andre forsøk er kjørt i mellom seriene. Dette betyr at resultatene i liten grad er tilfeldige. Det ene forsøket er kjørt ved en annen starttemperatur enn de andre tre forsøkene. Resultatene fra dette forsøket indikerer at det tar relativt kort tid før et stabilt varmeovergangstall er oppnådd. Sammenlignet med forsøkene i Figur 87, stabiliserer varmeovergangstallene seg raskere i våre forsøk. Dette kommer sannsynligvis av at varmeovergangstallene raskere stabiliserer seg ved lavere overflatetemperaturer.



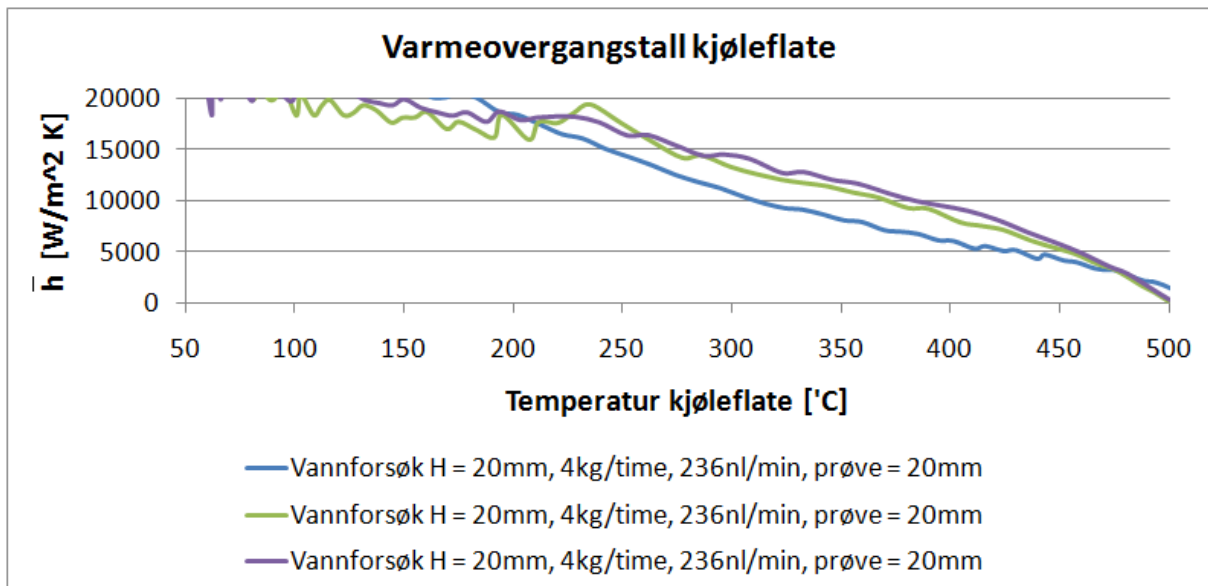
Figur 95 - Varmeovergangstall som funksjon av kjøleflatetemperatur - stor sylinder. Tre like forsøk hvor det ene forsøket er startet ved 250°C fremfor ved 500°C .

Vi ser at tendensene i Figur 87 fra teoridelen stemmer godt over ens med tendensen i våre varmeovergangstall. Varmeovergangstallene stiger i begynnelsen før leidenfrostpunktet inntreffer. Selv om de det kun er brukt vann i de andre forsøkene, vil de samme kokeregimene inngå.

Figur 96 viser resultatene at forsøk gjennomført med den lille sylindren i større grad er tilfeldig. Kurvene i grønt og lilla representerer to forsøk gjennomført i serie. Forsøket representert av grønne kurven ble gjennomført like før forsøket av den lilla kurven. Varmeovergangstallet i den første kurven er noe lavere enn varmeovergangstallet i den andre kurven. Dette kan komme at isolasjonen alt er varm når det andre forsøket starter.

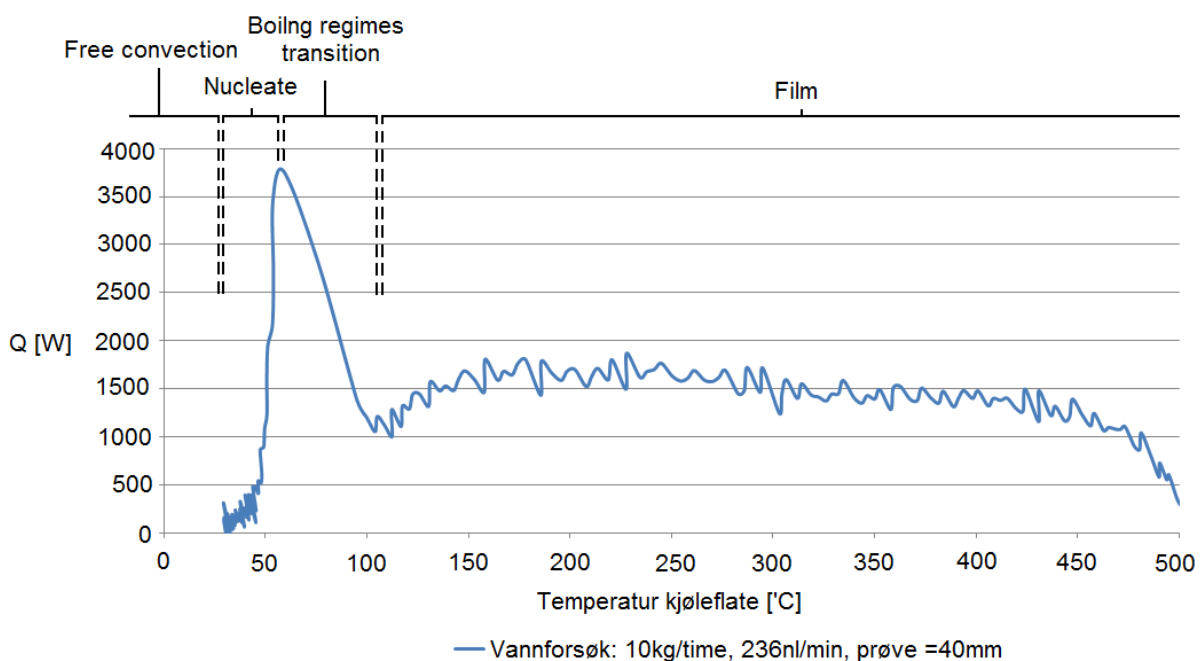
Det siste forsøket representeres av den blå kurven. Dette forsøket ble gjennomført etter at dysen ble flyttet på. Det at varmeovergangstallene er noe lavere enn for de andre to forsøkene kan skyldes av at dysen står lenger unna sylindrens senteraksen. Dysen ble satt opp på øyemål⁹, og kan dermed avvike en del fra den vertikale senteraksen.

⁹ Med øyemål menes det at dysen – etter beste evne - ble satt i senter i forhold til kobbersylindren uten å benytte hjelpemidler.



Figur 96 - Varmeovergangstall som funksjon av kjøleflatetemperatur - liten sylinder. Tre like forsøk hvor to ble gjennomført i serie, mens det tredje ble gjort med flere andre forsøk mellom.

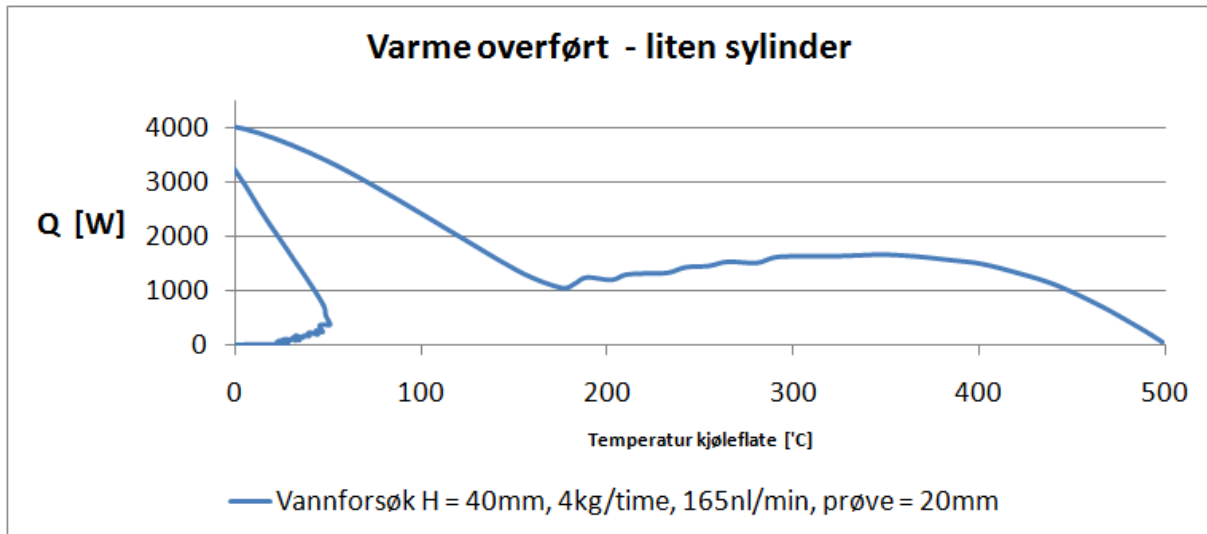
Figur 97 - Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. De samme regimene som i Figur 7 inngår også i forsøkene. viser at de samme kokeregimene gjelder i vannforsøkene som for karkoking. Teorien for karkoking tilsier at varmefluksen skal synke ned til Leidenfrostpunktet. Av Figur 97 - Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. De samme regimene som i Figur 7 inngår også i forsøkene. ser vi at dette ikke er tilfellet for forsøkene som er kjørt med den store kobbersylindere. I våre forsøk vil det være feil å si at det forekommer fri konveksjon. Tvungen konveksjon vil antagelig være en bedre betegnelse.



Figur 97 - Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. De samme regimene som i Figur 7 inngår også i forsøkene.

Figur 98 viser at varmefluksen synker som funksjon av overflatetemperaturen. Sannsynligvis kommer dette av at dysen dekker større deler av kjøleflaten hos den lille kobbersylindere enn

hos den store sylindren.

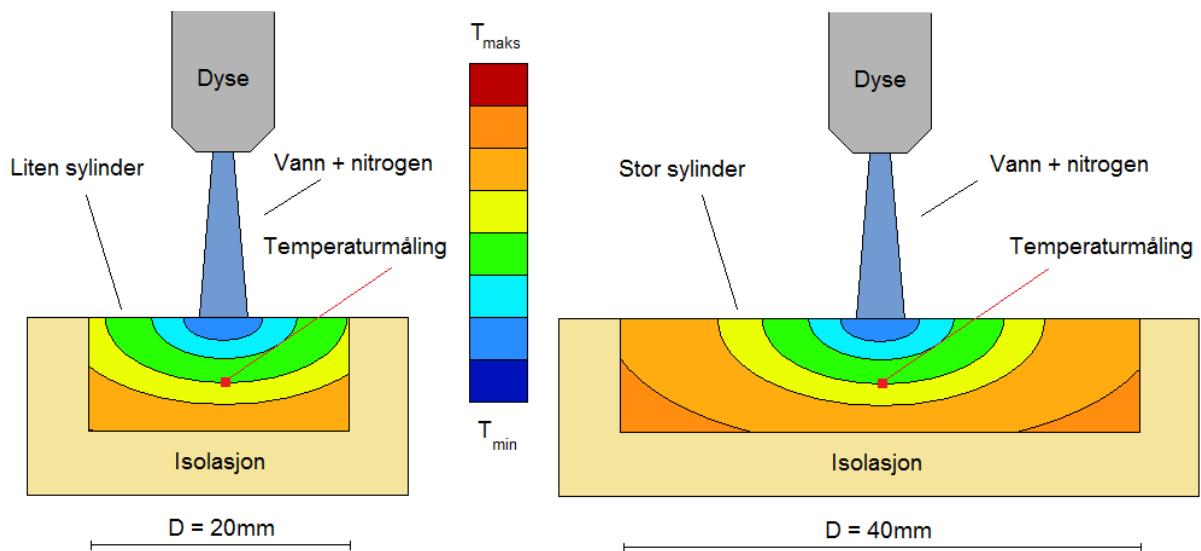


Figur 98- Varmetap som funksjon av temperatur på kjøleflaten - stor sylinder. I filmkokeregimet synker varmeoverføring med temperaturen på kjøleflaten for forsøkene kjørt med den lille sylindren.

Hvis problemet kommer av at dysen dekker et for lite område, vil det trolig komme av at det finnes temperaturgradienter både i horisontal og i vertikal retning. Ved stort varmetap på deler av kjøleflaten, vil temperaturen i horisontal retning ikke lenger antas konstant. Temperaturen i ytterkanten av sylindren, vil være høyere enn i senter av sylindren. Dette vil føre til at varme vil overføres inn mot senteraksen av kobbersylindren. Figur 99 viser hvordan dette i forskjellig grad kan påvirke temperaturmålingen i de to sylindrene.

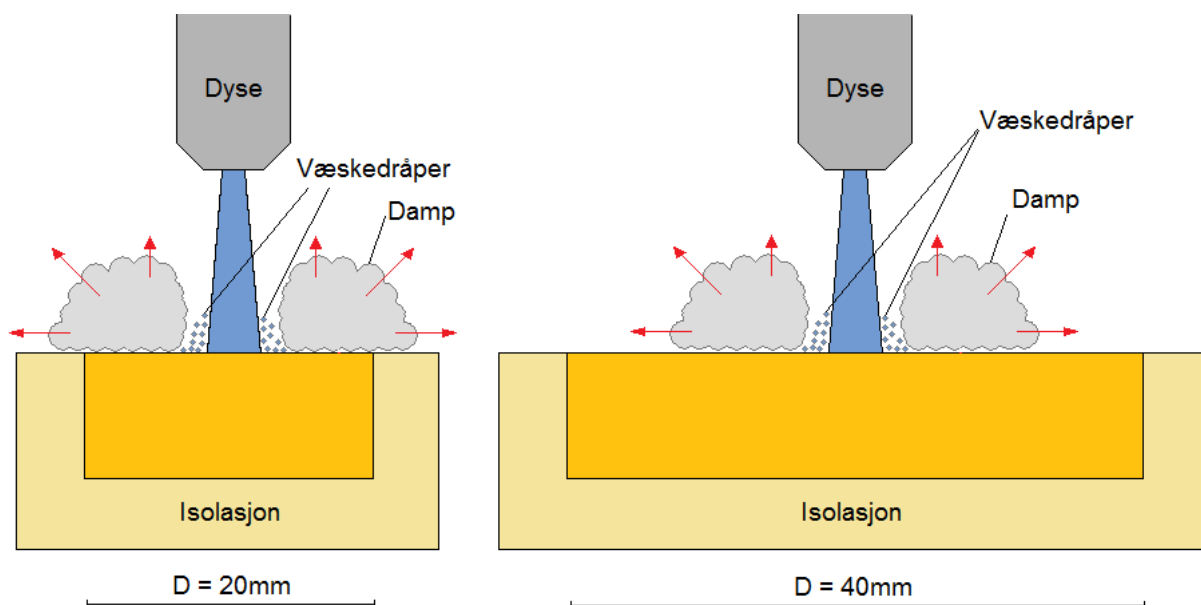
Figuren er ment å gi et bilde på hvordan temperaturgradienten antagelig ser ut i starten av nedkjølingen. Etter som nedkjølingen pågår, vil temperaturen i sylindrene synke i ulik grad. Temperaturen i kjernen vil i den store sylindren plukke opp en del av varmeoverføringen fra ytterkantene, og dermed synke tregere. Varmefluksen for den delens som sprayen dekker, vil være høyere enn den gjennomsnittlige varmekraften på kjøleflaten. Da vi i våre beregninger operer med gjennomsnittlig varmetap over flaten, vil verdiene bli for lave når temperaturgradientene er store. Etter hvert som temperaturen synker, vil temperaturgradientene bli lavere og dermed påvirke det gjennomsnittlige varmetapet i mindre grad. Derfor ser vi en økende varmekraft som i Figur 97.

Prosentvis vil sprayen dekke et større areal av kjøleflaten hos den lille sylindren. Dette gjør at temperaturen vil være mer uniform i horisontal retning å dermed påvirke resultatene i mindre grad.



Figur 99 - Temperaturgradienter i vertikal og horisontal retning. Figuren er laget for et tenkt tilfelle hvor kjølemediet kun dekker et lite området av kjøleflaten.

Selv om spraymønsteret kun dekker deler av flaten, vil det også være noe nedkjøling på resten av kjøleflaten. Sprøyen vil antagelig bøyes av, slik at kjølemediet treffer området på utsiden av spraymønsteret. Etter hvert som forsøket pågår, vil det antagelig dannes et væske-/damplag på toppen av kjøleflaten. Etter hvert som forsøket pågår og mer væske tilføres, kan det tenkes at væske-/damplaget øker i omkrets og nedkjøler større areal. Dette vil påvirke varmeoverføringen i den store kobbersylinderen i større grad da kjøleflaten har større omkrets.

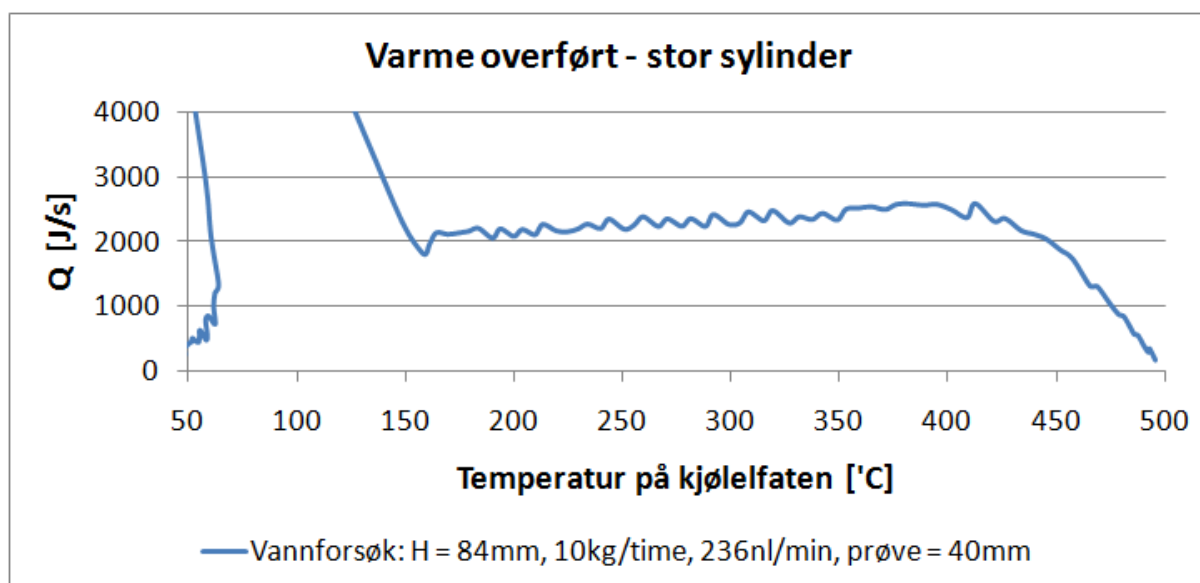


Figur 100 - Økt varmeoverføring på kjøleflatene kan skyldes at dampfilmen utvikler seg i løpet av forsøket.

Hvis dette er tilfellet, vil dette kunne påvises med å øke dyseavstanden. Ved økt dyseavstand, vil sprøyen dekke et større område av kjøleflaten og i større grad motvirke horisontale temperaturgradienter.

Figur 101 viser resultatene fra et forsøk hvor dyseavstanden er 84 mm. Vi ser at varmefluksen synker jevnt fra 400°C til 150°C . Det ble kjørt to forsøk ved denne dyseavstanden, og for

begge forsøkene synker varmekraften som funksjon av overflatetemperaturen. Det er derfor trolig at en kombinasjon av det utviklende vann-/damplaget og horisontale temperaturgradienter, er grunnen til tendensene i kurvene. Dette gjør at det blir vanskelig å avgjøre kjølemetodens radielle effekt.







Figur 101 - Varme overført ved maksimal dyseavstand (H = 84mm). Fra om lag 400 °C synker varmeoverføringen lineært som funksjon av overflatetemperaturen.

Varmerovergangstallet er en funksjon av varmeoverføringen. Da det i beregningene er antatt at dekningsgraden¹⁰ for spraymønsteret er lik 1, vil varmeovergangstallene – som er et gjennomsnitt over flaten - bli lavere ved mindre dekningsgrader. Praktisk sett betyr dette at varmeovergangstallene i de fleste tilfeller skal være høyere enn beregningene tilsier.

Tabell 21 er en oversikt over varmeovergangstall beregnet på basis av kjernetemperaturen. Det er valgt å lage en tabell for verdiene hvor kjernetemperaturen er 400 °C . Det er ønskelig å oppnå rask nedkjøling i temperaturområdet mellom 400-800 °C . I og med at varmeovergangstallet i teorien skal synke som funksjon av temperaturen, vil det laveste varmeovergangstallet eksistere ved 400 °C . Det vil også ta omlag 100 °C (fra 500 °C) før varmeovergangstallet har stabilisert seg.

¹⁰ Dekningsgraden er lik 1 hvis hele spraymønsteret dekker kjøleflaten. Ved høyere verdier vil spraymønsteret dekke et større område enn kjøleflaten.

Tabell 21 - Varmeovergangstall med usikkerheter beregnet ved 400 °C i kjernen - tofaseforsøk.

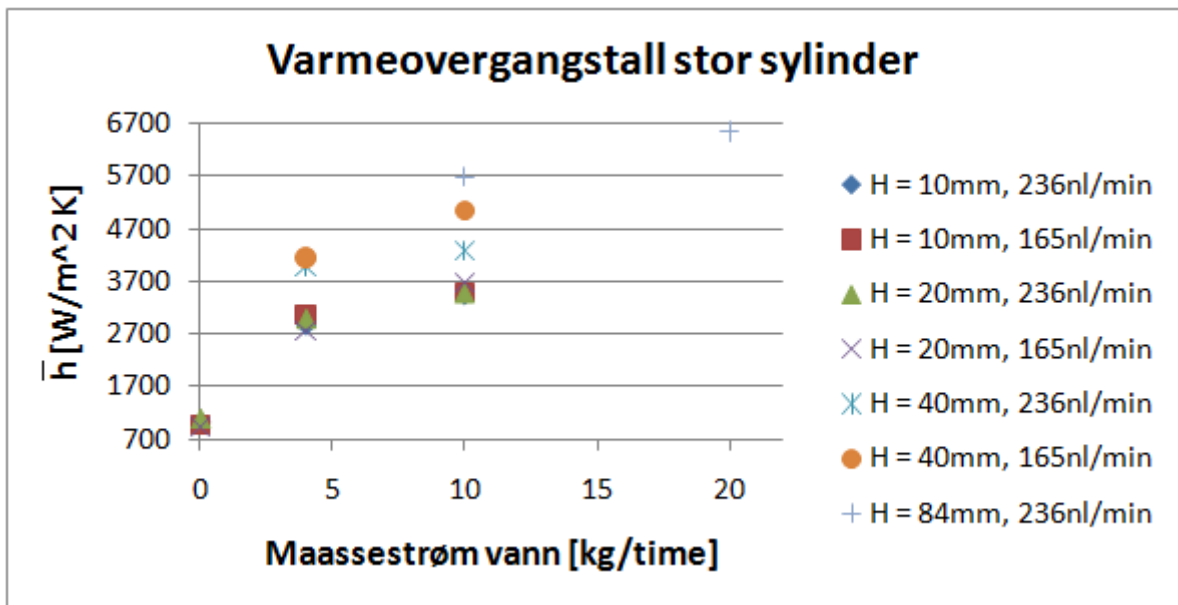
Massestrøm vann 		0 kg/time	4 kg/time	10 kg/time
Massestrøm gass 			Stor sylinder	
H = 10 mm	236 nl/min 	1017 ± 52	2859 ± 95	3431 ± 102
	165 nl/min	983 ± 57	3082 ± 98	3481 ± 1974
			Liten sylinder	
	236 nl/min	1989 ± 635	6374 ± 152	10144 ± 219
	165 nl/min	1601 ± 391		
			Stor sylinder	
H = 20 mm	236 nl/min	1075 ± 71	2979 ± 97	3467 ± 102
	165 nl/min	929 ± 565	2966 ± 97	3679 ± 105
			Liten sylinder	
	236 nl/min	1708 ± 420	7117 ± 163	11477 ± 245
	165 nl/min	1499 ± 371		
			Stor sylinder	
H = 40 mm	236 nl/min		3972 ± 109	4278 ± 114
	165 nl/min		4155 ± 122	5056 ± 125
			Liten sylinder	
	236 nl/min		10803 ± 232	13861 ± 295
	165 nl/min		15749 ± 336	16086 ± 343
			Stor sylinder	
Massestrøm vann 		10 kg/time	20 kg/time	
H = 84 mm	236 nl/min	5688 ± 135	6554 ± 149	

I tabellen ser vi at varmeovergangstallene øker med økte dyseavstand og vannmasser. Tallene øker også i tilfellene hvor gassmengdene senkes. Gassmengdene styres av hastigheten ut av dysa, og hastigheten øker med økt gassandel. Til et visst punkt, økes antagelig spredningsvinkelen etter som gassmengdene senkes. I og med at spraymønsteret kun dekker deler av kjøleflaten, vil sannsynligvis det gjennomsnittlige varmeovergangstallet over flaten øke ved økt spredningsvinkel.

For å se trendene klarere, er tabellverdiene satt inn i punktdiagram. I **Figur 102** ser vi at dyseavstanden har stor innvirkning på varmeoverføringen. Hvis vi hadde økt dyseavstanden ytterligere, ville vi antagelig sett at varmeovergangstallet ville sunket med økt dyseavstand.

Det er lite som skiller varmeovergangstallene ved dyseavstandene under 40 mm. Hastigheten på kjølemediet synker med økt avstand. Ved økte hastigheter inn mot kjøleflaten, vil kjølemediet penetrere dypere og komme nærmere kjøleflaten. Av den grunn skulle man tro at varmeoverføringen ville øke med lavere dyseavstander. Det er mulig at den minkede dekningsgraden motvirker effekten av hastighetsøkningen på kjølemediet.

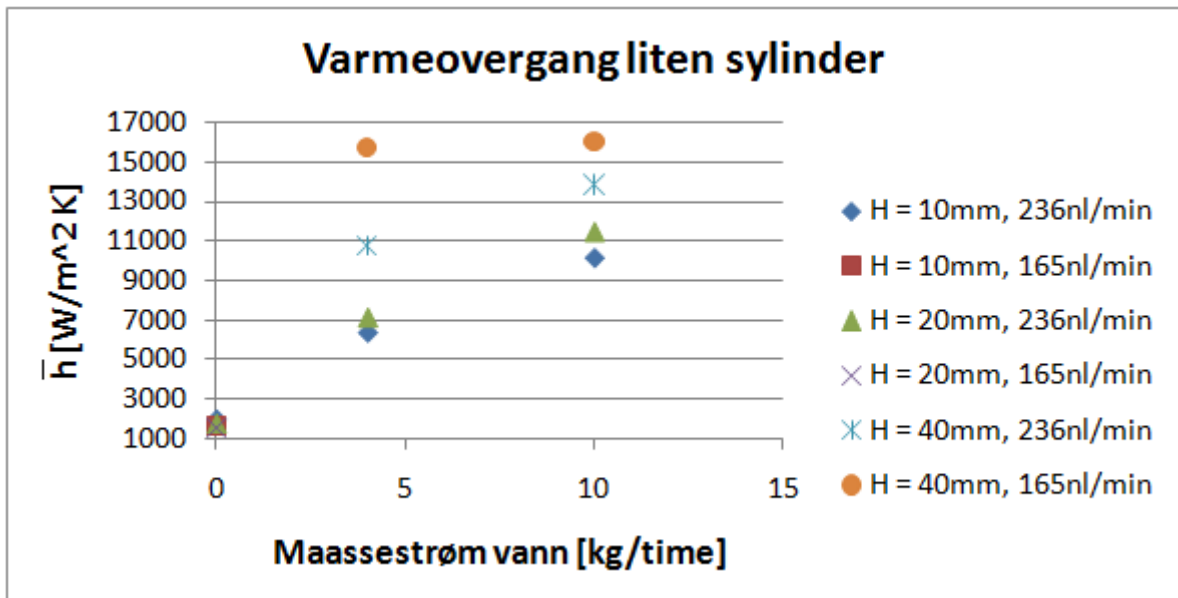
Ved høyere hastigheter, vil også dråpene prelle lettere av kjøleflaten. Det kan være dråpene tar opp mindre varme da de er i kortere kontakt med kjøleflaten. Det er ikke gjennomført nok forsøk til å kunne diskutere dette dypere.



Figur 102 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av massestrøm vann. Verdiene er hentet fra

Tabell 21 under overskriften stor sylinder.

Figur 103 viser at varmeovergangstallene for den lille kobbersylinderen er en del høyere enn for den store sylinderen. For disse forsøkene vil dekningsgraden være større enn for forsøkene kjørt med den store sylinderen. Likevel ser vi at varmeovergangstallene øker med dyseavstanden. Forsøket representert med oransje rundinger avviker noe fra trenden. Dette kan være en feilmåling, men etter som dette forsøket også har den største dyseavstanden, vil det muligens komme av at dekningsarealet nærmer seg 1. Hvis dette er tilfellet, ville vi antagelig sett at varmeovergangstallene ville sunket etter som dyseavstanden øktes. Da tiden ikke tillot det, er dette uheldigvis ikke blitt gjort.



Figur 103 - Varmeovergangstallene plottet som funksjon av massestrøm vann. Verdiene er hentet fra

Tabell 21 under overskriften liten sylinder.

Det har blitt kjørt forsøk med 20 kg/time vann og 235 nl/min gass. Av ligning (32), vil dette tilsvare en betaverdi lik 0,92. I forsøkene gjort av Zumbrunnen m. fl. er den største

betaverdien lik 0,86. Zumbrunnens forsøk er gjennomført på en annen måte enn våre forsøk. Uten å trekke en konklusjon, kan det se ut til at det maksimale varmeovergangstallet oppnås ved betaverdier mellom 0,86 og 0,92.

6.4 Feilkilder:

I forsøkene vil det være noen feilkilder som ikke er tatt med i usikkerhetsanalysen. Feilkilder er systematiske feil som i hovedsak kommer av forenklinger og uperfekte målemetoder. Med noen få unntak, vil de samme feilkildene gjelde for enfase- og tofase forsøkene. Da tofaseforsøkene går raskere enn enfase forsøkene, vil feilkildene ha en større betydning i tofaseforsøkene. Mange av feilkildene diskutert i dette delkapittelet, er utdypet grundigere i andre deler av teksten.

Forsøksparametrene endres fra forsøk til forsøk. Dysen flyttes og massestrømmene endres. varmeoverføringen synker med distansen fra stagnasjonspunktet. Det maksimale varmeovergangstallet oppnås i det stagnasjonspunktet ligger loddrett over kjøleflatens senter. I virkeligheten vil dysen aldri stå perfekt sentrert i senter av kjøleflaten. Av den grunn vil varmeovergangstallene – i varierende grad - bli noe lavere enn hva teorien tilsier. Ved mindre kjøleoverflater, vil varmeovergangstallene være høyere og feilkilden større enn for større overflater. Dette kommer av at varmeovergangstallene beregnes som et gjennomsnitt over kjøleflaten. Feilkilden er vanskelig å kvantifisere da man ikke vet hvor mye dysen kan være feilstilt. Hvis man vet hvor mye den er feilstilt, kan man benytte korrelasjonene fra Tabell 15 for kvantifisere feilkilden.

Massestrømmene justeres ved hjelp av måleutstyr. Måleutstyret har en usikkerhet som er symmetrisk i hver retning og vil dermed ikke være en feilkilde.

Temperaturmålingene er gjort med et termoelement som har en usikkerhet i målingene, samt en feilkilde grunnet responstiden. Responstid betyr at termoelementet tidsmessig vil henge etter den virkelige temperaturen i målepunktet. Ved store temperaturendringer, som i starten av kjøleprosessen, vil temperaturmålingene være noe lavere enn den virkelige temperaturen i målepunktet. Effektivt sett betyr dette at varmeovergangstallene skulle vært noe høyere i områdene med store temperaturendringer.

Termoelementet stikkes inn i et hull i siden på sylindrene. Da det vil være usikkerhet i maskineringen av hullet, vil det også vær usikkerhet om termoelementet faktisk måler temperaturen i massesenteret av prøven. Termoelementet er tatt ut og inn flere ganger i løpet av forsøkene. Det kan også være at termoelementet ikke er dyttet godt nok inn i hullet i noen av tilfellene. Hvis ikke termoelementet står i midten av sylindren, vil det forekomme en feilkilde i forsøkene hvor temperaturgradientene ikke kan antas ensrettet i vertikal retning. Praktisk sett vil dette bety at fasongen på varmeovergangskurven vil påvirkes noe.

Mellom hvert forsøk måles gasstemperauren. Temperaturen på gass vil synke (om lag 1°C) underveis i forsøkene og kan dermed ikke antas konstant. Ved lavere gasstemperaturer vil temperaturdifferansen mellom kjøleflate og gass øke. Da denne økningen i beregningene ikke er tatt med, vil varmeovergangstallet i beregningene bli marginalt (under 1%) høyere enn virkeligheten.

I gassforsøkene kjørt med tofasedysen, er forsøkene kjørt i et lukket kammer. Temperaturen i kammeret vil øke etter som forsøket pågår. Ved noen stikkprøver er det blitt estimert at temperaturen i kammeret øker 5-10°C i løpet av forsøkene. Da temperaturen er målt i starten av forsøket, vil den virkelige temperaturdifferansen synke underveis i forsøket. Dette er det

heller ikke tatt hensyn til, og vil dermed effektivt bety at de beregnede varmeovergangstallene blir lavere (om lag 1%) enn virkeligheten.

I beregningene er det antatt at luft og nitrogengass blandes på vei ned mot flaten. Da dyseavstanden endres, vil også blandingsraten endres. I beregningene er denne antatt konstant for alle forsøk og følger ligning (23). Ved små dyseavstander vil mindre luft blandes inn, og dermed påvirke gassens temperaturendringer i mindre grad. Dette betyr at varmeovergangstallene ved små dyseavstander blir for høye slik at fasongen på varmeovergangskurven påvirkes noe. Antagelig ville varmeovergangstallene ved små dyseavstander vært mer konstante om dette hadde blitt tatt hensyn til.

I tofaseforsøkene er det som en forenkling antatt at vanntemperaturen er konstant lik $15^{\circ}C$ og at gasstemperaturen er konstant lik $20^{\circ}C$. Vi vet at temperaturen på gassen vil variere, men da vann har mye høyere varmekapasitet og massetetthet, vil dette påvirke resultatet i svært liten grad. Hvis temperaturen på vannet endres, vil varmeovergangstallet påvirkes.

Det er boret et hull i kobbersylinderne for å få plass til termoelementet. I den store kobbersylinderen er av maskineringsproblemer boret tre små hull med forskjellig lengde. I beregningene er det ikke tatt hensyn til at det er hull i metallet. Dette er gjort fordi termoelementet i seg selv også er laget av metall med omtrent samme egenskaper. Feilkilden vil antagelig ha svært liten påvirkning på det endelige resultatet.

I virkeligheten er ikke temperaturgradienten lineær som antatt i beregningene. Overflatetemperaturen vil være lavere i virkeligheten enn ved den antatte lineære sammenhengen. Ved mindre temperaturdifferanser mellom kjøleflate og kjølemedium, vil varmeovergangstallene i virkeligheten være høyere enn i beregningene. Størrelsen på feilkilden vil bli videre diskutert i den numeriske analysen delkapittel 7.2.

I teoridelen for enfase gassforsøk er det antatt at varmeovergangstallene skal forbeholde seg uendret som funksjon av tiden. Etter hvert som tiden går i forsøkene, synker temperaturene. Den gjennomsnittlige gasstemperaturen, \bar{T}_{gass} , synker også. I delkapittel 2.1.2 ”*Tre viktige faktorer*”, kommer frem at de termiske egenskapene endres noe med temperaturen. Dette vil være en liten feilkilde som antagelig ikke påvirker resultatene i særlig grad.

Naturlig konveksjon vil ikke virke når tvungen konveksjon (kjøling ved hjelp av kjølemediet) virker. Hvis da den naturlige konveksjonen spiller en viktig rolle i varmetapet, vil dette være en reell feilkilde. Av Kreith (28) er naturlig konveksjon over runde rør gitt som $6 W / m^2 \cdot K$. Over runde rør, vil konveksjonen være noe lavere enn over vertikale flater som i vårt tilfelle, men dette vil ha marginal virkning. Over den kjøleflaten til den store sylinderen, vil $6 W / m^2 \cdot K$ tilsvare i underkant 1 W. Dette er om lag 3 % av varmetapet, og vil ikke ha betydelig innvirkning på resultatene.

Varmetapskorrelasjonene for isolasjonstypene er ikke gode nok. Dette er en relativt stor feilkilde som påvirker varmeovergangstallet i stor grad. Dette er diskutert i delkapittel 6.2.3.

6.5 Konklusjon

Enfase gassforsøk:

Gassforsøkene gir en del lavere varmeovergangstall enn hva teorien tilsier. Dette kan komme av de nevnte feilkildene i forrige delkapittel eller feil tolkning av teorien. Ved lave trykk er det rimelig god overensstemmelse mellom Burmeisters teori og forsøksresultatene. Ved trykk over 3 barg avviker resultatene i økende grad fra teorien.

Vi oppnådde de beste resultatene ved korte dyseavstander og høye trykk. Det største varmeovergangstallet ble oppnådd for den lille kobbersylinderen ved 7 barg og en dyseavstand på 10 mm. Den mest effektive varmeoverføringen per masse kjølemedium, oppnås ved små dyseavstander og lave trykk. Ved høye trykk vil metallet kjøles raskere, men man vil også bruke mer kjølemedium.

Tofase vann-/gassforsøk:

Da det ikke er funnet relevant teori, er det vanskelig å koble forsøksresultatene opp mot teorien. Resultatene i våre forsøk er av samme størrelsesorden som vannforsøkene gjort av Leacadio m. fl. (26).

Vi oppnådde de beste resultatene ved store dyseavstander, største vannmengder og minst luftmengder. Varmeovergangstallene øker ved dyseavstanden da kjøleflaten i større grad dekkes av spraymønsteret ved store dyseavstander. Det faktum at spraymønsteret ikke dekker hele kjøleflaten, ødelegger en del for analysen. Det vil derfor være umulig å si noe om kjøleeffekten som funksjon av radius på kjøleflate.

Vi kan uten tvil konkludere med at kjøleeffekten forbedres i stor grad av å tilføre væske til gasstrømmen.

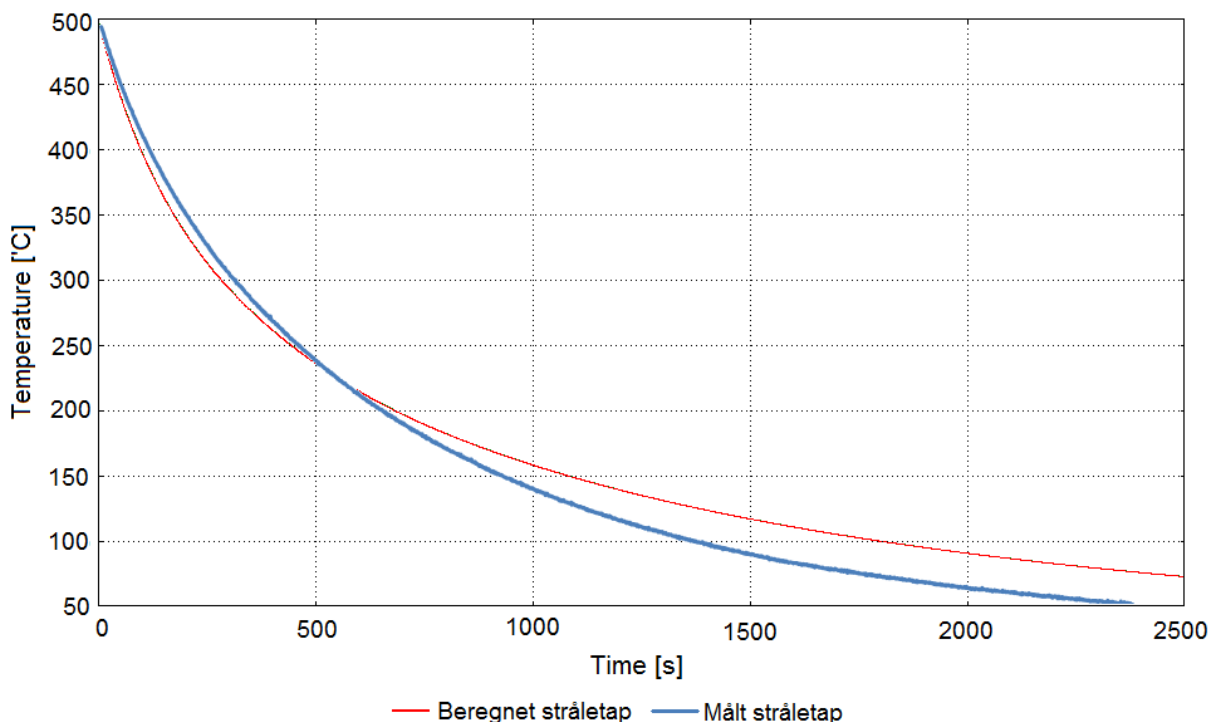
7 Numerisk analyse

7.1 Kvantifisering av feilkilde i datareduksjonsmodell:

I analysen skal det undersøkes hvordan varmen brer seg innad i kobbersylindren. Dette for å kunne sammenligne teori med resultatene en får ut av datareduksjonsmetoden. I datareduksjonsmetoden er det brukt en lineær sammenheng for temperaturberegningen fra kjernen til toppen av kobbersylindren. Denne tilnærmingen er klart ikke korrekt, men med denne analysen vil det estimeres hvor feil antagelsen vil være.

Analyse av varmetap:

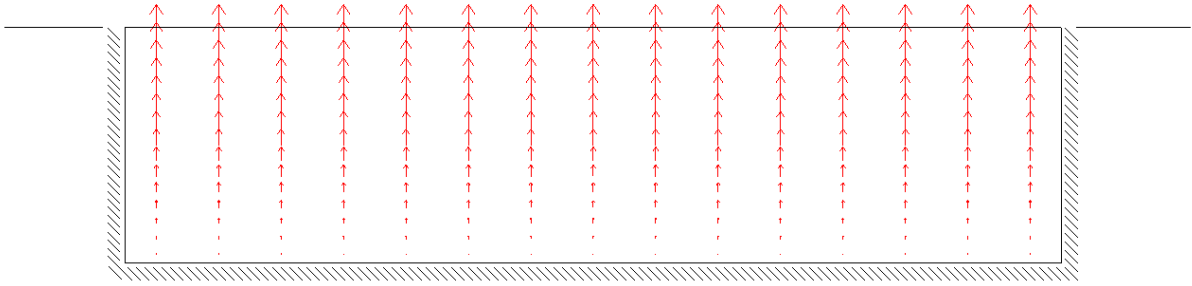
I alle numeriske analysene brukes *Comsol Multiphysics* av *Comsol AB*. Analysen tar høyde for strålingen som pågår gjennom hele forsøket fra kobbersylindren. I figur 104 sammenlignes det målte varmetapet med det varmetapet som brukes i den numeriske analysen. Den røde streken som representerer varmetapet i numerisk analysen, kunne gjerne truffet bedre over ens med det målte varmetapet. Da alle varmetapsmekanismene ikke er funnet, er det valgt å bruke strålingstap på alle flater. Dette vil ikke være fysisk riktig, men praktisk sett vil det ikke ha noen betydning da tapene er såpass små. Emissiviteten på alle flater er satt til 0,9 (som er relativt høyt). Dette er valgt for å treffe det virkelige tapet best mulig i starten av varmetapet, hvor tapene har størst innvirkning på resultatet.



Figur 104 –Temperaturrendring grunnet strålingstap fra kobbersylinder som funksjon av tid. Blå kurve representerer varmetapene ved bruk av kleberstein (for den store sylindren) som isolasjonsmateriale.

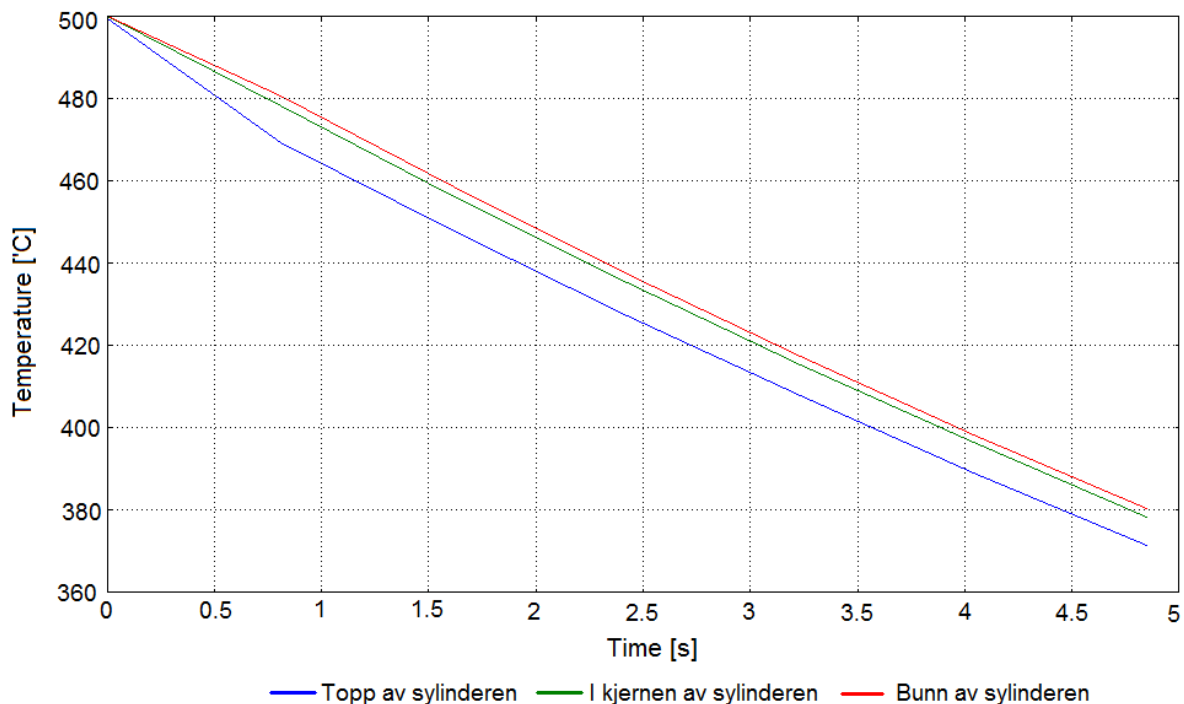
Kjøling:

Figur 105 viser hvordan varmetapet i hovedsak virker i vertikal retning ut av kjøleflaten når kjøling pågår. Det vil være noen tap ut av veggene mot isolasjonen, men disse er små i forhold til kjøleeffekten på kjøleflaten.



Figur 105 – Tverrsnitt av kobbersylinder inne i isolasjon - temperaturen øker hovedsakelig i vertikal retning.

De numeriske beregningene viser at temperaturdifferansen mellom topp og bunn absolutt ikke er lineær. Figur 106 viser hvordan temperaturen vil variere respektivt i toppen, kjernen og i bunnen av sylinderen. Med et varmeovergangstall på $2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$, vil temperaturdifferansen mellom topp og bunn være omlag 10°C . Mellom toppen og kjernen vil temperaturdifferansen være $7,5^{\circ}\text{C}$. Hvis det antas en lineær temperaturendring, vil svaret være $2,5^{\circ}\text{C}$ større enn beregnet i det numeriske forsøket. Dette tallet gjelder kun i temperaturområdet rundt 460°C i kjøleprosessen og $h = 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$.



Figur 106 - Temperaturdifferansen mellom toppen, kjernen og bunnen av sylinderen,
 $\bar{h} = 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$.

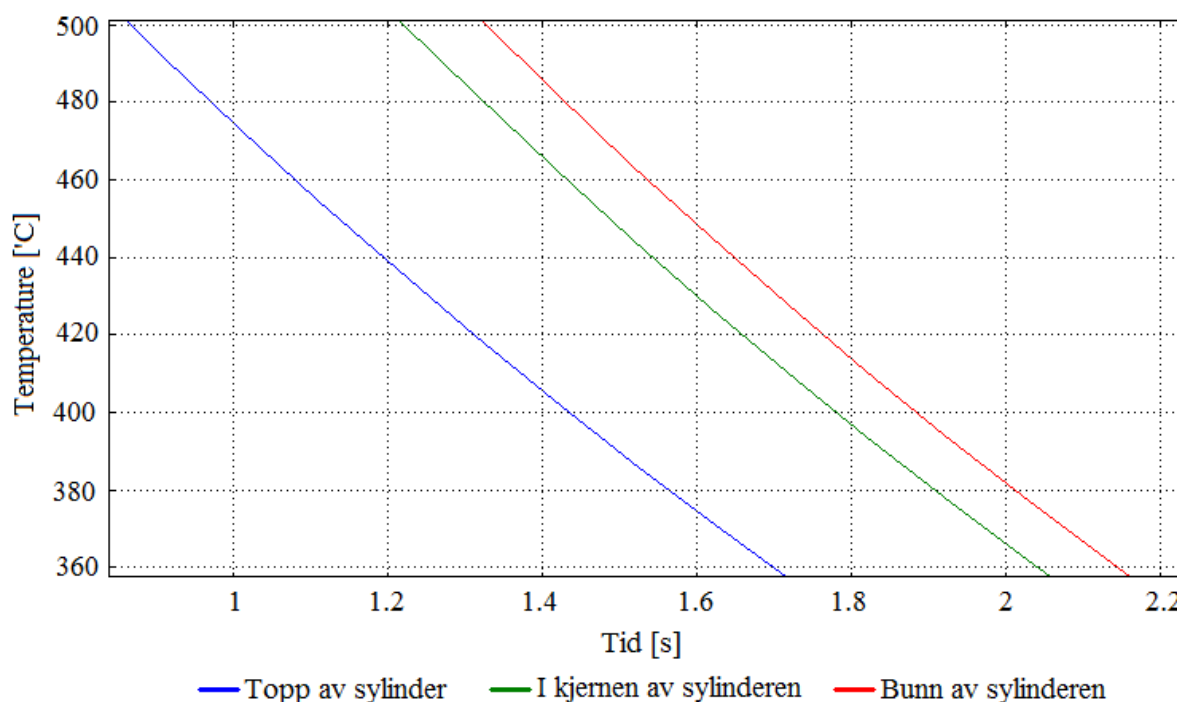
Ligning (33) er en modifisert versjon av ligning (18). Ved bruk av denne kan vi kvantifisere hvor stor feilen vil være ved gitte parametre.

$$\frac{h_{\text{amtagelse}}}{h_{\text{virkelig}}} = \frac{(T_{\text{kjøleflate}} - 2,5^{\circ}\text{C}) - T_{\text{gass}}}{T_{\text{kjøleflate}} - T_{\text{gass}}} \quad (33)$$

Hvis kjøleflaten er 400°C og gasstemperaturen er 20°C , vil varmeovergangstallet være

99,34% av det virkelige varmeovergangstallet. Hvis varmeovergangstallet er $2000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, vil varmeovergangstallet i våre beregninger være $13,16 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ for lite. Dette er en relativt liten feilkilde sammenlignet med usikkerheten i varmeovergangstallet.

Figur 107 viser en numerisk beregning hvor varmeovergangstallet er endret til $16000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Dette er gjort for å se hvor stor feilen kan bli i forsøkene kjørt med vann. Som vi ser på figuren, er temperaturdifferansen mellom toppen og bunnen om lag 60°C . Mellom bunnen og toppen av sylindere er temperaturdifferansen om lag 80°C . Ved å anta en lineær gradient, vil den antatte temperaturdifferansen være om lag 40°C . Dette er en feil på 20°C . Bruker vi ligning (33), vil feilen i varmeovergangstallet være 94,73% av det virkelige varmeovergangstallet. Effektivt sett vil varmeovergangstall i våre beregninger være $842 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ for lite.



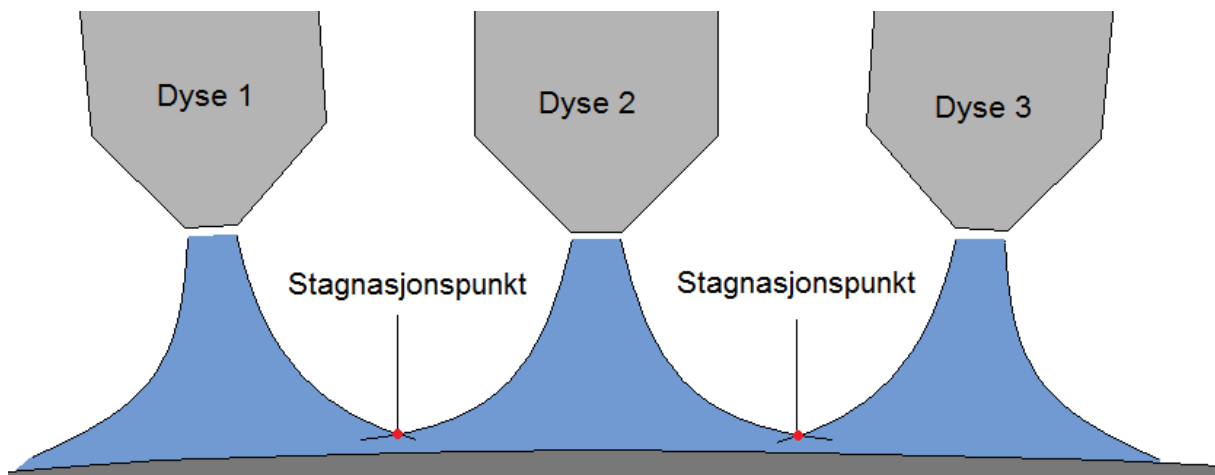
Figur 107 – Temperaturdifferansen mellom toppen, kjernen og bunnen av sylindere, $\bar{h} = 16000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

7.2 Kjølemetoden benyttet i en virkelig sveiseprosess:

For dagens kjølemetode er det brukt nitrogengass for å kjøle ned stålrørene som har noe forskjellige egenskaper. Det antas at gassen treffer stålrørene med en temperatur på 15°C , og at rørene kjøles kun fra utsiden.

For å etterligne dagens kjølemetode, er det valgt å bruke et varmeovergangstall på $1000 \text{ J/m}^2 \cdot \text{K}$. I den virkelige kjøleprosessen settes dysene i en ring rundt sveiseområdet for å kjøle den fra utsiden. Da dysene står relativt nær hverandre, vil dette påvirke effekten av kjølingen. Mellom hver dyse vil kjølemediet kollidere og skape stagnasjonspunkter. Hvor mye dette vil senke varmeovergangstallet er ikke blitt vurdert i denne avhandlingen, men det er mulig at varmeovergangstallet er enda litt lavere enn antatt¹¹.

¹¹ Martin (29) tar i kapittel III for seg hvordan varmeovergangstallet påvirkes ved bruk av flere dyser.



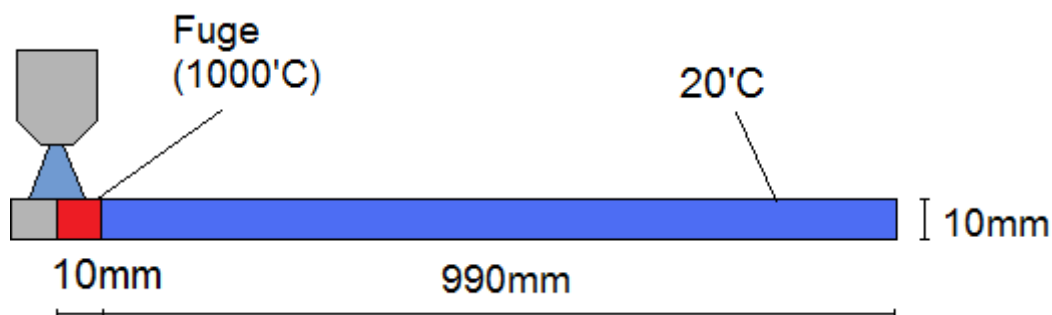
Figur 108 - Stagnasjonspunkt mellom dysene.

For å gjøre de numeriske beregningene, er det valgt å bruke ståltypen AISI 4340. Ståltypen ligger i standardbiblioteket til COMSOL og har termiske egenskaper som er nærliggende de materialene som skal brukes i sveiseprosessen. Egenskapene til det valgte metallet presenteres i tabell 22.

Tabell 22 - Termiske egenskaper rør brukt i kjøleprosess:

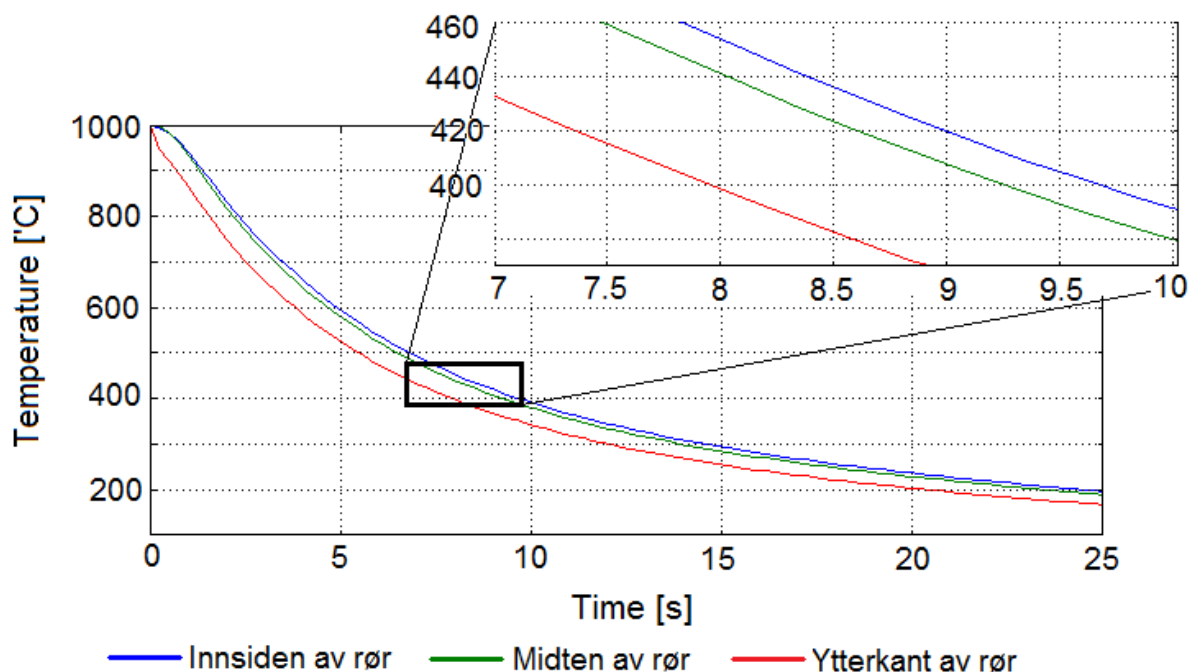
Beskrivelse	Verdi	Benevning
Termisk konduktivitet	44.5	$W / m \cdot K$
Massetetthet	7850	kg / m^3
Spesifikk varmekapasitet	475	$J / kg \cdot K$

Figur 109 viser hvordan geometrien ser ut i de numeriske beregningene. Da det vil være symmetri om stagnasjonspunktet like under dysa, er det valgt å se på varmetap på den ene siden. Det er valgt å se på temperaturforløpet av tre punkter av rørveggen (ytterside, midt inni og innsiden av røret). Punktene er satt loddrett i symmetrilinjen for å kunne følge temperaturforløpet inne i metallet. Det er valg å gjøre røret 1 m langt da mye av varmeoverføringen vil skyldes diffusjon i rørveggen. Det er antatt at fugen er 10 mm, og at temperaturen er $1000^{\circ}C$ og uniform i hele fugen. Det antas for enkelhetsskyld at resten av røret holder $20^{\circ}C$. Det antas også at varmeovergangstallet er uniformt over hele yttersiden av fugen. I tillegg til nedkjølingen, er det lagt til et stråletap med en emissivitet på 0.9. Stråletapet er bestemt på basis av varmetapet diskutert i delkapittel 7.1. Det antas at kjølemediet har en temperatur på $15^{\circ}C$.



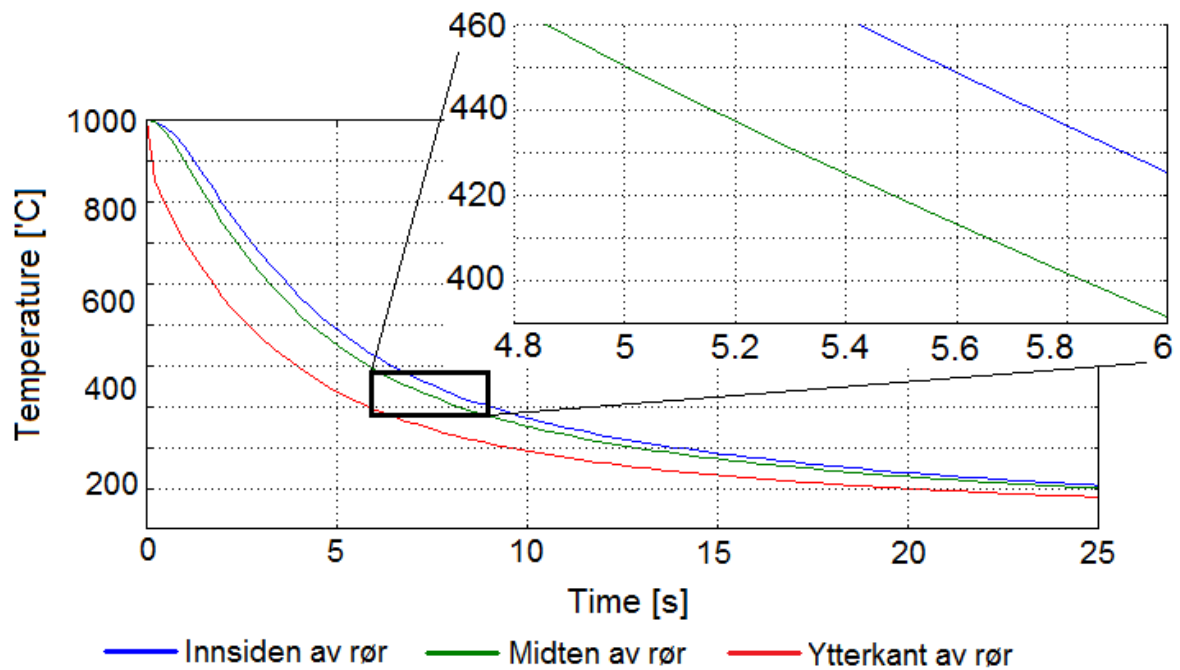
Figur 109 - Tverrsnitt brukt de numeriske beregningene.

Figur 110 viser hvordan det numerisk beregnede temperaturforløpet endres som funksjon av tiden. Hvis de numeriske beregningene er gjort riktig, skal dagens kjølemetode ved 400°C bruke om lag 1,7 sekunder på å kjøle ned fugen 60°C .



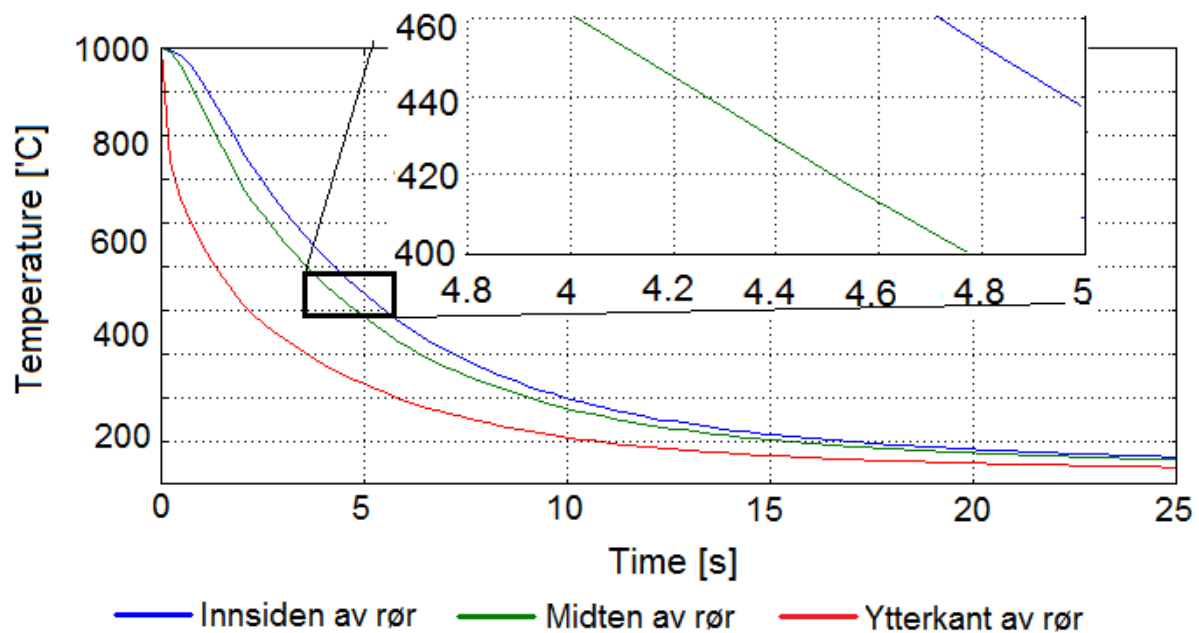
Figur 110 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{gass} = 15^{\circ}\text{C}$, $h = 1000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$, $\varepsilon = 0,9$) - Dagens kjølemetode.

Da temperaturforløpet i dagens metode er presentert, er det på tide å undersøke hvor høyt varmeovergangstall som behøves for å oppnå temperaturfallet på 60 K/s ved 400°C . Figur 111 viser et temperaturforløp som oppnår kjølekravet. Figuren er laget ved å manuell iterasjon og avlesning av temperaturkurven. Den grønne streken - som representerer temperaturen i midten av rørveggen - er den av temperaturene som synker tregest i området rundt 400°C . Når denne temperaturen synker ved om lag 60 K/s , vil også de resterende temperaturene synke like raskt, eller raskere. Resultatet av iterasjonen ga et varmeovergangstall på om lag $4000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$.



Figur 111 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = 15^{\circ}C$, $h = 4000 W / m^2 \cdot K$, $\varepsilon = 0,9$.)

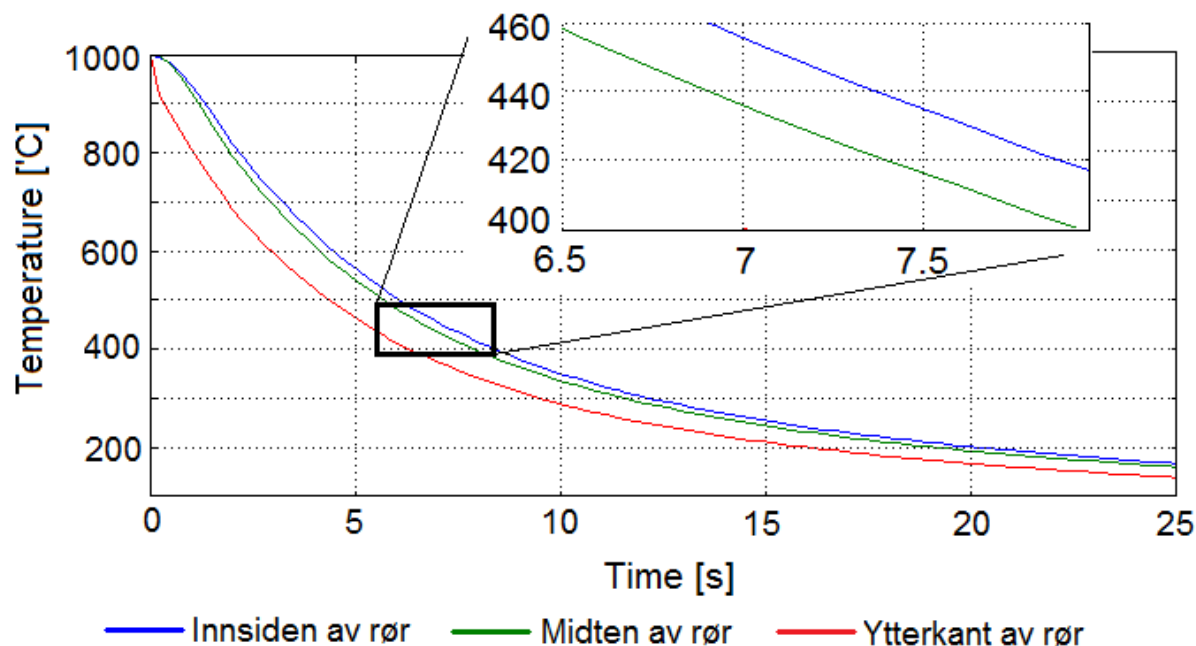
Den termiske konduktiviteten til stål er generelt ikke imponerende. Med en verdi på rundt $45 W / m \cdot K$, vil resistansen i materialet muligens være stor. For å undersøke effekten av resistansen, er det valgt å doble varmeovergangstallet til $8000 W / m^2 \cdot K$. Figur 112 viser hvordan temperaturkurven vil se ut ved et varmeovergangstall på $8000 W / m^2 \cdot K$. I COMSOL er det zoomet inn på i grafen og hvor det er funnet at temperaturfallet ved $400^{\circ}C$ er om lag 125 K/s. Dette betyr at en doubling av varmeovergangstallet fra $4000 W / m^2 \cdot K$ til $8000 W / m^2 \cdot K$, gjør at varmefluksen øker med om lag 108%. Dette betyr at konduktiviteten ikke vil skape noe særlig resistans ved de valgte temperaturer og varmeovergangstall.



Figur 112 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = 15^{\circ}C$, $h = 8000 W / m^2 \cdot K$.)

Ved varmeovergangstall over dette, vil resistansen skapt av den termiske konduktiviteten bli høyere å begrense varmeoverføringen i større grad.

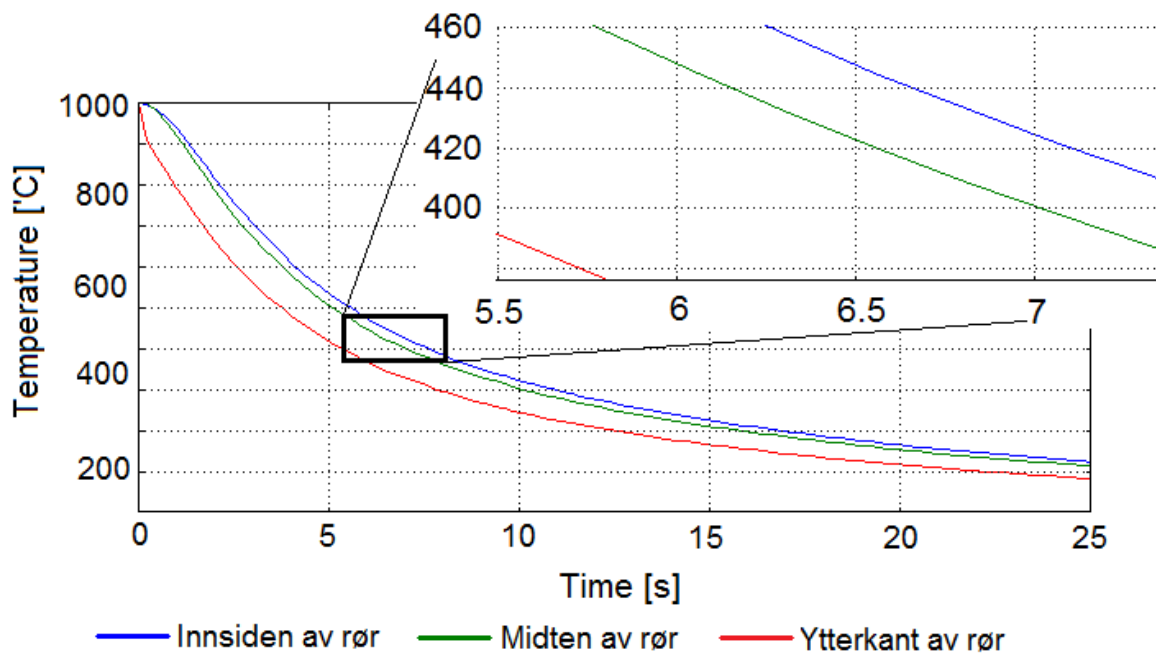
Ved bruk av vann er varmeovergangstall over $8000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ nådd i forsøkene. Likevel kan det ved bruk av andre kjølemedier vise seg vanskelig å nå $4000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Det er derfor valgt å se på et varmeovergangstall på $2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Figur 113 viser temperaturkurven for det nye varmeovergangstallet. Ut i fra figuren kan vi se at temperaturen faller om lag 43°C mellom 6,5 og 7,5 sekunder. Dette gir et gjennomsnittlig temperaturfall på 43 K/s , noe som ikke er tilstrekkelig.



Figur 113 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{\text{kjølemedie}} = 15^\circ \text{C}$, $h = 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$).

Ved å senke temperaturen på kjølemediet, vil veggtemperaturen i ytterveggen av røret også synke ytterligere. Dette gjør at temperaturdifferansen innad i metallet øker. Det er valgt å undersøke om det lar seg gjøre å oppnå kjølekravet med det realistiske varmeovergangstallet på $2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Ved å bruke et kjølemedium som holder en temperatur på -100°C vil muligens kjølekravet oppfylles. Effekten av dette vises i Figur 114.

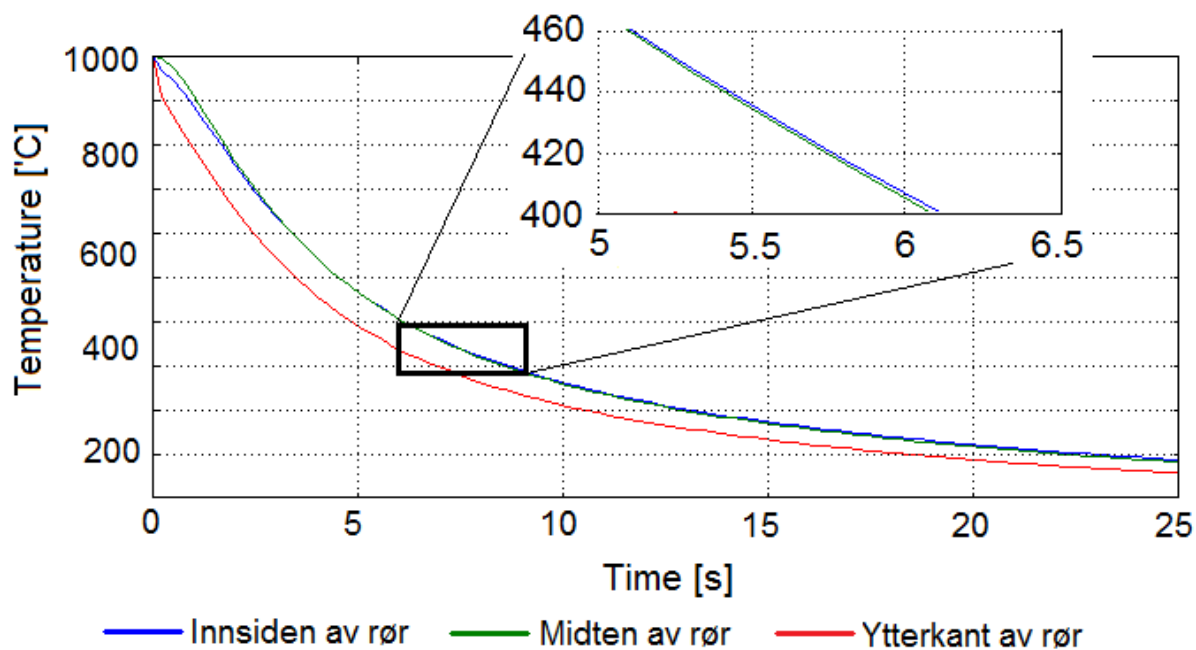
Sammenlignet med et kjølemedium som holder en temperatur på 15°C , vil kjøleraten øke om lag 5 K/s . Dette er en svak økning på 12% som ikke gir de store utfallene. Temperaturfallet ved 400°C er fremdeles ikke tilstrekkelig.



Figur 114 – Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, $T_{kjølemedie} = -100^{\circ}C$, $h = 2000W / m^2 \cdot K$).

Det er fremdeles én mulighet igjen som kan gjøre det mulig å oppnå kjølekravet på 60 K/s. Ved å kjøle stålrøret med gass fra innsiden, vil stålrøret kjøles enda litt raskere. Gassen vil ikke kunne sprayes på som fra utsiden, noe som vil gjøre kjølingen fra innsiden vil bli noe mindre effektiv. For å øke varmeoverføringen på innsiden, kan det være lurt å tilsette små væskedråper til gasstrømmen. Væskedråpene vil øke de termiske egenskapene til kjølemediet, og muligens gjøre det mulig å oppnå kjølekravet.

For å oppnå kjølekravet, er det ved manuell iterasjon funnet ut at varmeovergangstallet på innsiden av røret må være på om lag $700 W / m^2 \cdot K$. Dette mener jeg er en oppnåelig verdi, spesielt hvis det velges å tilsette små dråper til gasstrømmen. Figur 115 viser temperaturkurven for den sistnevnte kjølemetoden. Temperaturen i midten av rørveggen faller med 60 K/s og innfrir dermed det strengeste kjølekravet.



Figur 115 - Temperatur kjøleflate som funksjon av tiden (Stålrør, på utsiden er $T_{kjølemedie} = -100^{\circ}C$, på utsiden er $T_{kjølemedie} = 20^{\circ}C$, $h_{ytre} = 2000 W / m^2 \cdot K$ og $h_{indre} = 700 W / m^2 \cdot K$ på innsiden).

Det er kun noen av ståltypene i den virkelige kjøleprosessen som må kjøles med en kjølerate på 60 K/s. For de andre metallene bør det være mulig å senke væskemengdene for å gjøre kjøleprosessen mer effektiv, sett fra et økonomisk synspunkt.

8 Oppsummering, Konklusjon og anbefalinger

Kjølemediene har generelt de beste termiske egenskapene i væskefase. Fordamping krever mye energi og vil gjøre at kjøleeffekten blir svært god. Karbondioksid ser ut til å være det mest lovende av kjølemediemerkandidatene, tett etterfulgt av nitrogen. I det karbondioksid i væskeform slippes ut i atmosfærisk luft, vil fluidet ekspandere og ta til seg varme. Kjølemediet vil da ta gassform slik at sveiseområdet i liten grad blir forurenset.

I dagens kjølemetode brukes det nitrogengass. Fokus har ligget på å undersøke kjøleeffekten når man tilsetter væske til gassen. For å forenkle testforsøkene, har det blitt brukt vann som tilsetning til gassen. Selv om vann ikke kan benyttes i den virkelige kjøleprosessen, har vi tilegnet oss kunnskap om hvilke effekter som spiller inn ved væsketilførsel.

Det ble valgt å kjøre transiente forsøk. Kontinuerlige forsøk ville antagelig gi mer utdypende svar, men ville også være vanskeligere å gjennomføre og ta mer tid. Det er valgt å bruke induksjonsspole som oppvarmingsmetode som også brukes i sveiseforsøk. Dette har forenklet kjøring og byggingen av testtrikken noe, og gjort at det kan kjøres forsøk i – kombinasjon med sveising – med testtrikken utover det arbeidet som er lagt i denne avhandlingen.

To forskjellige kobbersylindere er brukt i forsøkene. Kobber er valgt grunnet sine unike termiske egenskaper. Størrelsesforskjellen på sylindrene gjør at det er mulig å undersøke kjølemetodens effekt i radiell retning.

I enfase gassforsøkene er det brukt en ”hjemmelaget” dyse med 2 mm diameter i dyseåpning. Denne har noe mindre åpning enn tofasedysen som er kjøpt av *Spraying Systems Co.* Tofasedyden er en *air atomizing nozzle* som mikser vann og gass internt i dysen. Målingene er datareduert om til varmeovergangstall, som forteller hvor effektiv den konvektive varmeoverføringen er i de forskjellige forsøkene. Resultatene er presentert med usikkerheter og det er gjort en analyse på hva som skaper usikkerhetene.

I enfase – gassforsøkene – har det vist seg at de beste varmeovergangstallene oppnås ved små dyseavstander og høye trykk. Den mest effektive kjølemetoden med tanke på gassmengde, oppnås ved små dyseavstander og lave trykk. Det ble her oppnådd varmeovergangstall på opp mot $2267,57 \pm 332 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Hvis man da vil ha best mulig kjøling per masse gass brukt, vil det lønne seg å bruke en kjølemetode med lave trykk og små dyseavstander.

Tofase – vann-/gassforsøkene – gir mye bedre kjøleeffekt enn enfase forsøkene. Ved en målt temperatur i kobbersylinderen på 400°C ble det oppnådd et varmeovergangstall på opp mot $16086 \pm 343 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. De beste resultatene ble oppnådd ved høy dyseavstand, høy vannmengde og lav gasstrøm. Dette er motstridende med teorien. Dette kommer antageligvis av at kjølemediet – ved de nevnte parameterne – dekker større deler av kjøleflaten enn ved parameterne som burde ha gitt de beste resultatene. I senere forsøk burde bedre tilpassede dyser benyttes slik at spraymønsteret dekker hele kjøleflaten til en hver tid.

I forsøkene forekommer det en del feilkilder. I beregningene av varmeovergangstallet er det trukket fra varmetap som ikke skyldes konvektiv varmeoverføring til kjølemediet. Tapene trekkes fra ved hjelp av varmetapskorrelasjoner basert på forsøk. Dette er den største feilkilden i resultatene, og vil være mulig å unngå/gjøre bedre. Varmetapskorrelasjonene bør ta hensyn til at isolasjonen også kjøles underveis i forsøkene, og ta hensyn til at varmeoverføringen varierer i forsøkene. Det vil antagelig være letter å lage varmetapskorrelasjoner hvis man benytter bedre isolasjonsmaterialer som ikke trekker til seg

noe væske.

I resultatene ser man at det tar litt tid før varmeovergangstallene stabiliserer seg. Tiden kan antagelig minskes noe da det er benyttet plastikkslanger som utvider seg noe under trykk. Hadde vi heller benyttet jern rør, ville vi sannsynligvis minsket stabiliseringstiden noe.

Det er kjørt numeriske beregninger for å undersøke hvor effektiv kjøleeffekten må være i en virkelig kjøleprosess. I de numeriske beregningene er det brukt stålrør av typen *AISI 4340* med en tykkelse på 10 mm. Kjøles røret fra utsiden med et kjølemedium på 15°C, vil varmeovergangstallet måtte være om lag $4000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ for å kunne oppnå en kjølehastighet på 60 K/s ved 400°C. Ved å kjøle røret fra innsiden med lavere temperatur på kjølemediet, vil det la seg gjøre å oppnå oppnåelige kjølekravet ved relativt rimelige parametere.

Tabell 23 – Parametere hvor kjølekravet oppnås med relativt rimelige parametere:

Beskrivelse	Verdi
Varmeovergangstall, utsiden	$2000 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$
Temperatur kjølemedium, utsiden	-100°C
Varmeovergangstall, innsiden	$700 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$
Temperatur kjølemedium, innsiden	15°C

9 Forslag til videre arbeid

I første omgang bør man i videre arbeide fokusere på bruk av realistiske kjølemedier som karbondioksid. Vann kan som kjent ikke benyttes. En ny testtrigg må da bygges da flere deler av dagens testtrigg ikke kan benyttes. Det ville være meget interessant å kvantifisere kjøleeffekten, og optimalisere mengden kjølemedium i forhold til et økonomisk synspunkt. Da rør parametrene varierer i relativt stor grad, vil det være en stor optimaliseringsjobb.

Den virkelige kjøleprosessen vil antagelig bestå av mange dyser satt i ring rundt sveisefugen. Mellom dysene vil det dannes stagnasjonspunkter som reduserer varmeoverføring. Ved litteratur søk vil man få et visst innblikk i effekten, men denne bør antageligvis undersøkes dypere gjennom forsøk. Ved å tilte på dysene, vil det antagelig la seg gjøre å senke effekten av stagnasjonspunktene. Dette bør også undersøkes.

I denne avhandlingen er det fokusert på å kjøle sveisefugen fra utsiden. For mest effektiv kjøling, vil det være fordelaktig å i tillegg kjøle rørene fra innsiden. Det bør utvikles en metode for dette, hvor også kjøleeffekten bør kvantifiseres. Dette kan implementeres inn i et oppskalert testforsøk hvor man bruker flere dyser til å kjøle ned røret.

I forsøkene vil det dannes et oksidlag på overflaten av kobbersylinderen. Laget er sprøtt og sprekker delvis opp underveis i forsøkene. Det ville vært interessant å undersøke om dette påvirker kjøleeffekten. Hvis det i det hele tatt påvirker effekten, vil kjøleeffekten i forsøkene avvike noe fra den virkelige kjøleprosessen (hvor det ikke vil dannes et oksidlag).

Sveisefugen har en mindre tykkelse enn resten av røret. Dette vil muligens påvirke varmeoverføringen noe da det vil være mindre masse i fugeområdet. Hvor mye dette vil påvirke varmeoverføringen, bør undersøkes.

Bibliografi

1. **Moran, Michael J. og Shapiro, Howard N.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, fifth edition*. West Sussex, England : John Wiley & Sons, Inc., 2006. ISBN-13 978-0-470-03037-0.
2. **Cengel, Yunus A.** *Heat and Mass Transfer - A practical approach*. Singapore : McGraw-Hill Education (Asia), 2006. 978-007-125739-8 eller 007-125739-X.
3. **Walker, Jearl.** Artikkel. [Internett] [Sisert: 14 Februar 2010.] http://www.wiley.com/college/phy/halliday320005/pdf/leidenfrost_essay.pdf.
4. **NIST.** NIST Chemistry WebBook. [Internett] [Sisert: 10 januar 2010.] <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>.
5. **Skamol.** Skamol V-1100 (375) vemuculite isulation board. [Internett] <http://www.skamol.com/media/375.pdf>.
6. **Granta, Material Inspiration.** *CES EduPack 2009*. 2010.
7. **Pyrotek.** Pyrotek N-17. [Internett] [Sisert: 30 Mai 2010.] <http://www.pyrotek.info/listings.php?id=1416&pid=657#>.
8. **Laukholm, Helge.** Personlig kommunikasjon angående termoelementer og solenoidventiler, februar og mars 2010..
9. **Autek AS.** Personlig kommunikasjon angående termoelementer, mars 2010..
10. **Spraying Systems co.** Spraying Systems co. [Internett] <http://www.spray.com/cat70m/index.html>.
11. **ABB.** [Internett] <http://www.abb.com/product/no/9AAC100398.aspx>.
12. **Cole-Parmer.** Rotameterene. [Internett] http://www.coleparmer.com/techinfo/techinfo.asp?htmlfile=V_AFlowRotometers.htm&ID=813.
13. **Armatec.** Trykkfallsberegninger og Kv-verdier. [Internett] <http://www.armatec.com/no/teknisk-hjelp/trykkfallsberegning-og-kv-verdier/>.
14. **Fagerberg.** Fagerberg. [Internett] [Sisert: 30 Mai 2010.] http://www.fagerberg.dk/sw/frontend/detail.asp?parent=66809&leftmenu_parent=&typeid=15&id=17600&menu_parent=&layout=0&catalog=&shopgroup=.
15. **Martin Bustadmo, NTNU.** Personlig kommunikasjon, mars-mai 2010..
16. **White, Frank M.** *Fluid Mechanics, Sixth Edition*. Trondheim : McGraw-Hill Companies, 2008. 978-0-07-128645-9.
17. **Ingeniøravdelingen, Ahlsell.** Personlig kommunikasjon angående solenoidventiler, mars-april 2010..
18. **Danfoss.** Magnetspoler laget av Danfoss. [Internett] <http://cse-distributors.co.uk/controlgear/danfoss-coils.htm>.
19. —. Cs redistribution. [Internett] <http://www.csedistributors.co.uk/controlgear/danfoss-specs/EV210B-direct-valve-PD200A502.pdf>.
20. **Moffat, R. J.** Describing the Uncertainties in Experimental Result. *Experimental Htermal and Fluid Science*. New York, NY10017 : Elsevier Science Publishing Co., 1988.

21. **Foxboro**. FOXBORO ECKARDT. [Internett] http://www.foxboro-eckardt.com/pdf/CA_FoxEck/IGP10_9CA_A_001_en.pdf.
22. **Erling Næss, NTNU**. Personlig kommunikasjon januar-juni 2010.
23. **OMEGA Engineering Technical Reference**. Thermocouple home page. [Internett] [Sisert: 21 mai 2010.] <http://www.omega.com/thermocouples.html>.
24. **W.Dhavepatana Co.,LTD**. Thermocouple. [Internett] [Sisert: 21 Mai 2010.] <http://www.w-dhave.inet.co.th/Thermocouple.html>.
25. **Burmeister, Lois C**. *Convective Heat Transfer, Second Edition*. New York : John Wiley & Sons, inc., 1993. ISBN 0-471-57709-X.
26. **Leocadio, Harmando, Passos, Cesar Julio og da Silva, Antonio Fabio C**. Heat transfer behavior of a high temperature steel plate cooled by a subcooled impinging circular water jet. [Internett] 3-7 mai 2009. <http://www.scribd.com/doc/14704895/HEAT-TRANSFER-OF-A-HIGH-TEMPERATURE-STEEL-PLATE-COOLED-BY-IMPINGING-CIRCULAR-WATER-JET>.
27. **Zumbrunnen, D. A. og Balasubramanian, M**. Convective heat transfer enhancement due to gas injection into an impinging liquid jet. vol. 117/1011, 1195.
28. **Kreith, Frank**. Basic heat transfer. s.l. : Harper & Row; No Indication of Later Printer edition (1980), 1980.
29. **Hartnett, James P. og Irvine, Jr, Thomas F**. Advances in heat transfer. [Internett] 1977. http://www.google.com/books?hl=no&lr=&id=4O8pmkkT5_gC&oi=fnd&pg=PA1&dq=Martin,+H.,+1977,+%E2%80%98Heat+and+Mass+Transfer+Between+Impinging+Gas+Jets+and&ots=DiDl_b49lk&sig=-kG7SdwYVUo0Tbr85kRmZOGzqSY#v=onepage&q&f=false. ISBN 0-12-020013-9.
30. **Bjørn Halmrast, AMR**. Personlig kommunikasjon januar-juni, 2010.
31. **Jan Inge Audestad, AMR**. Personlig kommunikasjon januar-juni 2010.
32. **Jarle Hedenstad, ABB**. Mars 2010. Samtale angående rotameterene..
33. **Næss, Erling**. *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*. Trondheim : NTNU-trykk, 2007. ISBN 978-82-471-1531-2.

Vedlegg 1: Forslag rigg med gassbrenne og CO₂

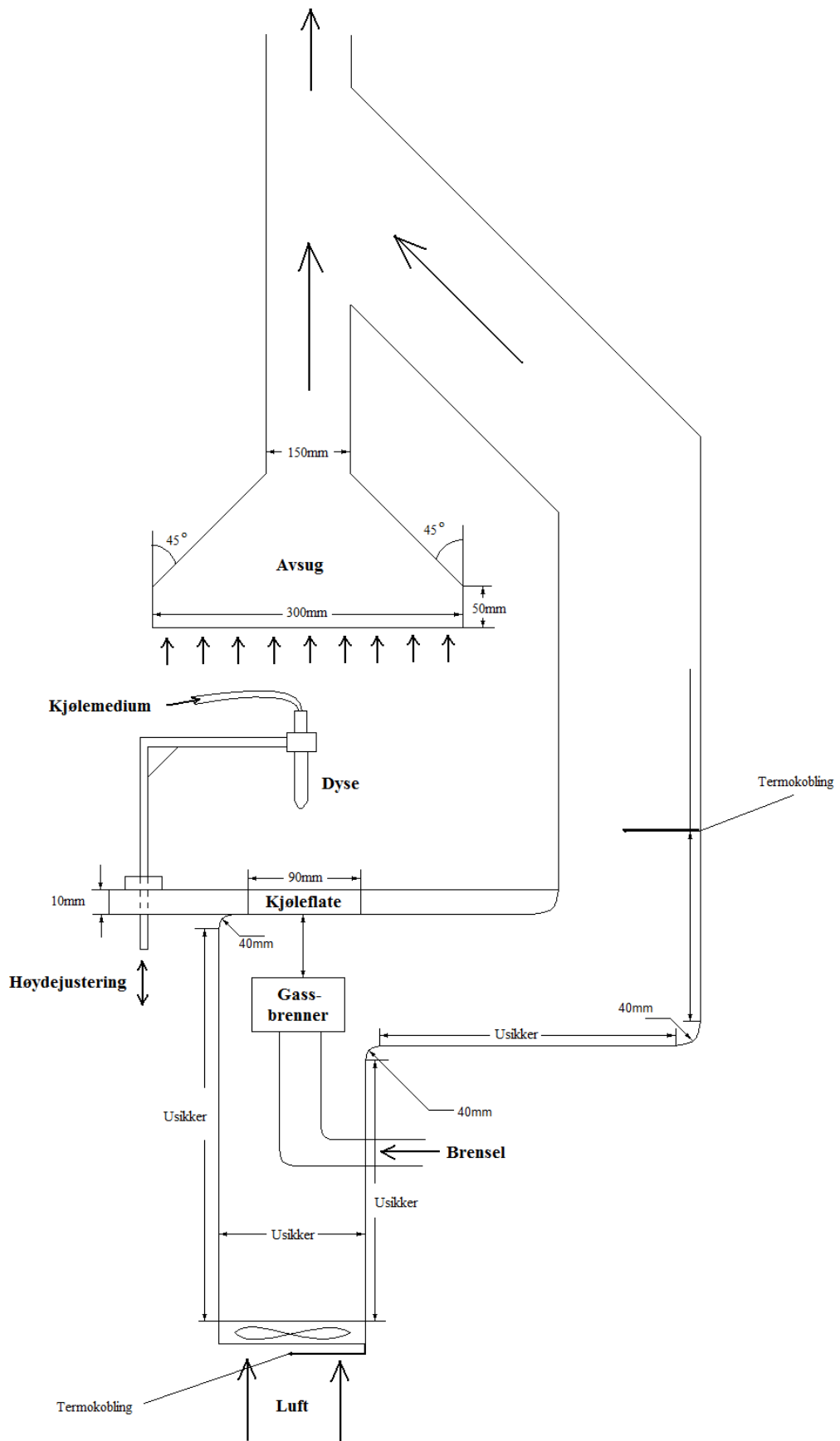
Alle kanalene er rør og målene på tvers av lengderetning er diameteren til rørene. Det er viktig at det er nok fart i kanalen slik at avgassene ikke slipper ut i lokalene, samtidig som farten ikke påvirker varmeoverføringen mellom flammene, fra gassbrenneren, og ringene som skal varmes. Det vil være størst varmeoverføring når flammene har direkte kontakt med ringenes metall. Ved for rask hastighet i kanalen vil ikke flammen rekke frem til ringene. Hastigheten i gasskanalen justeres med vifte før gassbrenner samt viste i avsuget. Hvis hastighet i avsuget må være mye raskere enn i avgasskanalen trengs ikke disse to kanalene å kobles sammen som på figuren.

Dimensjonene til gassbrenneren er ukjent.

Dysens høyde justeres som vist på figuren.

Hvordan massestrømmen til kjølemediet skal måles avhenger mest sannsynlig av hvilke type fase det er i. En enkel måte er å måle hvor mye man har i det forsøket starter for så å måle hvor mye som har forsvunnet på tiden forsøket har pågått. Dette kan gjøres ved å sette beholderen med kjølemedium opp på en vekt. Vekten kan logges med tiden for å få kontinuerlige målinger.

Kjøleflaten har fire ringer med klumpen i midten hvor hver ring har en bredde 0,5 cm. Det kan være vanskelig å maskinere inn en varmetråd inn i en så liten ring. Klumpen i midten trenger mest sannsynlig ikke en varmetråd da dette kan være vanskelig å gjennomføre, samt at gassbrenneren er mest effektiv her.



Figur 116 - Komplette forslag til testrigg.

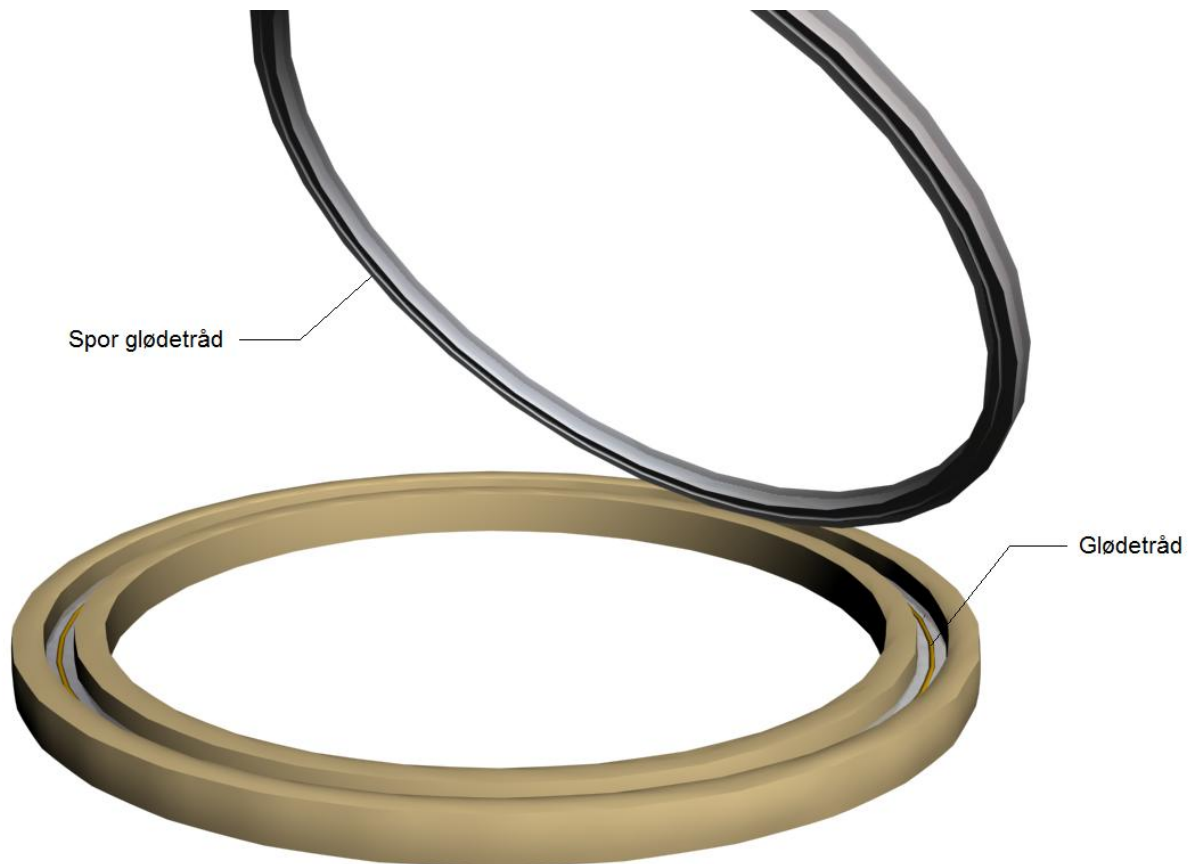
Tabell 24 – Beskrivelse av testrigg i figur 116:

Beskrivelse:		Benevning:
Areal kjøleflate	$A_{kjøleflate} = 0,0025$	m^2
Ring tykkelse	$L_{tykkelse,ring} = 0,01$	m
Ring bredde ($r_y - r_i$)	$L_{bredde,ring} = 0,005$	m
Antall ringer	$N_{ringer} = 3 + \text{klump i midten}$	-
Massestrøm luft	$\dot{m}_{luft} = -$	kg / s
Massestrøm ventilering	$\dot{m}_{ventilering} = -$	kg / s
Massestrøm kjølemedium	$\dot{m}_{kjølemedium} = -$	kg / s

Vedlegg 2: Design kjøleflate - Ringer med glødetråd:

Dette er et design som ble forkastet da det ble klart at vi skulle bruke induksjonsoppvarming og ikke gassbrenner eller glødetråd. Dette designet tar for seg en kombinasjon av både gassbrenner og glødetråd som oppvarmingsmetode.

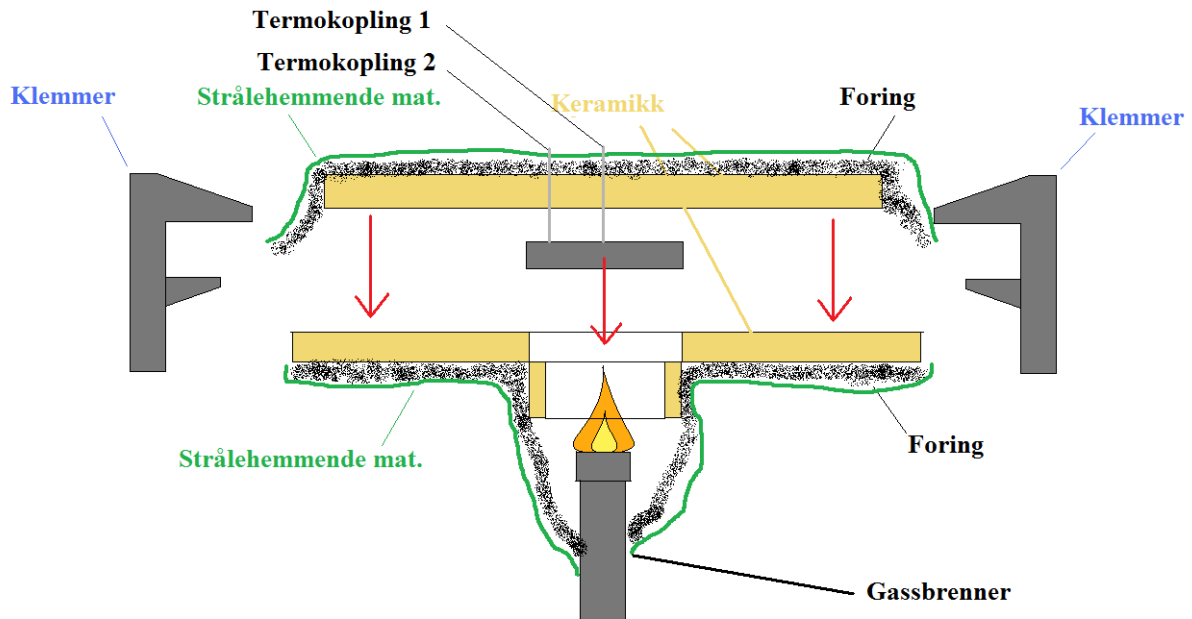
Gassbrenneren vil gi ikke gi uniform temperatur til ringene og det er derfor lagt inn glødetråder inne i hver ring for å kompensere. Ringene er delt i to hvor det er maskinert inn et spor for å gjøre plass til glødetråden. Glødetrådene vil også gi ekstra varme til ringene hvis det viser seg at gassbrenneren gir for lite til å oppnå ønsket temperatur.



Figur 117 - Spor midt i ringer med glødetråd.

Vedlegg 3: Tidlige tanker rundt rigg

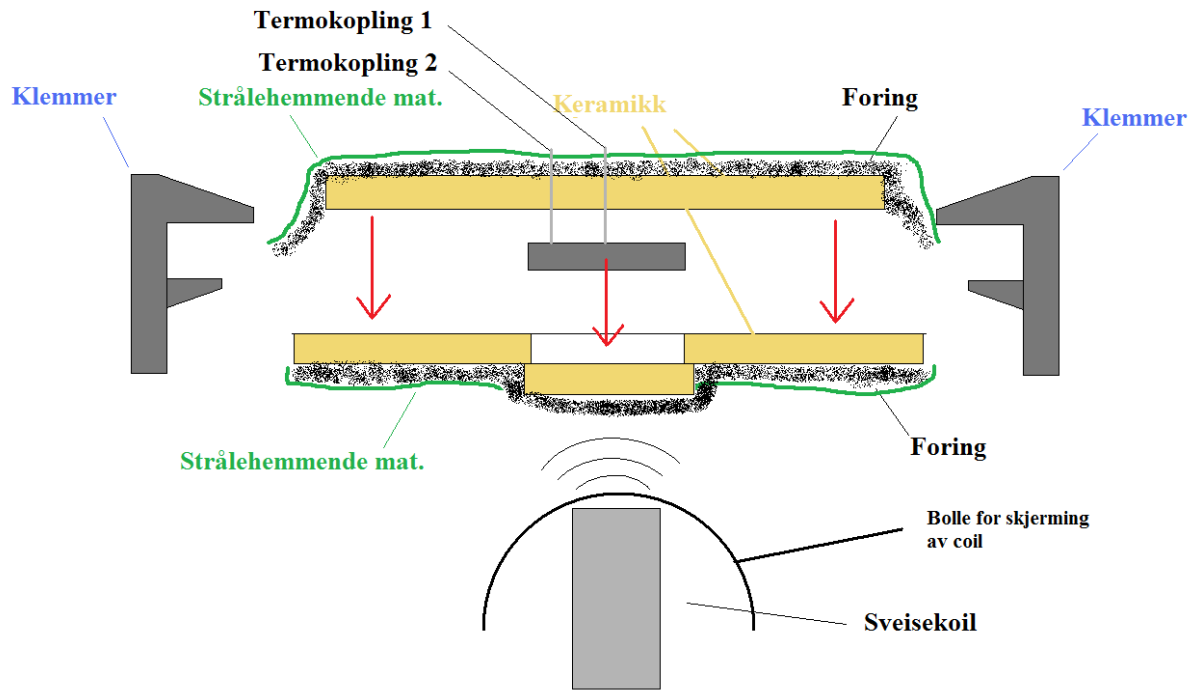
Rigg alt. 1:



Figur 118 – Tidlig forslag testrigg 1.

To termokoplinger måler temperaturen på motsatt side av gassbrenneren. De måler temperaturen på to forskjellige steder for å se etter tempdifferanse i materialet. Foring og strålehemmende materiale, hemmer varmen å unnslippe. Keramikken hemmer potensiell brann i foringa. Klemmer holder platene og foring sammen under forsøk.

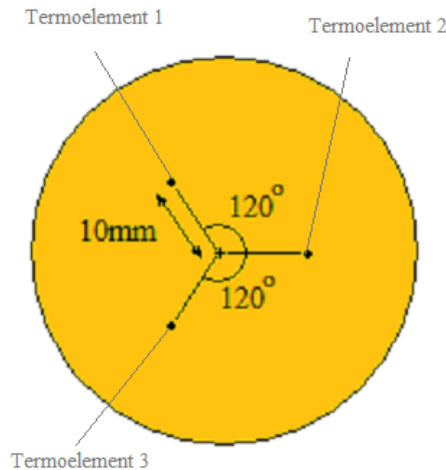
For å kalibrere systemet kjøres forsøket med keramikkplaten på toppen i første omgang. Deretter taes platen bort for så og kjøle fra toppen. Termokoplinger må flyttes til et annet sted da kjøling vil pågå fra toppen av kjøleflaten.

Rigg alt. 2:**Figur 119 - Tidlig forslag testrigg 2.**

Vedlegg 4: forslag til enfase testrigg

Før det ble klart at isolasjonen - med kobberprøven - kunne ligge på induksjonsspolen, ble det foreslått en alternativ måte å sette opp riggen. Den store forskjellen ligger i at termokoblingene går ut på undersiden hvor i dag induksjonsspolen står.

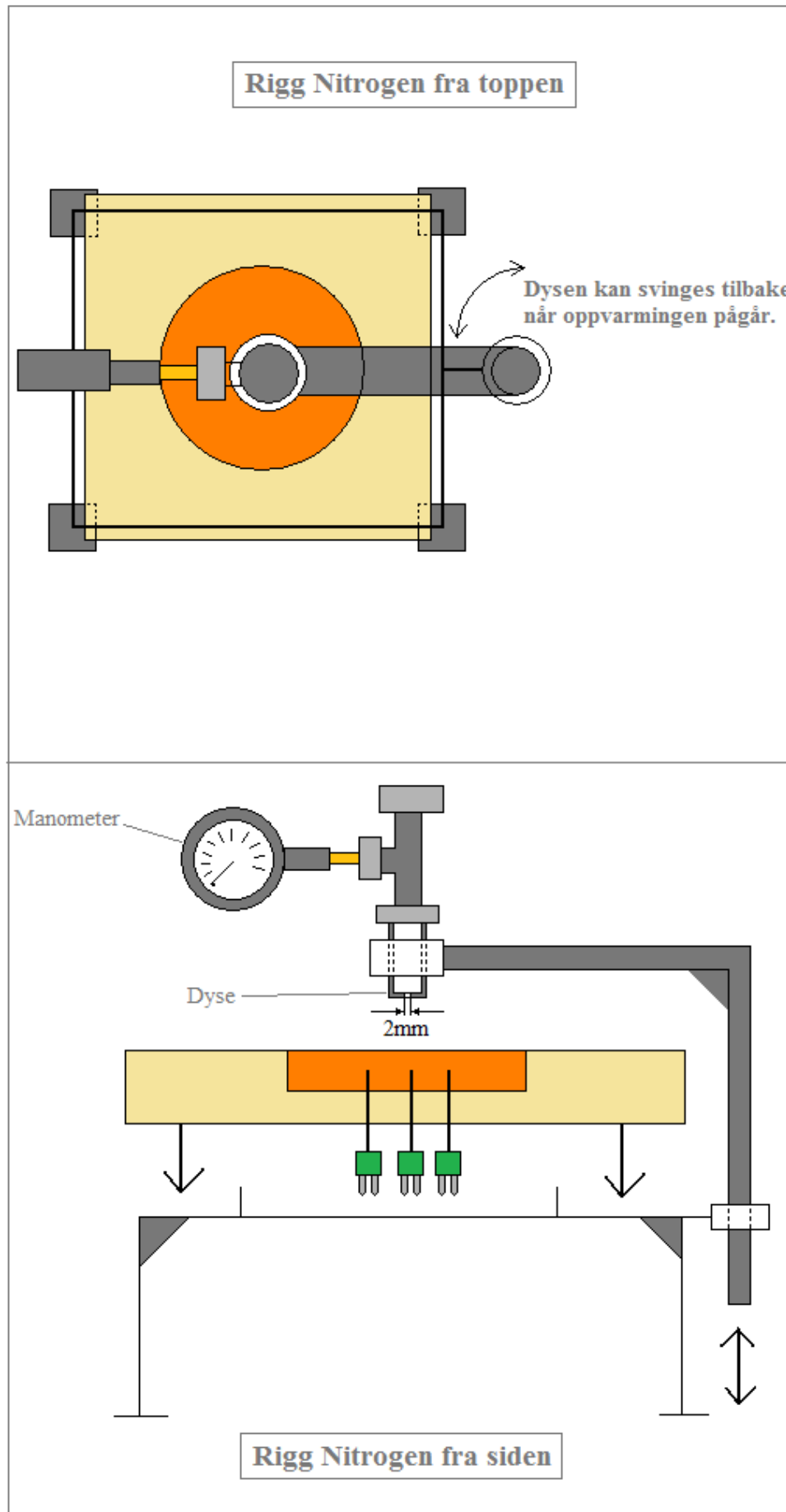
Kobberet skal i første omgang varmes opp av en induksjonsspolen fra oversiden. På undersiden vil det stikke ut tre termoelementer satt 10 mm i radiell retning fra sentrum med 120° mellom hverandre. Det er valgt å ha tre termoelementer da kun ett element kan gi feil måling, to elementer ikke vil fortelle hvilke av temperaturene som er korrekte hvis det er differanse ut over termoelementets feilmargin. Ved å velge tre elementer vil en sikkert vite temperaturen i klumpen til en hver tid.



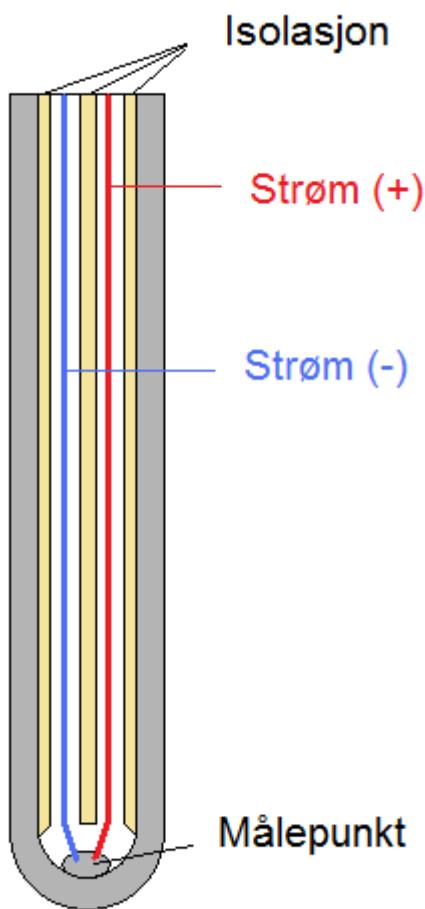
Figur 120 – Arrangement av termoelement på undersiden av sylindren.

For å få plass til termoelementene er det bygget et stillas som holder isolasjon med sylindere over bakken. Sett fra siden viser Figur 121 at isolasjonen med sylindren settes ned på fire pinner som stikker opp av stillaset. Disse pinnene holder isolasjonen i posisjon gjennom hele forsøket.

Når oppvarmingen er ferdig vil spolen raskt tas bort slik at dysen raskt kan settes på plass i en gitt høyde over sylindren. En enkel svinganordning for dysen forenkler denne prosessen og gjør den rask og presis. Dysen sprøyter nitrogen over kjøleflaten ved gitt distanse fra kjøleflaten. Det er tenkt at dysens distanse fra kjøleflaten skal kunne varieres fra forsøk til forsøk. Figur 121 viser hvordan riggen er tenkt å se ut, og viser hvordan distansen kan varieres på en enkel måte.



Vedlegg 5: Prinsipp mantlet termoelement



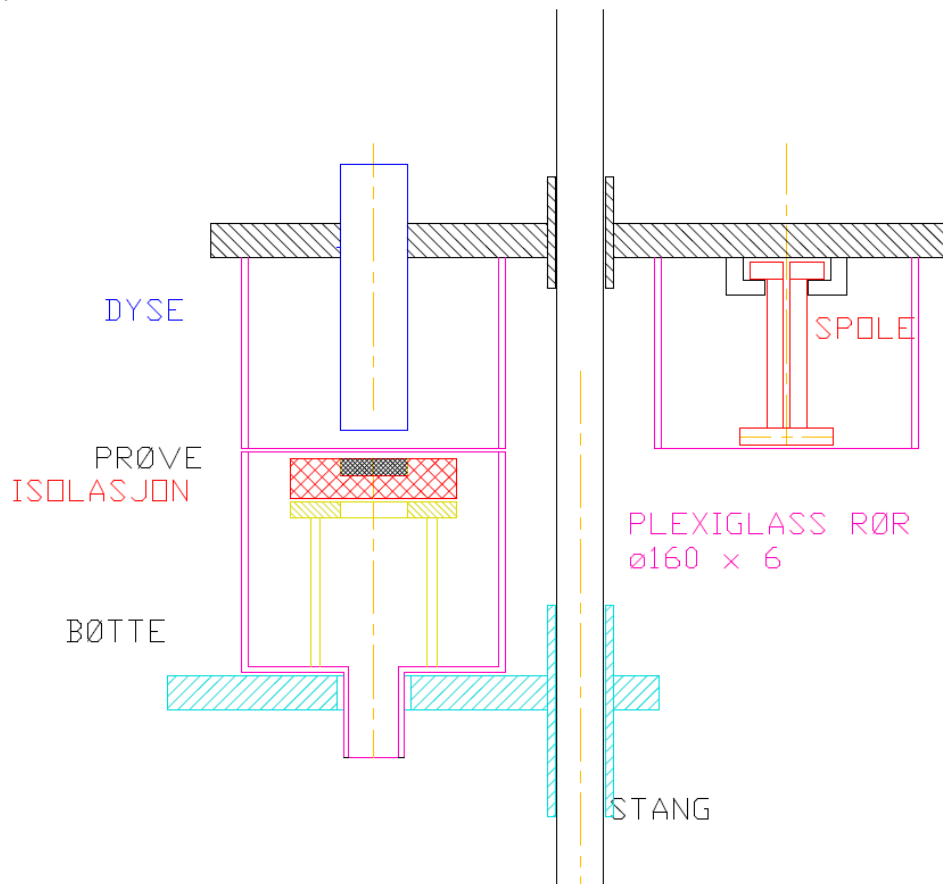
Figur 122 viser et tverrsnitt av et mantlet termoelement. Elementet har en ytre kapsel som beskytter termotrådene. Kapselen er laget av et metall med høy varmeledningsevne slik at varmen raskt ledes inn til målepunktet. Målepunktet (bidet), er en liten metallklump som gjør at det dannes en sluttet krets. Etter hvert som klumpen endrer temperatur, vil den elektriske konduktiviteten (konduktansen) i metallklumpen endres. Konduktivitet er som kjent resistansen i materialet, og når denne endres, vil strømmengden i kretsen endres. Endringen i signalet registreres av en logger før det sendes til en datamaskin. Etter kalibrering gjort på datamaskin, vil da signalet fortelle hvilke temperatur klumpen har.

Det vil ta litt tid før temperaturen på utsiden av termoelementet stemmer over ens med temperaturen i målepunktet. Dette kommer av resistans i den konvektive varmeoverføringen på utsiden, og av termisk resistansen i materialet kapsel og målepunkt er laget av. Den tiden det tar før temperaturen i målepunkt og temperaturen på utsiden stemmer over ens, gjør at målingene henger noe etter den virkelige temperaturen.

Figur 122 – Mantlet termoelement.

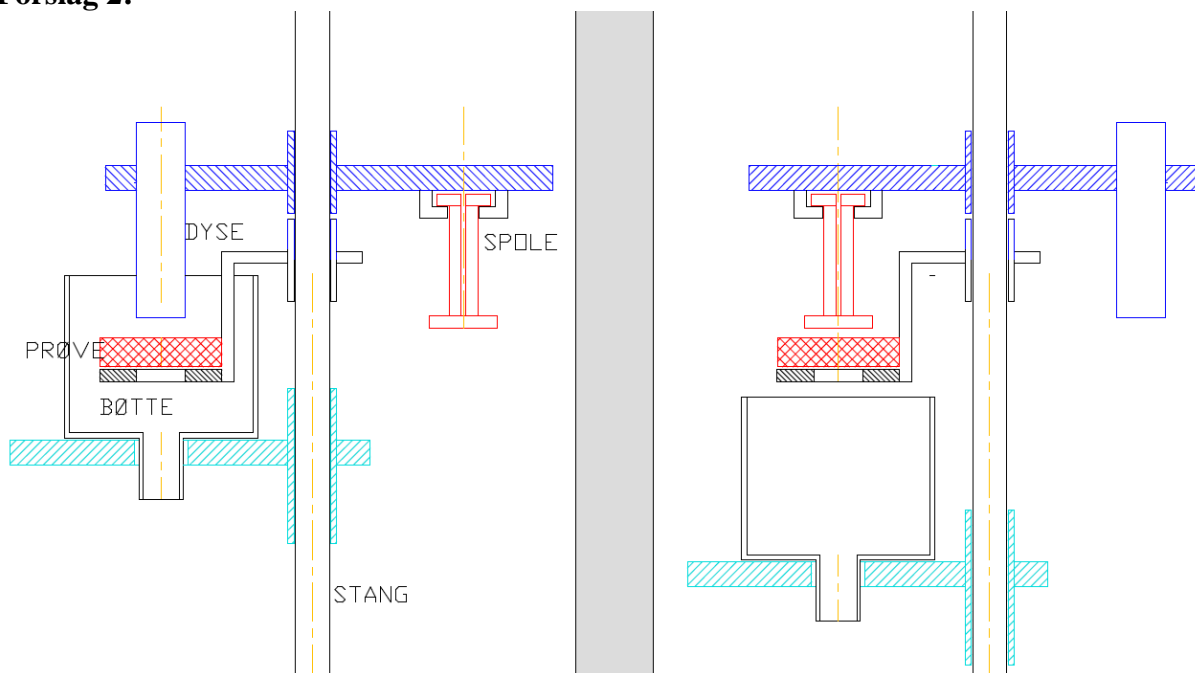
Vedlegg 6: Forslag tofaserigg fra Bjørn Halmrast (30)

Forslag 1:



Figur 123 – Forslag tofaserigg 1 fra Bjørn Halmrast (30).

Forslag 2:



Figur 124 – Forslag tofaserigg 2 fra Bjørn Halmrast (30).

Forslag 3:

Jiggen baseres på at prøven flyttes fra varmeposisjon til kjøleposisjon. Hver av disse operasjonene skjer i adskilte, lukkede kammerer, slik at atmosfærene kan kontrolleres. Jiggen gir også lett adkomst til prøve, dyse og induksjonsspole.

En løsning med et felles kammer, eventuelt med en skillevegg, gir to ulemper: Vanskeligere adkomst og blanding av atmosfærene. Flytting av prøven vil være enklere; en lineær styring, men den vanskeliggjøres av eventuell tetting i skillevegg.

Beskrivelse:

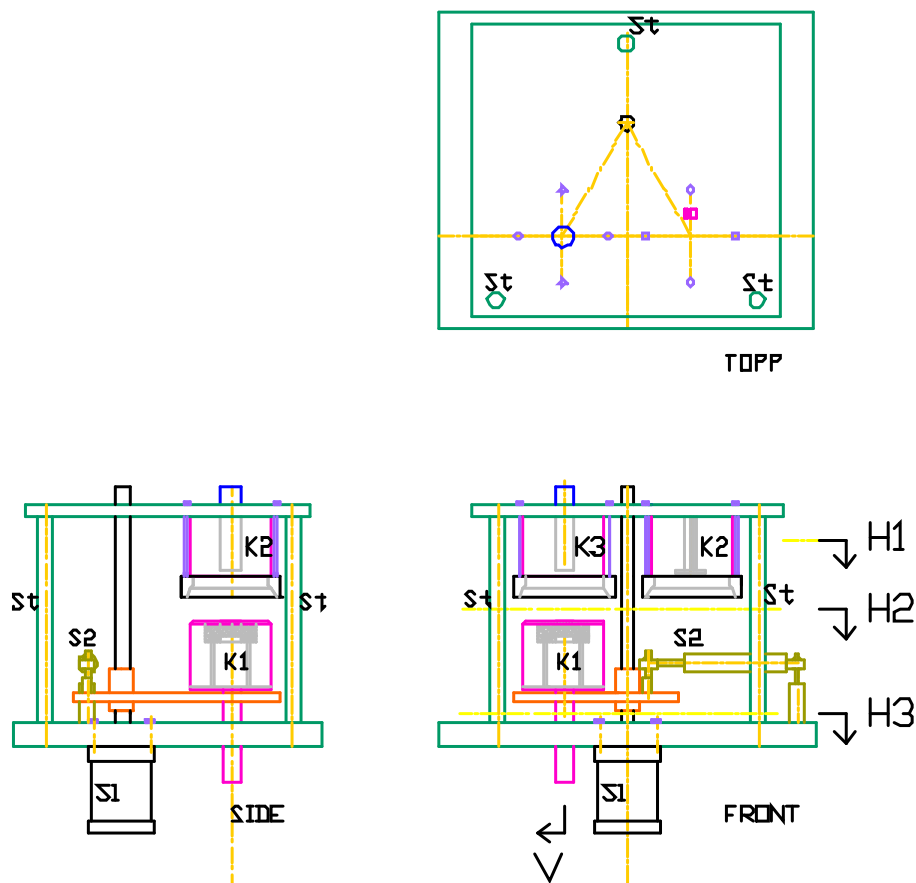
Jiggen består av en bunnplate, 3 vertikale stag (St) og en toppplate.

To kammerer uten bunn er festet i toppplaten:

K2 inneholder en induksjonsspole. Tilførsel av strøm, gass og vakuum gjennom toppplaten

K3 inneholder dyse for kjøling. Tilførsel av kjølemedium gjennom toppplaten

Et kammer uten topp inneholder prøven og har avløp for kjølemedium i bunnen. Dette kammeret sitter på en horisontal arm som kan svinge om en vertikal akse. Sylinderne S1 og S2 utfører bevegelsene. Når prøven varmes eller kjøles, presses K1 oppover mot K2 eller K3.



Figur 125 – Forslag til tofaserigg 3 fra Bjørn Halmrast (30).

Vedlegg 7: Trykkcelle brukt for nitrogass (21)

Gauge, Abs. and d/p Pressure

IGP10 - IGP20 - IAP10

IGP10, IGP20 Intelligent Gauge Pressure Transmitters IAP10 Intelligent Absolute Pressure Transmitter

1

- IGP10 for compact light weight and direct-to-process mounting (bracket optionally available)
- IGP20, bracket mounted, for lower ranges, more material options, and vacuum service
- Field-proven silicon strain gauge technology
- Corrosion-resistant epoxy finish
- Accuracy to $\pm 0.07\%$ of span
- Ambient temperature effects to $\pm 0.2\%$ URL per $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($100\text{ }^{\circ}\text{F}$) change
- Intelligent FOXCOM & HART / 4 to 20 mA version or economical 4 to 20 mA version
- LCD Indicator / Pushbutton Configurator to set zero, span, display units, etc.
Optional on Digital / 4 to 20 mA version, Standard on 4 to 20 mA version



These Intelligent, two-wire transmitters provide precise, reliable, measurement of gauge or absolute pressure, and transmit a 4 to 20 mA output signal with a superimposed HART/ FOXCOM digital signal for remote configuration and monitoring.

IGP10 Span, Range and Overrange Limits

IAP10 Span, Range and Overrange Limits

Span Limits Code	Span Limits			Range Limits			Maximum Overrange		
	kPa	psi	bar (kg/cm ²)	kPa	psi	bar (kg/cm ²)	kPa	psi	bar (kg/cm ²)
C	7 & 210	1 & 30	0.07 & 2.1	0 & 210	0 & 30	0 & 2.1	310	45	3.15
D	70 & 2100	10 & 300	0.7 & 21	0 & 2100	0 & 300	0 & 21	3100	450	31.5
E	700 & 21000	100 & 3000	7 & 210	0 & 21000	0 & 3000	0 & 210	31000	4500	315

IGP20 Span, Range and Overrange Limits

Span Limits Code	Span Limits			Range Limits			Maximum Overrange		
	kPa	psi	bar (kg/cm ²)	kPa	psi	bar (kg/cm ²)	kPa	psi	bar (kg/cm ²)
B	0.87 & 50	0.125 & 7	0.0087 & 0.5	-50 & 50	-7 & 7	-0.5 & 0.5	25000	3625	250
C	7 & 210	1 & 30	0.07 & 2.1	-100 & 210	-14.7 & 30	-1 & 2.1	25000	3625	250
D	70 & 2100	10 & 300	0.7 & 21	-100 & 2100	-14.7 & 300	-1 & 21	25000	3625	250
E	700 & 21000	100 & 3000	7 & 210	-100 & 21000	-14.7 & 3000	-1 & 210	25000	3625	250

Temperature Limits

	Fill fluid Fluorinert	Fill fluid Silicone
Ambient:	-29 to 85 °C (-20 to 185 °F)	-40 to 85 °C (-40 to 185 °F)
Sensor:	-29 to 121 °C (-20 to 250 °F)	-46 to 121 °C (-50 to 250 °F)

Gauge, Abs. and d/p Pressure

IGP10 - IGP20 - IAP10

Accuracy (Includes Linearity, Hysteresis, and Repeatability)

Electronics Version	Configured Output Signal	Accuracy in % of Calib. Span
-D & -T	Digital 4 to 20 mA	± 0.07 ± 0.1
-I	4 to 20 mA	± 0.2

Ambient Temperature Effect

Total effect for a 55 °C (100 °F) change within Normal Operating Conditions limit is:

Electronics -D, -T: ± 0.2 % of URL

Electronics -I: ± (0.2 % of URL + 0.1 % of span)

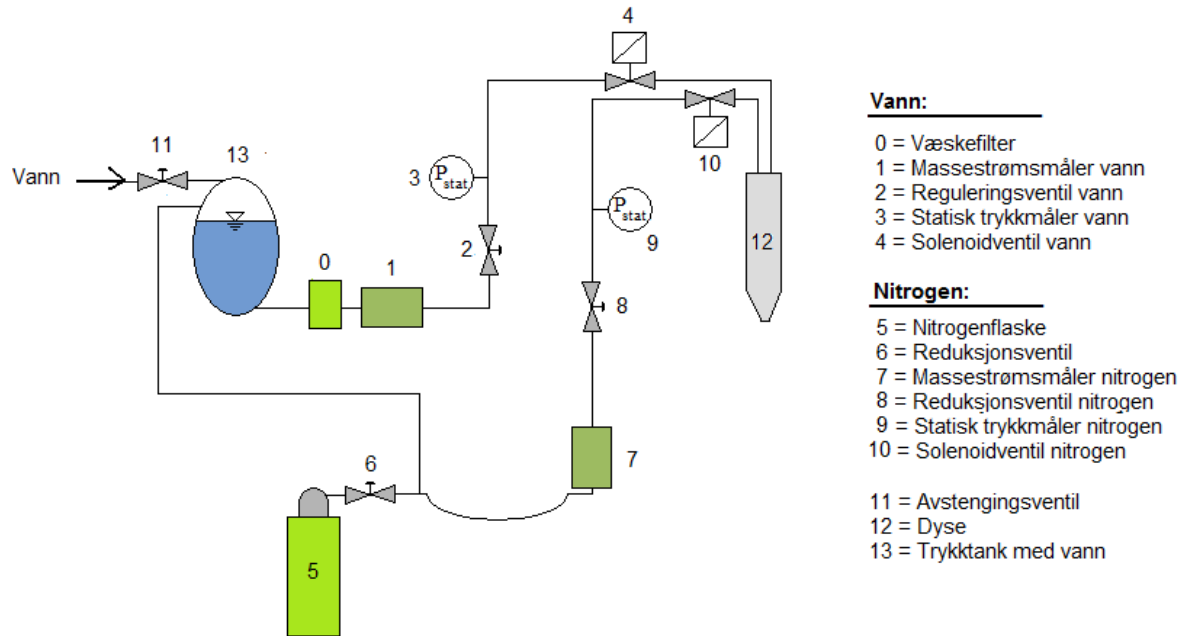
For complete specifications, refer to Product Specification Sheet PSS 2A-1C13 B

Model Codes IGP10

Intelligent Direct Connected Gauge Pressure Transmitter		IGP10
Electronics Versions and Output Signal		
Intelligent; Digital FoxCom and/or 4 to 20 mA dc, Configurable		-D
Intelligent; Digital HART and 4 to 20 mA		-T
4 to 20 mA Analog Output, Explosionproof and Intrinsically Safe		-I
Structure Code - Process Connection, Sensor, and Fill Fluid		
Process Connection Mat'l	Sensor	Fill Fluid
316L ss	Co-Ni-Cr	Silicone
316L ss	Co-Ni-Cr	Fluorinert
316L ss	316L ss	Silicone
316L ss	316L ss	Fluorinert
		20
		21
		22
		23
Span Limits - Absolute or Gauge Pressure Units, as Applicable		
MPa	psi	bar or kg/cm²
0.007 and 0.21	1 and 30	0.07 and 2.1
0.07 and 2.1	10 and 300	0.7 and 21
0.7 and 21	100 and 3000	7 and 210
		C
		D
		E
Conduit Connection		
1/2 NPT Conduit Connection, Both Sides		1
PG 13.5 Conduit Connection, Both Sides (available only with Electrical Safety Codes E & N)		2
Electrical Safety (See Electrical Safety Specifications Section)		
CENELEC Certified Intrinsically Safe, ia		E
CSA Certified		N
EUROPEAN Ex, N, IIC, Nonsparking		C
FM Approved		F
SAA Certified, EEx, d, IIC		A
Options		
Mounting Bracket Set		
Painted Steel Bracket with Plated Steel Bolts		M1
Stainless Steel Bracket with Stainless Steel Bolts		M2
Digital Indicator with Pushbuttons (standard equipment on IGP10-I)		
Digital Indicator, Pushbuttons, and Window Cover (for Electr Version D & T only)		-L1
Vent Screw and Block & Bleed Valve		
Vent Screw in Process Connection for IGP10/IAP10; or in High Side Process Cover for IGP20		V1
Block and Bleed Valve, Carbon Steel		V2
Block and Bleed Valve, 316 ss		V3
Block and Bleed Valve, 316 ss Body w/Monel Trim (NACE Approved)		V4
Conduit Thread Adapters		
Hawke-Type 1/2 NPT Cable Gland for use with Conduit Connection Code "1"		A1
Plastic PG 13.5 Connector for use with Conduit Connection Code "2" (available only with Electrical Safety Codes E & N)		A2
M20 Connector for use with Conduit Connection Code "1"		A3
Electronics Housing Features		
External Zero Adjustment		Z1
Custody Transfer Lock and Seal		Z2
External Zero Adjustment and Custody Transfer Lock and Seal		Z3
Factory Configuration		
Digital Output (4 to 20 mA Default if not selected)		C1
Full Factory Configuration (Requires Configuration Form to be filled out)		C2
Miscellaneous Optional Selections		
G 1/2 B Manometer Process Connection (Not Available with Option "-V1")		G
R 1/2 Process Connection (1/2 NPT to R 1/2 Adapter)		R
Five Year Warranty		W
Supplemental Customer Tag (Stainless Steel Tag wired onto Transmitter)		T

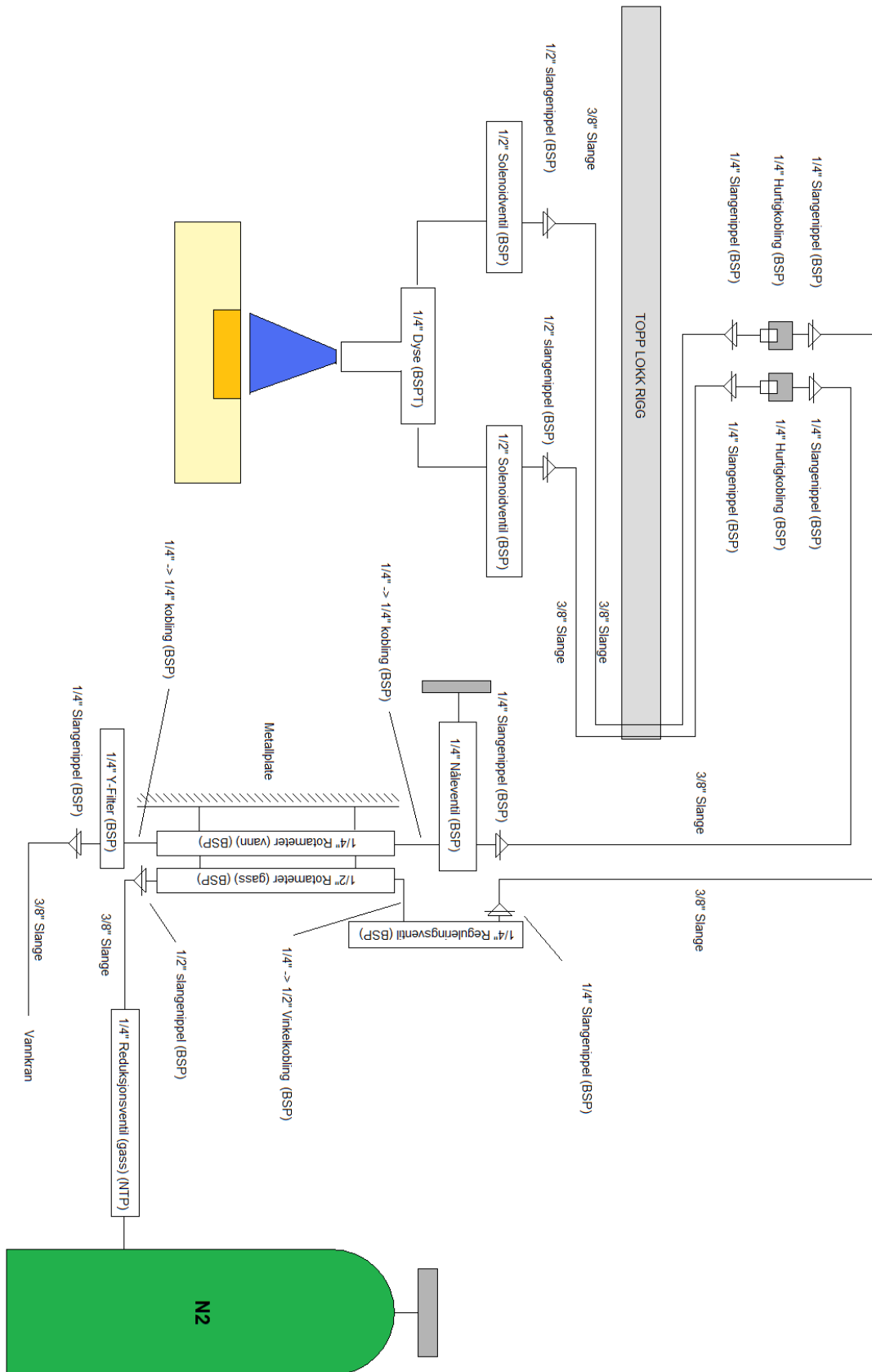
Vedlegg 8: Anordning for å øke trykk til vannkrets

Som Figur 126 viser, lar det seg gjøre å benytte trykket fra nitrogenflasken til å skape høyere trykk i vannkretsen. Vanntanken bør være noen liter slik at det er tilstrekkelige vannmengder. Det vil ikke la seg gjøre å tilsette ytterlige vannmengder til tanken etter at trykkøkningen i tanken.



Figur 126 - Flytdiagram av tofaserigg med anordning for økt trykk.

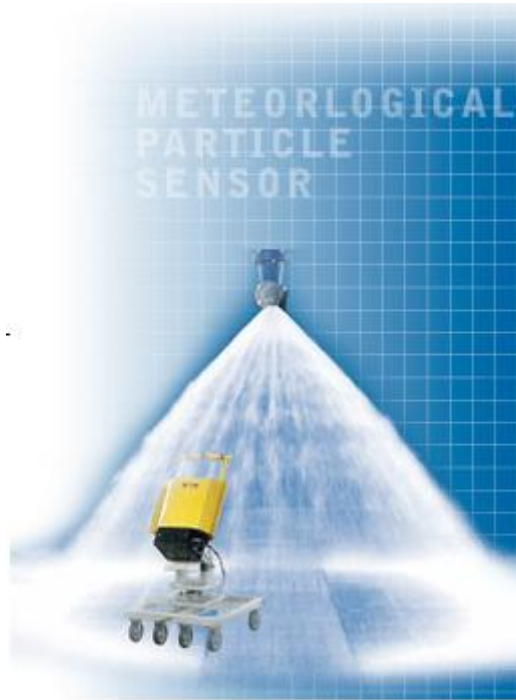
Vedlegg 9: Endelig sammenkobling av tofaserigg (31)



Figur 127 – Sammenkobling av tofaserigg.

Vedlegg 10: Måling av dråpestørrelse

Det er vanskelig å kalkulere dråpestørrelse på forhånd før forsøket settes i gang. Det er ønskelig at dråpestørrelsen skal kunne varieres for å undersøke hvilke dråpestørrelse som gir de beste resultatene ved gitte parametere. Det selges utstyr som muliggjør måling av dråpestørrelsen. Dråpestørrelsen kan måles før start av forsøk når alle parametere holdes som i forsøket. Spraying Systems Co selger noe måleutstyr som antagelig kan være til hjelp i målingen av dråpestørrelse.



Figur 128 - Meteorological Particle Sensor (10)

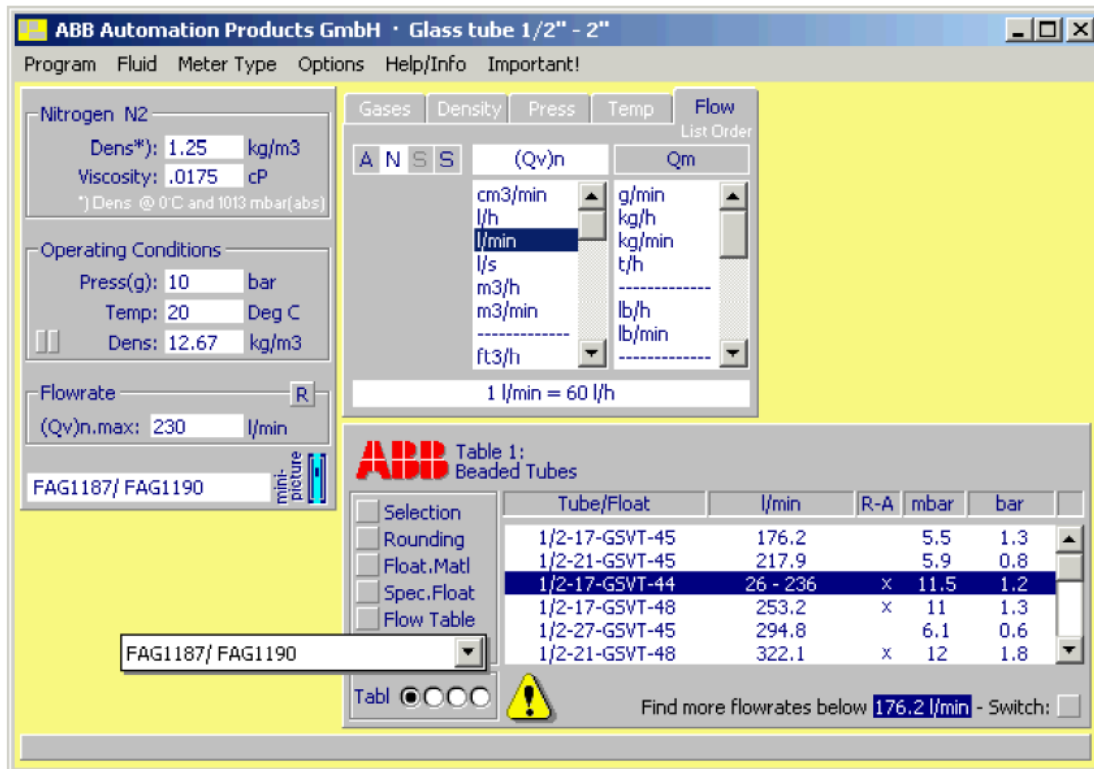
Vedlegg 11: Rotameterer (32)

1)

For nitrogen:

1/2" Modell D10A11.97.x.A.0.T.1.40.N.1.2.x.A.E.A.02C.01.P Pris kr. 3.185,- -30% rabatt

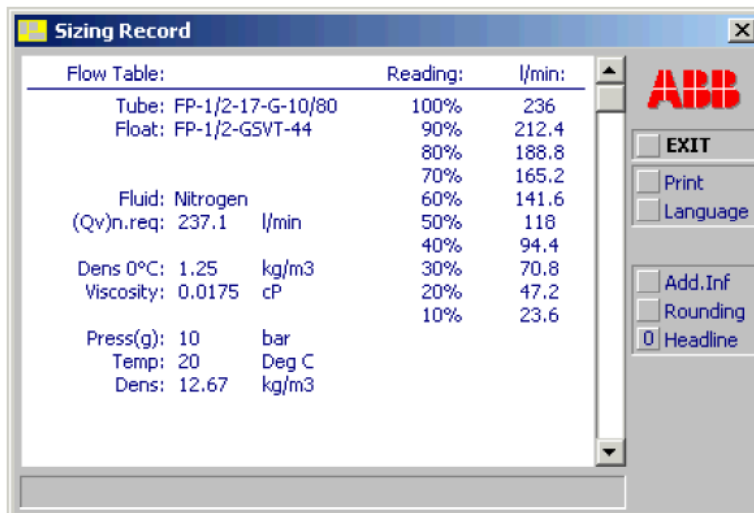
lev.tid ca. 4 uker



The screenshot shows the ABB Automation Products GmbH software interface for a glass tube rotameter. The window title is "Glass tube 1/2\" - 2\"". The interface is divided into several sections:

- Navigation:** Program, Fluid, Meter Type, Options, Help/Info, Important!
- Fluid Properties (Nitrogen N2):**
 - Dens*: 1.25 kg/m³
 - Viscosity: .0175 cP
 - *) Dens @ 0°C and 1013 mbar(abs)
- Operating Conditions:**
 - Press(g): 10 bar
 - Temp: 20 Deg C
 - Dens: 12.67 kg/m³
- Flowrate:** (Qv)n.max: 230 l/min
- Model Selection:** FAG1187/ FAG1190
- Units and Conversion:**
 - Gases: A N S S
 - Density: (Qv)n
 - Temp: Qm
 - Flow: List Order
 - Units: cm3/min, l/h, l/min, l/s, m3/h, m3/min, ft3/h
 - Units: g/min, kg/h, kg/min, t/h, lb/h, lb/min
 - Conversion: 1 l/min = 60 l/h
- Table 1: Beaded Tubes**

Selection	Tube/Float	l/min	R-A	mbar	bar
<input type="checkbox"/>	1/2-17-GSVT-45	176.2		5.5	1.3
<input type="checkbox"/>	1/2-21-GSVT-45	217.9		5.9	0.8
<input checked="" type="checkbox"/>	1/2-17-GSVT-44	26 - 236	x	11.5	1.2
<input type="checkbox"/>	1/2-17-GSVT-48	253.2	x	11	1.3
<input type="checkbox"/>	1/2-27-GSVT-45	294.8		6.1	0.6
<input type="checkbox"/>	1/2-21-GSVT-48	322.1	x	12	1.8
- Additional Options:**
 - Rounding
 - Float, Matl
 - Spec. Float
 - Flow Table
- Find more flowrates below 176.2 l/min - Switch:**



The screenshot shows the ABB Sizing Record window. It displays a table of flow rates for different tube and float combinations at various percentages of the required flow rate. The required flow rate is 237.1 l/min.

Flow Table:	Reading:	l/min:
Tube: FP-1/2-17-G-10/80	100%	236
Float: FP-1/2-GSVT-44	90%	212.4
	80%	188.8
	70%	165.2
	60%	141.6
Fluid: Nitrogen	50%	118
(Qv)n.req: 237.1 l/min	40%	94.4
Dens 0°C: 1.25 kg/m ³	30%	70.8
Viscosity: 0.0175 cP	20%	47.2
	10%	23.6
Press(g): 10 bar		
Temp: 20 Deg C		
Dens: 12.67 kg/m ³		

Additional options on the right:

- EXIT
- Print
- Language
- Add.Inf
- Rounding
- Headline

2)

For vann:

1/4" Modell A6.1.4.2.C.12.3.A.A.A.0.A.A.S Pris kr. 2.890,- -30% rabatt

Lev.tid: 4 uker

The screenshot shows the 'ABB Automation Products GmbH · Glass tube 1/16"-1/4"' software interface. It includes a menu bar (Program, Fluid, Meter Type, Options, Help/Info, Important!), a 'Water' section with input fields for Density (1 kg/l) and Viscosity (1 cP), and a 'Flowrate' section with 'Qm.max: 40 kg/h'. A 'Flow' section contains two columns of units for Qv and Qm, with '1 kg/h = 1 kg/h' displayed below. A table titled 'Table 3: Triflat Tubes Scale 5"' is visible, listing various tube/float combinations with their corresponding kg/h values, R, AI, and N-Number. The table is as follows:

Tube/Float	kg/h	R	AI	N-Number
1/4-20-SS	33.32	x		3026
1/4-16-CA	36.82	x		4265
1/4-25-SS	3 - 43	x		3026
1/4-20-CA	48.77	x		4265
1/4-20-TA	51.89			4511
1/4-25-CA	62.55	x		4265

Additional options include 'Selection', 'Rounding', 'Flow Curve', and 'Flow Table'. The bottom right corner shows 'Purgemaster "Snap In" Series 10A6100' and 'Glasstube-Flowm. Series 10A1187/ 1190'.

Flow Table:	Reading:	kg/h:
Tube: FP-1/4-25-G-5	-25-	43
Float: FP-SS-14 (Stnl.Stl)	-24-	41
N-Number: 3026	-	39
	-22-	37
Fluid: Water	-	35
Qm.req: 42.99 kg/h	-20-	33
	-	31
Density: 1 kg/l	-18-	29
Viscosity: 1 cP	-	27
	-16-	25
	-	23
	-14-	21
	-	19.2
	-12-	17.5
	-	15.5
	-10-	13.5

The window also features an 'EXIT' button, 'Print', 'Language', 'Add.Inf', 'Rounding', and 'Headline' options.

Vedlegg 12: Dyseespesifikasjoner (10)

F

PRESSURE SPRAY SET-UPS, INTERNAL MIX, 1/8J AND 1/4J SERIES



AIR ATOMIZING NOZZLES

PERFORMANCE DATA

ROUND SPRAY

* At the stated pressure in bar.

Spray Set-up No.	Spray Set-up Consists of Fluid and Air Cap Combination	Liquid Capacity (liters per hour)* and Air Capacity (liters per minute)*															Spray Dimensions					
		Liquid Pressure															Air*	Liquid*	Spray Angle A (°)	B (cm)	D (m)	
		0.7			1.5			2			3			4								
Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min					
SU22B	Fluid Cap 40100 + Air Cap 1401110	1.1	13.0	76	2.2	17.8	116	2.8	20	136	3.4	32	149	4.6	37	193	1.7	.70	18	66	4.9	
		1.4	8.9	91	2.5	13.1	130	3.1	16.3	149	3.9	25	170	5.3	29	220	2.8	1.5	20	76	6.1	
		1.5	7.2	98	2.8	9.5	143	3.4	11.9	163	4.6	15.9	205	5.6	25	235	3.9	2.0	20	81	6.7	
		1.7	5.8	105	3.1	7.0	157	3.9	7.0	187	5.3	9.1	240	6.0	21	250	5.3	3.0	21	91	7.9	
		1.8	4.7	112	3.4	4.9	171	4.2	4.7	205	5.6	6.8	255	6.3	17.4	270	6.0	4.0	21	97	9.1	
		2.0	3.6	119	3.5	4.2	178	4.6	3.0	220	6.0	5.0	275	6.7	14.0	290						
		2.1	2.7	127	-	-	-	-	-	-	6.3	3.6	290	7.0	11.0	305						
SU22	Fluid Cap 60100 + Air Cap 1401110	.85	31	57	1.4	61	69	2.1	53	96	2.7	80	103	3.8	88	135	1.0	.70	17	61	4.9	
		1.0	25	66	1.5	54	76	2.4	41	112	3.0	69	117	4.2	73	156	1.8	1.5	18	69	5.8	
		1.1	18.5	75	1.7	48	85	2.7	31	127	3.2	59	130	4.6	61	176	2.8	2.0	20	76	6.7	
		1.3	12.9	85	1.8	41	93	2.8	26	136	3.5	49	146	4.9	48	196	3.5	3.0	20	79	7.0	
		-	-	-	2.0	35	102	3.0	22	144	3.7	44	154	5.3	39	215	4.9	4.0	21	91	8.5	
		-	-	-	2.1	30	110	-	-	-	3.8	37	161	5.6	31	240						
		-	-	-	2.2	25	119	-	-	-	3.9	35	170	6.0	23	260						



Spraying Systems Co.
Experts in Spray Technology

PHONE 1(630) 665-5000, FAX 1(630) 260-0842

VISIT OUR WEB SITE: WWW.SPRAY.COM, EMAIL: INFO@SPRAY.COM

Vedlegg 13: Teori dyser

Luftmengder: Hastighetene ut av en sonisk dyse vil være lavere enn lyd hastigheten da lyd hastigheten vil synke ettersom den gjennomsnittlige massetettheten øker. Lyd hastigheten beregnes ut i fra (16):

$$c_{ideal} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$$

og ved romtemperatur ($20^{\circ}C$), og bruk av nitrogengass, vil lyd hastigheten bli 349m/s. Brukes bernoulli og litt iterering, kommer en frem til at et trykkfall på 2,1 bar korresponderer til en hastighetsendring på 349 m/s. Øker trykket over 2,1 bar(g) vil hastigheten med arealet holde seg konstant. Massestrømmen endres dermed proporsjonalt med endringene i massetettheten for trykk over 2,1 bar(g).

Lyd hastigheten endres ettersom væskedråper tilføres gassen (massetettheten øker). Dette fører til at lyd hastigheten omtrentlig vil synke 20-30 m/s, sammenlignet med gass uten væske til stede. Dette påvirker massestrømmene og må regnes med når datareduksjon skal gjøres.

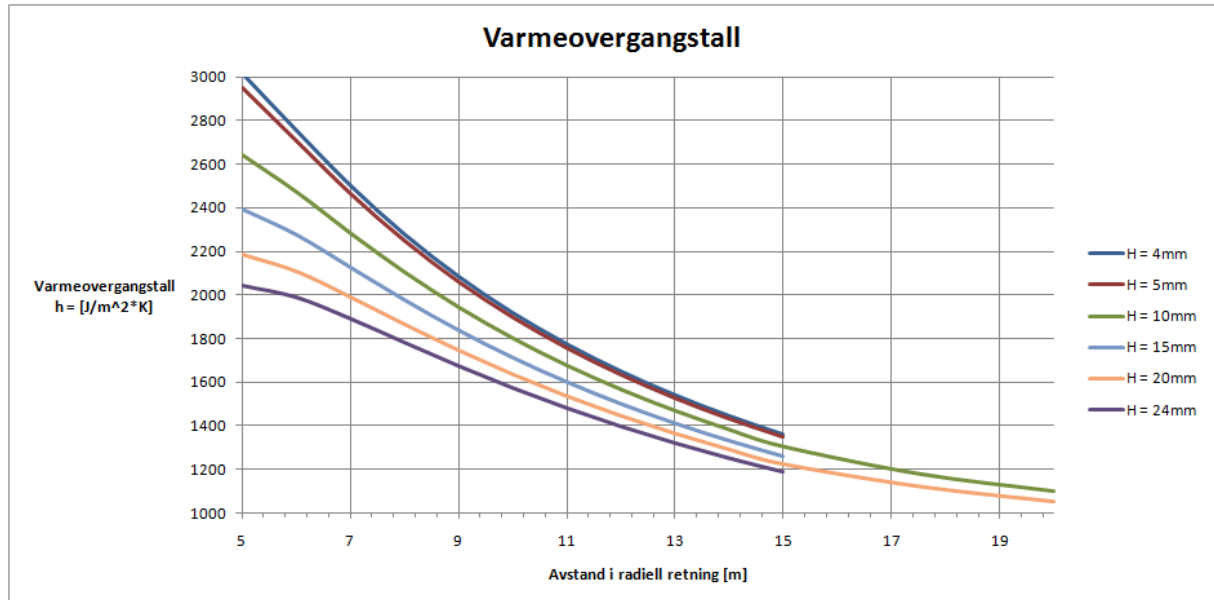
Under 2,1 bar(g), vil massestrømmen endres med både trykkendringen og hastighetsendring. Kombineres ideell gasslov med bernoulli, får vi denne sammenhengen for massestrømmen:

$$\dot{m} = \frac{P^2 \cdot M^{3/2}}{\bar{R}^{3/2} \cdot T}$$

Antas det ingen temperaturendring gjennom trykkfallet, vil alle verdiene på høyre side være kjente.

Vedlegg 14: Eksempel på ekstrapolering fra kurvene laget av ligningen funnet i Burmeister (25)

Kurven er laget i ved å tilføre punkter for å fullføre trenden i kurvene. Figuren viser hvor omtrent varmeovergangstallet vil ligge ved en radiusen på 20 mm. Dette tilsvarer diameteren til den store kobbersylinderen som er på 40 mm.



Figur 129 - Eksempel på ekstrapolering av varmeovergangstall basert på ligning hentet fra Burmeister (25). Kurven er laget for nitrogengass med $\rho = 1,92 \text{ kg / m}^3$ i dyseåpningen.

Vedlegg 15: Spesifikasjoner vermiculite



SKAMOL V-1100 (375) vermiculite insulating board

for back-up insulation up to 1100°C (2012°F)



Grade	V-1100 (375)	
Maximum service temperature		
	°C	1100
	°F	2012
Bulk density, dry		
	kg/m ³	375
	lbs/cu.ft.	23.4
Compressive strength (EN 1094-5: 1995)		
@ room temperature	MPa	1.3
	lbs/sq.in.	189
Modulus of rupture (EN 993-6: 1995)		
	MPa	0.5
	lbs/sq.in.	73
Total porosity		
	%	85
Specific heat		
	kJ/(kg×K)	0.94
	BTU/(lb×°F)	0.224
Coefficient of reversible thermal expansion (BS 1902: section 5.3: 1990)		
@ 20°C-750°C (68°F-1382°F)	K ⁻¹	11×10 ⁻⁵
	°F ⁻¹	6.1×10 ⁻⁵
Resistance to thermal shock (EN 993-11: 1998)		
heating to 950°C (1742°F)	cycles	>10
Linear reheat shrinkage (EN 1094-6: 1999)		
12 h at 1000°C (1832°F)	%	1.0
12 h at 1100°C (2012°F)		-
Pyrometric cone equivalent (ASTM C24-89 ORTON cones)		
	°C	1300
	°F	2372
Thermal conductivity (ASTM C-182)		
mean temp. @ 200°C	W/(m×K)	0.12
@ 400°C		0.15
@ 600°C		0.16
@ 392°F	BTU/(sq.ft.×h×°F/in)	0.83
@ 752°F		1.04
@ 1112°F		1.11
Chemical analysis, typical	%	
Silica	SiO ₂	46
Titanium dioxide	TiO ₂	0.7
Ferric oxide	Fe ₂ O ₃	5.5
Alumina	Al ₂ O ₃	7.0
Magnesium oxide	MgO	19
Calcium oxide	CaO	3.5
Sodium oxide	Na ₂ O	0.2
Potassium oxide	K ₂ O	10
Loss on ignition 1025°C (1877°F)	LOI	7.0
Colour		SAND
HS Tariff number		
(Harmonized Commodity Description and Coding System)		6806.90.00

Skamol A/S
 Østergade 58-60
 DK-7900 Nykøbing Mors
 Denmark
 Tel: +45 9772 1533
 Fax: +45 9772 4975
 insulation@skamol.dk

www.skamol.com

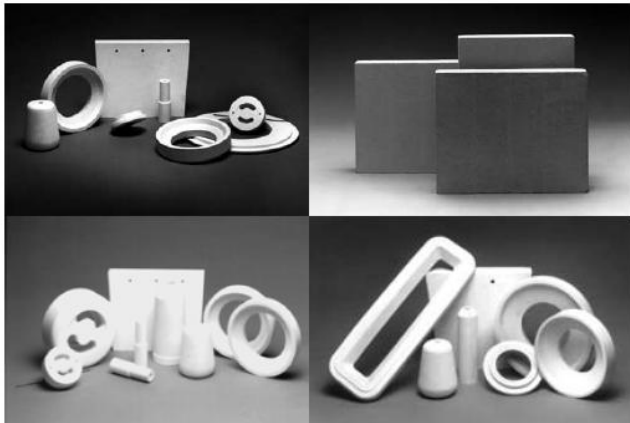
Data are average results of tests conducted under standard procedures and are subject to variation. Data contained in this data sheet are supplied in good faith as a technical service and are subject to change without notice. Misprint and errors excepted.

Vedlegg 16: Spesifikasjoner Pyrotek N-17

REFRACTORY BOARD PRODUCTS (N-17, N-14, N-600, B-3, B-3A)



INSULATING BOARDS AND MACHINED COMPONENTS



Pyrotek offers several grades and types of technically advanced insulating refractory boards for molten metal applications. The boards offered include N-17, N-14, N-600, B-3 and B-3A. These non-asbestos materials are available in sheets or as precision machined components. Detailed specifications for each type of board outline the most popular applications for each material. These are available upon request. Our machine shops are equipped with CNC tooling equipment to produce complex components to customer specifications.

ADVANTAGES

- Asbestos-free
- Low thermal conductivity
- Resistant to thermal shock
- Non-wetting
- Excellent machining characteristics

APPLICATIONS

- Machined spouts (Dip tubes)
- Billet / Ingot floats
- Tips for continuous sheet casters
- Transition rings for billet casters
- Orifice plates for horizontal casters
- Trough (Launder) liners
- Head boxes for continuous casters
- Molten metal dams
- Baffle plates
- Furnace linings

Figur 130 - Spesifikasjoner Pyrotek N-17 - del 1 (7).

REFRACTORY BOARD PRODUCTS

	N-17		N-14		N-600		B-3		B-3A	
Density	817 kg/m ³		848 kg/m ³		801 kg/m ³		850 kg/m ³		970 kg/m ³	
Loss on Ignition (max)	8%		8%		4.8%		3.1%		2.7%	
Coefficient of Thermal Expansion	7 x 10 ⁻⁶ /°C		7 x 10 ⁻⁶ /°C		7 x 10 ⁻⁶ /°C		6.1 x 10 ⁻⁶ /°C		16 x 10 ⁻⁶ /°C	
Maximum Service Temperature	850°C		850°C		850°C		850°C		999°C	
Continuous Service Temperature	850°C		850°C		850°C		800°C		900°C	
Compressive Strength	16 MPa		17 MPa		16 MPa		15 MPa		18 MPa	
Flexural Strength	8 MPa		8.8 MPa		8 MPa		8 MPa		10 MPa	
Thermal Conductivity	C°	W/(m·K)	C°	W/(m·K)	C°	W/(m·K)	C°	W/(m·K)	C°	W/(m·K)
	300	0.200	300	0.200	300	0.200	100	0.190	400	0.270
	500	0.201	500	0.201	500	0.201	300	0.200	600	0.270
	700	0.201	700	0.201	700	0.201	500	0.200	800	0.280
Board Dimensions	2438 x 1219 mm		2438 x 1219 mm		2490 x 1219 mm		3000 x 1220 mm 1500 x 1220 mm		3000 x 1220 mm 1500 x 1220 mm	
	13, 19, 25, 27, 32, 38, 44, 51, 64, 75, 100 mm		13, 19, 25, 27, 32, 38, 44, 51, 64, 75, 100 mm		25, 51 mm		13, 19, 25, 32, 38, 51, 76, 101 mm		13, 19, 25, 32, 38, 51, 76, 102 mm	
Screw Gap Penetration Depth	19 mm / 110 kg 22 mm / 115 kg		19 mm / 110 kg 22 mm / 115 kg		19 mm / 110 kg 22 mm / 115 kg		13 mm / 50 kg 19 mm / 90 kg 22 mm / 130 kg			
Thermal Shrinkage After 24 Hours (1380°F / 750°C)										
Linear %	0.20		0.25		0.05		0.15		0.01	
Thickness %	1.36		1.10		1.36		0.50		0.05	

Note: The physical and chemical properties listed represent typical, average values obtained in accordance with accepted test methods and are subject to normal manufacturing variations. They are supplied as a technical service and are subject to change without notice.

REGIONAL HEADQUARTERS

EUROPE/RUSSIA/MIDDLE EAST

Czech Republic (420) 516-527-111
Germany (49) (0)2 182-81020
Italy (39) 010-846-8627
Russia/CIS (7) 495-230-71-63
Sweden (46) (0)534-62000
Spain (34) 976-222-545
Switzerland (41) (0)27-455-8264
United Arab Emirates (971) (0)4-883-77-00
United Kingdom (44) (0)1 908-561155

AFRICA

(27) (0)35-797-4039

ASIA

(86) 755-26632324

AUSTRALIA

(61) (0)2 9631-1333

CANADA

(819) 477-0734

INDIA

(91) 2137-668000

JAPAN

(81) (0)78 265-5590

NEW ZEALAND

(64) (0)9 272-2056

SOUTH AMERICA

(55) 11-4786-5233

Product Type: 107, 117, 158, 165, 173, 183, 184

Commodity Code: 01001, 01002, 01009, 01010, 01011

PYROTEK INC. • CORPORATE OFFICE • 9503 E. MONTGOMERY AVENUE • SPOKANE VALLEY, WA 99206, USA • P: 509-926-6212 • F: 509-927-2408
www.pyrotek.info • email: info@pyrotek.info JUL-09-E4-1127

Figur 131 - Spesifikasjoner Pyrotek N-17 - del 1 (7).

Vedlegg 17: Utledning av ligning 30

$$\dot{Q} = \bar{h} \cdot A_{kjøleflate} \cdot \Delta T$$

$$A_{ytterste_ring} = \frac{3}{4} A_{stor_sylinder} = 3 \cdot A_{liten_sylinder}$$

$$\bar{h}_{ytterste_ring} = \left(\frac{\dot{Q}}{3/4 \cdot A_{kjøleflate} \cdot \Delta T} \right)_{stor_sylinder} - \left(\frac{\dot{Q}}{3 \cdot A_{kjøleflate} \cdot \Delta T} \right)_{liten_sylinder}$$

$$\bar{h}_{ytterste_ring} = \frac{4 \cdot \bar{h}_{stor_sylinder} - \bar{h}_{liten_sylinder}}{3}$$

Vedlegg 18: Excell-filer

Prosjektering:

- Spesifikasjoner kjølefluider
- Beregninger av kjølemedium

Datareduksjon:

- Oversikt over forsøk
- Teori fra Burmeister
- Nitrogengass forsøk.rar (inkluderer alle enfase forsøkene)
- Tofase forsøk.rar (inkluderer alle tofase forsøkene)
- Effektivitetsrater enfase forsøk
- Effektivitetsrater tofase forsøk

Varmtap:

- Varmetapskorrelasjoner
- Varmetapstest N-17 (stor sylinder, vannforsøk)
- Varmetapstest N-17 (liten sylinder, enfase forsøk)
- Varmetapstest N-17 (liten sylinder, vannforsøk)
- Varmetapstest N-17 (stor sylinder, vannforsøk)
- Varmetapstest kleberstein (stor sylinder, enfase forsøk)
- Varmetapstest kleberstein (liten sylinder, enfase forsøk)
- Varmetapstest vermiculite (stor, enfase forsøk)