

Prosjektnotat

Modellering av varmetransport

Kabler i rør

VERSJON

1

DATO

2018-06-29

FORFATTER(E)

Svein Magne Hellesø

OPPDRAGSGIVER(E)

REN AS

OPPDRAGSGIVERS REF.

Kåre Espeland

PROSJEKTNR

502000652

ANTALL SIDER OG VEDLEGG:

19

SAMMENDRAG

For kabler er belastningsevnen i stor grad bestemt av varmetransporten vekk fra kabelen. For kabler forlagt i rør eller luft, skjer varmetransporten gjennom varmeledning, konveksjon og stråling.

Numerisk modellering av konveksjon gjennom elementmetoden er beregningsmessig tungt, og vil ikke være praktisk mulig å benytte for det nettbaserte beregningsverktøyet for belastningsevne som utvikles i prosjektet.

En forenkling, hvor konveksjon erstattes med en varmekilde plassert på rørveggen introduseres i dette notatet. På denne måtes tas det hensyn til at den øvre delen av røret blir varmet opp av luft som stiger vertikalt i røret.

Denne forenklingen er sammenlignet med både kjente sammenhenger fra termodynamikken, numerisk modellering som inkluderer konveksjon og laboratoriemålinger på kabel i rør. Den forenklete modellen gir samsvar med både simuleringer om målinger med avvik mindre enn 1 °C.

UTARBEIDET AV

Svein Magne Hellesø

SIGNATUR**GODKJENT AV**

Espen Eberg

SIGNATUR**PROSJEKTNOTAT NR**

AN 18.14.40

GRADERING

Fortrolig

Historikk

VERSJON	DATO	VERSJONSBEKRIVELSE
1	2018-06-29	Endelig versjon

Innholdsfortegnelse

1	Innledning	5
2	Varmetransport mellom kabel og rør	6
3	Forsøk for å verifisere/teste forenklet modell for varmetransport for kabel i rør	13
3.1	Bakgrunn/motivasjon.....	13
3.2	Resultater	14
3.3	Diskusjon og konklusjon.....	15

BILAG/VEDLEGG

-

1 Innledning

For kabler og linjer er belastningsevnen i stor grad begrenset av varmeutviklingen og temperaturøkningen til lederen. Tillatt temperatur til lederen i kabler er bestemt av hvor høy temperatur isolasjonen tåler. For å bestemme belastningsevnen til kabler må derfor varmetransporten fra leder, gjennom isolasjonssystemet, kappe, og omliggende masser ut til omgivelsene bestemmes.

Varmetransporten skjer ved tre forskjellige mekanismer: ledning (konduksjon), konveksjon (transport av varme ved forflytning av væske/gass), og stråling. For en kabel direkte forlagt i jord/sand er det varmetransport ved ledning som er den primære mekanismen.

Varmetransport ved (stasjonær) ledning er beskrevet et Fouriers lov,

$$q = -k \frac{dT}{dx} \text{ for endimensjonal varmeledning,}$$

$$\mathbf{q} = -k\nabla T \text{ for generell varmeledning,}$$

hvor q er varmefluks, k er termisk ledningsevne, og T er temperatur.

For tidssvarende/transiente forhold er den tilsvarende ligningen

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (k\nabla T) = \dot{Q}_v'''$$

hvor ρ er tettheten, c_p er spesifikk varmekapasitet, og \dot{Q}_v''' er eventuelle interne varmekilder (volumetrisk).

For å løse den stasjonære ligningen for en kabel (eller flere kabler) forlagt i jord, definerer man en isoterm ved eller langs overflaten, og benytter speilkilder til å finne løsninger på Laplace-ligningen (potensialligningen). På denne måten det er mulig å finne analytiske løsninger for temperaturfeltet og varmetransporten, så lenge varmeledningsevnen er konstant. Løsninger for mange forlegningstilfeller er utarbeidet, ved å utnytte egenskapene til potensialteori. IEC60287 inkluderer mange av disse forlengningstilfellene.

Ønsker man å finne løsninger på varmeledningsproblemer for mer avanserte og kompliserte forlegninger, med varierende termisk ledningsevne til omgivelsene, og kanskje med andre grensebetingelser enn isoterm overflate, kan det være vanskelig å finne analytiske løsninger. For slike tilfeller er elementberegningsprogram velegnet til både å beregne strømfordeling og induerte strømmer i ledere og skjermer, kapasitive strømme og tap i isolasjon og varmetransporten fra ledere og skjermer ut fra kablene gjennom omliggende masser og opp til overflaten for kompliserte geometrier.

For kabler/linjer forlagt i luft, enten fritthengende eller i rør/kanaler i bakken vil varmetransporten ikke bare være ved ledning (gjennom luft), men også inkludere konveksjon (naturlig og/eller tvunget) og stråling til/fra omgivelsene. Behandling av varmetransport som også inkluderer konveksjon er vesentlig mye komplekst enn varmetransport uten konveksjon.

I belastningsevneberegninger for kabler i rør blir konveksjon og stråling inkludert ved å bestemme en ekvivalent termisk motstand for luftgapet. Den ekvivalente termiske motstanden tar utgangspunkt i bidragene til varmetransport fra konveksjon, ledning og stråling. Uttrykkene for hvert enkelt bidrag blir forenklet, og tilslutt blir parameterne i den endelige ligningen for varmetransporten mellom kabel og rør bestemt ved å

tilpasses måledata. IEC 60287 inkluderer en termisk motstand basert på denne fremgangsmåten for kabler forlagt i en rekke typer rør, for eksempel plast og sement. Utgangspunktet for disse uttrykkene er en forenklet geometri med konsentriske, isoterme overflater.

Med nye regneverktøy som elementberegningsmetoder, og større regnekapasitet er det mulig å løse på begrensningene med konsentriske og isoterme overflater, noe som vil gi en mer nøyaktig bestemmelse av temperaturfeltet rundt kabler forlagt i jord, både direkte forlagt eller i rør. Det er mulig å inkludere naturlig konveksjon, for eksempel for en kabel forlagt i et rør, direkte slik at strømningsfeltet blir en del av løsningen. Direkte beregning av naturlig konveksjon tar imidlertid lang tid, og det er ikke sikkert at beregningene kommer frem til fornuftig resultat: Manglende konvergens av løsningen er ikke uvanlig, og diverse triks kan benyttes til å komme frem til en løsning hvis det er problemer med konvergens.

2 Varmetransport mellom kabel og rør

Varmetransporten mellom kabel og rørvegg er ved ledning, konveksjon og stråling.

Varmetransport ved ledning gjennom luftgapet mellom to konsentriske sylindrer med radius R_o og R_i og temperatur T_o og T_i (det vil si isoterme overflater) kan uttrykkes ved

$$q_{kond} = \frac{2\pi k_{luft}}{\ln(R_o/R_i)} (T_i - T_o) = h_c (T_i - T_o)$$

hvor det kan defineres en varmeovergangskoeffisient h_c :

$$h_c = \frac{2\pi k_{luft}}{\ln(R_o/R_i)}$$

Hvis sylindrene ikke er konsentriske vil varmetransporten ved ledning øke. Definerer man en offset e som angir hvor mye sylindrene er forskjøvet fra hverandre kan varmetransporten uttrykkes som:

$$q_{kond,e} = \frac{2\pi k_{luft} (T_i - T_o)}{\ln(R_o/R_i)} \frac{\ln(R_o/R_i)}{\cosh^{-1}\left(\frac{D_o^2 + D_i^2 - 4e^2}{2D_i D_o}\right)} = \frac{2\pi k_{luft}}{\cosh^{-1}\left(\frac{D_o^2 + D_i^2 - 4e^2}{2D_i D_o}\right)} (T_i - T_o) = h_c (T_i - T_o)$$

hvor en varmeovergangskoeffisient h_c på tilsvarende måte kan defineres:

$$h_c = \frac{2\pi k_{luft}}{\cosh^{-1}\left(\frac{D_o^2 + D_i^2 - 4e^2}{2D_i D_o}\right)}$$

For $e=0$ (ingen offset) blir disse uttrykkene like. Dette kan vises ved å uttrykke arcosh som logaritmer.

Uttrykt som Nusselt-tall blir dette¹ dermed:

$$Nu_{cond} = \frac{h_c}{k_{luft}} = \frac{2\pi}{\cosh^{-1}\left(\frac{D_o^2 + D_i^2 - 4e^2}{2D_i D_o}\right)}$$

For kabler i rør vil offset-verdien e nærme seg den maksimale verdien $e = \frac{D_o - D_i}{2}$, slik at argumentet til arcosh blir 1, og varmetransporten går teoretisk sett mot uendelig ved antagelsen om isoterme overflater. I praksis vil flere effekter bidra til at dette ikke skjer. Spesielt den termiske motstanden til materialene i kabel, rørvegg og omliggende masser vil begrense varmetransporten. Antagelsen om isoterme overflater til rørvegg og kabeloverflate vil dermed ikke være oppfylt.

I et elementberegningsprogram er det tilnærmet trivielt å beregne varmetransporten ved ledning direkte, uten å gå veien om analytiske eller eksperimentelle uttrykk for varmetransporten. Det er også ukomplisert å tillatte andre grensebetingelser enn isoterme flater. Utfordringene er å bestemme effektiv kontaktflate mellom kabel og rør, og å lage en god elementinndeling. Det finnes uttrykk for hvor stor kontaktflaten blir, utledet fra elastisitetsteori, slik at dette også er en overkommelig oppgave.

Varmetransport ved stråling mellom to konsentriske isoterme grå (emissivitet lavere enn 1) overflater er også grundig behandlet i litteraturen, med uttrykk som gir view-faktorer for å ta hensyn til geometri. Den største utfordringen er å finne pålitelige verdier for emissiviteten til kappematerialer og rørvegg. Direkte beregning av stråling mellom ikke-isoterme grå overflater i et elementberegningsprogram er noe mer innviklet, men kommersiell programvare har implementert rutiner for dette som antas å være korrekt implementert.

Varmetransport ved konveksjon mellom konsentriske isoterme overflater er også grundig behandlet i litteraturen. En kombinasjon av dimensjonsanalyse og eksperimenter har gitt uttrykk som beskriver bidraget til varmetransporten fra konveksjon. Dette blir gjort ved å etablere korreksjonsfaktorer som angir hvor mye mer effektiv varmetransporten med konveksjon er sammenlignet med varmetransporten med kun ledning.

For konsentriske sylindrer er verdien for den effektive termiske ledningsevnen uttrykt ved [Introduction to Heat Transfer 5th Edition, Frank P. Incropera et.al]:

$$\frac{k_{eff}}{k} = 0.386 \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} Ra_{cyl}^{1/4}$$

$$Ra_{cyl} = \frac{[\ln(D_o/D_i)]^4}{L^3 (D_i^{-3/5} + D_o^{-3/5})^5} Ra_L$$

$$L = (D_o - D_i)/2$$

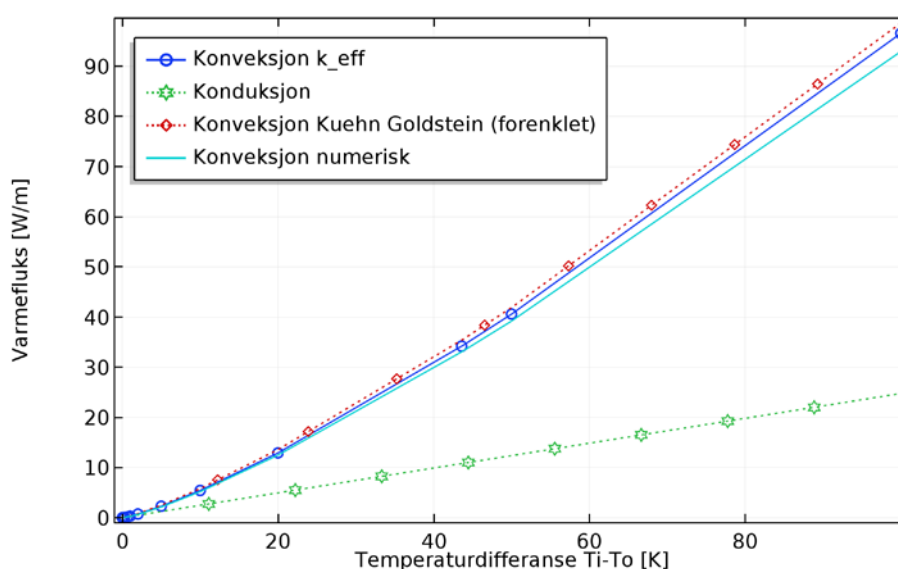
$$Ra_L = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu\alpha}$$

Her blir alle materialparameterne evaluert ved middeltemperaturen og det er antatt isoterme overflater.

¹ Modifisert Nusselt-tall siden det ikke er noen direkte avhengighet av lengdeskala i disse uttrykkene.

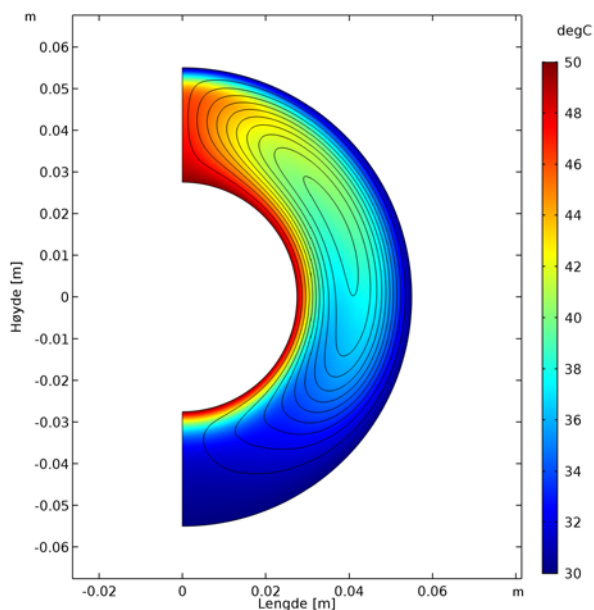
Kuhen og Goldstein [An experimental study of natural convection heat transfer in concentric and eccentric horizontal cylindrical annuli, J. Heat Transfer 100(4), 635-640 (Nov 01, 1978), doi:10.1115/1.3450869] har også utviklet en metode for å bestemme varmeovergangen mellom to sylindriske overflater, og denne metoden har mulighet til å behandle eksentriske geometrier. En forenklet versjon av Kuhen og Goldsteins korrelasjoner som gjelder for laminære forhold for luft er videreutviklet i (Teertstra, 1998).

For å verifisere at elementberegningene gir samme resultat for varmetransporten fra kabel til rør som korrelasjonene fra litteraturen ble det gjennomført direkte beregning av konveksjon for utvalgte tilfeller med konsentriske pla (Teertstra, 1998)sserte kabler med forskjellig diameter. Resultatet for disse beregningene, presentert som varmefluks som funksjon av temperatur er vist i Figur 1.



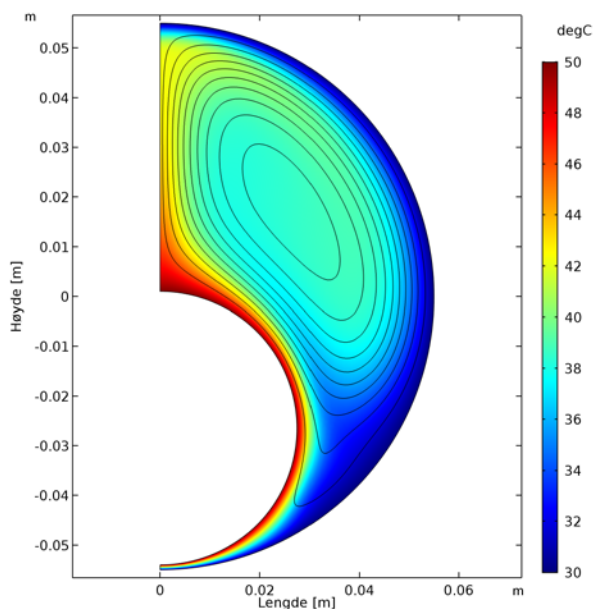
Figur 1: Sammenligning av varmetransport ved konveksjon beregnet ut fra korrelasjoner fra litteraturen med resultat fra direkte beregning av konveksjon med elementberegningsverktøy.

Ut fra resultatene fra disse beregningen, ser det ut til at elementberegningene gir god overenstemmelse med korrelasjonene fra litteraturen. Dette betyr at elementberegningene gir resultater som er nært opp til reelle forhold. Ut fra resultatet for varmetransport kan man se at for det gitt tilfellet med konsentriske og isoterme overflater, bidrar konveksjonen til å øke varmetransporten med en faktor 2,6 ved en temperaturdifferanse på 20 °C. Eksempel på beregnet temperaturprofil og luftstrømningsprofil er vist i Figur 2.

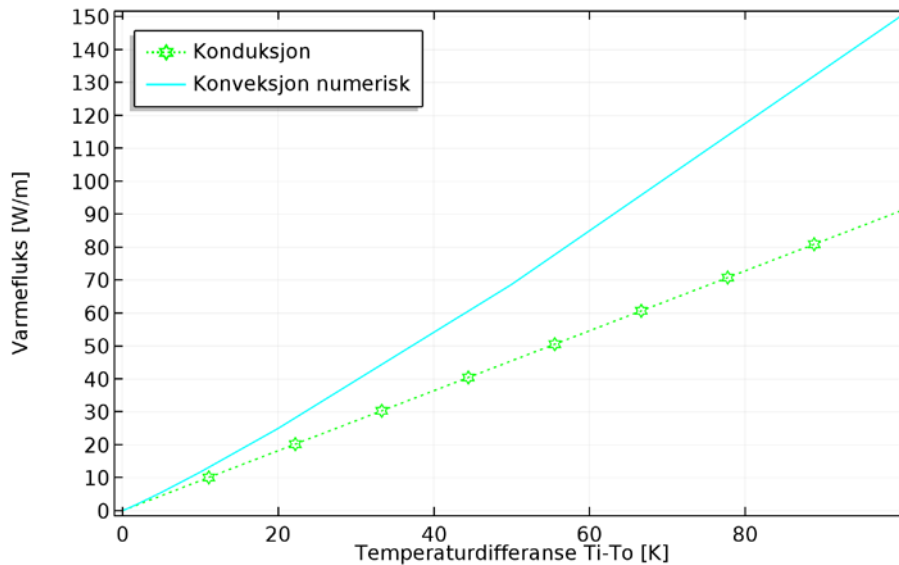


Figur 2: Temperaturfordeling og strømningslinjer fra direkte beregning av konveksjon for temperaturdifferanse 20 °C, og indre diameter 55 mm og ytre diameter 110 mm..

For eksentriske sylindrer blir forholdene noe annerledes, siden varmetransporten ved ledning blir stadig mer dominerende ved økende eksentrisitet - helt til kabelen ligger mot rørveggen. Et eksempel på hvordan dette påvirker temperaturfordelingen er vist i Figur 4, og varmetransporten er vist i Figur 3.



Figur 3: Temperaturfordeling og strømmlinjer fra direkte beregning av konveksjon for temperaturdifferanse 20 °C, og indre diameter 55 mm og ytre diameter 110 mm, og et gap mellom indre og ytre sylindrer på 1 mm.



Figur 4: Varmetransport fra direkte beregning av konveksjon med elementberegningsverktøy, og varmetransport ved ren ledning ved samme tilfelle. Geometrien er som vist i Figur 4.

Ut fra resultatet for varmetransport kan man se at for det gitt tilfellet med eksentriske sylindere med gap på 1 mm og isoterme overflater, bidrar konveksjonen til å øke varmetransporten med en faktor 1,37 ved en temperaturdifferanse på 20 °C - det vil si 37 % høyere varmetransport..

Det er viktig å påpeke at uttrykkene for korrelasjoner for effekten av konveksjon alle antar isoterme overflater, det vil si at kabeloverflaten har uniform temperatur og rørveggen har uniform temperatur. For en virkelig forlegning av kabler i rør vil denne antagelsen ikke være oppfylt, siden isolasjonen og kappen til kabelen, og rørveggen ikke har høy nok termisk ledningsevne til å gi tilnærmet isoterme overflater.

For å komme frem til en tilsvarende sammenheng som gitt over for konsentriske kabler har det blitt gjennomført en analyse i COMSOL der varmetransport ved ledning er beregnet for typiske tilfelle av kabel i rør, og for det samme tilfellet er varmetransport ved konveksjon beregnet. Ved å sammenligne varmetransporten for de to tilfellene, med og uten konveksjon, kan man så innføre en korreksjonsfaktor for virkningen av konveksjon. Utgangspunktet er en typisk kabelgrøft, med forlegningsdybde 0.7 m.

Flere metoder for å etablere en korreksjonsfaktor har blitt ble prøvd. Blant annet ble det forsøk å finne en ekvivalent termisk ledningsevne for luft inspirert av hvordan konveksjon mellom konsentriske isoterme overflater blir behandlet i litteraturen.

Best resultat ble oppnådd ved å ta utgangspunkt i tilleggsbidraget til varmetransport fra konveksjon som beskrevet over. Det ble definert/bestemt en gjennomsnittlig temperatur på både overflaten til kabelen, og på innsiden av røret. En ekvivalent termisk ledningsevne ble deretter bestemt, og bidraget til varmetransport fra konveksjon ble bestemt. Varmebidraget fra konveksjon ble så lagt til som en varmekilde langs rørveggen, mens varmeutviklingen i lederen ble redusert med tilsvarende mengde. Det viste seg at dette gir ga overenstemmelse mellom oppnådd temperatur på lederen med en korreksjonsfaktor for varmetransporten ved konveksjon på **0,4**.

2.1 Prosedyre for forenklet beregning av konveksjonsbidrag

Prosedyren for forenklet beregning av bidraget til konveksjon med elementmetoden kan oppsummeres som:

- Bestem gjennomsnittstemperatur på kabel og rørvegg: T_i og T_o .
- Bestem materialparametere til luft ved middeltemperaturen $T_m = (T_i + T_o)/2$.
- Bestem Ra_L og Ra_{cyl}
- Finn $\frac{k_{eff}}{k}$
- Bestem hvor mye varme som skal flyttes fra leder til rørvegg:

$$Q_{konv} = 0.4 * k \left(\frac{k_{eff}}{k} - 1 \right) * \Delta T * \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)$$

- Legg Q_{pipe} som en fordelt varmekilde langs rørveggen $q_{pipe} = Q_{pipe}/(\pi D_{pipe})$, og trekk fra samme effekt fra lederen. Plassering av varmekilden er vist i Figur 5.

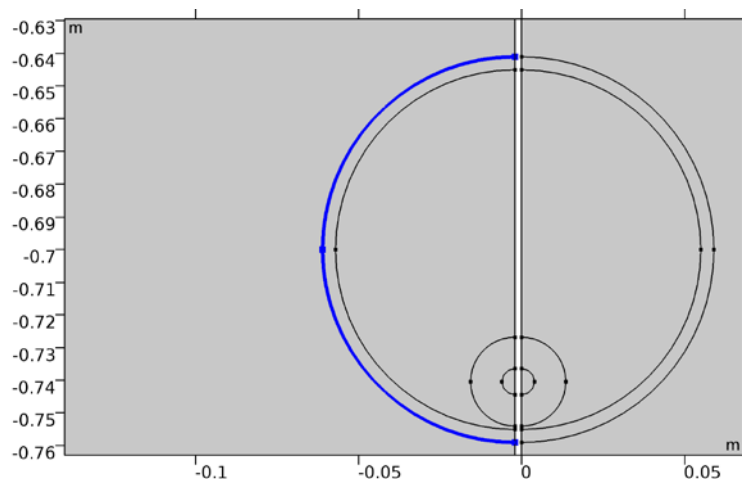
Uttrykkene for k_{eff} og Rayleigh-nummer er som før, og det brukes gjennomsnittstemperatur på kabeloverflaten og rørveggen:

$$\frac{k_{eff}}{k} = 0.386 \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} Ra_{cyl}^{1/4}$$

$$Ra_{cyl} = \frac{[\ln(D_o/D_i)]^4}{L^3 (D_i^{-3/5} + D_o^{-3/5})^5} Ra_L$$

$$L = (D_o - D_i)/2$$

$$Ra_L = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu\alpha}$$



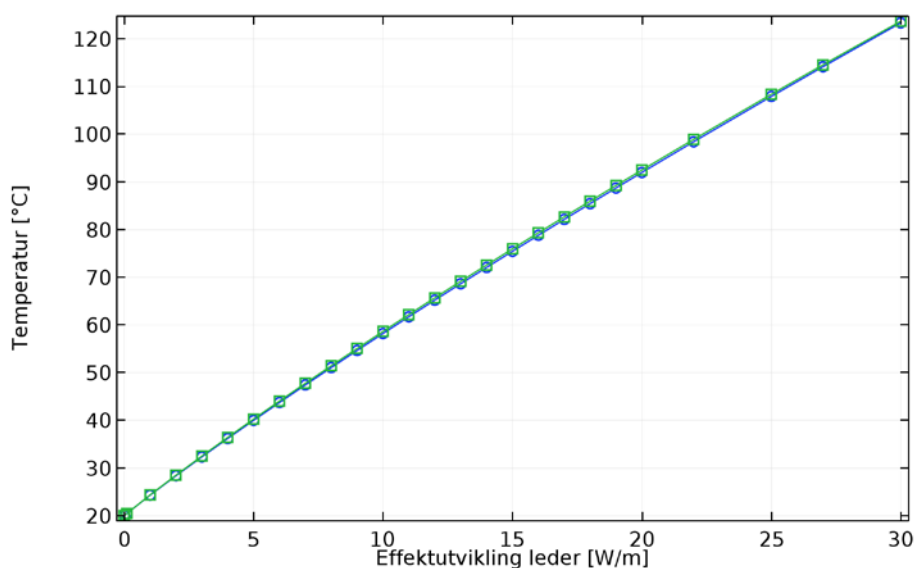
Figur 5: Plassering av varmekilde på ytersiden av røret.

For en rekke forskjellig forhold mellom kabeldiameter og rørdiameter ble det funnet at maksimalt avvik i ledertemperatur mellom direkte beregning av konveksjon og forenklet beregning av konveksjon var under 1 °C. Det er mulig gjennom å redusere korreksjonsfaktoren å oppnå enda mer konservative beregninger, ved at bidraget fra konveksjon blir redusert.

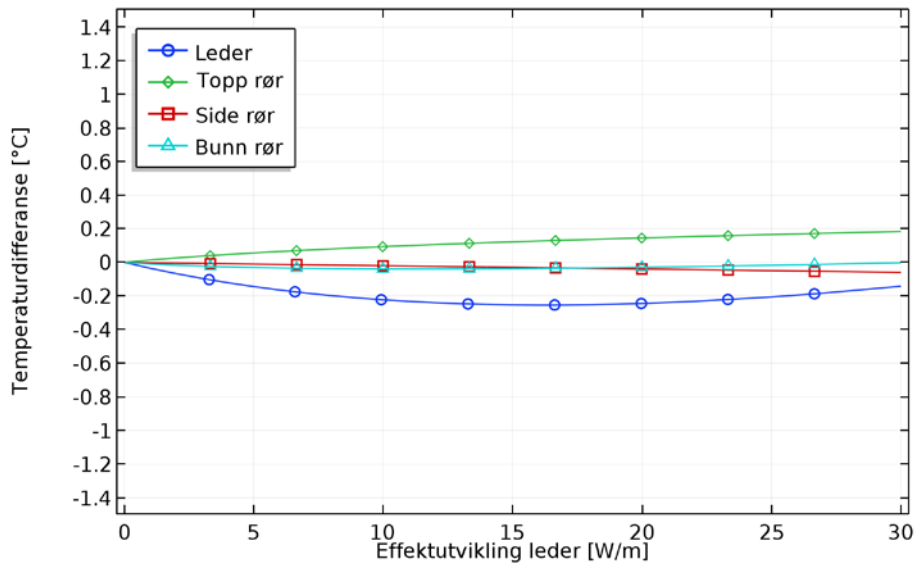
Temperaturfordeling rundt røret blir noe forskjellig for den for forenklete beregningen, sammenlignet med temperaturfordelingen ved direkte beregning av konveksjon. For å oppnå mindre forskjell i temperaturfordelingen ble det innført en varmekilde som varierer langs rørveggen. Det ble forsøkt en funksjon som varierer med $\tanh(\varphi)$, med $\varphi = \pi/2$ rett opp. Følgende fordeling ga godt resultat:

$$4 * q_{pipe} * \tanh(\varphi)$$

Dette uttrykket er anti-symmetrisk med hensyn φ , slik at netto tilført effekt er null. Resultatet fra en slik beregning er vist i Figur 6. Differansen mellom temperatur ulike steder på rørveggen for direkte beregning av konveksjonsbidrag og forenklet beregning av konveksjonsbidrag er vist i Figur 7. Det største avviket er 0,3 °C.



Figur 6: Temperatur på leder fra beregning av konveksjon direkte, og fra beregning med estimert bidrag fra konveksjon, for rørdiameter på 110 mm og kabeldiameter 5.5 mm. Forskjellen mellom ledertemperatur for de to beregningsmetodene mindre enn 1 °C.



Figur 7: Differanse i temperatur mellom direkte beregning av konveksjon og forenklet beregning av konveksjon på utvalgte punkter med "ujevn" fordeling av varmekilde langs rørveggen.

For tre kabler i trekant forlagt i et rør blir også resultatene tilsvarende gode, når en effektiv diameter på 2,15 av hver kables diameter benyttes, som beskrevet i IEC 60287-2-1.

3 Verifisering av forenklet modell for varmetransport for kabel i rør

3.1 Bakgrunn/motivasjon

For å undersøke hvor godt den forenklede modellen for kabel i rør stemmer med virkeligheten, ble det gjennomført et laboratorieforsøk hvor en kabel forlagt i rør ble påtrykt strøm og temperaturen i kablededene og flere posisjoner på rørveggen målt.

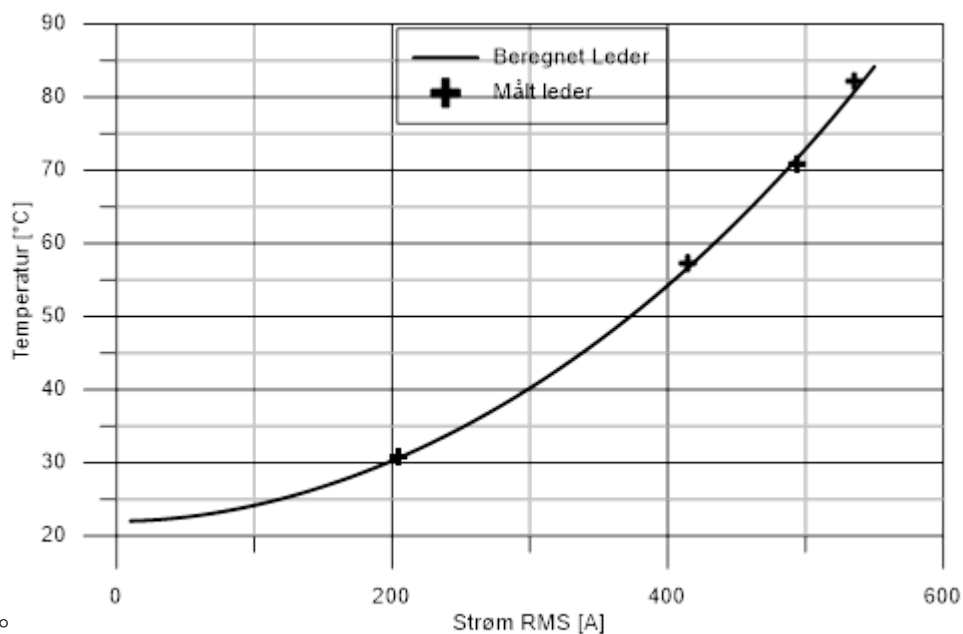
Kabelen som ble benyttet var en TSLF 24 kV 240/35 som hadde aluminiumsleder med tverrsnitt 240 mm². Lederdiameter 18,2 mm og ytre diameter 38,2 mm. Kabelen ble forlagt i to kabelrør av polypropylen, et rør med indre diameter 160 mm og veggtykkelse 5,5 mm, og et rør med indre diameter 110 mm og veggtykkelse 4 mm. Rørene var 5 m lange. Temperaturen ble målt med termoelement boret inn lederen til kabel midt på røret, på kappen midt på røret, og over, på siden av og under røret.

Flere forskjellige strømmer ble påtrykt, og for hvert nivå pågikk forsøket til kabelen hadde oppnådd stabil temperatur. Motstanden til kabelen ble målt noen ganger under forsøket ved bruk av mikroohmmeter. En ende av kabelen ble frakoblet strømforsyningen før måling av motstanden, og temperaturen til lederen ble notert. Målt motstand til kabelen var i godt samsvar med forventet motstand ut fra datablad.

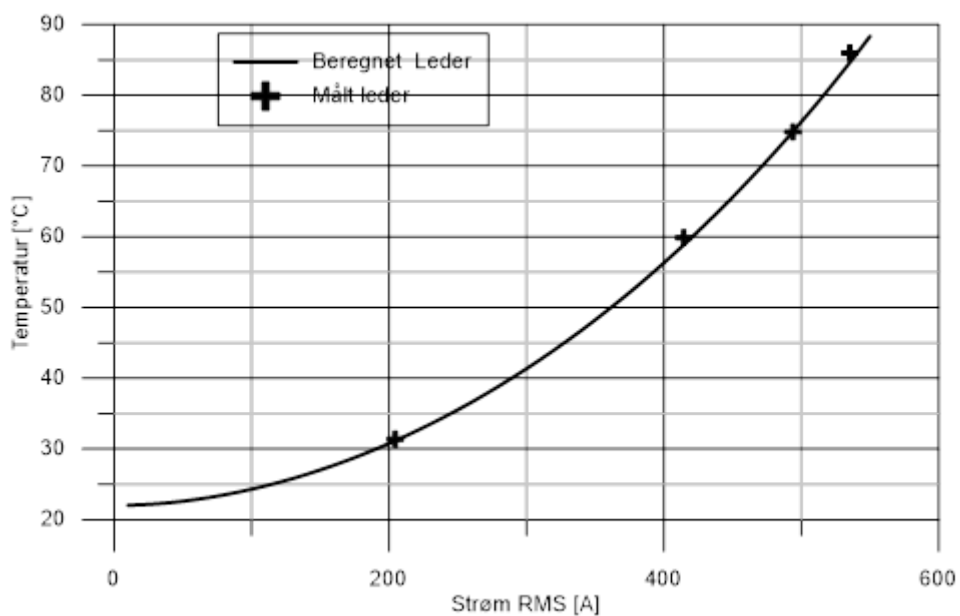
En representativ COMSOL-modell av forsøket ble satt opp. Modellen inkluderte varmetransport til omgivelsene ved konveksjon og stråling. Varmeovergangen ved konveksjon fra ytre rørvegg ble representert ved en varmeovergangskoeffisient h_c : $Q = h_c \cdot (T - T_{amb})$, hvor h_c er gitt av litteraturverdier. Denne sammenhengen gir ikke et korrekt lokalt varmeovergangstall, så temperaturen på rørveggen i simuleringene vil ikke bli fullstendig korrekte. Strålingen ble representert ved diffus stråling til omgivelser ved T_{amb} . Emissiviteten til rørveggen mot omgivelsene ble satt til 0.8

3.2 Resultater

Målt maksimal temperatur på ledere for de forskjellige strømmene, og beregnet temperatur på ledere ved bruk av forenklet modell for varmetransport i rør, er vist i Figur 14 for røret med diameter 160 mm og i Figur 15 for røret med diameter 110 mm.



Figur 8: Målt og beregnet ledertemperatur for kabel i rør med diameter 160 mm.



Figur 9: Målt og beregnet ledertemperatur for kabel i rør med diameter 110 mm.

4 Diskusjon og konklusjon

Resultatene fra forsøkene viser at den forenkla modellen som er etablert for å ta hensyn til bidraget til varmetransport fra konveksjon greier å forutsi ledertemperaturen til en kabel forlagt i et rør godt, med en nøyaktighet på bedre enn 1 °C.

Temperaturfordelingen på rørveggen i den forenkla modellen blir ikke reproduert korrekt. Grunnen til dette er trolig at i forsøket vil varmeovergangskoeffisienten tangentielt langs rørveggen variere. Der hvor grensesjiktet mellom kabel og rør er tynt, det vil si under røret, vil varmeovergangskoeffisienten være høy. Når grensesjiktet blir tykkere blir varmeovergangskoeffisienten mindre. I beregningsmodellen blir det brukt en global varmeovergangskoeffisient, som ikke vil kunne reproducere den lokale varmeovergangskoeffisienten.

A Referanser

Teertstra, P. and Yovanovich, M.M., *Comprehensive Review of Natural Convection in Horizontal Circular Annuli*, 7th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, Albuquerque, NM, HTD-Vol.357-4, pp. 141 (1998).

B Vedlegg 1: Modellparametere

Tabell 3.1 Oversikt over parametere og formler for modell for varmetransport mellom kabel og rør.

pA_amb	1e5[Pa]	Lufttrykk
Di		Diameter kabel
Do		Diameter rør
L	(Do-Di)/2	
Ti_avg		Temperatur kabeloverflate (gjennomsnitt)
To_avg		Temperatur rørvegg (gjennomsnitt)
T_m	(Ti_avg+To_avg)/2	
beta_T_m	1/T_m	Termisk utvidelseskoeffisient
rho_air_T_m	mat33.def.rho(pA_amb[1/Pa],T_m[1/K])[kg/m^3]	Tetthet ved T_m
k_air_T_m	mat33.def.k(T_m[1/K])[W/(m*K)]	Termisk ledningsevne ved T_m
eta_air_Tm	mat33.def.eta(T_m[1/K])[Pa*s]	Viskositet ved T_m
cp_air_T_m	mat33.def.Cp(T_m[1/K])[J/(kg*K)]	Varmekapasitet ved T_m
a_air_T_m	k_air_T_m/(rho_air_Tm*cp_air_T_m)	Termisk diffusivitet ved T_m
Ra_L_T_m	$g_const * beta_T_m * L^3 * (Ti_avg - To_avg) / (eta_air_Tm / rho_air_Tm * a_air_T_m)$	
Ra_cyl_T_m	$((\log(Do/Di))^4 / (L^3 * (Di^{-3/5} + Do^{-3/5})^5)) * Ra_L_T_m$	
	$\frac{k_{eff}}{k} = 0.386 \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} Ra_{cyl}^{1/4}$	NB! K_eff skal være større enn 1. Det vil si Max(keff/k,1)
Q_konv	$Q_{konv} = 0.4 * 2\pi * k \left(\frac{k_{eff}}{k} - 1 \right) * \Delta T * \frac{1}{\ln(D_o/D_i)}$	Bidrag til varmetransport på grunn av konveksjon. Denne blir lagt til som en jevnt fordelt varmekilde på utsiden av røret, og den samme effekten trekkes fra ledere.
Q_corr	$4 * Q_{konv} * \tanh(\varphi)$	Ujevnt fordelt varmekilde som legges til utenpå røret for å gi bedre representasjon av hvordan effekten er fordelt.

		Nettobidraget fra dette leddet er null, siden $\tanh(\varphi)$ er anti-symmetrisk.
Tan (phi)	$\tanh(\varphi)=\tanh(\text{asin}((y\text{-forlegningsdybde_ror})/(\text{Do}/2+\text{Pipe_wall})))$	Alternativ måte å spesifisere ujevnt fordelt varmekilde.



Teknologi for et bedre samfunn

www.sintef.no