

Nora Schjøth Bunkholt

Eksperimentell studie av termisk oppdrift i tak med luftet tekning

Juni 2019

Eksperimentell studie av termisk oppdrift i tak med luftet tekning

Nora Schjøth Bunkholt

Bygg- og miljøteknikk

Innlevert: Juni 2019

Hovedveileder: Tore Kvande

Medveileder: Lars Gullbrekken

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for bygg - og miljøteknikk

Forord

Denne rapporten er resultatet av en masteroppgave skrevet ved NTNU (Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet), Institutt for bygg og miljøteknikk, våren 2019. Oppgavens omfang er 30 studiepoeng og utgjør siste semester av det femårige sivilingeniørstudiet Bygg- og miljøteknikk.

Arbeidet med masteroppgaven har vært en spennende og utfordrende prosess, og har gitt meg mye ny kunnskap. Spesielt har arbeidet med å utforme metoden og gjennomføre laboratorieforsøk vært svært lærerikt. Hensikten med oppgaven har vært å øke kunnskapen om, og forståelsen av, lufting av skrå tretak. Jeg ble introdusert til temaet gjennom min fordypningsoppgave som ble gjennomført på NTNU høsten 2018. Masteroppgaven skulle i utgangspunktet ta for seg vinddrevet lufting av skrå tretak, men utviklet seg til å omhandle termisk oppdrift som drivkraft for lufting. Dette var et resultat av et samarbeid med masterstudentene Martina Svantesson og Toivo Sawén ved Chalmers tekniske høyskole i Göteborg. Sammen med dem ble den eksperimentelle metoden utformet, og laboratorieforsøk gjennomført laboratoriene til NTNU og SINTEF i Trondheim. Resultater ble i tiden etterpå diskutert gjennom ukentlige møter. Jeg vil takke Martina og Toivo for et givende samarbeid, kunnskapsutveksling og mange gode diskusjoner.

Jeg ønsker å rette min største takk til hovedveileder Tore Kvande og medveileder Lars Gullbrekken for svært god oppfølging og verdifulle innspill i gjennomføringen av denne oppgaven. De har bidratt med stor hjelp, både for det teoretiske arbeidet og den praktiske gjennomføringen av forsøk i laboratoriet. Jeg vil også takke Jardar Lohne for viktig hjelp og nyttige innspill i forbindelse med utarbeiding av den vitenskapelige artikkelen som følger denne rapporten. I tillegg vil jeg rette en takk til Øystein Holmberget og Egil Rognvik, ved SINTEF, og Ole Aunrønning, ved Institutt for bygg- og miljøteknikk, for veiledning og bidrag i gjennomføringen av laboratorieforsøk.

Til slutt vil jeg si tusen takk til Anders, familie og alle venner som har hjulpet, støttet og motivert meg i gjennomføringen av denne masteroppgaven.

11. juni 2019

Nora Schjøth Bunkholt

Sammendrag

Skrå trectak ventileres gjennom en luftespalte under takets tekning for å fjerne varme og fuktighet fra takkonstruksjonen. Luftingen er avgjørende for å unngå fuktskader i konstruksjonen og redusere snøsmelting på taket. Luftstrømningen i spalten drives av trykkforskjeller på grunn av vindtrykk og termisk oppdrift. Relasjonen mellom luftstrømningen og varme- og fuktoverføring i spalten er kompleks og er derfor utfordrende å beregne teoretisk. Følgelig er det behov for eksperimentelle undersøkelser for å øke kunnskapen om luftstrømning i spalten.

Hensikten med denne oppgaven er å studere luftstrømning drevet av termisk oppdrift i luftespalten i skrå tak. Det ble gjennomført en eksperimentell studie der relasjonen mellom spalteutforming, luftstrømning og termisk drivkraft ble undersøkt. Forskningsobjektet var en 3,5 m lang rektangulær spalte, varmet opp fra oversiden for å simulere solinnstråling på en takflate. En varmemefolie i spalten ble benyttet for regulering av varmeeffekt. Sensorer for måling av temperaturer og trykk ble installert i modellen, mens luftstrømningens hastighet ble bestemt ved bruk av røyktester. Ulike kombinasjoner av takvinkler ($5-45^\circ$), spaltehøyder (23-140 mm) og varmeeffekter (9-144 W) ble studert. En analyse av de termiske og fluidmekaniske forholdene i luftespalten ble gjennomført.

Studien viste at luftstrømning drevet av termisk oppdrift var avhengig av varmeeffekt, spaltehøyde og takvinkel. Høyere varmeeffekt ga større volumstrøm ved konstant takvinkel og spaltehøyde, på grunn av økt termisk drivkraft. En økning i spaltens vinkel økte den termiske drivkraften på grunn av større høydeforskjell mellom spaltens innløp og utløp. Videre ble det observert at økt spaltehøyde var assosiert med høyere volumstrøm. Dette forklares av et større strømningsstverrsnitt, i tillegg til lavere strømningsmotstand når spaltehøyden ble økt. Den positive effekten av redusert strømningsmotstand ved økt spaltehøyde ble imidlertid delvis motvirket av lavere drivkraft på grunn av lavere spalte-temperaturer når luftstrømningen økte. Dette begrenser også den maksimale lufthastigheten i spalten. Det ble observert en øvre grense for lufthastigheten ved en spaltehøyde på 48 mm. En øvre grense ble ikke observert for volumstrømmen, men kan eksistere for større luftespalter. Basert på den generelle økningen i volumstrøm som følge av redusert strømningsmotstand, konkluderer studien med at en økning i spaltehøyden i tillegg til takvinkelen er fordelaktig dersom høy luftstrømning er ønskelig. Dersom høyere temperaturer eller økt lufthastighet er av størst betydning kan en økning i spaltehøyden ha en begrensende effekt. Ved sammenlikning med teoretiske vindhastigheter ble det funnet at det termiske drivtrykket oppnådd i studien kunne tilsvare vindhastighet i intervallet 0,4-2 m/s. Dette indikerer at termisk oppdrift for lufting av spalter kan være en relevant drivkraft i store deler av året i Norge.

Studien indikerer at termisk oppdrift i luftespalten i skrå tak kan være en relevant drivkraft for spalteventilasjon, og kan være viktig å ta hensyn til ved evaluering av ytelsen til slike takkonstruksjoner. Luftstrømning drevet av termisk oppdrift i luftede skrå tak bør derfor ikke neglisjeres i tak med tradisjonell oppbygning i Norge.

Abstract

Pitched wooden roofs are ventilated through an air cavity beneath the roofing in order to remove heat and moisture from the roof construction. The ventilation is essential to avoid moisture related damages in the roof construction and reduce snowmelt on the roof during winter. The air flow in the cavity is driven by pressure differences caused by wind and thermal buoyancy. The relation between the airflow and the transmission of heat and moisture in the cavity is complex and therefore difficult to quantify theoretically. Consequently, experimental studies are necessary in order to increase the knowledge on the airflow in ventilated cavities.

The purpose of this thesis is to study airflow driven by thermal buoyancy in the air cavity of pitched roofs. An experimental study was performed to investigate the relationship between air cavity design, airflow and thermal buoyancy in the cavity. Laboratory measurements were carried out on an inclined roof model with an air cavity heated from above in order to simulate solar radiation on a roof surface. A heating foil in the cavity was used for regulation of applied heating power. Equipment for temperature and pressure measurements were installed in the roof model, while the air velocity in the cavity was determined by smoke tests. Different combinations of roof inclinations (5-45°), air cavity heights (23-140 mm) and applied heating power (9-144 W) were examined. An analysis of the thermal and fluid mechanical conditions in the air cavity was performed.

The study showed that airflow driven by thermal buoyancy was dependent on the heating power, cavity height and roof inclination. Increased heating power increased the airflow at constant inclination and cavity height due to increased thermal buoyancy. Increased inclination led to larger driving force due to larger height difference between the cavity inlet and outlet. Furthermore, increased air cavity height was associated with larger airflow rate, explained by a larger cross section available for airflow, and reduced flow resistance when the cavity height was increased. However, the positive effect of reduced flow resistance was partly counteracted by decreased driving force due to lower cavity temperatures when the air flow rate increased. This also limited the maximum air velocity in the cavity, as the air velocity seemed to reach an upper limit at cavity height 48 mm. No upper limit was observed for the airflow rate, but may exist for larger cavity heights than those investigated in this study. Based on the general increase in air flow rate, the study concludes that increased cavity height and inclination is preferable if maximization of the airflow rate is desired. However, if larger temperatures, driving force or increased air velocity is of importance, increased cavity height might have a limiting effect. In comparison with theoretical wind speeds, the study found that the calculated thermal driving force could correspond to wind speeds in the interval 0,4-2 m/s. This indicates that thermal buoyancy could be a relevant driving force for a large portion of the year.

The study implies that thermal buoyancy in the air cavity of pitched roofs could be a relevant driving force for cavity ventilation, and important to consider in evaluation of the performance of such a construction. Therefore, air flow driven by thermal buoyancy should not be neglected in pitched wooden roofs with traditional design in Norway.

Innhold

Forord		i
Sammendrag		iii
Abstract		v
1 Innledning		1
1.1	Bakgrunn	1
1.2	Formål	2
1.3	Avgrensning	3
1.4	Oppgavens struktur	3
2 Luftede tretak		5
2.1	Oppbygning	5
2.2	Luftespaltens funksjon	6
2.3	Retningslinjer	8
3 Teoretisk rammeverk		9
3.1	Varmeoverføring i luftespalter	9
3.1.1	Varmeoverføring ved konveksjon	10
3.1.2	Termiske forhold	11
3.2	Luftstrømning i spalter	13
3.2.1	Drivtrykk fra vind	14
3.2.2	Strømningsmotstand	15
3.2.3	Friksjonstap	16
3.2.4	Singulærtap	17
4 Metode		21
4.1	Litteraturstudie	21
4.1.1	Omfang	21
4.1.2	Søkeord	21
4.1.3	Artikler for videre studie	22
4.1.4	Sortering av artikler	23
4.1.5	Litteratur utover litteraturstudien	24
4.2	Eksperimentell studie	25
4.2.1	Laboratiemodell	25
4.2.2	Måling av temperaturer og trykk	27
4.2.3	Måling av lufthastighet	28
4.2.4	Testvariasjoner	29
4.2.5	Validering av eksperimentell metode	29
5 Resultater		33
5.1	Validering av eksperimentell metode	33

5.1.1	Kontroll av temperatur- og lufthastighet	33
5.1.2	Analyse av varmfordeling på varmemolien	34
5.1.3	Stasjonære termiske forhold	35
5.1.4	Analyse av metoder for røykproduksjon	36
5.2	Strømningsmotstand	37
5.2.1	Teoretisk strømningsmotstand	37
5.2.2	Beregnet strømningsmotstand	37
5.3	Sammenlikning av laboratoriemålinger og uteklime	40
5.3.1	Tilsvarende solinnstråling	40
5.3.2	Sammenlikning av termisk oppdrift og vindtrykk	40
6	Diskusjon	42
6.1	Validering av eksperimentell metode	42
6.1.1	Kontroll av temperaturforhold	42
6.1.2	Kontroll av strømningsforhold	43
6.1.3	Analyse av varmfordeling på varmemolien	43
6.1.4	Stasjonære termiske forhold	44
6.1.5	Analyse av metoder for røykproduksjon	44
6.2	Strømningsmotstand	45
6.3	Sammenlikning av laboratoriemålinger og uteklime	47
6.3.1	Tilsvarende solinnstråling	47
6.3.2	Sammenlikning av termisk oppdrift og vindtrykk	48
7	Konklusjon	49
8	Forslag til videre arbeid	51
A	Artikkel	57
B	Resultater	83
C	Termisk nettverk for laboratoriemodell	91
D	Referansekonstruksjon	97

1 Innledning

Det norske klimaet kjennetegnes av store geografiske og sesongavhengige variasjoner som følge av Norges varierte topografi og lange kystlinje (Lisø og Kvande, 2007). Dette fører til betydelige værpåkjenninger og setter store krav til utforming av bygninger i Norge. I tillegg til eksisterende klimapåkjenninger, ser man også konsekvensene av et klima i endring. En økning i midlere årsnedbør og økt hyppighet og intensitet for kraftige regnfall er blant de registrerte endringene (Hanssen-Bauer, Førland, Haddeland mfl., 2015). Derfor er klimatilpasning av norske bygninger nødvendig, og et svært viktig tiltak. Dette vises blant annet gjennom forekomsten og omfanget til fuktrelaterte skader på bygninger i den norske bygningsmassen (Gullbrekken, Kvande, Jelle mfl., 2016). Bygningsskader knyttet til takkonstruksjoner utgjør mer enn 22 % av prosessrelaterte skader, hvorav 75 % er knyttet til fukttilførsel til konstruksjonen.

1.1 Bakgrunn

Som en svært utsatt del av en bygnings klimaskjerm må taket konstrueres for å tåle lokale værforhold. Skrå tretak er en tradisjonell og mye brukt konstruksjonsmetode for tak på småhus i Norge (Edvardsen og Ramstad, 2014). I denne sammenhengen defineres tretak som tak med bærekonstruksjon i tre. For å sikre god bestandighet er skrå tretak utformet med naturlig ventilasjon ved å legge til rette for luftstrømning gjennom en luftespalte på undersiden av takets tekning. Luftingen har to hovedhensikter (Edvardsen og Ramstad, 2014):

1. Fjerne varme for å redusere snøsmelting på taket og påfølgende dannelse av is ved takfoten
2. Fjerne fuktighet fra innebygget fukt, luftlekkasjer og kondens for å unngå muggvekst og fuktskader

Luftingen drives av vindtrykk og termisk oppdrift. De to drivkreftene skapes av klimatiske forhold, og kan derfor ikke kontrolleres. Den resulterende luftstrømningen påvirkes følgelig av en rekke faktorer, blant annet lufttemperatur og topografi.

For å møte klimautfordringene verden og Norge står ovenfor i dag må bygninger, i tillegg til å tilpasses et klima i endring, forbruke mindre energi og bidra til lokal energiproduksjon. Et viktig element for å øke bygningers energieffektivitet er bruk av integrerte systemer for energiproduksjon. Blant annet er solceller en lovende fornybar energiteknologi. Potensiell energiproduksjon fra solceller er imidlertid nært knyttet til cellenes temperatur (Jelle, Breivik og Røkenes, 2012). Med innføring av bygningsintegreerte solceller (BIPV) på tak har redusert effektivitet på disse på grunn av overoppheting blitt en utfordring. Skrå tak med BIPV blir derfor ofte utført som luftede tak med en luftespalte på undersiden av panelene (Shukla, Sudhakar og Baredar, 2016; Norton, Eames, Mallick mfl., 2011). Dette fører til at utlufting av overskuddsvarme fra takkonstruksjonen ikke

lenger bare er aktuelt om vinteren for å hindre snøsmelting, men også om sommeren for å oppnå effektiv energiproduksjon.

Gjennom strengere krav til bygningers energieffektivitet endres også kravene til bygningsdelers ytelse og føringer for utforming av bygningskomponenter. For å redusere varmetapet gjennom klimaskallet er økning av isolasjonstykkelsen i takkonstruksjoner et relevant tiltak. Dette gir lavere temperaturer i luftespalten, som er gunstig for å forhindre snøsmelting på taket om vinteren. Redusert varmetap kan imidlertid gi lengre uttørkningstid for fuktighet i takets luftespalte, på grunn av høyere relativ fuktighet i spalten. Konsekvensen av dette er økt fare for kondensering og fuktproblemer i takkonstruksjonen. Det økende fokuset på klimaendringer og CO₂-utslipp favoriserer i tillegg tre som byggemateriale (Gustavsson og Sathre, 2011). Det blir derfor mer attraktivt og aktuelt med bruk av tre i flere typer konstruksjoner, blant annet som bæresystem i større bygninger, i tak med lange spenn og i tak med lave vinkler.

Dagens retningslinjer for utforming av luftede skrå tretak i Norge er gitt i Bøhlerengen (2007) og Bøhlerengen (2012). Retningslinjene gjelder for tak med vinkler over 10-15° og takspenn fra raft til møne under 15 m. Tak med lange spenn, lave vinkler, og integrerte systemer for energiproduksjon er ikke dekket av retningslinjene. Med dagens utvikling i byggemarkedet og ny bruk av luftede tak, er en utvikling av de eksisterende retningslinjene etterspurt. For å kunne utvikle nye retningslinjer er en gjennomgående forståelse av virkemåten til luftede tak nødvendig. Følgelig er det behov for detaljert kunnskap om det fysiske grunnlaget for luftstrømningen i spalten under takets tekning.

1.2 Formål

Formålet med denne masteroppgaven er å øke kunnskapen om lufting og uttørkning av skrå tretak. Hovedmålet er å bidra til utarbeiding av kriterier for dimensjonering av luftespalten under tekningen. Gjennom eksperimentelle forsøk skal termisk drevet luftstrømning studeres. Forskningsobjektet er en laboratoriemodell utviklet av Gullbrekken (2018) og Hansen (2016) i laboratoriene til NTNU og SINTEF Byggforsk i Trondheim. Ulike spaltehøyder og takvinkler blir studert. Studien inkluderer en vurdering av den resulterende luftstrømningen når spaltehøyden er liten og takvinkelen er lav. Et sentralt mål er at eksperimentelle undersøkelser i denne oppgaven kan bidra til utvikling av numeriske modeller for simulering av luftstrømning i spalter med ulike utforminger. Masteroppgaven tar for seg følgende forskningsspørsmål:

1. Hvordan kan temperaturforholdene i luftespalten relateres til spaltens utforming?
2. Hvordan påvirkes luftstrømningen gjennom luftespalten av spaltens utforming?
3. I hvilken grad kan termisk oppdrift drive luftstrømning i spalten?
4. Hvordan er motstanden mot luftstrømning relatert til spaltens utforming?
5. I hvilken grad kan luftstrømning drives av termisk oppdrift sammenliknet med vindtrykk?

1.3 Avgrensning

Omfanget til masteroppgaven inkluderer kun skrå, luftede tretak som er isolert i hele takflaten. Flate tak (vinkel under 5°), kompakte tak og tak med kalde loft faller derfor utenfor emnet som er studert. Tak som er utført med andre konstruksjonsmaterialer enn tre i bærekonstruksjonen er ikke undersøkt. Kryssventilasjon er heller ikke studert inngående da studien kun omfatter et langsgående utsnitt av en luftespalte i et skrått, luftet tretak. Andre forhold som kan påvirke takkonstruksjonens ytelse, slik som varmeisolerende egenskaper, er heller ikke tatt med i undersøkelsene. Videre er betydningen av utforming av takteking, undertaksmateriale og lekter ikke inkludert i studien. Kun overtemperatur på taktekingen sammenliknet med temperaturen i omgivelsene er studert. Dette innebærer at undertemperatur i luftespalten og oppvarming av spaltelufta på grunn av varmeoverføring fra varm side av takkonstruksjonen ikke er tatt i betraktning.

1.4 Oppgavens struktur

Denne masteroppgaven er utformet med utgangspunkt i en vitenskapelig artikkel. Artikkelen utgjør hoveddelen av oppgaven, og dekker derfor det meste av studien som er gjennomført. Den tar for seg de fleste resultatene som er funnet, og besvarer de tre første forskningsspørsmålene gitt i kapittel 1.2. Forskningen som er presentert i artikkelen vil ikke bli gjentatt i denne rapporten. Rapportens hensikt er derfor å besvare forskningsspørsmål fire og fem, i tillegg til å dekke relevant informasjon som ikke kommer frem i artikkelen. Rapporten utdyper metoder som er benyttet og begrunner valg som er tatt i gjennomføringsprosessen. I tillegg beskrives teori, resultater og diskusjon som ikke inngår i artikkelen.

Kap. 2 og kap. 3: Teori

I teorikapitlene er det gitt en bredere oversikt over teori som er relevant for oppgaven enn det som er beskrevet i den vitenskapelige artikkelen. Bakgrunnsteori om trehus generelt (kap. 2) og om luftstrømning i spalter spesielt (kap. 3), er presentert. Det er lagt vekt på teori som er nødvendig grunnlag for resultater som kun er presentert i rapporten.

Kap. 4: Metode

Metodekapittelet utdyper metodene som er benyttet i studien. Kapittelet gir en omfattende beskrivelse av litteraturstudien som ble gjennomført, i tillegg til supplerende informasjon om utforming av laboratoriemodellen og gjennomførte laboratorieforsøk. Sistnevnte del av metodekapittelet viser blant annet detaljer og bilder av forsøksoppsettet som ikke ble inkludert i artikkelen.

Kap. 5 og kap. 6: Resultater og diskusjon

Kapitlene tar for seg resultater som ikke ble inkludert i den vitenskapelige artikkelen, og diskusjon rundt disse. Forskningsspørsmål fire og fem besvares.

Kap. 7: Konklusjon

Rapportens konklusjon sammenstiller det som har kommet frem i artikkelen og i resten av denne rapporten. Konklusjonene fra artikkelen er noe utdypet i dette kapittelet.

Kap. 8: Videre arbeid

Sist i rapportens hoveddel følger et kapittel der forslag til videre arbeid er presentert.

Vedlegg A: Artikkel

Den vitenskapelige artikkelen som ble skrevet i forbindelse med masteroppgaven er vedlagt slik den ble innsendt. Forfatterbidrag for artikkelen er lagt ved før artikkelen. Artikkelen tar for seg bakgrunn for studien, relevant litteratur og metoder som ble benyttet i tillegg til å presentere de viktigste funnene fra studien.

Vedlegg B: Resultater

I dette vedlegget beskrives resultater som utdyper funnene presentert i den vitenskapelige artikkelen i vedlegg A.

Vedlegg C og vedlegg D: Beregninger

Vedleggene presenterer og forklarer beregninger som er nødvendig bakgrunn for enkelte av resultatene i kapittel 5.

2 Luftede tretak

Trehus preger i stor grad den norske bygningsmassen på grunn av lange tradisjoner for bruk av tre som konstruksjons- og kledningsmateriale (Edvardsen og Ramstad, 2014). Trehus defineres her som bygninger med bærekonstruksjon i tre. I følge Edvardsen og Ramstad (2014) er mer enn 98% av småhus i Norge bygges med bærekonstruksjon i tre, der trehus i bindingsverk er dominerende. Slike bygninger utføres vanligvis med skrå tretak.

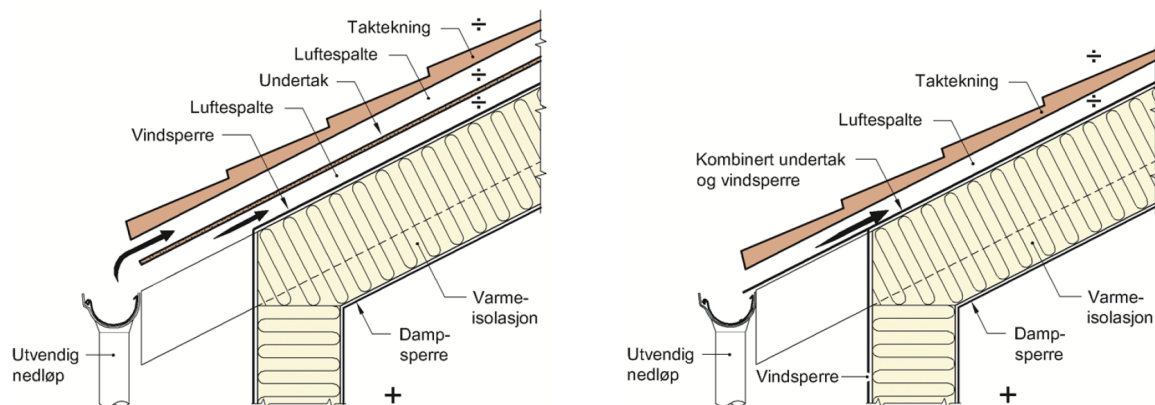
Skrå tretak kan deles inn i to hovedtyper basert på hvordan de er bygget opp. Det skilles i denne sammenhengen mellom tak med kalde loftsrom og tak med isolerte flater og luftet tekning (Edvardsen og Ramstad, 2014). Begge taktypene har utvendig nedløp og lufting av takkonstruksjonen. For tak med kalde loftsrom er det varmeisolerende sjiktet plassert i planet mellom loftsrommet og resten av bygningen. Dette resulterer i et stort ventilert luftvolum. For tak med isolerte flater og luftet tekning plasseres isolasjonen mellom for eksempel taksperrer, og det benyttes kun en smal luftespalte under tekningen. Dette kapitlet presenterer tradisjoner og retningslinjer for oppbygning og utforming av skrå tretak med isolerte flater og luftet tekning. Virkemåten og funksjonen til luftespalten under tekningen er beskrevet.

2.1 Oppbygning

Tak som bygges med isolerte flater og luftet tekning utføres som regel med isolasjonsmaterialet mellom taksperrer, takstoler eller takåser. På undersiden av det varmeisolerende sjiktet legges et dampnett sjikt, mens det på oversiden av det varmeisolerende sjiktet legges et dampåpent, men lufttett sjikt. Dette skal sikre takkonstruksjonens varme- og fukttekniske egenskaper. Tak med isolerte flater og luftet tekning bygges vanligvis som skrå tak med vinkel over 10-15° (Edvardsen og Ramstad, 2014). Luftet tekning oppnås ved innbygging av en ventilert luftespalte mellom takets varmeisolerende sjikt og taktekningen. Det skilles mellom to hovedprinsipper for utforming av luftede skrå tretak med isolasjon i takplanet: taket kan utføres med vindsperre og undertak i to separate eller i ett kombinert sjikt, som vist i figur 1 (Ramstad og Thommesen, 2018).

Prinsipiell oppbygning av taket ved bruk av separat vindsperre og undertak er vist i figur 1a. Løsningen må alltid benyttes dersom taket har difusjonstett undertak og opplekket tekning, eller dersom det benyttes taktekning av asfalttakbelegg, shingel eller liknende på bærende taktro (Bøhlerengen, 2007). Ved bruk av separat undertak og vindsperre trenger ikke undertaket å være diffusjonsåpent eller lufttett. Dette tillater bruk av mer robuste undertak som tåler å stå eksponert over tid (Ramstad og Thommesen, 2018). Alternativt kan taket utføres med undertak og vindsperre i et kombinert sjikt, som vist i figur 1b. En slik oppbygning forutsetter bruk av et tilstrekkelig dampåpent undertak som samtidig er lufttett (Bøhlerengen, 2012). Løsningen bør bare benyttes sammen med en taktekning som gir god beskyttelse mot slagregn, og anbefales ikke på steder med mye

fokksnø. Løsningen er best egnet for tak der isolasjon og dampsperre kan monteres langs hele takflaten fra raft til møne.



(a) Tak med separat vindsperre og undertak (b) Tak med kombinert vindsperre og undertak

Figur 1: Prinsipiell oppbygning av tak med isolerte flater og luftet tekning (Ramstad og Thommesen, 2018)

2.2 Luftespaltens funksjon

Lufting av skrå tretak muliggjøres ved at det legges til rette for luftstrømning gjennom luftespalten på undersiden av takets tekning. For tak med separat vindsperre og undertak luftes det mellom vindsperre og undertak, samt mellom undertak og taktekning dersom taket har opplektet tekning. For tak med kombinert vindsperre og undertak luftes det på undersiden av taktekningen. Som regel plasseres luftinntaket ved raftet og luftuttaket ved mønet, men luftespalten kan også utføres sammenhengende fra raft til raft. I tillegg kan det luftes ved takets gavler for å oppnå krysslufting. Luftespalten har to hovedfunksjoner (Edvardsen og Ramstad, 2014):

1. Fjerne overskuddsfuktighet fra innebygget fukt, kondens eller eventuelle luftlekkasjer gjennom takkonstruksjonen. Dette er nødvendig for å unngå muggvekst og råte.
2. Lufte ut varme fra takkonstruksjonen slik at overflatetemperaturen i spalten holdes så lav som mulig. Dette gjøres for å redusere snøsmelting på taket og påfølgende dannelse av is ved raftet om vinteren.

Luftstrømningen gjennom luftespalten drives av vindtrykk og termisk oppdrift, men påvirkes av en rekke faktorer. Resulterende luftstrømning er blant annet avhengig av luftespaltens dimensjoner, utformingen av raft og møne, og strømningsmotstander i spalten (Gullbrekken, Uvsløkk, Geving mfl., 2018; Hofseth, 2004). I tillegg vil lokale vind- og temperaturforhold være av svært stor betydning for den totale luftutvekslingen i spalten (Gullbrekken, Uvsløkk, Kvande mfl., 2018).

Tradisjonelt har lufting for å unngå snøsmelting vært dimensjonerende for utforming av luftespalten i Norge (Blom, 1990). I dagens takkonstruksjoner økes tykkelsen på det

varmeisolerende sjiktet som følge av strengere krav til bygningers energieffektivitet. Økt isolasjonstykkelse reduserer varmeoverføringen gjennom takkonstruksjonen og dermed utfordringene knyttet til snøsmelting. Tiltaket fører imidlertid også til lavere temperaturer i taket og større fare for kondensering av fuktighet i luftespalten. Økt isolasjonstykkelse kan derfor være ugunstig med tanke på takkonstruksjonens fuktsikkerhet. Økning av takets varmeisolerering øker også faren for naturlig konveksjon i isolasjonssjiktet (Gullbrekken, Uvsløkk, Kvande mfl., 2017). En konsekvens av dette er potensielt større overføring av fuktig luft til spalten gjennom eventuelle utettheter i takkonstruksjonen. Faren for kondensering og oppsamling av fuktighet i spalten forekommer også i perioder med snødekke på taket. Ved omslag til mildvær vil fuktig luft strømme inn i luftespalten og kan potensielt kondensere mot takflaten som er avkjølt av snø. Et snødekke på taket kan imidlertid virke isolerende i kalde perioder med stor avstråling fra takflaten, og dermed redusere kondenseringspotensialet i luftespalten (Bunkholt, Gullbrekken og Kvande, 2019).

For at luftespalten skal virke uttørkende, må luftstrømningen i spalten være tilstrekkelig stor. Større luftspalte og økt luftutveksling er imidlertid ikke alltid gunstig. Ventilasjonsluftas uttørkningspotensiale er avgjørende, og temperaturen og fuktinnholdet til ventilasjonslufta er derfor av stor betydning. Høy luftstrømning kan føre med seg mye luft med lav temperatur og høyt fuktinnhold sammenliknet med lufta i spalten. Dette kan resultere i økt kondensering, og påfølgende oppfukning av materialene i luftespalten. For luftespalter med innløp i raft og utløp i møne kan i tillegg problemer med slagregn og drivsnø som trenger inn i konstruksjonen oppstå når luftespaltens høyde økes.

På varme dager med sol kan kortbølget stråling forårsake svært høye temperaturer på taktekingen. I en studie utført av Gullbrekken, Kvande og Time (2017) ble det målt temperaturer opp mot 60°C på undersiden av et skrått luftet tak i en sommerperiode. Overoppheting kan føre til skader i takkonstruksjonen, men kan til en viss grad reduseres med tilstrekkelig lufting (Blom, 1990). I varme klima benyttes ofte lufting av tak for å redusere varmetilførselen fra solinnstråling til bygningen (Lee, Park, Yeo mfl., 2008; Villi, Pasut og De Carli, 2009). På grunn av klimaendringer med økende temperaturer (Hanssen-Bauer, Førland, Haddeland mfl., 2015), kan dette bli aktuelt også i Norge. I tillegg har avkjøling av takkonstruksjonen i sommerhalvåret blitt aktuelt som følge av innføringen av BIPV på skrå treak (Gullbrekken, Kvande og Time, 2015).

For å forbedre luftingen av takkonstruksjonen kan det benyttes høyere luftspalte, økt størrelse på luftspalteåpningen eller krysslufting. Best mulig utnyttelse av luftsjiktet oppnås ved at spalteåpningene ved raft, møne og eventuelt gavler er omtrent like store som spaltehøyden. I tillegg er det gunstig å benytte sammenhengende luftekanaler fra raft til møne (Bøhlerengen, 2007; Bøhlerengen, 2012). Elementer som takvinduer og skorsteiner vil derfor bidra til å redusere effektiv lufting av takkonstruksjonen. Dette er også noe av grunnen til at slike punkter i konstruksjonen kan være særlig utsatt for snøsmelting og dannelse av is. I følge Bøhlerengen (2012) er det også utfordrende å oppnå effektiv lufting av tak med store flater, det vil si tak som er lengre enn 15 m fra raft til møne.

2.3 Retningslinjer

Dagens retningslinjer for utforming av luftespalten i skrå tretak i Norge er gitt i Bøhlerengen (2007) og Bøhlerengen (2012). Retningslinjene er blant annet avhengig av takets lengde, takvinkelen, utformingen av luftinntak og typen undertak. Generelt anbefales det at takets dimensjoner er under 15×15 m for skrå tretak med isolert takflate og opplektet tekning.

For tak med separat undertak og vindsperre dekker retningslinjene tak med vinkel større enn $10-15^\circ$. For tak på småhus og tak med takflate mindre 7 m fra raft til møne er det anbefalt at luftespalten mellom vindsperre og undertak har høyde på minst 48 mm (Bøhlerengen, 2007). Dette oppnås som regel ved bruk av 48 mm lekter montert over taksperrene i konstruksjonen. For større takflater med avstand lengre enn 7 m fra raft til møne kan det være nødvendig med økt lufting og større luftespalte. For tak med opplektet tekning over separat undertak og vindsperre anbefales det å benytte sløyfehøyde på minst 23 mm for å oppnå tilstrekkelig lufting mellom undertak og taktekning.

Tak med kombinert vindsperre og undertak utføres med luftingen mellom undertak og taktekning. Minste anbefalte takvinkel for tak med denne løsningen er $18-22^\circ$. Lavere vinkler gir redusert lufting på grunn av mindre høydeforskjell mellom luftespaltens innløp og utløp. Luftingen av taket legges det til rette for ved bruk av sløyfer og lekter. Størrelsen på sløyfene dimensjoneres etter takvinkel og taklengde, med retningslinjer for dimensjonering som gitt i tabell 1 (Bøhlerengen, 2012). Taklengden måles fra raft til møne, langs takflaten.

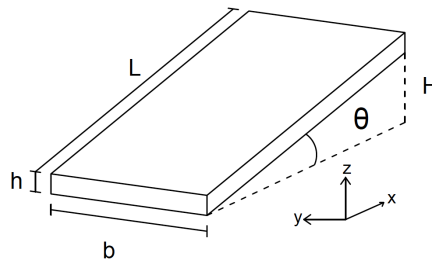
Tabell 1: Anbefalt sløyfehøyde (mm) for lufting av tak med kombinert undertak og vindsperre (Bøhlerengen, 2012)

Takvinkel	Taklengde (m)		
	7,5	10	15
18-30°	36	36+36	48+48
31-40°	30	36	36+23
$\geq 41^\circ$	23	36	36+23

I dagens retningslinjer gis det ikke anbefalinger for tak med større dimensjoner og lavere vinkler enn det som er beskrevet i dette kapitlet. Hvordan lufting skal dimensjoneres og utføres ved bruk av integrerte systemer for energiproduksjon er heller ikke dekket i retningslinjene. For å kunne utvikle dagens retningslinjer til å inkludere et bredere spekter av luftede takkonstruksjoner er det nødvendig med en gjennomgående forståelse av luftespaltens virkemåte. Teori som beskriver det fysiske grunnlaget for luftstrømning i spalten er presentert i det følgende kapitlet.

3 Teoretisk rammeverk

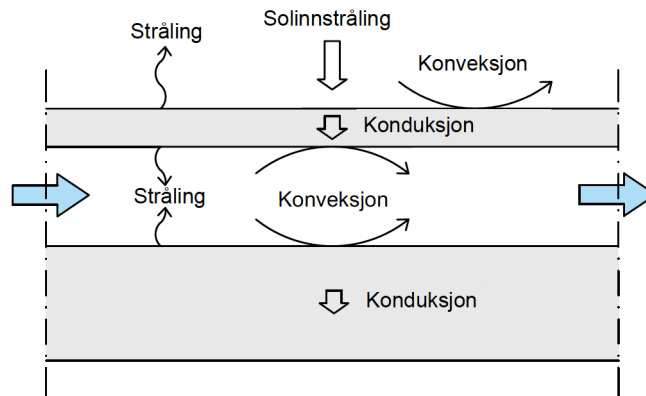
Dette kapitlet beskriver det fysiske grunnlaget for luftstrømning i takets luftespalte. Varmeutveksling og termiske forhold i spalten beskrives i kapittel 3.1. Kapittel 3.2 omhandler strømning i luftespalter, og tar i hovedsak for seg strømningsmotstand. Drivtrykk fra vind er i tillegg beskrevet. Termisk oppdrift som drivkraft for luftstrømning og generell strømningskarakteristikk er presentert i artikkelen i vedlegg A. Teori knyttet til dette er derfor bare beskrevet kort i dette kapitlet. I det følgende er luftespaltens dimensjoner definert som gitt i figur 2, der L er spaltens lengde, b er spaltens bredde, h er spaltens høyde, θ er spaltens vinkel og H er høydeforskjellen mellom spaltens innløp og utløp.



Figur 2: Definisjon av luftespaltens dimensjoner

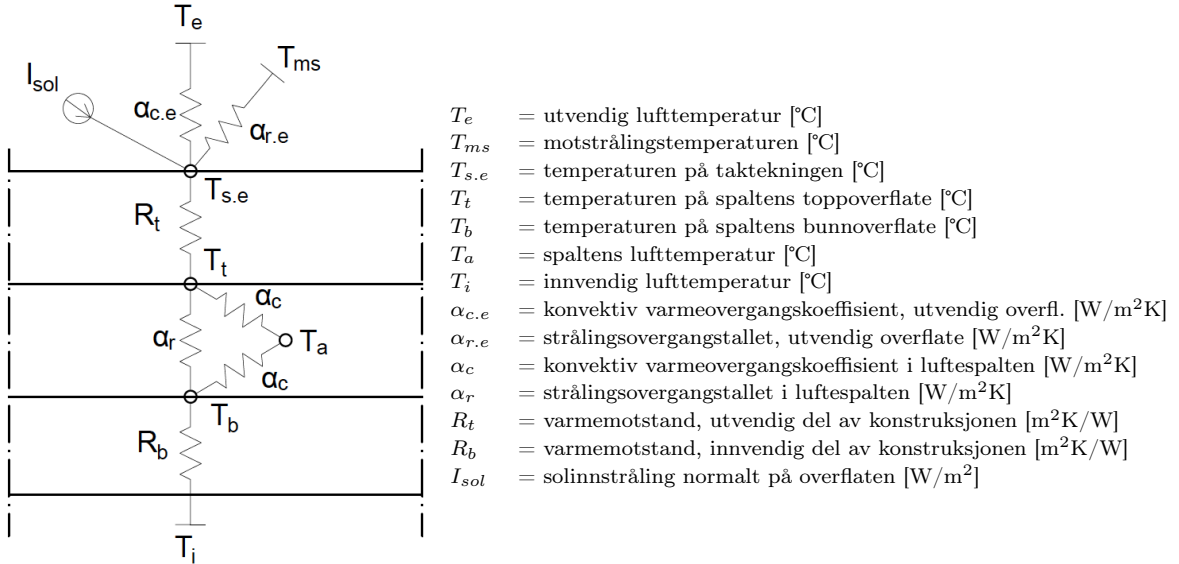
3.1 Varmeoverføring i luftespalter

Varmeoverføring i luftespalten er en funksjon av værforhold, spaltens utforming og overflatenes materialeegenskaper. Forenklet varmetveksling i luftespalten kan beskrives som vist i figur 3. Varmeoverføring forekommer ved varmeledning gjennom tekningen og undertaket, langbølget stråling mellom spaltens over- og underside, og ved konveksjon i luftespalten. Kortbølget og langbølget stråling til og fra taktekningen vil i tillegg være av betydning.



Figur 3: Prosesser for varmeoverføring i luftespalten

Basert på mekanismene for varmeutveksling presentert i figur 3 kan varmeoverføringen i luftespalten beskrives av et termisk nettverk, som vist i figur 4. Alle prosesser som involverer overføring av varme er i nettverket representert som en termisk motstand (R) eller konduktans (α). Drivkreftene for varmeovergang er solinnstråling (I) og temperaturer (T).



Figur 4: Termisk nettverk for luftespalten i et tak med luftet tekning

3.1.1 Varmeoverføring ved konveksjon

Konveksjon beskriver varmeovergangen som forekommer mellom en overflate og et fluid i bevegelse når overflaten og fluidet har ulike temperaturer (Davies, 2004). Konvektiv varmetransport i luftespalten er en kompleks prosess. Fenomenet oppstår delvis ved konduktiv oppvarming eller avkjøling av lufta i et tynt grensesjikt ved spalteoverflatene, og delvis ved varmeoverføring fordi lufta er i bevegelse og blandes med omkringliggende luft. Den konvektive varmetransporten i spalten er avhengig av luftas temperatur og strømningsform, og av spalteoverflatens temperatur, orientering, ruhet og dimensjoner. Varmetransporten mellom spaltelufta og en av overflatene beskrives vanligvis ved hjelp av overflatens konvektive varmeovergangskoeffisient, α_c . Den konvektive varmestrømmen, q_c [W/m²], mellom overflaten og lufta kan da beregnes med Newtons lov (Hens, 2007):

$$q_c = \alpha_c \cdot (T_s - T_a) \quad (3.1)$$

der

- α_c er konvektiv varmeovergangskoeffisient [W/(m²K)]
- T_s er overflatens temperatur [°C]
- T_a er temperaturen i omkringliggende luft [°C]

Gitt likning 3.1 fremstår varmestrømmen som en lineær funksjon av den drivende temperaturdifferansen ($T_s - T_a$). Likningen er imidlertid i stor grad definert av den konvektive varmeovergangskoeffisienten. Denne koeffisienten er vanskelig å fastsette på grunn av avhengighet til en rekke faktorer, og må derfor ofte bestemmes eksperimentelt (Davies, 2004).

Konveksjon i luftespalten kan oppstå naturlig eller tvunget, avhengig av hvilke krefter som setter lufta i bevegelse. Naturlig konveksjon er et resultat av oppdriftskrefter som gjør at luft med lav densitet stiger, slik at en strømning skapes. Den resulterende bevegelsen hindres av viskøst drag ved spaltens overflater (Davies, 2004). Tvungen konveksjon oppstår dersom lufta utsettes for ytre krefter, for eksempel vindtrykk. I dette tilfellet er strømningsmønsteret uavhengig av temperatur. Tvungen og naturlig konveksjon forekommer sjeldent separat, men i kombinasjon, som blandet konveksjon (Hens, 2007). I tillegg til utveksling av følbar varme medfører konveksjonsprosessen i enkelte tilfeller utveksling av latent varme, for eksempel på grunn av fordamping eller kondensering. Blandet konveksjon og latent varmeutveksling vil ikke bli beskrevet ytterligere i denne rapporten.

Naturlig konveksjon danner grunnlaget for overføring av varme til lufta i luftespalten. Den konvektive varmeoverføringen vil variere langs spalten på grunn av variasjoner i strømningsforhold, overflatetemperaturer og konvektiv varmeovergangskoeffisient (Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe, 2013). På grunn av termisk oppdrift, vil lufta som varmes opp ved konveksjon strømme oppover og ut av spalten ved utløpet. Kaldere luft fra omgivelsene vil samtidig strømme inn i spalten ved innløpet. Slik skapes en luftutveksling drevet av termisk oppdrift i spalten.

3.1.2 Termiske forhold

De termiske forholdene i takets luftespalte er i stor grad avhengig av det ytre klimaet. Temperaturene i spalten påvirkes av innløpsluftas temperatur, varmeoverføring til utvendig luft, direkte solinnstråling på taktekningen og langbølget avstråling fra takoverflaten (Davies, 2004). Påvirkningen vil variere, avhengig av takets plassering, orientering og utforming. Varmeutvekslingen mellom spaltelufta og spaltens overflater er i tillegg avgjørende faktorer for resulterende spaltetemperatur. Som beskrevet i figur 3 vil det inne i spalten forekomme konvektiv varmeoverføring mellom spalteoverflatene og lufta, i tillegg til langbølget stråling mellom spaltens overflater. Som beskrevet i figur 4 vil innnetemperatur og varmeoverføring gjennom takkonstruksjonens varmeisolerende sjikt også være av betydning.

Lufttemperaturen i spalten vil variere med avstanden fra spaltens innløp, x [m] (Thue, 2016). Når luftstrømmen og grensebetingelsene i luftespalten endres med tiden kreves det en omfattende analyse for å studere temperaturforholdene i spalten. Denne analysen kan enten utføres numerisk eller eksperimentelt. Dersom det antas stasjonære forhold i

spalten kan likning 3.2 og likning 3.3 benyttes for å beskrive varmeoverføring og temperaturforhold i spalten (Thue, 2016).

$$T_a = T_0 - (T_0 - T_i) \cdot e^{-x/L_0} \quad (3.2)$$

der

- T_a er lufttemperaturen i spalten [°C]
- T_0 er den effektive lufttemperaturen i spalten [°C]
- T_i er lufttemperaturen til innløpslufta [°C]
- x er avstanden fra spalteinnløpet [m]
- L_0 er den karakteristiske lengden [m]

$$L_0 = \rho_a \cdot c_{pa} \cdot h \cdot u \cdot R_0 \quad (3.3)$$

der

- ρ_a er luftdensiteten [kg/m³]
- c_{pa} er den spesifikke varmekapasiteten til luft [J/(kg·K)]
- h er spaltehøyden [m]
- u er lufthastigheten i spalten [m/s]
- R_0 er den effektive varmemotstanden for spalten [m²K/W], lik $1/\alpha_0$ som gitt i likning C.16

Likning 3.2 beskriver hvordan lufttemperaturen i spalten, T_a , endres eksponentielt mot den effektive temperaturen T_0 . Størrelsen L_0 er et mål på hvor fort T_a tilpasser seg T_0 , det vil si et mål på varmeoverføringens størrelse (Thue, 2016). Dersom lufthastigheten i spalten er lav vil T_a tilpasse seg T_0 raskere enn hvis lufthastigheten er høy. T_0 er lufttemperaturen som oppnås dersom spalten er uendelig lang ($x \rightarrow \infty$) eller lufta i spalten er stillestående ($u = 0$). Denne temperaturen er avhengig av varmeutvekslingsmekanismene som påvirker spalten, som beskrevet i figur 3. Ved å redusere spaltens termiske nettverk, som presentert i figur 4, kan T_0 bestemmes. Det reduserte nettverket representerer den samme varmestrømmen til spaltelufta som det fullstendige nettverket. Dette er nærmere beskrevet i vedlegg C.

3.2 Luftstrømning i spalter

Strømningsforhold i luftespalter kan beskrives med etablerte likninger og prinsipper fra fluiddynamikken (Kronvall, 1980). Luftstrømningen gjennom spalten er avhengig av drivkrefter og strømningsmotstander, der forholdet mellom disse kreftene kan beskrives som gitt i likning 3.4 (Hagentoft, 2001). Den totale luftstrømningen gjennom spalten kan beregnes basert på strømmingens gjennomsnittlige hastighet, som vist i likning 3.5.

$$\dot{V} = \frac{\sum \Delta P}{\sum S} \quad (3.4)$$

$$\dot{V} = u_m \cdot A_c \quad (3.5)$$

der

\dot{V} er luftstrømningen gjennom spalten [m^3/s]

ΔP er drivkreftene for luftstrømning [Pa]

S er strømningsmotstanden [$\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{s})$]

u_m er gjennomsnittlig lufthastighet [m/s], som gitt i likning 3.6

A_c er spaltens tverrsnitt [m^2]

Ved studier av fluide strømninger benyttes ofte strømmingens gjennomsnittshastighet, u_m , i beregninger. Den gjennomsnittlige hastigheten forblir konstant i en inkompressibel strømning når strømmingstverrsnittet er konstant (Cengel og Cimbala, 2014). I forbindelse med luftstrømning i bygninger gir det neglisjerbare feil å betrakte luft som et inkompressibelt fluid (Geving og Thue, 2002). Forholdet mellom gjennomsnittlig og maksimal strømningshastighet vil variere avhengig av strømningsregimet. Likning 3.6 beskriver en tilnærming av den gjennomsnittlige hastigheten for laminær strømning. Relasjonen er avhengig av faktoren f_p , som kan settes tilnærmet lik 0,67 for vide rektangulære spalter (ASHRAE, 2005).

$$u_m = f_p \cdot u_{max} \quad (3.6)$$

der

u_{max} er maksimal lufthastighet [m/s]

3.2.1 Drivtrykk fra vind

Drivtrykket for luftstrømning i spalten er et resultat av trykkforskjeller mellom spaltens innløp og utløp. Trykkforskjellene skapes av vindtrykk, ΔP_W , og termisk oppdrift, ΔP_T . Som beskrevet i likning 3.7 kan de to drivkreftene adderes til en samlet trykkforskjell ΔP [Pa] (Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe, 2013).

$$\Delta P = \Delta P_W + \Delta P_T \quad (3.7)$$

Resulterende luftstrømning vil blant annet være avhengig av hvilken drivkraft som er dominerende. I denne studien behandles i hovedsak drivkraften fra termisk oppdrift, som er beskrevet og diskutert i vedlegg A og B. I dette delkapittelet presenteres en kort beskrivelse av drivtrykket fra vind.

Vinddrevet lufting defineres av vindens hastighet og retning mot bygningen, og påvirkes i stor grad av topografi og omkringliggende vegetasjon og bygninger. Potensialet for luftstrømning i spalten bestemmes av forskjellen i trykk som vinden skaper mellom spaltens innløp og utløp. Den resulterende luftstrømningen er avhengig av luftas dynamiske trykk og vindtrykkskoeffisienten, c_p , som gitt i likning 3.8 og likning 3.9 (Hens, 2011).

$$\Delta P_W = \Delta c_p \cdot \frac{\rho_a \cdot u_w^2}{2} \quad (3.8)$$

$$\Delta c_p = c_{p1} - c_{p2} \quad (3.9)$$

der

ρ_a er luftdensiteten [kg/m³]

u_w er referansevindhastigheten, som regel vindhastigheten målt 10 m over bakken i et åpent område [m/s]

c_{p1} er vindtrykkskoeffisienten ved spaltens innløp

c_{p2} er vindtrykkskoeffisienten ved spaltens utløp

Vindtrykkskoeffisienten er en funksjon av referansehastigheten (u_w), vindretningen, bygningens plassering og geometri, og den delen av bygningen som betraktes (Hens, 2007). Koeffisienten vil i tillegg variere i ulike punkter på en gitt flate. Forskjellen i vindtrykkskoeffisient mellom spaltens innløp og utløp, Δc_p , kan bestemmes gjennom feltundersøkelser, forsøk i vindtunnel eller ved bruk av simuleringer som bygger på CFD (Computational Fluid Dynamics) (Hens, 2007). Verdien til Δc_p vil derfor variere avhengig av referansen som benyttes. For praktiske beregninger av luftstrømning i tak foreslo Gullbrekken, Uvsløkk, Kvande mfl. (2018) en gjennomsnittlig Δc_p lik 0,7 for bygninger med opptil to etasjer. Studien var basert på feltnålinger på en fullskala bygning med skrått tak og lufting fra raft til raft. I tillegg fant studien gjennomsnittlig Δc_p i intervallet 0,5-1,4 i litteraturen.

3.2.2 Strømningsmotstand

Strømningsmotstanden i luftespalten, S [Pa/(m³/s)], er avhengig av trykktapene i spalten og luftstrømningen i seg selv (Hagetoft, 2001). Total strømningsmotstand kan beskrives med likning 3.10, der motstanden uttrykkes ved et trykktap, ΔP_{tap} [Pa], over spaltens lengde. For strømming ved stasjonære forhold vil trykktapet være lik drivkreftene for strømming.

$$\sum S = \frac{\Delta P_{tap}}{\dot{V}} \quad (3.10)$$

Når et fluid strømmer gjennom en kanal forekommer energitap som trykktap ved friksjon, ΔP_f , og trykktap over enkeltmotstander i strømningsveien, ΔP_s (Stensaas, 2001). Sistnevnte betegnes singularørtap. De totale trykktapene i spalten kan beregnes som en sum av slike trykktap i ulike deler av spalten, som gitt i likning 3.11. Trykktapet i en gitt del av spalten kan evalueres ved å anta enten fullstendig laminær eller fullstendig turbulent strømming. Basert på likning 3.10 og likning 3.11 kan den totale strømningsmotstanden i luftespalten fordeles på et bidrag fra friksjon, S_f , og et bidrag fra singularørtap, S_s , som gitt i likning 3.12. Friksjonstap beskrives i kapittel 3.2.3, mens singularørtap beskrives i kapittel 3.2.4.

$$\Delta P_{tap} = \sum \Delta P_f + \sum \Delta P_s \quad (3.11)$$

$$\sum S = S_f + S_s = \frac{\sum \Delta P_f}{\dot{V}} + \frac{\sum \Delta P_s}{\dot{V}} \quad (3.12)$$

Ved beregning av strømningsmotstander i denne rapporten benyttes spalteluftas middeldensitet. Middeldensiteten beregnes basert på en antakelse om at luftespalten kan deles i et endelig antall seksjoner som hver har konstant lufttemperatur. Luftas middeltemperatur, T_m [°C], beregnes etter likning 3.13 og gir grunnlag for å fastsette middeldensiteten i spalten.

$$T_m = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \cdot \Delta x_i}{L} \quad (3.13)$$

der

T_i er lufttemperaturen i seksjon i [°C]

Δx_i er lengden av seksjon i [m]

L er luftespaltens lengde [m]

3.2.3 Friksjonstap

Et strømmende fluid i direkte kontakt med en fast overflate vil ha hastighet lik null der fluidet er i kontakt med overflaten (Cengel og Cimbala, 2014). Dette kommer av friksjon som oppstår på grunn av viskøse skjærspenninger mellom fluidpartiklene og overflaten. Fenomenet fører til at luftas strømningshastighet blir null inntil spalteveggene, men gradvis øker til sitt maksimale i spaltetverrsnittets midtpunkt. Friksjonen mellom lufta og spaltens overflater fører slik til at hastighetsprofilen i spalten over en gitt avstand endres til et parabolisk profil. Når et parabolisk hastighetsprofil er oppnådd, antas strømmingen å være fullt utviklet. Lengden fra spalteinløpet til punktet der hastighetsprofilen i strømmingen er fullt utviklet kan tilnærmes av likning 3.14 for laminære strømninger (Cengel og Cimbala, 2014). For å bestemme om en strømming er laminær eller turbulent benyttes Reynolds tall, som gitt i likning 3.15. Den hydrauliske diameteren i likning 3.14 er gitt av likning 3.16 for rektangulære kanaler.

$$L_h = 0,05 \cdot Re \cdot D_h \quad (3.14)$$

$$Re = \frac{u_m \cdot L_c}{\nu} \quad (3.15)$$

$$D_h = \frac{2bh}{b+h} \quad (3.16)$$

der

Re er Reynolds tall for strømmingen [-], som gitt i likning 3.15

D_h er den hydrauliske diameteren [m], som gitt i likning 3.16

u_m er gjennomsnittlig lufthastighet [m/s]

L_c er karakteristisk lengde for spalten [m], lik D_h for en rektangulær spalte

b er spaltens bredde [m]

h er spaltens høyde [m]

Når hastighetsprofilen i spalten har utviklet seg til sin endelige form kan trykktapet per lengdeenhet i strømningsretningen beregnes med den generelle friksjonsloven, Darcy-Weisbachs likning, som gitt av likning 3.17 og likning 3.18 (Cengel og Cimbala, 2014). Friksjonstapet, ΔP_f [Pa], er friksjonstapet over hele spaltens lengde.

$$\frac{\Delta P_f}{L} = \lambda \cdot \frac{p_d}{D_h} \quad (3.17)$$

$$p_d = \frac{\rho_a \cdot u_m^2}{2} \quad (3.18)$$

der

λ er friksjonsfaktoren [-]

p_d er det dynamiske trykket til lufta [Pa]

D_h er den hydrauliske diameteren [m]
 L er spaltens lengde [m]
 ρ_a er luftdensiteten [kg/m³]
 u_m er gjennomsnittlig lufthastighet [m/s]

Friksjonsfaktoren, λ , er ikke konstant, men avhenger av fluidets viskositet, spaltens ruhet og hydrauliske diameter, strømningshastigheten og strømmingens art. For laminær strømning er friksjonsfaktoren omvendt proporsjonal med Reynolds tall, Re [-], og er uavhengig av kanaloverflatens ruhet. For laminær strømning i et sirkulært rør gjelder forholdet $\lambda = 64/Re$, mens $\lambda = 96/Re$ er gyldig for strømning mellom uendelige plane plater (Cengel og Cimbala, 2014). Friksjonsfaktoren for en rektangulær luftespalte vil ligge i intervallet mellom $64/Re$ og $96/Re$. For å bestemme friksjonsfaktoren for luftespalten benyttes den geometriske funksjonen $\phi^*(h/b)$ (Kronvall, 1980). Funksjonen tar hensyn til luftespaltens dimensjoner og kan tilnærmes som gitt i likning 3.19. Friksjonsfaktoren for laminær strømning kan deretter estimeres ved bruk av likning 3.20 (Kronvall, 1980).

$$\phi = \frac{2}{3} + \frac{11}{24} \cdot \frac{h}{b} \left(2 - \frac{h}{b}\right) \quad (3.19)$$

$$\lambda = \frac{64}{\phi \cdot Re} \quad (3.20)$$

der

Re er Reynolds tall [-]
 h er spaltehøyden [m]
 b er spaltebredden [m]

Dersom luftstrømningen er turbulent vil ikke friksjonsfaktoren kun være avhengig av Reynolds tall (Stensaas, 2001). Kanalveggenes ruhet vil også være av stor betydning. Friksjonsfaktoren kan for turbulent strømning bestemmes som en funksjon av Reynolds tall og relativ ruhet, k/D_h , der k [m] er overflateruheten til spaltens overflater. Friksjonsfaktoren for turbulent strømning kan beregnes teoretisk, som gitt i Kronvall (1980), eller leses av i diagram når Reynolds tall og relativ ruhet er kjent. Turbulent strømning blir ikke studert nærmere i denne rapporten.

3.2.4 Singulærtap

Singulærtap er energitap over enkeltmotstander i strømningsveien. Slike tap oppstår dersom momentane endringer i strømningsmønsteret eller strømmingens tverrsnitt introduseres (Stensaas, 2001). For de fleste enkeltmotstander avhenger trykktapet av det dynamiske trykket i strømningen før og etter enkeltmotstanden. Singulærtapet som oppstår over enkeltmotstander kan derfor beregnes som en funksjon av det dynamiske trykket

og en singulærtapsfaktor, ξ [-], som beskrevet i likning 3.21 (Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe, 2013). Dynamisk trykk ble beskrevet i likning 3.18.

$$\Delta P_s = \xi \cdot p_d \quad (3.21)$$

Singulærtapsfaktoren er avhengig av spaltens geometri og strømningshastigheten. Teoretisk beregning av nøyaktige singulærtap er utfordrende, og i de fleste tilfeller må singulærtapsfaktoren derfor fastsettes på grunnlag av forsøk (Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe, 2013). For noen typer enkeltmotstander, for eksempel brå utvidelser og innsnevring i strømningsstverrsnitt, kan trykktapet imidlertid estimeres teoretisk. Relatert til den eksperimentelle studien i denne oppgaven vil singulærtap forekomme ved spaltens innløp og utløp, som kan anses som henholdsvis en brå innsnevring og en brå utvidelse i tverrsnitt. Total singulærtapsfaktor for spalten kan som vist i likning 3.22 beregnes som summen av singulærtapsfaktoren for innløpet, ξ_i , og singulærtapsfaktoren for utløpet, ξ_u :

$$\xi = \xi_i + \xi_u \quad (3.22)$$

Singulærtapet ved innløpet er et resultat av en sammentrekning, og påfølgende utvidelse, av luftstrømningen like etter passering av innløpet. I følge Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe (2013) kan singulærtapet ved en brå innsnevring i strømningsstverrsnittet beskrives av kontraksjonsfaktoren α , gitt i likning 3.23. Kontraksjonsfaktoren uttrykker i hvilken grad luftstrømningen trekkes sammen etter passering av innløpet. Trykktapet ved innløpet, ΔP_{si} , kan beregnes som gitt i likning 3.24, og singulærtapsfaktoren for innløpet er gitt ved likning 3.25.

$$\alpha = \frac{A_0}{A_2} \quad (3.23)$$

$$\Delta P_{si} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 p_d \quad (3.24)$$

$$\xi_i = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \quad (3.25)$$

der

p_d er det dynamiske trykket til lufta [Pa], beregnet relatert til hastigheten etter innsnevringen i tverrsnitt

A_0 er strømnings tverrsnittsareal ved sammentrekningen av luftstrømningen [m^2]

A_2 er strømnings tverrsnittsareal etter sammentrekningen av luftstrømningen [m^2]

Kontraksjonsfaktoren kan også bestemmes basert på forholdet A_2/A_1 , der A_1 og A_2 er strømnings tverrsnitt henholdsvis før og etter innsnevringen. For en luftespalte med åpninger mot omgivelsene vil dette forholdet være lik null, som i følge Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe (2013) gir en kontraksjonsfaktor lik 0,6.

Ved beregning av singulærtapet ved spaltens utløp, ΔP_{su} , er tapsfaktoren i følge Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe (2013) avhengig av forholdet mellom tilgjengelig strømningsareal før og etter utløpet, som gitt i likning 3.26. Singulærtapsfaktoren er gitt av likning 3.27. For en luftespalte med åpninger mot omgivelsene vil $A_1/A_2 = 0$, og $\xi_u = 1$.

$$\Delta P_{su} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 p_d \quad (3.26)$$

$$\xi_u = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (3.27)$$

der

- p_d er det dynamiske trykket til lufta [Pa], beregnet relatert til hastigheten før utvidelsen
 A_1 er strømnings tverrsnittsareal før utvidelsen [m²]
 A_2 er strømnings tverrsnittsareal etter utvidelsen [m²]

Singulærtap kan alternativt uttrykkes som gitt i likning 3.28 og likning 3.29 (Hagentoft, 2001), der singulærtapet beskrives som en funksjon av volumstrømmen i seg selv og faktoren S' [Pa/(m³/s)²].

$$\Delta P_s = S_s(\dot{V}) \cdot \dot{V} = S'_s \cdot \dot{V}^2 \quad (3.28)$$

$$S'_s = \frac{1.8 \cdot \rho_a}{2 \cdot A_c^2} \quad (3.29)$$

der

- ρ_a er luftdensiteten [kg/m³]
 A_c er spaltens tverrsnittsareal [m²]

Kronvall (1980) presenterer likninger for beregning av singulærtap i kanaler med parallelle sider spesielt. Trykktapet ved innløpet, ΔP_{si} [Pa], uttrykkes som gitt i likning 3.30 og likning 3.31, der singulærtapsfaktoren ved innløpet kan beregnes med likning 3.32.

$$\Delta P_{si} = p_d \cdot (1 - \sigma)^2 + K_c \cdot p_d = \xi_i \cdot p_d \quad (3.30)$$

$$\sigma = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.31)$$

$$\xi_i = (1 - \sigma)^2 + K_c \quad (3.32)$$

der

- p_d er det dynamiske trykket til lufta [Pa]
- A_2 er strømnings tverrsnittareal etter innsnevringen [m²]
- A_1 er strømnings tverrsnittareal før innsnevringen [m²]
- K_c er kontraksjonsfaktoren (innløpsfaktoren) [-]
- ξ_i er singulærtapsfaktoren ved innløpet [-]

For en luftespalte med åpninger mot omgivelsene er $\sigma = 0$, og K_c kan estimeres som en funksjon av Reynolds tall (Kronvall, 1980). For $\sigma = 0$ gjelder likning 3.33 og likning 3.34.

$$\xi_i = 1 + K_c \quad (3.33)$$

$$K_c = \begin{cases} 0,98 \cdot Re^{-0,03} & \text{hvis } Re < 1000 \\ 10,59 \cdot Re^{-0,374} & \text{hvis } 1000 < Re < 3000 \\ 0,57 \cdot Re^{-0,01} & \text{hvis } 3000 < Re \end{cases} \quad (3.34)$$

Trykkøkningen ved utløpet, ΔP_{su} , er gitt ved likning 3.35 (Kronvall, 1980). For beregning av singulærtapsfaktoren ved utløp kan likning 3.36 benyttes. For beregning av σ brukes likning 3.31.

$$\Delta P_{su} = p_d(1 - \sigma)^2 - K_e \cdot p_d = -\xi_u \cdot p_d \quad (3.35)$$

$$\xi_u = K_e - (1 - \sigma)^2 \quad (3.36)$$

der

- K_e er utvidelsesfaktoren (utløpsfaktoren)
- ξ_u er singulærtapsfaktoren ved utløpet

K_e er i likhet med K_c en funksjon av Reynolds tall. For $\sigma < 0,05$ er $K_e = 1$. I følge Kronvall (1980) blir derfor singulærtapsfaktoren for utløpet til luftespalten i dette tilfellet $\xi_u = 0$.

Teorien som er presentert i dette kapitlet er nødvendig grunnlag for å kunne analysere resultater fra den eksperimentelle delen av denne studien. I det følgende kapitlet vil metoder som ble benyttet under litteratursøk og gjennomføring av den eksperimentelle studien bli presentert.

4 Metode

Dette kapittelet beskriver metodene som ble benyttet i studien. Det gis først en detaljert beskrivelse av litteraturstudien som ble gjennomført. Deretter følger informasjon om den eksperimentelle delen av studien, inkludert laboratoriemodellen som ble benyttet og forsøk som ble gjennomført. Det blir lagt vekt på å presentere informasjon som ikke kommer frem i artikkelen i vedlegg A.

4.1 Litteraturstudie

I det innledende arbeidet med masteroppgaven ble det gjennomført en litteraturstudie. Hensikten med studien var å få en oversikt over eksisterende forskning og identifisere eventuelle områder der det mangler kunnskap. Studien som ble gjennomført kan kategoriseres som et "state-of-the-art review" (Grant og Booth, 2009), der målet er å avdekke nåværende kunnskap og muligheter for fremtidig forskning. Formålet med studien var å identifisere relevant litteratur som omhandler lufting av tak generelt og termisk oppdrift i takets luftespalte spesielt. I de følgende delkapitelene blir det beskrevet hvordan litteraturstudien ble gjennomført. En detaljert oversikt over søkeord som ble benyttet og fremgangsmåte for utvelgelse av relevante artikler blir gitt.

4.1.1 Omfang

Litteraturstudien ble i hovedsak gjennomført etter det metodiske rammeverket beskrevet av Arksey og O'Malley (2005). Denne metoden innebærer en prosess på fem steg: 1) identifisere forskningsspørsmål, 2) identifisere relevante studier, 3) undersøke utvalgte studier, 4) kartlegge data, 5) samle og oppsummere resultatene. Forskningsspørsmålene gitt i kapittel 1.2 definerte hva som var ønskelig å besvare i denne oppgaven og ga grunnlag for å identifisere søkeordene som ble benyttet i litteraturstudien. Søk etter litteratur ble gjennomført i perioden februar-mai 2019 i de vitenskapelige databasene Oria, Science Direct, Google Scholar, Scopus og Web Of Science.

4.1.2 Søkeord

Søkeordene som ble benyttet i studien ble valgt basert på forskningsspørsmålene som var utarbeidet og det overordnede temaet for masteroppgaven. For å oppnå et dekkende søk ble synonymer av ønskede søkeord formulert. Alle søkeord som ble benyttet er gitt i tabell 2. Som overordnede søkeord ble i hovedsak "ventilated roof" og "vented roof" benyttet. Variasjoner av "ventilated roof", som "pitched ventilated roof", "pitched wooden roof" og "roof ventilation" ble også undersøkt, men disse søkefrasene ga svært få treff i de fleste databaser. Ved overordnede søk på luftede tak ble flere hundre treff oppnådd i enkelte av databasene, ned til noen titalls treff for mindre databaser.

Der det var nødvendig ble de overordnede søkeordene kombinert med avgrensende søkeord ved bruk av søkeuttrykket "(*ventilated roof* OR *vented roof*) AND ...", sammen med nøkkelordene listet i tabell 2. Hermetegn ble brukt for alle søkeuttrykk for å sikre at treffene inneholdt de eksakte uttrykkene det ble søkt etter. Mer spesifikke søk ga mellom 0 og 500 treff, avhengig av databasen som ble benyttet. I enkelte tilfeller ble flere kategorier avgrensende søkeord kombinert for ytterligere spesifisering. Et eksempel på et søk i Oria er beskrevet i tabell 4. I tillegg til søk som omhandlet luftede tak, ble det gjennomført søk på naturlig konveksjon i spalter generelt, med søkeord som gitt i tabell 3.

Tabell 2: Søkeord, luftede tak

Overordnede søkeord	ventilated roof, vented roof
Avgrensende søkeord	pitched, inclined
	air change, airflow
	thermal buoyancy, natural convection
	heat transport, thermal performance
	experimental, laboratory test
	photovoltaic, PV
	pressure loss, friction loss
	flow resistance
Grashof, Nusselt, Rayleigh	

Tabell 3: Søkeord, naturlig konveksjon i spalter

Overordnede søkeord	natural convection, free convection
Avgrensende søkeord	heat transfer coefficient
	cavity, air layer
	inclined, pitched

4.1.3 Artikler for videre studie

Litteraturstudien ble begrenset til å inkludere vitenskapelige artikler, konferanseartikler og forskningsrapporter skrevet på engelsk. Det var foretrukket at artiklene var publisert i fagfelleverderte journaler. Det mest relevante for denne oppgaven var artikler som omhandlet eksperimentelle studier på oppvarmede, skrå luftespalter. Forskning som omhandlet dette temaet ble derfor prioritert. Søkeresultater ble rangert etter relevans, definert av søkemotoren som ble benyttet. For søk med et lavere antall treff (100-150 treff) ble alle treff gjennomgått. For søk med et større antall treff ble de første 100 treffene gjennomgått. For å gi en håndterlig liste resultater ble søkene med størst antall treff innsnevret ved å legge til kombinasjoner av søkeord i flere trinn, som beskrevet i tabell 4. Etter hvert søk ble resultatene gjennomgått etter følgende strategi:

1. Tittel: vurdering av relevans, hvis relevant
2. Nøkkelord: vurdering av relevans, hvis relevant
3. Sammendrag: vurdering av relevans, hvis relevant
4. Konklusjon: vurdering av relevans, hvis relevant
5. Gjennomgang av hele kilden

Ved å benytte denne fremgangsmåten er det mulig at ikke alle relevante kilder blir oppdaget. Fremgangsmåten kan også gjøre det vanskelig å bedømme kvaliteten til forskningen som inkluderes i studien fordi det er utfordrende å avgjøre om en artikkel er relevant eller ikke kun basert på tittelen. Dette førte til at enkelte artikler ble fjernet fra litteraturstudien etter nærmere undersøkelse. En fordel med metoden er imidlertid at den gir mulighet for å vurdere et relativt stort antall kilder på kort tid. Etter gjennomgang av relevante artikler ble noen supplerende studier funnet ved "snowballing" (Wohlin, 2014). Enkelte studier ble også funnet ved søk etter siteringer av en gitt artikkel i databasene.

Tabell 4: Eksempel på gjennomføring og avgrensning av søk i litteraturstudien. Antall treff er gitt i parentes.

Steg	Søkeord	
Overordnet søk	"ventilated roof" OR "vented roof" (360)	
Avgrensende søk	AND ("heat transport" OR "thermal performance") (109)	AND ("laboratory test" OR "experimental") (187)
Spesifiserende søk	-	AND ("thermal buoyancy" OR "natural convection") (37)
Utvelgelse	Relevante artikler valgt ut for videre studie	

4.1.4 Sortering av artikler

Artiklene som ble valgt ut etter søk i databasene ble studert og listet i et regneark. Kjennetegn ved en artikkel, som forfatter, tittel, årstall og nøkkelord ble notert. Artiklene ble sortert i åtte kategorier etter tema, som vist i tabell 5. I tillegg ble artiklene i hver kategori sortert etter om benyttet metode var litteraturstudier (review), numeriske beregninger eller eksperimentelle forsøk. Merk at enkelte artikler vil kunne plasseres i flere av kategoriene. For eksempel kan en studie både omhandle luftede tak og dimensjonsløse relasjoner. I tillegg til sortering etter kategori ble det notert om artiklene inneholdt interessant teori eller resultater som kunne være av spesielt stor relevans for denne oppgaven. Et kort sammendrag av de mest relevante artiklene ble skrevet ned. Informasjonen som

ble notert ved gjennomgang av artiklene er grunnlag for resultatet av litteraturstudien som inngår i den vitenskapelige artikkelen i vedlegg A.

Tabell 5: De åtte kategoriene som ble benyttet for sortering av artikler i litteraturstudien

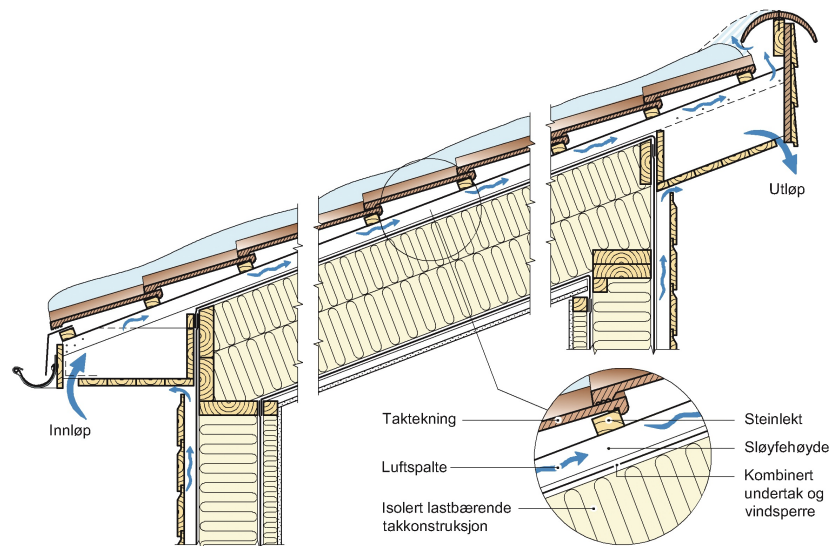
Termisk oppdrift i luftede tak	Motstander i luftstrømning
Termisk oppdrift i spalter generelt	Varmeoverføring i spalter
Termisk oppdrift i solfangere (<i>solar air collectors</i>)	Dimensjonsløse relasjoner
Termisk oppdrift bak PV/BIPV	Vinddrevet lufting

4.1.5 Litteratur utover litteraturstudien

Tekstbøker som omhandler bygningsfysikk og fluiddynamikk ble identifisert utenfor litteraturstudien. Dette gjelder også tradisjoner og retningslinjer for utføring av trehus og tretak, samt referanser som er benyttet i oppgavens metodekapittel.

4.2 Eksperimentell studie

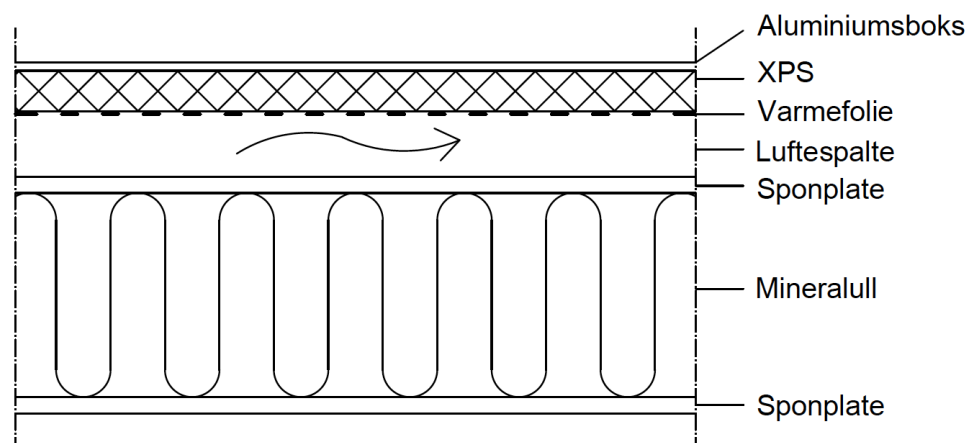
Avhengighet til flere fysiske prosesser gjør luftstrømning i spalter utfordrende å analysere teoretisk. En eksperimentell studie ble derfor gjennomført som en del av denne masteroppgaven. Laboriemodellen som ble studert er bygget og utviklet av Hansen (2016) og Gullbrekken (2018), men modifisert for å benyttes i denne studien. Modellen etterlikner luftespalten i et skrått trectak med lufting fra raft til møne, som vist i figur 5 (Gullbrekken, 2018), men er forenklet med flat takteknung og uten krysslftung. En detaljert beskrivelse av modellens oppbygning og eksperimentell prosedyre er gitt i artikkelen i vedlegg A. I dette kapitlet følger informasjon og bilder som ikke fikk plass i artikkelen, i tillegg til mer omfattende beskrivelser av supplerende forsøk som ble gjennomført. Da mye viktig informasjon om laboriemodellen og gjennomførte forsøk ikke er gjengitt i dette kapitlet, bør kapitlet leses i sammenheng med den vitenskapelige artikkelen.



Figur 5: Laboriemodellen etterlikner luftespalten i et skrått trectak med lufting fra raft til møne (Gullbrekken, 2018)

4.2.1 Laboriemodell

Laboriemodellens oppbygning er i hovedsak presentert i vedlegg A. En illustrasjon av materialsjikt er vist i figur 6. Modellen er bygget som en rektangulær luftspalte og består i hovedsak av to deler: 1) et aluminiumslokk med XPS (ekstrudert polystyren) og varmemefolie montert på innsiden, der varmemefolien utgjør luftespaltens toppoverflate, og 2) en underdel med modellens varmeisolerende sjikt og luftespaltens bunnoverflate. De to delene er vist i figur 7. En oversikt over materialer benyttet i modellen og tilhørende materialegenskaper er gitt i tabell 6. Tabellen inkluderer informasjon om materialsjiktens tykkelse, d , varmekonduktivitet, λ , og emissivitet, ϵ . For luftespalten vil høyden, h , variere avhengig av forsøket som gjennomføres. Verdier merket med * er antatt basert på tabulerte verdier i litteraturen og typiske verdier for bygningsmaterialer (Geving og Thue, 2002; Kristensen, 2003; Thue, 2016).



Figur 6: Laboratiormodellens oppbygning

Tabell 6: Modellens materiallag og materialenes egenskaper

Materiale	d [mm]	λ [W/(mK)]	ϵ [-]
Aluminium	6	200*	0,3*
XPS	30	0,033	-
Varmefolie	-	0,03	0,9*
Luftespalte	h	-	-
Sponplate	12	0,14*	0,9*
Mineralull	200	0,035	-
Sponplate	12	0,14*	0,9*



(a) Modellens underdel. Sponplaten øverst utgjør spaltens bunnoverflate



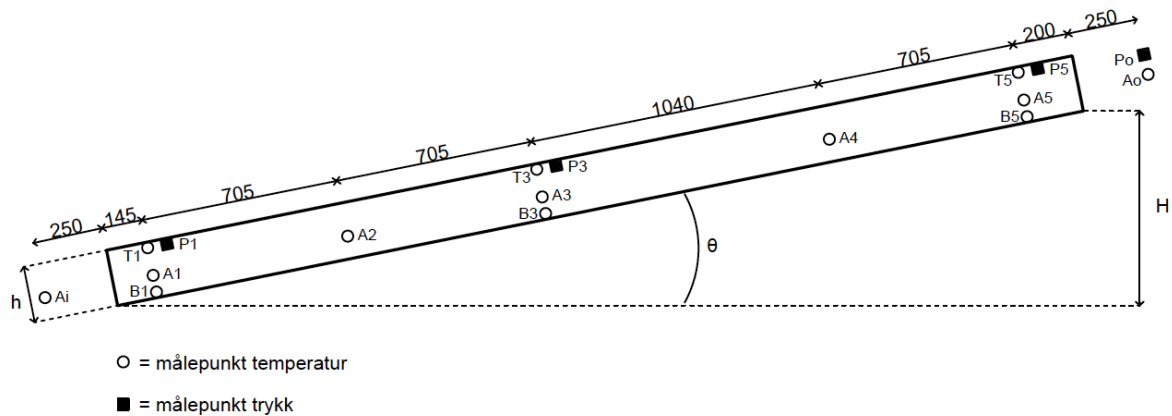
(b) Aluminiumslokk sett fra innsiden der varmemefolie og XPS er montert.

Figur 7: Laboratiormodellens to deler

4.2.2 Måling av temperaturer og trykk

Måleinstrumenter for registrering av temperaturer og trykk ble benyttet i forsøksmodellen. Kun temperaturmålinger ble behandlet gjennomgående, og er i hovedsak beskrevet i vedlegg A og vedlegg B. Målinger av trykktap er presentert i vedlegg B. Det ble observert store variasjoner i trykkmålingene under utføringen av forsøk, noe som gjorde at det var knyttet usikkerheter til målingene. Det ble derfor ikke gjort en nærmere analyse av trykkmålingene.

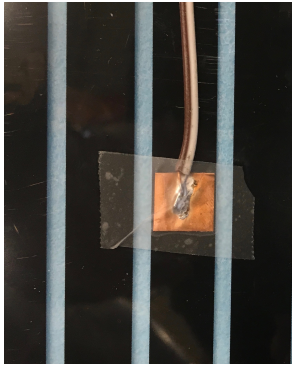
Sensorer ble installert i modellen som beskrevet i figur 8. Trykk (P) ble målt ved tre posisjoner langs spaltens toppoverflate i tillegg til i laboratorielufta, 250 mm utenfor spaltens utløp. Overflatetemperaturer ble målt ved tre posisjoner på både topp- (T) og bunnoverflaten (B) i spalten. Lufttemperaturer (A) ble målt ved fem posisjoner inne i spalten. I tillegg ble temperaturen i laboratorielufta registrert 250 mm utenfor spaltens innløp (A_i) og utløp (A_o).



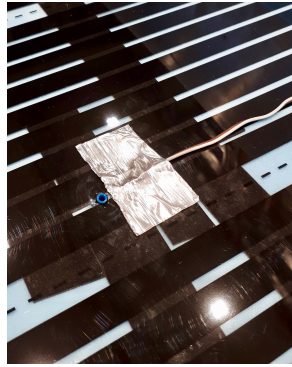
Figur 8: Plassering av sensorer for måling av temperatur og trykk. T = termoelement på toppoverflaten, A = termoelement i luftsiktet, B = termoelement på bunnoverflaten, P = trykknippel. Avstanden mellom målepunkter er gitt i mm.

Temperaturer i spalten ble målt med Type-T termoelementer av kobber og konstantan. For måling av overflatetemperatur ble termoelementenes ende loddet på en kobberplate, som vist i figur 9a. Termoelementene ble deretter festet til spalteoverflaten ved bruk av tape for å sikre god kontakt mellom overflaten og termoelementet. Det ble i alle forsøk benyttet strålingsreflekterende tape for å beskytte termoelementene. Elementer festet på spaltens topp- og bunnoverflate er vist i henholdsvis figur 9b og figur 9c.

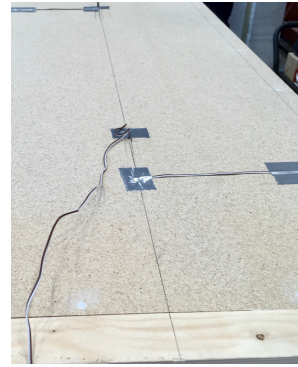
For måling av lufttemperatur i spalten ble det benyttet termoelementer med uisolert ende. Termoelementene ble montert på et 15 mm høyt stativ som ble festet til luftespaltens bunnoverflate, som vist i figur 10a og figur 10b. Stativet sikret at termoelementene beholdt en fast posisjon over luftespaltens bunnoverflate. Avstanden på 15 mm ble benyttet i alle forsøk for å forenkle gjennomføringen av forsøkene og for å sammenlikne lufttemperaturen på et fast punkt i spalten. Termoelementene som målte lufttemperatur ble beskyttet mot stråling fra oversiden med strålingsreflekterende tape, som vist i figur 10c.



(a) Termoelement loddet på kobberplate (uskjernet)

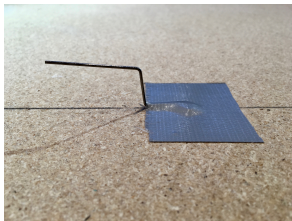


(b) Termoelement på toppoverflaten, skjernet



(c) Termoelement på bunnoverflaten, skjernet

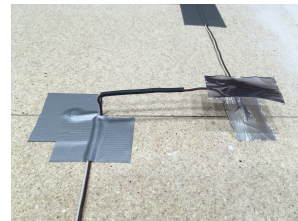
Figur 9: Oppsett av termoelementer for måling av overflatetemperatur



(a) Stativ



(b) Uten skjerming



(c) Med skjerming

Figur 10: Oppsett av termoelementer for måling av lufttemperatur

Trykk ble målt med mikromanometere (Furness Controls FCO 352 Model 1) med måleområde ± 50 Pa. Målepunkter for trykk i spalten ble plassert i flukt med varmemefolien på innsiden av luftespaltens toppoverflate. Den blå sirkelen i figur 9b viser et slikt målepunkt for trykk. Alle termoelementer og mikromanometere ble koblet til en forsterker (Expert Key 200L, Delphin Technology) som logget data fra måleinstrumentene med en frekvens på 1 Hz. Data ble deretter hentet ut manuelt som tekstfiler og videre behandlet.

4.2.3 Måling av lufthastighet

Lufthastigheten i spalten ble målt ved bruk av to metoder: 1) måling av lufthastighet med anemometer (SwemaAir 300) i sentrum av spaltens innløp og utløp, og 2) måling av lufthastighet ved bruk av røyktester. En røyktest ble gjennomført ved å måle nødvendig tid for forflytning av røyk fra innløp til utløp av luftespalten. Det ble antatt at denne målemetode innebærer måling av den maksimale lufthastigheten i spalten. Fem røyktester ble gjennomført for i hvert forsøk. Gjennomsnittet av måleresultatene fra de fem testene blir i resten av rapporten omtalt som målt lufthastighet i spalten for et gitt forsøk. Ved gjennomføring av røykforsøk ble det som vist i figur 11 benyttet to metoder for produksjon av røyk:

1. Røykpenn (figur 11a). Pennen produserer røyk ved påtenning av hamp.

2. Dräger-rør (figur 11b). Røret inneholder et porøst materiale som er impregnert med svovelsyre. Når luft pumpes gjennom røret dannes en hvit røyk bestående av svovel-aerosoler (*Dräger-Tubes & CMS Handbook 2018*).



(a) Røykpenn



(b) Dräger-rør

Figur 11: Metoder benyttet for røykproduksjon

4.2.4 Testvariasjoner

Målet med den eksperimentelle studien var å undersøke ulike spalteutforminger og takvinkler, ved ulike temperaturforskjeller mellom spaltelufta og lufta i omgivelsene. Temperaturforskjellen ble variert ved å endre påsatt varmeeffekt på varmemfolien. Tabell 7 gir en oversikt over de ulike forsøkene som ble gjennomført. For hver kombinasjon av spaltehøyde (h) og takvinkel (θ) ble fire varmeeffekter (Q) på folien undersøkt. Spaltehøyde $h = 140$ mm ble kun studert i den vitenskapelige artikkelen i vedlegg A.

4.2.5 Validering av eksperimentell metode

For å validere den eksperimentelle metoden som ble benyttet og undersøke usikkerheter i forsøkene, ble det gjennomført supplerende kontrollforsøk i tillegg til forsøkene listet i tabell 7. Kontrollforsøkene inkluderte studie av temperatur- og strømningsforhold i spalten. Forsøkene listet i tabell 7 blir heretter omtalt som initielle forsøk eller når de sammenliknes med kontrollforsøkene.

Tabell 7: Oversikt over gjennomførte forsøk

Spaltehøyde, h [mm]	Vinkel, θ [°]	Effekt, Q [W]
23	5	9/36/81/144
	10	9/36/81/144
	15	9/36/81/144
	30	9/36/81/144
	45	9/36/81/144
36	5	9/36/81/144
	10	9/36/81/144
	15	9/36/81/144
	30	9/36/81/144
	45	9/36/81/144
48	5	9/36/81/144
	10	9/36/81/144
	15	9/36/81/144
	30	9/36/81/144
	45	9/36/81/144
70	5	9/36/81/144
	10	9/36/81/144
	15	9/36/81/144
	30	9/36/81/144
	45	9/36/81/144
140	30	9/36/81/144

Kontroll av temperatur- og lufthastighetsmålinger

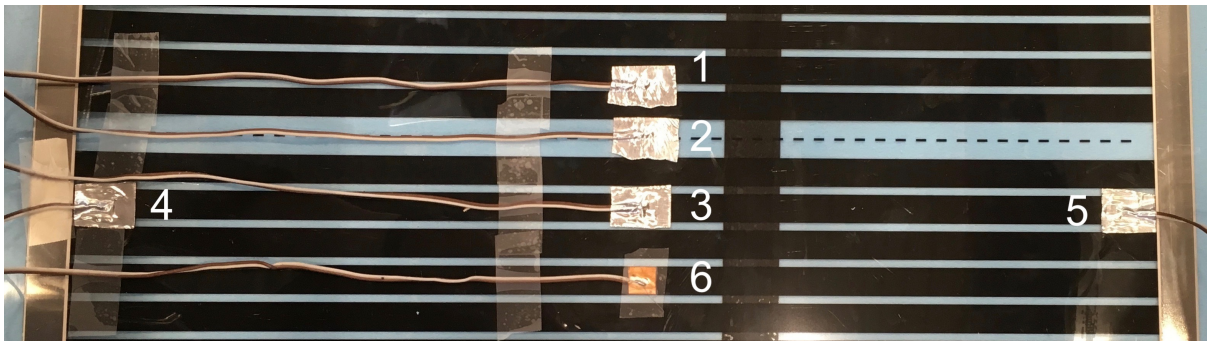
For å kontrollere metoden som ble benyttet for måling av temperaturer og lufthastighet ble et av forsøkene gjennomført på nytt åtte uker etter den initielle forsøksrunden. Hensikten var å undersøke om metoden var reproducerbar. Det var blant annet ønskelig å undersøke hvorvidt eventuelle forstyrrelser i laboratorielufta kunne ha gitt variasjoner i målte lufthastigheter. Testoppsettet ble valgt til spaltehøyde $h = 48$ mm og takvinkel $\theta = 15^\circ$. Varmeeffekter $Q = 9 - 144$ W ble undersøkt. For måling av lufthastighet ble røyktester gjennomført på samme måte som for de initielle forsøkene.

Analyse av varmfordeling på varmemolien

Under gjennomføringen av den eksperimentelle studien ble det antatt at temperaturøkningen på varmemolien ved en gitt effekt var konstant over hele overflaten til folien. For å undersøke om dette var tilfellet og for å forstå temperaturfordelingen i spalten, ble en analyse av termoelementenes plassering på varmemolien gjennomført. Oppsettet av termoelementer som ble benyttet i analysen er vist i figur 12. Varmefolien som ble benyttet i studien er bygget opp av 13 mm brede strømførende elementer som er plassert med en avstand på 4 mm på tvers av folien. I tillegg er folien delt opp i seksjoner på 160 mm, der det mellom hver seksjon er et område på 17 mm uten strømførende element. Et slikt område er merket med stiplet linje i figur 12. Hensikten med analysen var å undersøke hvorvidt plasseringen av termoelementene på folien hadde noen betydning for overflate-

temperaturene som ble målt. Analysen ble gjennomført omtrent 1750 mm fra spaltens innløp, det vil si midt i spaltens lengde. Følgende plasseringer av termoelementer ble undersøkt:

1. Plassering delvis på strømførende element, midt i bredde
2. Plassering mellom strømførende elementer, midt i bredde
3. Plassering kun på strømførende element, midt i bredde
4. Plassering kun på strømførende element, sidekant 1 av folien
5. Plassering kun på strømførende element, sidekant 2 av folien
6. Plassering kun på strømførende element, blank tape (ikke tatt med i videre analyse)



Figur 12: Oppsett av termoelementer for analyse av temperaturmålingenes posisjon på varmemefolien. Varmefolien er montert slik at de strømførende elementene ligger på tvers av luftespalten.

Stasjonære termiske forhold

I følge teorien presentert i kapittel 3.1.2 vil lufttemperaturen i spalten øke eksponentielt med tiden og nå den effektive temperaturen T_0 dersom lufta i spalten er stillestående og stasjonære temperaturforhold kan antas. For å undersøke hvor høy temperatur som kunne oppnås i modellen ble det gjennomført et forsøk der spaltetemperaturene ble registrert over lang tid. Hensikten med forsøket var å bestemme T_0 eksperimentelt. Forsøket ble gjennomført ved spaltehøyde $h = 48$ mm og vinkel $\theta = 0^\circ$. Vinkelen ble valgt til 0° for å begrense luftstrømning gjennom spalten i så stor grad som mulig (oppnå $u = 0$). Forsøk ble gjennomført for varmeeffekter $Q = 9 - 144$ W. I hvert forsøk ble luftespalten varmet opp med konstant effekt over en periode på åtte timer.

Analyse av metoder for røykproduksjon

I den eksperimentelle studien ble to metoder for røykproduksjon benyttet, som beskrevet i kapittel 4.2.3. For å undersøke om røyktypenes ulike egenskaper påvirket målingene av lufthastighet, ble det gjennomført et forsøk for sammenlikning av røyktypene. Forsøket ble gjennomført for spaltehøyde $h = 48$ mm, vinkel $\theta = 15^\circ$ og varmeeffekt $Q = 0$ W. Forsøket ble gjennomført uten varmetilførsel til spalten for å sikre så like betingelser som mulig for målinger med de to røyktypene. Fem målinger av lufthastighet ble gjennomført for hver røyktype.

5 Resultater

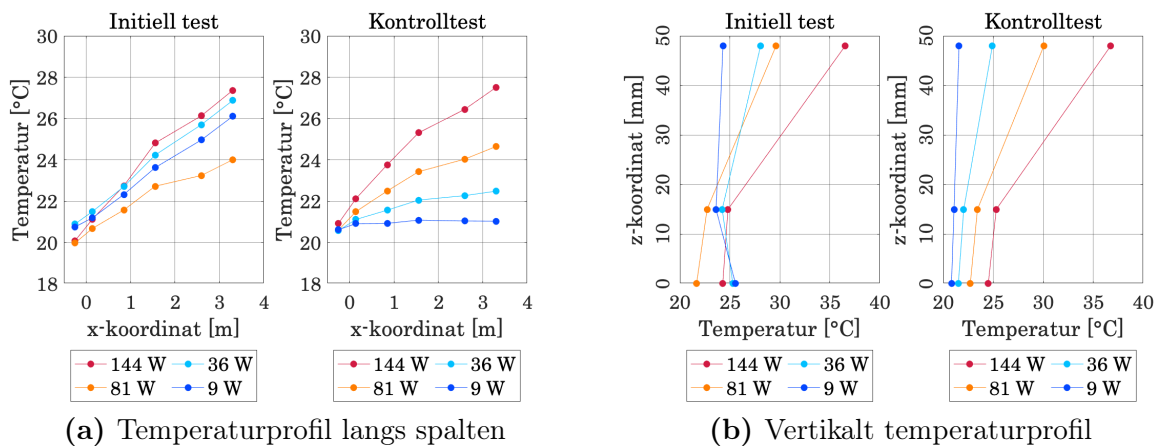
I dette kapittelet presenteres resultater som ikke ble inkludert i den vitenskapelige artikkelen i vedlegg A. I kapittel 5.1 beskrives resultater som kom frem i forbindelse med usikkerhetsanalyser og validering av den eksperimentelle metoden. Kapittel 5.2 presenterer strømningsmotstander i luftespalten. Resultater som omhandler temperaturforhold, lufthastigheter og drivkraft fra termisk oppdrift, er i hovedsak presentert i artikkelen i vedlegg A. Utdypende analyser er gitt i vedlegg B. I kapittel 5.3 følger resultater fra en sammenlikning av laboratoriemålinger og uteklima.

5.1 Validering av eksperimentell metode

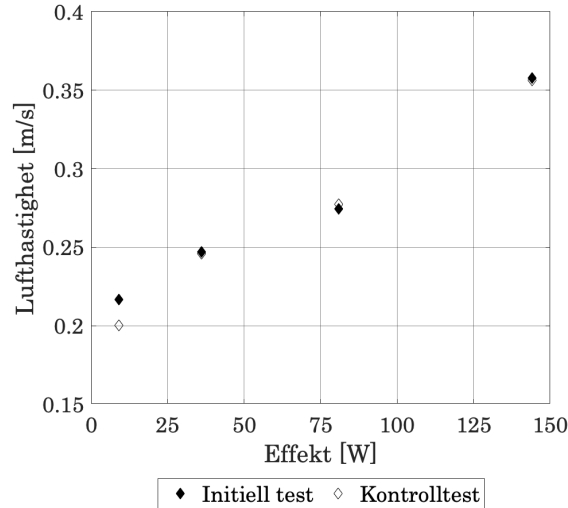
Resultater fra forsøk som ble gjennomført for validering av den eksperimentelle metoden blir beskrevet i de følgende delkapitlene. Deler av resultatene er presentert og diskutert kort i artikkelen. For å kunne utdype diskusjonen presenteres enkelte diagrammer på nytt her.

5.1.1 Kontroll av temperatur- og lufthastighet

Målinger fra kontrollforsøket ved $h = 48$ mm og $\theta = 15^\circ$ blir i det følgende sammenliknet med det initielle forsøket for det gitte testoppsettet. Temperaturprofilet langs luftespalten fra innløp til utløp for de to forsøkene er vist i figur 13a. I tillegg til de fem målepunktene for lufttemperatur i spalten er temperaturen i omkringliggende luft inkludert. Posisjonen til en måling er angitt som en x-koordinat basert på avstand fra spaltens innløp. Figur 13b presenterer en sammenlikning av temperaturprofilet i spaltens høyde. Temperaturen på toppoverflaten, bunnoverflaten og i spaltelufta er inkludert. Figuren viser resultater fra målepunkt 3, 1555 mm fra spaltens innløp. Posisjonen til en måling er angitt som en z-koordinat basert på avstand fra spaltens bunnoverflate. Figur 14 viser målte lufthastigheter for det initielle forsøket og kontrollforsøket ved ulike varmeeffekter.



Figur 13: Kontroll av temperaturforhold i spalten



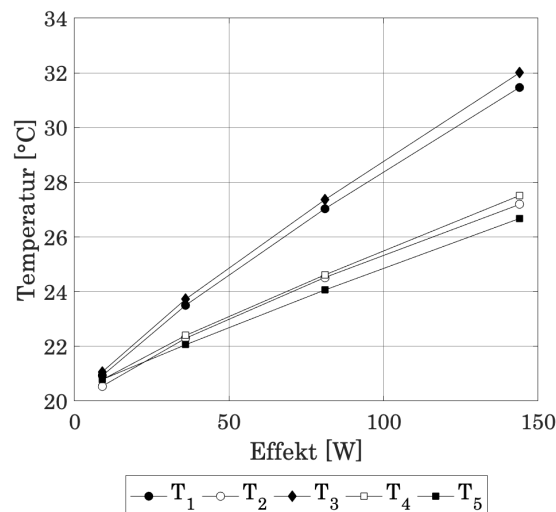
Figur 14: Kontroll av målemetode for lufthastighet. Målt lufthastighet ved røykforsøk i initiell test og kontrolltest er presentert.

5.1.2 Analyse av varmfordeling på varmemfolien

Figur 15 viser resultatet av analysen av termoelementenes plassering på varmemfolien, for ulike effektnivå, Q . Gjennomsnittlig temperatur for en måleperiode på 120 s med målefrekvens 1 Hz er presentert. En beskrivelse av termoelementenes plassering er gitt i tabell 8, med nummerering av termoelementene som gitt i figur 12 i kapittel 4.2.5.

Tabell 8: Beskrivelse av termoelementenes plassering på varmemfolien

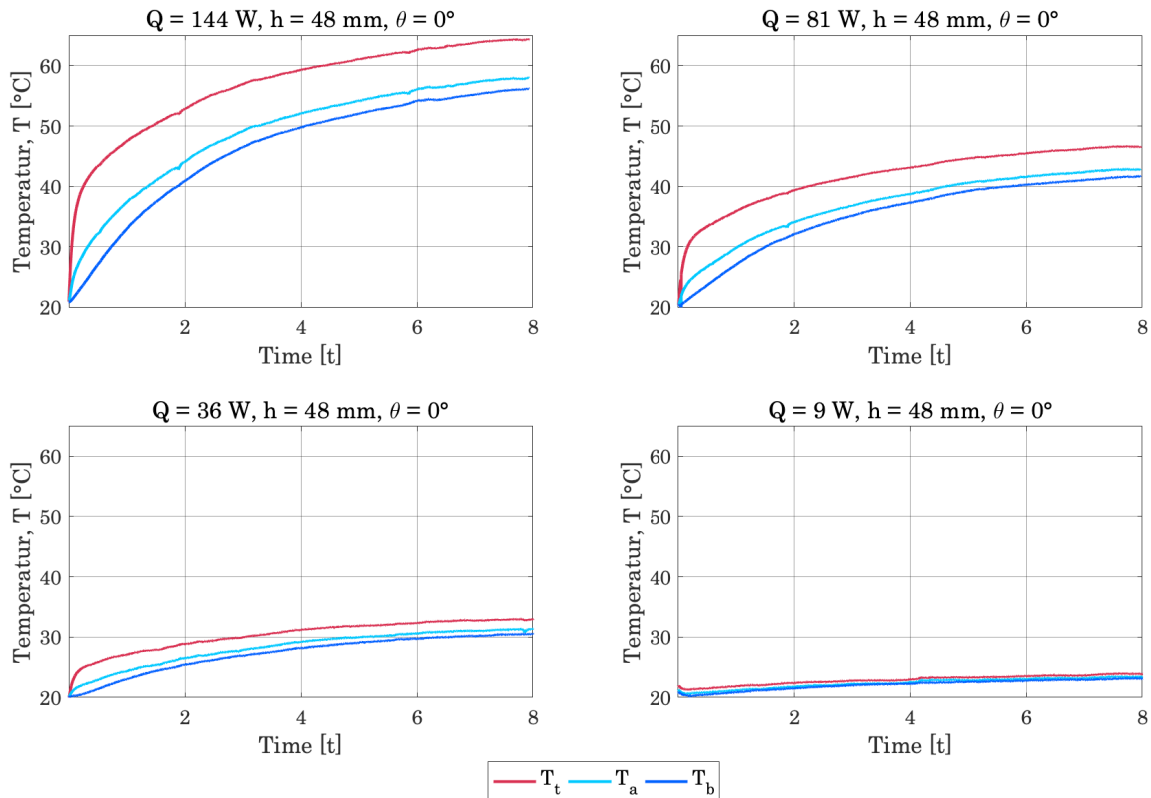
Termoelement	Plassering
T_1	Delvis på strømførende element
T_2	Mellom strømførende element
T_3	Kun på strømførende element
T_4	Kun på strømførende element, sidekant 1
T_5	Kun på strømførende element, sidekant 1



Figur 15: Resultater av analyse av termoelementenes plassering på varmemfolien

5.1.3 Stasjonære termiske forhold

Resultater av forsøkene som ble gjennomført med mål om å oppnå stasjonære forhold i luftespalten er presentert i figur 16. Figuren viser målte temperaturer på spaltens toppoverflate, T_t , bunnoverflate, T_b , og i spaltelufta, T_a , gjennom en periode på åtte timer. Alle forsøk ble gjennomført ved spaltehøyde $h = 48$ mm og vinkel $\theta = 15^\circ$. Et diagram gir resultater for en gitt varmeeffekt, Q . Resultatene som presenteres er fra målepunkt 3, 1555 mm fra innløpet. Det ble antatt at varmetapet til omgivelsene gjennom spaltens innløp og utløp var minst ved dette målepunktet.



Figur 16: Temperaturforhold i spalten ved oppvarming gjennom åtte timer. T_t er temperaturen på toppoverflaten, T_a er temperaturen i spaltelufta og T_b er temperaturen på bunnoverflaten.

Som beskrevet i kapittel 3.1.2 er den effektive temperaturen T_0 den høyeste temperaturen som teoretisk kan oppnås i luftespalten. Det antas at målt effektiv lufttemperatur i dette forsøket, $T_{0,m}$, kan settes lik temperaturen i spaltelufta, T_a , etter lang tid. Basert på resultatene beskrevet i figur 16 gir dette $T_{0,m}$ som oppsummert i tabell 9. I tabellen oppgis også teoretisk beregnet effektiv lufttemperatur, $T_{0,t}$. Beregningen av $T_{0,t}$ er beskrevet i vedlegg C.

Tabell 9: Estimerte verdier for T_0 basert på laboratoriemålinger over lang tid, $T_{0,m}$, og teoretiske beregninger, $T_{0,t}$

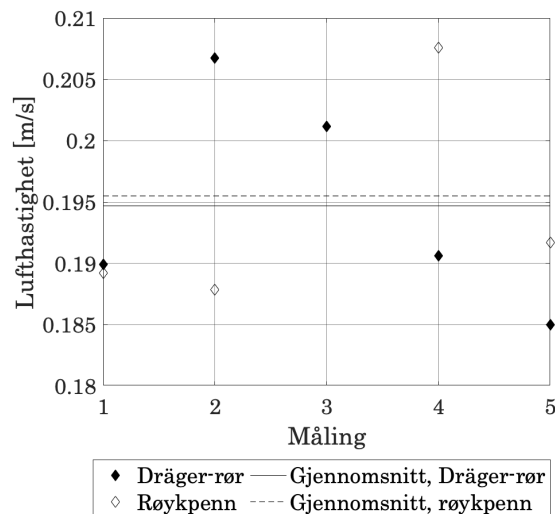
Varmeeffekt, Q [W]	$T_{0,m}$ [°C]	$T_{0,t}$ [°C]
9	23,4	24,7
36	31,3	38,8
81	42,7	62,4
144	57,9	95,3

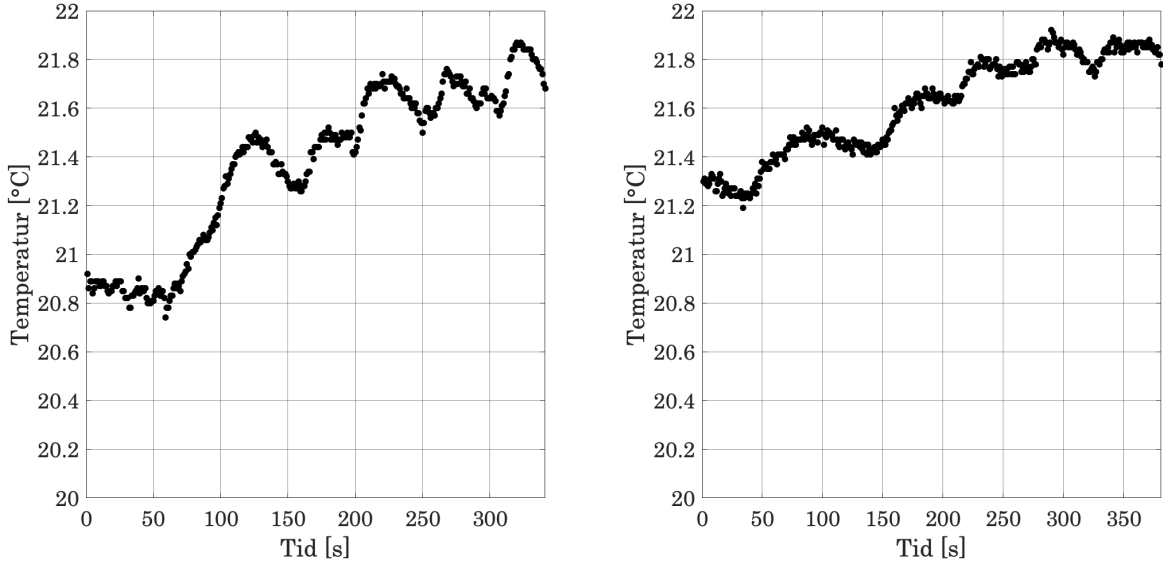
5.1.4 Analyse av metoder for røykproduksjon

Målinger av lufthastighet for de to metodene for røykproduksjon er vist i tabell 10. Resultatene er oppsummert i figur 17. Gjennomsnittlig lufthastighet for hver metode er beregnet som gjennomsnittet av de fem presenterte målingene. Figur 18 viser to eksempler på lufttemperaturer som ble registrert ved målepunkt 1, 145 mm fra spalteinnløpet, under utføringen av røykforsøk i den initielle forsøksrunden. Figur 18a viser målinger fra forsøket med $h = 48$ mm, $\theta = 10^\circ$, $Q = 60$ W, der røykpenn ble benyttet, mens 18b presenterer målinger fra forsøket med $h = 36$ mm, $\theta = 5^\circ$, $Q = 120$ W. I sistnevnte forsøk ble Dräger-røret benyttet for å produsere røyk.

Tabell 10: Sammenlikning av metoder for røykproduksjon

Forsøk	Røykpenn		Dräger-rør	
	Tid [s]	Hastighet [m/s]	Tid [s]	Hastighet [m/s]
1	18,50	0,189	18,43	0,190
2	18,63	0,188	16,93	0,207
3	17,40	0,201	17,40	0,201
4	16,86	0,208	18,36	0,191
5	18,26	0,192	18,92	0,185
Gjennomsnitt	17,93	0,196	18,01	0,195

**Figur 17:** Sammenlikning av metoder for røykproduksjon ved måling av lufthastighet



(a) Lufttemperatur ved bruk av røykpenn. (b) Lufttemperatur ved bruk av Dräger-rør.

Figur 18: Observert temperaturøkning i spaltelufta under gjennomføring av røykforsøk

5.2 Strømningsmotstand

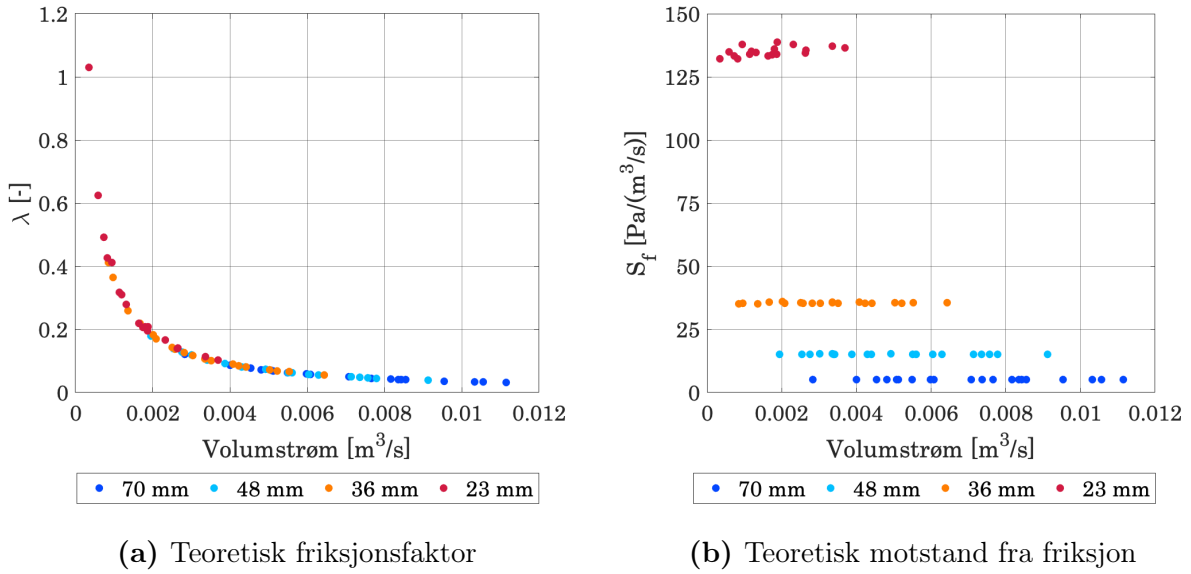
Strømningsmotstanden i luftespalten kan beregnes basert på den termiske drivkraften og volumstrømmen i hvert forsøk, som beskrevet i kapittel 3.2.2. I dette kapittelet sammenliknes beregninger basert på den termiske drivkraften, med teoretiske beregninger av strømningsmotstand.

5.2.1 Teoretisk strømningsmotstand

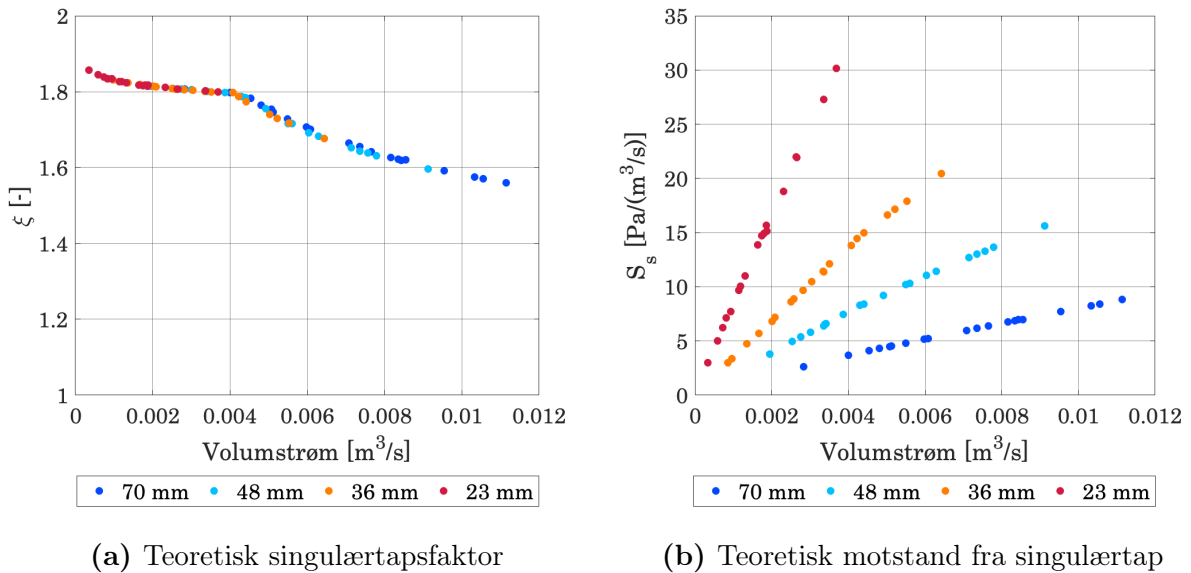
Figur 19a viser teoretisk friksjonsfaktor, λ , beregnet etter likning 3.20. Teoretisk friksjonsmotstand, S_f , beregnet basert på likning 3.12, er presentert i figur 19b. Figur 20a og figur 20b viser henholdsvis teoretisk singulærtapsfaktor, ξ , og teoretisk strømningsmotstand på grunn av singulærtap, S_s . Teoretisk singulærtapsfaktor er bestemt på grunnlag av likning 3.32 og 3.36 (Kronvall, 1980), mens strømningsmotstanden på grunn av singulærtap er beregnet som gitt i likning 3.12.

5.2.2 Beregnet strømningsmotstand

Den totale motstanden mot strømning, S_{tot} , kan beskrives som forholdet mellom volumstrøm, \dot{V} , og drivkraft, ΔP_T , som gitt i likning 3.10. Drivkraften som inngår i likningen er den beregnede termiske drivkraften, som er beskrevet og diskutert i vedlegg A og B. Volumstrømmen er basert på lufthastigheter målt i forsøkene, mens den termiske drivkraften er basert på temperaturene registrert i hvert forsøk.



Figur 19: Teoretisk friksjonstap

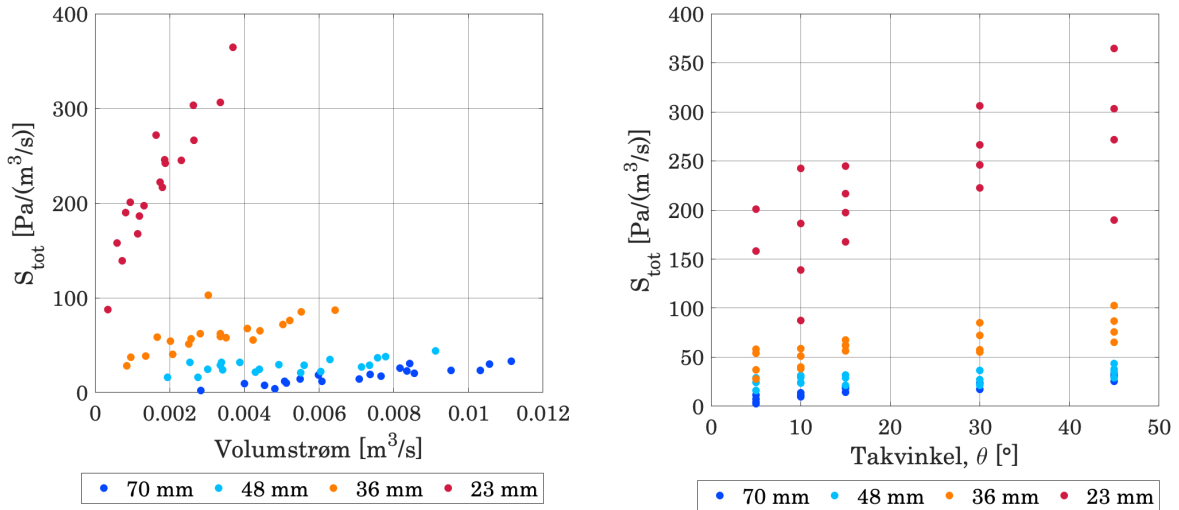


Figur 20: Teoretisk singulærtap

Beregnet strømningsmotstand basert på volumstrøm og termisk drivkraft er presentert i figur 21a. Figuren viser total strømningsmotstand som en funksjon av volumstrøm for spaltehøydene 23 - 70 mm. Beregnet S_{tot} inkluderer både friksjonstap og singulærtap i spalten. Figur 21b viser S_{tot} som funksjon av takvinkelen for de ulike spaltehøydene.

I figur 22 presenteres en sammenlikning av beregnet S_{tot} og teoretisk S_{tot} som funksjon av volumstrøm for spaltehøyder 23 - 70 mm. Teoretisk S_{tot} er summen av teoretisk friksjonsmotstand, S_f , og teoretisk motstand fra singulærtap, S_s . Bidraget fra S_s til teoretisk S_{tot} er beregnet basert på metoder gitt av Kronvall (1980), Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe (2013) og Hagentoft (2001), som beskrevet i kapittel 3.2.4. Metodene er henholdsvis betegnet Kronvall, Danvak og Hagentoft i det følgende. Merk at diagrammene i figur 22 har ulike aksegrenser.

5. Resultater



(a) Strømningsmotstand som funksjon av volumstrøm (b) Strømningsmotstand som funksjon av vinkel

Figure 21: Beregnet total strømningsmotstand, S_{tot} , for ulike spaltehøyder

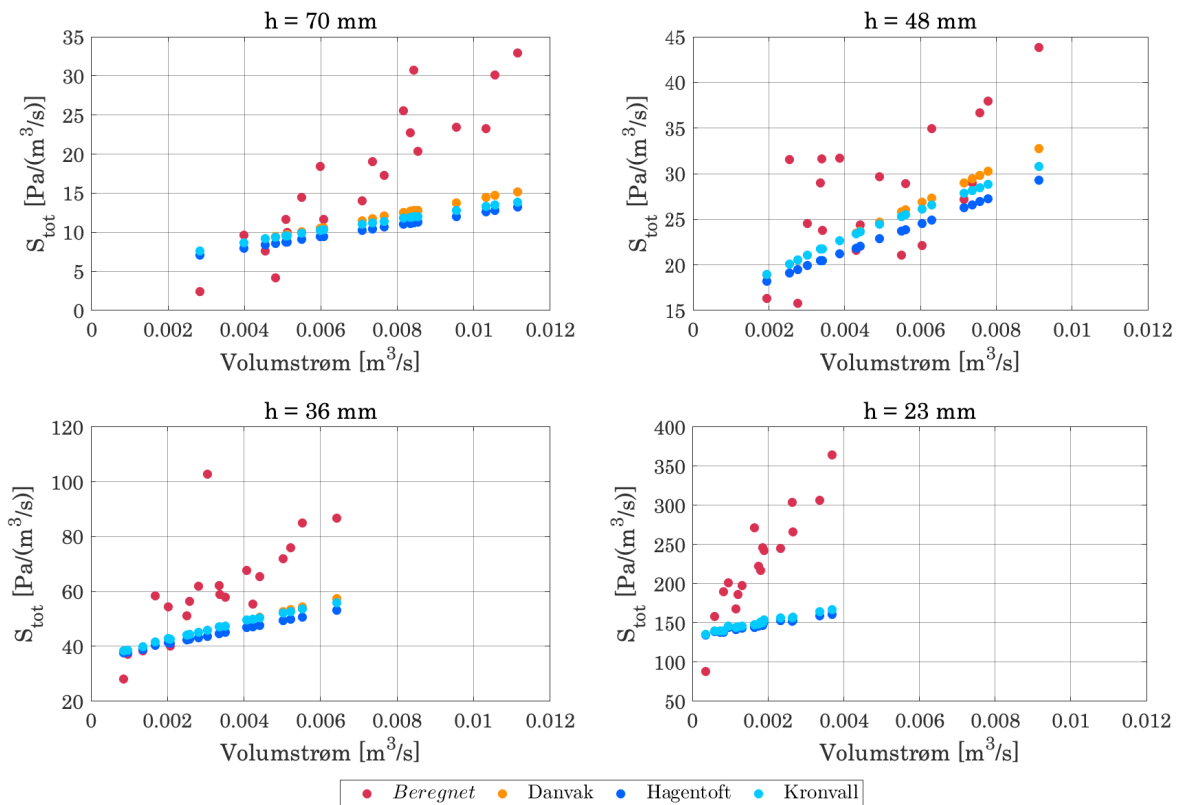


Figure 22: Sammenlikning av beregnet og teoretisk total strømningsmotstand som funksjon av volumstrøm

5.3 Sammenlikning av laboratoriemålinger og uteklima

Lokale klimaforhold vil være av stor betydning for luftstrømningen i luftespalten. Hensikten med dette kapittelet er å sammenlikne målingene og beregningene fra den eksperimentelle studien med faktiske klima- og værforhold.

5.3.1 Tilsvarende solinnstråling

I den eksperimentelle studien ble luftespalten varmet opp fra oversiden for å simulere solinnstråling på en takflate og følgende oppvarming av luftespalten under tekningen. For å sammenlikne de termiske forholdene i den eksperimentelle modellen og faktiske temperaturforhold i en reell takkonstruksjon, ble det gjennomført en analyse av en valgt referansekonstruksjon. Hensikten var å beregne hvilken solinnstråling, I_{sol} , på utsiden av referansekonstruksjonen som kan tilsvare varmeeffekten Q på innsiden av laboratoriemodellen. Referansekonstruksjonen ble valgt til en takkonstruksjon med luftespalte som likner spalten i laboratoriemodellen. Konstruksjonen er beskrevet i vedlegg D.

For å kunne sammenlikne laboratoriemodellen og referansekonstruksjonen ble det antatt at den teoretiske effektive temperaturen, T_0 , for spaltelufta kunne settes til lik verdi i de to konstruksjonene. Den effektive temperaturen beregnes ved å redusere konstruksjonenes termiske nettverk. Dette er beskrevet i vedlegg C og D. Fra beregningen og de antakelser som er beskrevet i vedlegg C og D, kan solinnstrålingen normalt på referansekonstruksjonens takflate, I_{sol} , bestemmes. I beregningen ble det antatt en vindhastighet lik 0 m/s for å ikke inkludere effekten av blandet konveksjon. Det ble også antatt at innnetemperaturen i laboratoriet, og inne- og utetemperatur for referansekonstruksjonen var konstant lik 20 grader. Tabell 11 viser beregnet solinnstråling normalt på takflaten for de ulike varmeeffektene som ble benyttet i den eksperimentelle studien.

Tabell 11: Solinnstråling, I_{sol} , som gir tilsvarende effektiv lufttemperatur i referansekonstruksjonen som varmeeffektene, Q , benyttet i studien gir i laboratoriemodellen

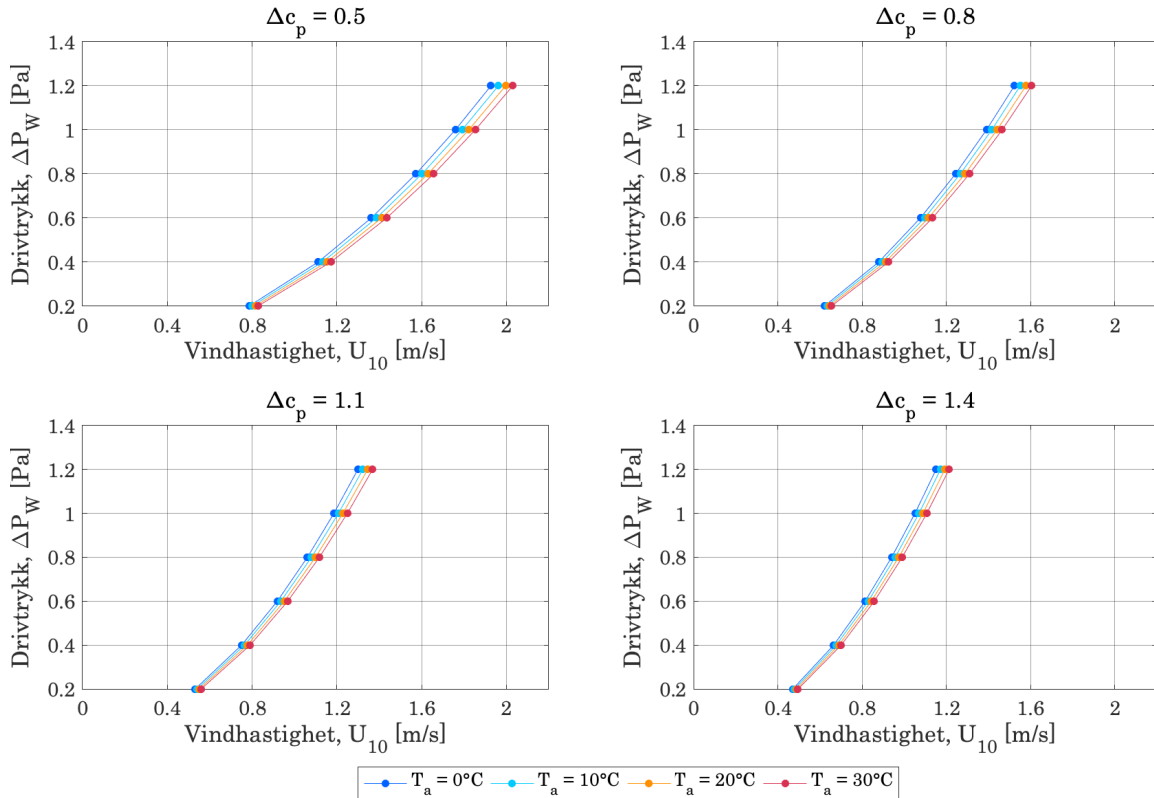
Q [W]	I_{sol} [W/m ²]
9	≈ 50
36	≈ 200
81	≈ 450
144	≈ 800

5.3.2 Sammenlikning av termisk oppdrift og vindtrykk

Som beskrevet i kapittel 3.2 består drivkraften for luftstrømning i spalten av et bidrag fra vindtrykk og et bidrag fra termisk oppdrift. For å vurdere størrelsen til den termiske oppdriften funnet i denne studien, ble vindhastigheter som teoretisk vil gi en tilsvarende trykkforskjell over luftespalten beregnet ved bruk av likning 3.8. Beregningen resulterer i teoretiske vindhastigheter 10 m over bakken i et åpent område. Drivtrykket fra termisk

oppdrift ble i denne studien funnet til å variere mellom 0.007 Pa og 1.3 Pa, avhengig av varmeeffekt, spaltehøyde og takvinkel. I beregningen benyttes derfor drivtrykk fra vind i intervallet 0.2-1.2 Pa, for ulike verdier av vindtrykkskoeffisienten og lufttemperaturen.

Basert på verdier for gjennomsnittlig vindtrykkskoeffisient, Δc_p , funnet i litteraturen (Gullbrekken, Uvsløkk, Kvande mfl., 2018), er Δc_p valgt i intervallet 0,5-1,4. Beregninger er gjennomført for lufttemperaturer, T_a , i intervallet 0-30°C. Ved utregning av luftdensiteten som inngår i det dynamiske trykket i likning 3.8, ble det ikke tatt hensyn til et eventuelt fuktinnhold i lufta. Resultatet av beregningen er vist i figur 23.



Figur 23: Beregnet vindhastighet som funksjon av drivtrykk, ΔP_w , for ulike vindtrykkskoeffisienter, Δc_p , og lufttemperaturer, T_a

Resultatene som har blitt presentert i dette kapittelet vil i det følgende kapittelet bli analysert og diskutert nærmere.

6 Diskusjon

I dette kapitlet analyseres og diskuteres resultatene som kom frem i kapittel 5. Resultatene fra analyser som ble gjennomført for validering av den eksperimentelle metoden diskuteres i kapittel 6.1. I kapittel 6.2 følger en diskusjon av beregningene av strømningsmotstand i spalten. Til slutt drøftes sammenlikningen av laboratoriemålingene og reelle værforhold i kapittel 6.3. Kapitlet tar ikke for seg diskusjon av resultater som er gitt i artikkelen i vedlegg A.

6.1 Validering av eksperimentell metode

Dette kapitlet diskuterer målesikkerheter og resultater fra forsøk som ble gjennomført for validering av den eksperimentelle metoden. Diskusjonen inkluderer utfordringer og usikkerheter i gjennomføringen av laboratorieforsøkene og hvordan dette kan ha påvirket de eksperimentelle resultatene. Hensikten med kontrollmålingene var å undersøke usikkerhetene i forsøkene.

6.1.1 Kontroll av temperaturforhold

Generelt viste kontrollmålingen av spaltetemperaturer gitt i figur 13a samme trend i temperaturøkning i spaltelufta som i det initielle forsøket. For $Q = 81$ W og $Q = 144$ W viste de to forsøkene svært like temperaturprofiler, både langs spalten og i spaltens høyde. Dette indikerer at spaltelufta ble varmet opp på tilsvarende måte i begge forsøk for disse varmeeffektene. For $Q = 9$ W og $Q = 36$ W observeres imidlertid en stor forskjell i lufttemperatur mellom den initielle testen og kontrolltesten. Dette kan forklares av høye temperaturer på spaltens bunnoverflate i den initielle testen, som vist i figur 13b. De høye temperaturene på bunnoverflaten kommer av termisk tregghet i overflatens materiale, nærmere diskutert i artikkelen i vedlegg A. Resultatene indikerer at temperaturen på bunnoverflaten kan være av stor betydning for den resulterende lufttemperaturen i spalten. Bunnoverflatens egenskaper bør derfor tas hensyn til i en vurdering av temperaturforholdene i spalten.

I studien ble termoelementene beskyttet mot stråling ved bruk av strålingsreflekterende tape. Ved måling av lufttemperatur ble termoelementene beskyttet fra oversiden, som vist i figur 10c. Elementene ble imidlertid ikke skjermet for stråling fra bunnoverflaten eller luftespaltens sidekanter. Lufttemperaturene som er målt vil derfor sannsynligvis inkludere et bidrag fra stråling mellom spalteoverflatene og termoelementene. Et eventuelt strålingsbidrag i den målte lufttemperaturen vil øke med økende overflatetemperaturer i spalten, noe som også kan forklare forskjellene observert mellom initieell test og kontrolltest for $Q = 9$ W og $Q = 36$ W i figur 13a og figur 13b.

6.1.2 Kontroll av strømningsforhold

En usikkerhetskilde i måling av lufthastigheter i den initiale forsøksrunden var at målingene ble foretatt i en prøvehall med varierende aktiviteter. Dette kan føre til ukontrollerbare luftstrømninger, varmetap og varmetilførsel til lufta i hallen. For å beskytte forsøkene fra luftstrømninger i prøvehallen, ble laboratoriemodellen dekket av en plastfolie over spaltens innløp og utløp. Uten oppvarming av spalten ble lufthastigheten under plastfolien ved innløp og utløp målt i intervallet 0-0,01 m/s. Dette indikerer at målingene i liten grad ble påvirket av luftstrømninger i hallen. Kontrollen ble imidlertid bare gjennomført én gang, og det er usikkert hvorvidt luftstrømningene kan ha variert for ulike forsøk. På grunnlag av dette var det ønskelig å gjennomføre en kontroll av metoden for måling av lufthastighet. Resultatene i figur 14 viser at det initiale forsøket og kontrollforsøket ga svært små forskjeller i målt lufthastighet, for alle Q . Forskjellen i målt hastighet mellom de to forsøkene var mellom 0,03 og 0,13 m/s. Dette indikerer at metoden er reproducerbar og at påvirkningen fra luftstrømninger i laboratoriet har vært liten.

6.1.3 Analyse av varmedeling på varmefolien

Generelt viste analysen av termoelementenes plassering svært like temperaturmålinger for ulike plasseringer ved lav varmeeffekt. Som vist i figur 15 økte differansen mellom målingene når varmeeffekten ble økt. Dette indikerer at plasseringen av termoelementene var av større betydning ved forsøk på høy varmeeffekt. Det ble observert at plassering kun på strømførende element og delvis på strømførende element ga omtrent samme temperatur. Plassering mellom to seksjoner av folien, på et område uten strømførende element, ga betydelig lavere målt overflatetemperatur. For varmeeffekt $Q = 144 \text{ W}$ var temperaturen $4,8^\circ\text{C}$ lavere enn for plassering kun på strømførende element. Temperaturene målt på varmefoliens sidekanter viste også stor forskjell fra temperaturen målt i sentrum av varmefolien. Disse ga omtrent samme temperatur som ved plassering mellom strømførende elementer, til tross for plassering kun på strømførende element. Dette indikerer at det forekom et varmetap ved luftespaltens sidekanter.

Resultatene viser at varmeoverføringen fra varmefolien til lufta sannsynligvis vil være lavere enn det som kan beregnes teoretisk basert på påsatt effekt på varmefolien. Forsøket indikerer også at temperaturfordelingen på luftespaltens toppoverflate ikke var uniform. Luft som strømmer gjennom luftespalten vil derfor ikke varmes opp jevnt, noe som kan påvirke lufttemperaturene og strømningsmønsteret i spalten. I studien ble overflatetemperatur på folien kun målt midt i spaltens bredde, med termoelementer plassert delvis på strømførende element. Det er derfor mulig at målt overflatetemperatur er av de høyeste i luftespaltens bredde.

6.1.4 Stasjonære termiske forhold

I følge teorien presentert i kapittel 3.1.2, vil lufttemperaturen i spalten konvergere mot den effektive temperaturen, T_0 , ved stasjonære forhold og lufthastighet $u = 0$ m/s i spalten. Figur 16 viser resultatene av analysen på de termiske forholdene i spalten over lang tid. Fra figuren observeres det at spaltetemperaturene økte raskt i begynnelsen av perioden, men at de etterhvert konvergente mot en øvre verdi. Forsøkene så ut til å oppnå nært stasjonære forhold i løpet av åtte timer. I gjennomføringen av de initielle laboratorieforsøkene ble det etterstrebet å oppnå en stabil temperatur i spalten ved endring mellom ulike varmeeffekter på folien. Forsøk ble igangsatt når temperaturene i spalten ble vurdert til å være stabile, etter omtrent 15 minutter. Kontrollforsøket presentert i figur 16 viser imidlertid at temperaturen i spalten sannsynligvis ville ha blitt mye høyere dersom hvert forsøk hadde blitt utført over en lengre periode.

Fra resultatene i figur 16 er det mulig å estimere hvilken verdi lufttemperaturen konvergente mot, det vil si målt effektiv temperatur, $T_{0,m}$. Som vist i tabell 9 nådde ikke den målte lufttemperaturen etter lang tid den teoretiske verdien av T_0 . Forskjellen i resultater øker med økende varmeeffekt. Dette kan forklares med at den teoretiske beregningen er basert på endimensjonal varmestrøm mellom spaltens topp- og bunnoverflate. Dette vil gi en overestimert T_0 i den teoretiske beregningen. Videre kan det være av betydning for den målte verdien av T_0 at systemet ikke helt oppnådde stasjonære forhold etter åtte timer. Fra figur 16 ser det imidlertid ut til at en økning i temperaturene etter lengre tid enn åtte timer vil være liten.

6.1.5 Analyse av metoder for røykproduksjon

Sammenlikningen av de to metodene for røykproduksjon presentert i figur 10, viste svært like måleresultater for lufthastighet for de to metodene. Basert på dette antas det at valg av røykmetode har hatt liten innvirkning på måleresultatene. Som beskrevet i kapittel 4.2.5 ble forsøket gjennomført uten påsatt effekt på varmefolien. Allikevel ble det målt lufthastigheter i spalten i samme størrelsesorden som for forsøk i den initielle forsøksrunden der varmeeffekten var lav eller takvinkelen var liten. Dette indikerer at røyktypene som ble benyttet hadde en drivkraft i seg selv. Grunnen er sannsynligvis at begge metoder for røykproduksjon er eksoterme reaksjoner, som vil gi røyken en høyere temperatur enn omkringliggende luft. Dette kunne også observeres ved å studere temperaturmålinger fra målepunkt 1 under gjennomføring av røykforsøk i initiell forsøksrunde. Som vist i figur 18 kan man tydelig se en temperaturøkning i lufta ved gjennomføring av fem røykforsøk. Temperaturøkninger ble observert i intervallet 0.5-1°C for ulike forsøk.

Røykens drivkraft vil føre til at målte lufthastigheter kan være noe overestimerte. Dette påvirker blant annet klassifiseringen av strømningsregimet, som ble gjort ved bruk av Reynolds tall, Re , nærmere beskrevet i artikkelen i vedlegg A. Utrekningen av Re vil imidlertid være konservativ ettersom høyere hastighet gir høyere Re . Strømningen vil derfor sannsynligvis ha Re nærmere laminært strømningsregime enn det som er beregnet.

Selv om røykens drivkraft vil påvirke absoluttverdien av målingene som er foretatt, kan det antas at den i liten grad vil påvirke den relative sammenlikningen mellom ulike forsøk. Kontrollforsøket indikerer allikevel at bruk av røyktester med røyktypene benyttet i denne studien ikke er egnet for måling av lufthastighet i termisk drevet luftstrømning.

6.2 Strømningsmotstand

For teoretisk friksjonsfaktor og teoretisk singulærtapsfaktor er større volumstrøm assosiert med lavere tapsfaktor, som vist i figur 19a og figur 20a. Friksjonsfaktoren er et geometrisk forhold på grunn av avhengighet til funksjonen $\phi^*(b, h)$, som forklart i kapittel 3.2.3. Dette vises i figur 19a, der større friksjonsfaktor beregnes ved lavere spaltehøyde. De teoretiske beregningene viser også hvordan strømningsmotstanden på grunn av singulærtap, S_s , er avhengig av både spaltens geometriske utforming og volumstrømmen. Friksjonsmotstanden, S_f , vil i motsetning til S_s ikke være avhengig av volumstrømmen. For en gitt spaltehøyde varierer teoretiske S_f noe på grunn av små variasjoner i temperaturmålingene i laboratorieforsøkene.

Som beskrevet i kapittel 3.2.2 kan total strømningsmotstand, S_{tot} , beskrives som et forhold mellom volumstrømmen, \dot{V} , og drivkraften, ΔP_T . I analysen av ΔP_T i vedlegg A ble det observert at en økning i ΔP_T ga en økning i \dot{V} . Det ble også vist at relasjonen mellom \dot{V} og ΔP_T var avhengig av luftespaltens geometri. Høyere luftespalte ga høyere \dot{V} for en gitt ΔP_T . Dette indikerte at strømningsmotstanden for høye luftespalter var lavere enn motstanden for lave spalter. Etersom \dot{V} ikke økte lineært med ΔP_T , indikerer resultatene også at strømningsmotstanden var avhengig av \dot{V} i seg selv. I figur 21a og figur 21b ble det observert at beregnet S_{tot} i stor grad var avhengig av spaltens høyde og \dot{V} . Redusert spaltehøyde ga økt S_{tot} , spesielt ved en reduksjon fra $h = 36$ mm til $h = 23$ mm. Gitt figur 21b observeres også en svak avhengighet til takvinkelen. En mulig forklaring kan være at takvinkelen påvirker singulærtapsfaktoren ved spalteinnløpet ved økt sammentrekning av luftstrømningen. Det ble ikke gjort noen nærmere analyse av denne trenden.

Resultatene gitt i figur 21a og figur 22 viser et relativt lineært forhold mellom S_{tot} og \dot{V} for en gitt spaltehøyde. Det observeres liten forskjell mellom de tre teoretiske beregningsmetodene. Det observeres imidlertid at forholdet mellom S_{tot} og \dot{V} har et større stigningstall for beregnede enn for teoretiske verdier. Forskjellen mellom beregnede og teoretiske verdier øker med reduksjon i spaltehøyden, med et stort avvik for $h = 23$ mm. Ulikheten i resultatene for beregnet og teoretisk S_{tot} kan blant annet komme av enkeltmotstander i luftespalten som ikke har blitt tatt hensyn til i den teoretiske beregningen. Enkeltmotstandene kan være hindringer i strømningsveien, som ledninger eller måleutstyr, som vil gi større singulærtap enn det som er inkludert i de teoretiske verdiene i figur 20b. For teoretisk motstand antas singulærtapene i spalten å kun bestå av tap ved spaltens innløp og utløp. Spesielt for små spalter kan ekstra enkeltmotstander i strømningsveien føre til en sammentrekning av luftstrømningen som utgjør en stor del av strømningsverrsnittet. Dette kan forklare at beregnet S_{tot} i mindre grad samsvarer med teoretisk S_{tot} når spaltehøyden reduseres.

Som vist i figur 19a er teoretisk friksjonsfaktor, λ , avhengig av Reynolds tall. Utregning av Reynolds tall i vedlegg A indikerte at de fleste studerte strømminger var laminære. Enkelte målinger indikerte imidlertid strømming i overgangsområdet mellom laminær og turbulent strømming. Dette gjaldt i hovedsak strømming ved $h = 70$ mm og stor takvinkel. Det ble i utregning av teoretisk friksjonsmotstand antatt at friksjonsfaktoren var omvendt proporsjonal med Reynolds tall, som gitt i likning 3.20. Denne antakelsen er kun gyldig dersom strømmingen er laminær. Den teoretiske beregningen av friksjonsmotstand vil derfor være usikker for strømminger i overgangsområdet, og kan potensielt være underestimert for store spalter. For beregning av singulærtapsfaktoren i figur 20a, som også er avhengig av Re , er det tatt hensyn til strømming i overgangsområdet.

I denne studien ble i tillegg fullt utviklet strømming antatt. Fullt utviklet strømming kan karakteriseres ved beregning av innløpslengden, som gitt i likning 3.14. En beregning av innløpslengden viser at den for de fleste strømmingene var lengre enn spaltens lengde. Dette innebærer at fullt utviklet strømming ikke kan antas, og at strømningsmønsteret gjennom hele spalten kan være påvirket av strømningsmønsteret som skapes ved spaltens innløp. På grunnlag av dette er det sannsynlig at friksjonsmotstanden underestimeres for alle spaltehøyder i den teoretiske beregningen.

I tillegg til usikkerheter i teoretisk S_{tot} , involverer beregningen av S_{tot} basert på termisk drivkraft usikkerheter. I beregningen av S_{tot} blir det antatt at lufttettheten til modellen er tilstrekkelig til at de totale drivkreftene kun skaper volumstrøm gjennom luftespalten. Da det er utfordrende å oppnå full lufttetthet, kan antakelsen føre til at størrelsen på den termiske drivkraften som konverteres til volumstrøm overestimeres. Dette vil gi en overestimert av S_{tot} . I tillegg kan ΔP_T være overestimert for $h = 23$ mm og underestimert for $h = 36-70$ mm, som diskutert i vedlegg A og B. Dette vil gi en overestimert beregnet S_{tot} for spaltehøyde 23 mm.

I beregningen av singulærtap har kun innløp og utløp for luftespalten blitt studert. For en reell takkonstruksjon vil tapene være større på grunn av en mer kompleks geometri. Laboriemodellen som er benyttet er testet med en rektangulær luftspalte uten hindringer i strømningsveien. Blant annet er steinlekter ikke tatt hensyn til. Ved opplektet teknisk tegning vil man ha et stort antall enkeltmotstander, som vil gi en større total strømningsmotstand (Gullbrekken, Uvsløkk, Geving mfl., 2018; Hansen, 2016; Eggen og Røer, 2018).

Til tross for ulikheter mellom beregnede og teoretiske verdier for strømningsmotstanden indikerer resultatene at den totale motstanden i luftespalten i stor grad vil være avhengig av luftespaltens høyde. Dette innebærer at en reduksjon i spaltehøyden vil føre til en begrensning av volumstrøm i spalten. I artikkelen i vedlegg A ble det vist at den termiske drivkraften i økte ved reduksjon i spaltehøyden, på grunn av økte spaltetemperaturer. Det ble imidlertid også vist at lufthastigheten i spalten ble lavere når spaltehøyden ble redusert. Beregningene av strømningsmotstand indikerer sammen med disse resultatene at strømningsmotstanden har større innvirkning på luftstrømmingen enn den termiske drivkraften.

6.3 Sammenlikning av laboratoriemålinger og uteklima

6.3.1 Tilsvarende solinnstråling

Beregningen av solinnstråling, I_{sol} , viser som gitt i tabell 11 at nivåene av varmeeffekt som ble benyttet i studien kan tilsvare en solinnstråling mellom 50 og 800 W/m² på en takkonstruksjon. I Trondheim kan den maksimale strålingsfluksen på midten av dagen antas å være i størrelsesorden 400-700 W/m² i sommerhalvåret, og 30-250 W/m² i vinterhalvåret (Blom, 1991), som er i samme størrelsesorden som beregnet I_{sol} . Beregningen av I_{sol} baseres imidlertid på en utetemperatur lik 20°C for å kunne sammenlikne referansekonstruksjonen med forholdene i laboratoriet. Det er derfor mest aktuelt å sammenlikne beregningen med typisk solinnstråling om sommeren. Som vist i tabell 11 indikerer resultatene at varmeeffektene benyttet i studien korresponderer til realistisk variasjon i solinnstråling gjennom en sommerdag for et lokalklima i Norge.

Beregningen av I_{sol} baseres på en antakelse om at den effektive temperaturen, T_0 , er lik for laboratoriemodellen og referansekonstruksjonen. T_0 uttrykker imidlertid ikke at like termiske forhold faktisk vil bli oppnådd i de to konstruksjonene. De termiske forholdene i spalten er som beskrevet i kapittel 3.2 avhengig av flere faktorer, blant annet størrelsen til luftstrømningen gjennom spalten. Resultatene må anses som en overslagsberegning på grunn av antakelser gjort i vedlegg C og vedlegg D. Utrekningen er blant annet svært avhengig av hvilken temperatur som benyttes for utelufta og takoverflaten. Resultatene gir allikevel en indikasjon på hvilke klimatiske solforhold den eksperimentelle studien kan tilsvare.

I den eksperimentelle studien ble den gjennomsnittlige temperaturen på spaltens toppoverflate målt til å variere mellom 21°C og 43°C for ulike spaltehøyder, takvinkler og varmeeffekter på folien. For forsøket med $h = 48$ mm og $\theta = 45^\circ$ var gjennomsnittlig temperatur på varmefolien 24°C, 26°C, 30°C og 35°C for henholdsvis varmeeffekt 9 W, 36 W, 81 W og 144 W. En feltstudie i Trondheim av Gullbrekken, Kvande og Time (2017) på en luftespalte med $h = 48$ mm og $\theta = 40^\circ$ i et skrått tretak, målte temperaturer på spaltens toppoverflate i intervallene -5–36°C, 6–60°C og 5–49°C for perioder i henholdsvis mars, juli og september. De høyeste temperaturene korresponderte til målinger gjort midt på dagen. Ved å sammenlikne feltstudien med studien presentert i denne rapporten vises det at spaltetemperaturene målt i laboratorieforsøkene kan tilsvare spaltetemperatur midt på dagen om våren eller høsten, eller på formiddagen eller ettermiddagen om sommeren. Dette underbygger påstanden om at varmeeffektene benyttet i studien kan sammenliknes med faktiske klimatiske forhold i Norge.

6.3.2 Sammenlikning av termisk oppdrift og vindtrykk

Som vist i figur 23 kan vindtrykk tilsvarende det termiske drivtrykket funnet i denne studien, tilsvare vindhastigheter opp til 2 m/s. Dette indikerer at termisk drivkraft kan være dominerende drivkraft i tilfeller med lav vindhastighet. Resultatene viser at lufttemperaturen er av liten betydning for den beregnede vindhastigheten, mens vindtrykkskoeffisienten er av stor betydning. I forprosjektet til denne studien (Bunkholt, 2018) ble temperaturforhold og lufthastighet i luftspalten i et fullskala testhus med skrått tretak studert. For fem perioder som dekket ulike årstider (mars, juli, september, februar, desember) ble det funnet at prosentandelen av hver periode med vindhastighet lavere enn 1 m/s var mellom 50% og 70% for alle periodene unntatt i februar, der vindhastigheten ble målt under 1 m/s i 30% av perioden. Da den termiske oppdriften i denne studien gir drivtrykk som teoretisk tilsvarer vindhastigheter opp til 2 m/s, indikerer resultatene at drivkraften fra termisk oppdrift kan være relevant for luftstrømning i store deler av året i Norge.

For forsøk med spaltehøyde 48 mm ble det målt lufthastigheter i intervallet 0,12-0,58 m/s. I den nevnte feltstudien av Gullbrekken, Kvande og Time (2017) av et skrått tretak med 48 mm luftspalte ble det målt lufthastigheter i luftspalten i intervallet 0-1.2 m/s for vindhastigheter 0-5.5 m/s, Flest målinger ble registrert i intervallet 0-0.4 m/s, for vindhastigheter 0-2 m/s. En sammenlikningen av feltstudien og denne studien viser at lufthastighetene fra termisk oppdrift er i samme størrelsesorden som lufthastighet i spalten når vindhastigheten er 0-2 m/s. Dette underbygger påstanden om at termisk drivkraft er relevant for luftstrømning ved lave vindhastigheter.

For å kunne vurdere den relative betydningen av luftstrømning drevet av termisk drivkraft og luftstrømning drevet av vind må flere faktorer tas i betraktning. Blant annet vil vindens og solinnstrålingens retning mot takflaten være av stor betydning. I tillegg vil topografi og omkringliggende bygninger kunne være avgjørende. På grunnlag av diskusjonene i dette kapitlet indikerer imidlertid resultatene at termisk oppdrift er en relevant drivkraft for luftstrømning i skrå tretak for store deler av året i Norge.

7 Konklusjon

I denne studien har luftstrømning drevet av termisk oppdrift i luftespalten i skrå tak blitt undersøkt. Det ble gjennomført eksperimentelle forsøk der relasjonen mellom spalteutforming, luftstrømning og termisk drivkraft ble studert. Forskningsobjektet var en rektangulær spalte med konstant bredde og lengde, men varierende høyde og vinkel. Spalten ble varmet opp fra oversiden for å simulere solinnstråling på en takflate. Spaltehøyder 23-70 mm og takvinkler 5-45° ble inkludert for å dekke typiske spalteutforminger i norsk bygningstradisjon for skrå tretak.

Temperatur- og strømningsforholdene i spalten ble observert å være avhengig av både spaltehøyde og takvinkel. Økt takvinkel ga reduserte spaltetemperaturer men økt luft-hastighet og volumstrøm. Økt spaltehøyde ga lavere spaltetemperaturer og større luft-hastighet inntil et visst punkt. Dette indikerte en mulig optimal spaltehøyde på 48 mm for maksimering av lufthastigheten i spalten. Det ble ikke observert en øvre grense for volumstrømmen, gitt spaltehøydene inkludert i denne studien. Større volumstrøm ble generelt assosiert med økt spaltehøyde på grunn av lavere strømningsmotstander. Den positive effekten av redusert strømningsmotstand ble delvis motvirket av lavere drivkraft når spaltehøyden ble redusert. De fleste studerte strømningene viste Reynolds tall i laminært strømningsregime. Laminær strømning kan derfor antas å gjelde i de fleste tilfeller med termisk drevet luftstrømning i luftespalter med typiske dimensjoner i Norge.

Det ble vist at drivkraften fra termisk oppdrift økte med redusert spaltehøyde på grunn av høyere spaltetemperaturer. En økning i spaltens vinkel økte den termiske drivkraften som følge av større høydeforskjell mellom spaltens innløp og utløp. For å maksimere den termiske oppdriften og lufthastigheten i luftespalten anbefales derfor økt takvinkel og redusert spaltehøyde. Dersom volumstrømmen er av størst betydning og en maksimering av denne er ønskelig, indikerer studien at spaltehøyden bør økes. Generelt viste studien at svært liten spaltehøyde og lav takvinkel ikke var gunstig for å øke luftutvekslingen i spalten. Størrelsen til drivkraften fra termisk oppdrift ble vist å tilsvare et teoretisk drivtrykk fra vind ved vindhastigheter 0,4-2 m/s. Termisk oppdrift kan derfor være en relevant drivkraft for lufting av spalter i store deler av året i Norge.

Studien indikerer at termisk oppdrift i luftespalten i skrå tak er en relevant drivkraft for spalteventilasjon. Termisk oppdrift bør derfor tas i betraktning ved evaluering av ytelsen til luftede takkonstruksjoner med tradisjonell oppbygning i Norge.

8 Forslag til videre arbeid

For å øke forståelsen av hvordan termisk oppdrift bidrar til lufting av skrå tretak er det behov for videre forskning. For å løse utfordringer i norsk klima bør drivkrefter fra termisk oppdrift som følge av underkjøling av lufta i spalten studeres. Dette kan forekomme ved snø på taket eller ved langbølget stråling. En slik studie kan gi indikasjoner på i hvilken grad termisk oppdrift kan bidra til lufting av takkonstruksjonen om vinteren eller om natten når solinnstråling er fraværende.

Flere forsøk på luftstrømning ved termisk oppdrift med andre tekninger og undertaksmaterialer bør gjennomføres. I denne studien ble det kun benyttet undertak av sponplater og en flat metalltekning uten steinleker. Andre tekninger med større ujevnheter kan tenkes å gi andre størrelser på luftstrømningen. I denne forbindelse kan det også undersøkes hvordan oppdriftskraften varierer med termisk treghet i luftespaltens materialer. I tillegg bør det utføres flere forsøk på høye luftespalter for å undersøke om det eksisterer en øvre grense for volumstrømmen i spalten.

Det bør også gjennomføres studier på fuktforhold i spalten i sammenheng med lufting ved termisk oppdrift. Denne studien undersøkte ikke relasjonen mellom strømningsforhold og uttørkning av takkonstruksjonen. Fuktsimuleringer kan utføres for å undersøke mulighetene for kondensering i spalten ettersom det fra et fuktperspektiv ikke alltid er ønskelig med en så stor luftstrømning som mulig. Stor luftutskiftning kan føre til lavere spaltetemperaturer, og dermed større fare for kondensering. I tillegg kan stor luftstrømning tilføre større mengder fukt til spalten, gjennom innløpslufta.

For å fullstendig forstå hvordan drivkreftene for lufting virker sammen, bør kombinasjonen av termisk oppdrift og vindtrykk studeres. Dette er avgjørende for bestemme når den enkelte drivkraften er dominerende, noe som kan være viktig for å optimalisere luftingen av takkonstruksjoner. Forsøk kan gjennomføres ved å studere de to drivkreftene hver for seg og i kombinasjon ved like ytre betingelser.

Referanser

- Arksey, H. og O'Malley, L. (2005). «Scoping studies: towards a methodological framework». I: *International Journal of Social Research Methodology* 8(1), s. 19–32.
- ASHRAE (2005). *2005 ASHRAE handbook: fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating og Air-Conditioning Engineers.
- Bøhlerengen, T. (2007). *Isolerte skrå tretak med lufting mellom vindspærre og undertak*. Byggdetaljer 525.101. Oslo, Norge: SINTEF Byggforsk.
- Bøhlerengen, T. (2012). *Isolerte skrå tretak med kombinert undertak og vindspærre*. Byggdetaljer 525.102. Oslo, Norge: SINTEF Byggforsk.
- Blom, P. (1990). «Ventilasjon av isolerte, skrå tretak». Ph.d.-avh. Trondheim, Norge: NTH.
- Blom, P. (1991). *Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger*. Byggdetaljer 472.411. SINTEF Byggforsk.
- Bunkholt, N. (2018). *Lokale værforholds innflytelse på luftstrømning i tak*. TBA4521 - Bygnings- og materialteknikk, fordypningsprosjekt. NTNU, Trondheim.
- Bunkholt, N., Gullbrekken, L. og Kvande, T. (2019). «Influence of local weather conditions on ventilation of a pitched wooden roof». I: *1st Forum Wood Building Baltic 2019*. Tallin, Estonia, 27.02-03.03.2019.
- Cengel, Y. A. og Cimbala, J. M. (2014). *Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications*. 3. utg. McGraw Hill Education. ISBN: 978-1-259-01122-1.
- Davies, M. G. (2004). *Building Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Dräger-Tubes & CMS Handbook* (2018). 18. utg. Dräger Safety AG & Co. Lübek. URL: <https://www.draeger.com/Products/Content/tubes-hb-9092086-en.pdf>.
- Edwardsen, K. og Ramstad, T. (2014). *Trehus Håndbok 5*. SINTEF Byggforsk.
- Eggen, M. G. og Røer, O. V. (2018). «Lufting av skrå tretak». Masteroppg. Trondheim: NTNU.
- Geving, S. og Thue, J. (2002). *Håndbok 50 - Fukt i bygninger*. Norges byggforskningsinstitutt.
- Grant, M. J. og Booth, A. (2009). «A typology of reviews: an analysis of 14 review types and associated methodologies». I: *Health Information and Libraries Journal* 26, s. 91–108.
- Gullbrekken, L. (2018). «Climate adaptation of pitched wooden roofs». Ph.d.-avh. NTNU, Fakultetet for ingeniørvitenskap, Institutt for bygg og miljøteknikk.
- Gullbrekken, L., Kvande, T., Jelle, B. og Time, B. (2016). «Norwegian Pitched Roof Defects». I: *Buildings* 6, s. 24.

- Gullbrekken, L., Kvannd, T. og Time, B. (2015). «Roof-integrated PV in Nordic climate - Building physical challenges». I: *The 6th International Building Physics Conference - IBPC 2015*. Bd. 78. Energy Procedia, s. 1962–1967.
- Gullbrekken, L., Kvannd, T. og Time, B. (2017). «Ventilated wooden roofs: influence of local weather conditions - measurements». I: *Energy Procedia* 132, s. 777–782.
- Gullbrekken, L., Uvsløkk, S., Geving, S. og Kvannd, T. (2018). «Local loss coefficients inside air cavity of pitched wooden roofs». I: *Journal of Building Physics* 42(3), s. 197–219.
- Gullbrekken, L., Uvsløkk, S., Kvannd, T., Petterson, K. og Time, B. (2018). «Wind pressure coefficients for roof ventilation». I: *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 175, s. 144–152.
- Gullbrekken, L., Uvsløkk, S., Kvannd, T. og Time, B. (2017). «Hot-Box measurements of highly insulated wall, roof and floor structures». I: *Journal of Building Physics* 41(1), s. 58–77.
- Gustavsson, L. og Sathre, R. (2011). «Energy and CO₂ analysis of wood substitution in construction». I: *Climatic Change* 105, s. 129–153.
- Hagentoft, C.-E. (2001). *Introduction to Building Physics*. Lund, Sverige: Studentlitteratur.
- Hansen, E. (2016). «Luftstrømning i skrå tretak - Eksperimentelle undersøkelser og numeriske beregninger». Masteroppg. Trondheim: NTNU.
- Hansen, H. E., Kjerulf-Jensen, P. og Stampe, O. B. (2013). *Varme- og klimateknik, Grundbog*. Danvak ApS.
- Hanssen-Bauer, I. mfl. (2015). *Klima i Norge 2100*. Tekn. rapp. Miljødirektoratet.
- Hens, H. (2011). *Applied Building Physics - Boundary Conditions, Building Performance and Material Properties*. Ernst & Sohn.
- Hens, H. (2007). *Building Physics - Heat, Air and Moisture*. Berlin, Germany: Ernst & Sohn.
- Hofseth, V. (2004). «Studie av luftede trekonstruksjoner». Masteroppg. Trondheim: NTNU.
- Jelle, B., Breivik, C. og Røkenes, H. (2012). «Building integrated photovoltaic products: A state-of-the-art review and future research opportunities». I: *Solar Energy Materials & Solar Cells* 100, s. 69–96.
- Kristensen, T. (2003). *Varmemotstand og varmekonduktivitet for bygningsmaterialer*. Byggdetaljer 471.010. SINTEF Byggforsk.
- Kronvall, J. (1980). «Air flows in building components». Ph.d.-avh. Lunds universitet.

- Lee, S., Park, S. H., Yeo, M. S. og Kim, K. W. (2008). «An experimental study on airflow in the cavity of a ventilated roof». I: *Building and Environment* 44, s. 1431–1439.
- Lisø, K. og Kvande, T. (2007). *Klimatilpasning av bygninger*. Oslo, Norway: SINTEF Byggforsk.
- Noreng, K. (2011). *Asfalttakbelegg. Egenskaper og tekking*. Byggedetaljer 544.203. SINTEF Byggforsk.
- Norton, B. mfl. (2011). «Enhancing the performance of building integrated photovoltaics». I: *Solar Energy* 85, s. 1629–1664.
- Plessner, T. (2016a). *OSB-plater. Typer og egenskaper*. Byggedetaljer 571.050. SINTEF Byggforsk.
- Plessner, T. (2016b). *Trefiberplater. Typer og egenskaper*. Byggedetaljer 571.048. SINTEF Byggforsk.
- Ramstad, T. og Thommesen, J. (2018). *Takformer, taktyper og oppbygning*. Byggedetaljer 525.002. Oslo, Norge: SINTEF Byggforsk.
- Shukla, A., Sudhakar, K. og Baredar, P. (2016). «A comprehensive review on design of building integrated photovoltaic system». I: *Energy and Buildings* 128, s. 99–110.
- Stensaas, L. (2001). *Ventilasjonsteknikk*. 3. utg. Gyldendal Norsk Forlag. ISBN: 82-05-29444-5.
- Thue, J. (2016). *Bygningsfysikk Grunnlag*. Fagbokforlaget.
- Villi, G., Pasut, W. og De Carli, M. (2009). «CFD modelling and thermal performance analysis of a wooden ventilated roof structure». I: *Building Simulation* 2, s. 215–228.
- Wohlin, C. (2014). «Guidelines for snowballing in systematic literature studies and a replication in software engineering». I: *EASE '14 Proceedings of the 18th International Conference on Evaluation and Assessment in Software Engineering*.

A Artikkel

I dette vedlegget er artikkelen "Experimental study of thermal buoyancy in the cavity of ventilated roofs" presentert slik den ble innsendt til *Journal of Building Physics* 7. juni 2019. Forfatterbidrag for artikkelen er først presentert.

Bunkholt, N., Säwén, T., Svantesson, M., Kvande, T., Gullbrekken, L., Wahlgren, P. og Lohne, J. (2019). «Experimental study of thermal buoyancy in the cavity of ventilated roofs». Innsendt.

To whom it may concern

Confirmation on paper contribution

N.S. Bunkholt¹, T. Säwén², M. Svantesson², T. Kvande¹, L. Gullbrekken³, P. Wahlgren², and J. Lohne¹

Experimental study of thermal buoyancy in the cavity of ventilated roofs

Journal of Building Physics, submitted June 2019

¹Department of Civil and Environmental Engineering,
Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Trondheim, Norway

²Department of Architecture and Civil Engineering,
Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden

³SINTEF Building and Infrastructure, Trondheim, Norway

ABSTRACT: Pitched wooden roofs are ventilated through an air cavity beneath the roofing in order to remove heat and moisture from the roof construction. The ventilation is driven by wind pressure and thermal buoyancy. This paper studies ventilation driven by thermal buoyancy in the air cavity of inclined roofs. The influence of air cavity design and roof inclination on the airflow is investigated. Laboratory measurements were carried out on an inclined full-scale air cavity model, heated on one side in order to simulate solar radiation on a roof surface. Equipment for temperature measurements were installed in the model, while air velocity in the cavity was determined by smoke tests. Combinations of different roof inclinations, air cavity heights and heat power levels on the air cavity top surface were examined. The study showed that increased air cavity height led to increased airflow and decreased surface temperatures in the air cavity. Increased roof inclination and heat power applied to the roofing also increased the airflow. The investigations imply that thermal buoyancy in the air cavity of pitched roofs could be a relevant driving force for cavity ventilation and important to consider when evaluating the performance of such a construction.

Nora Schjøth Bunkholt is the main author of this paper, that is produced as an important part of her Master Thesis. She has been very active in the design of the laboratory work. Together with *Toivo Säwén* and *Martina Svantesson*, she was responsible for the main bulk of the research carried out, including the experimental study. *Nora* has been the main person responsible for drafting the article. She has developed industrial implications of the work.

Toivo Säwén and *Martina Svantesson* participated actively in the laboratory research design. Together with *Nora Bunkholt*, they were responsible for the bulk of the research carried out, including the experimental study. They participated actively in the analysis of the presented results, and together with *Nora* they took part in a weekly discussion forum aiming at enhancing the quality of the work produced.

Tore Kvande has served as the main supervisor for *Nora*, assuring the main direction of the work. He was responsible for the over-arching research design. *Tore* was co-responsible for the laboratory work, including material sampling, monitoring, and refitting of the test equipment. *Tore* has also contributed in the interpretation of the results and challenged the industrial implications of the work. Throughout the writing process, he ensured the scientific quality of the work produced.

Lars Gullbrekken's earlier work provided the framework for the research design. Lars was co-responsible for the laboratory work. This included material sampling, monitoring, and refitting of the test equipment. He has equally been a contributor in the analytic discussions. Throughout the writing process, he ensured the scientific quality of the work produced.

Paula Wahlgren has served as the main supervisor of Toivo and Martina. She has contributed in the research design and the analytic cohesion of the work carried out. Throughout the process, she ensured the scientific quality of the work produced.

Jardar Lohne has been responsible for an efficient scientific writing process and the analytic cohesion of the analysis. He has also contributed in the interpretation of the results. Throughout the writing process, he ensured the scientific quality of the work produced. Jardar has challenged the industrial implications of the work.

The co-authors have during the process provided critical comments on the prepared manuscript by Nora and they have all given final approval of the version to be published.

Nora Schjøth Bunkholt

Nora Schjøth Bunkholt



Toivo Säwén



Martina Svantesson



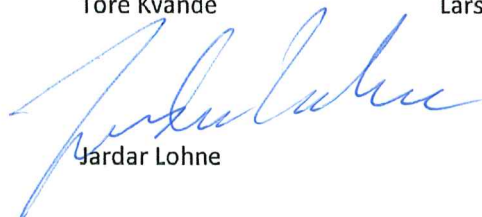
Tore Kvande



Lars Gullbrekken



Paula Wahlgren



Jardar Lohne

Experimental study of thermal buoyancy in the cavity of ventilated roofs

Nora Schjøth Bunkholt ¹, Toivo Säwén ², Martina Svantesson ², Tore Kvande ¹,
Lars Gullbrekken ³, Paula Wahlgren ², Jardar Lohne ¹

¹ Department of Civil and Environmental Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway

² Department of Architecture and Civil Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden

³ SINTEF Building and Infrastructure, Trondheim, Norway

Experimental study of thermal buoyancy in the cavity of ventilated roofs

Authors

Nora Schjøth Bunkholt ¹, Toivo Säwén ², Martina Svantesson ², Tore Kvande ¹, Lars Gullbrekken ³, Paula Wahlgren ², Jardar Lohne ¹

Affiliation

¹ Department of Civil and Environmental Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway

² Department of Architecture and Civil Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden

³ SINTEF Building and Infrastructure, Trondheim, Norway

Abstract

Pitched wooden roofs are ventilated through an air cavity beneath the roofing in order to remove heat and moisture from the roof construction. The ventilation is driven by wind pressure and thermal buoyancy. This paper studies ventilation driven by thermal buoyancy in the air cavity of inclined roofs. The influence of air cavity design and roof inclination on the airflow is investigated. Laboratory measurements were carried out on an inclined full-scale roof model with an air cavity, heated on one side in order to simulate solar radiation on a roof surface. Equipment for temperature measurements were installed in the roof model, while air velocity in the cavity was determined by smoke tests. Combinations of different roof inclinations, air cavity heights and applied heating power on the air cavity top surface were examined. The study showed that increased air cavity height led to increased airflow and decreased surface temperatures in the air cavity. Increased roof inclination and heating power applied to the roofing also increased the airflow. The investigations imply that thermal buoyancy in the air cavity of pitched roofs could be a relevant driving force for cavity ventilation and important to consider when evaluating the heat and moisture performance of such a construction.

Keywords

thermal buoyancy; air cavity; natural ventilation; pitched roof; wood construction

1. Introduction

Pitched wooden roofs, defined as pitched roofs with a wooden load bearing structure (Edvardsen and Ramstad, 2014), are traditionally and widely used on small-scale buildings in Nordic countries. The use of wooden roofs poses certain challenges, as building envelopes are subject to large weather strains and consequently damage risks (Gullbrekken et al., 2016). To ensure their durability, pitched roofs are designed to be naturally ventilated by allowing air to flow through an air cavity beneath the roofing. This ventilation is essential in order to remove moisture and heat from the roof construction, necessary to avoid damage and durability problems (Edvardsen and Ramstad, 2014).

In Norway, removal of excessive heat has traditionally been needed to reduce snowmelt on the roof during winter, e.g. as studied by Blom (2001); Blom (1990). With the introduction of building integrated photovoltaics (BIPV) on roofs, decreased efficiency of these due to overheating has become a concern. Consequently, BIPV on inclined roofs are often constructed

as ventilated roofs with an air cavity beneath the panels (Norton et al., 2011; Shukla et al., 2016). In addition, the increasing focus on CO₂-emissions from buildings and the favourable carbon footprint of wood makes wooden roofs attractive to employ in a growing number of buildings. The use of pitched wooden roofs on larger building structures with longer roof spans has been introduced, further underlining the complexity as well as the need for ventilation.

The use of air layers in building envelopes, including ventilated cavities in roofs, was summarised by Zhang et al. (2016), while general recommendations concerning construction of pitched roofs are presented by Roels and Langmans (2016). Specific guidelines for construction and ventilation of pitched wooden roofs in Norway are given in Bøhlerengen (2007); Bøhlerengen (2012). The Norwegian guidelines are valid for roofs with inclination larger than 10-15° and span less than 15 m. Larger spans, low-pitched roofs and BIPV are not covered but are currently attractive to use. Understanding the performance of such roofs as well as development of the guidelines is highly dependent on a proper understanding of the physical behaviour of the airflow beneath the roofing.

The driving forces inducing the airflow through the air cavity are identified as wind pressure and thermal buoyancy. Wind exposure and wind as driving force for air cavity ventilation have been treated in several studies, including in the Norwegian context (Gullbrekken et al., 2018). Walker and Forest (1995) found by field tests on attic ventilation that wind pressure was the dominating driving force for roof ventilation. However, Falk and Sandin (2013) observed that wind-induced airflow in a vertical ventilated cavity was suppressed when a large buoyancy-induced airflow was present. In addition, when wind is not present, or wind speeds are low, the ventilation is dependent on thermal buoyancy in order to function.

Comparatively little seems to have been written on thermal buoyancy within the given context. Contributions have been made, especially in the field of theoretical analyses. Heat transmission and thermal buoyancy in ventilated air cavities on roofs is well covered in terms of numerical studies (Ciampi et al., 2005; Villi et al., 2009; Susanti et al., 2010; Susanti et al., 2011; Gagliano et al., 2012; Li et al., 2016; Bianco et al., 2017; Bortolini et al., 2017; Bianco et al., 2018). Computational fluid dynamics (CFD) was used in many of the analyses in order to predict the temperature and velocity of the airflow in ventilated roofs. In addition, some authors have aimed at experimentally validate their numerical simulations. This has shown that buoyancy-driven ventilation is dependent on the choice and design of roofing (De With et al., 2008) and the inclination of the roof and height of the air cavity (Tong and Li, 2014; Biwole et al., 2008).

Most of the cited research has been concerned with investigating challenges particular to temperate or warm climates through numerical studies. Therefore, most attention has been given to the cooling effect of buoyancy-driven airflows in roofs. As a result, air cavities investigated have been found to differ from what is common in Nordic countries. In addition, the roof inclinations studied do not correspond to traditional Nordic building practice. Little research, therefore, seems to have been carried out on the subject of typical pitched roof conditions in cold climates. The study presented in this paper aims at understanding the relationship between air cavity design and thermal buoyancy within this context.

The present study experimentally investigated airflow driven by thermal buoyancy in the air cavity beneath the roofing in inclined roofs. The main goal was to examine how air flow is influenced by temperature conditions and air cavity design, as typical for the Nordic context. The laboratory model developed and previously studied by Gullbrekken et al. (2017b) was used. The following research questions were addressed

- 1) How are the temperature conditions in the air cavity related to the air cavity design?
- 2) How is the airflow through the cavity influenced by the air cavity design?
- 3) To what degree may thermal buoyancy drive airflow in the air cavity?

The scope of this study only includes insulated pitched wooden roofs, i.e. inclined air cavities. Cold attics thus fall outside the subject matter analysed. In addition, the influence of roofing design, underlayer roof material, tile batten design, ridge and eaves design, and cross ventilation is not taken into account. Only overheating on the roofing compared to the ambient air is studied. Hence, undercooling in the air cavity and heating of the cavity due to heat transmission through the roof construction from the inside are not considered.

Furthermore, the results presented in this paper constitute a simplification of the building physics encountered. Incompressible and laminar flow is assumed, and average air velocity is approximated in the theoretical evaluation. In addition, the calculation of driving force caused by thermal buoyancy is simplified, including an assumption of constant air temperature in the cross section of the cavity.

2. Theoretical framework

In order to address the general challenge outlined in the introduction, a thorough review of the literature is presented. The bulk of these studies does not investigate physical conditions from a theoretical perspective as is necessary for the outcome of the present study. Therefore, an outline of the fundamental physics required to properly address the research questions is first provided. The combination of these two approaches will permit the precise formulation of the research gap existing in the literature.

2.1 Buoyancy-driven airflow

The airflow through the cavity beneath the roofing in ventilated roofs is dependent on the driving forces and flow resistances present. Various expressions describing the relationship between these two forces exist. Equation 1 is presented by Hagentoft (2001).

$$\dot{V} = \frac{\sum \Delta P}{\sum S} \quad (1)$$

where \dot{V} [m³/s] is the airflow, ΔP [Pa] is the driving force and S [Pa/(m³/s)] is the flow resistance. The airflow may be further described by established principles from fluid mechanics, as studied by Kronvall (1980). The fluid mechanical theory applied in the present study is valid if incompressible and laminar flow is assumed. Given the physical conditions present in building applications, negligible error is associated with assuming that air and water vapor are ideal gases, hence incompressible (Geving and Thue, 2002). The Reynold number, Re [-], used for determination of the flow regime in the air cavity, is given by Equation 2 and Equation 3 (Cengel and Cimbala, 2014).

$$Re = \frac{u_{avg} \cdot D_h}{\nu} \quad (2)$$

$$D_h = \frac{2ab}{a + b} \quad (3)$$

where u_{avg} [m/s] is average velocity, D_h [m] is the hydraulic diameter, ν [m²/s] is kinematic viscosity of the air, and a [m] and b [m] are the width and height of the cavity cross section. Given laminar flow in rectangular cavities, u_{avg} may be approximated to equal $0.67 \cdot u_{max}$ (ASHRAE, 2005). Below a critical value of Reynolds number, referred to as Re_{crit} , the airflow

is described as laminar. Re_{crit} is dependent on several parameters, among others channel geometry. According to Kronvall (1980), Re_{crit} typically appears in the interval 2000-2500. The transitional flow regime describes the changeover from laminar to turbulent flow, where fully turbulent flow often occurs at $Re > 4000$.

Thermal buoyancy in a cavity is the result of temperature difference and height difference between inlet and outlet of the cavity. If the air temperature in the cavity is considered constant, the thermal driving force, ΔP_T [Pa], is given by Equation 4. Normally, the temperature, and consequently the density, of the air in the cavity varies. In this case, the driving force must be determined by integration from inlet to outlet, as given by Equation 5 (Hansen et al., 2013). If the air cavity can be divided into a finite number of sections, each with an assumed constant temperature, the driving force may be calculated with Equation 6.

$$\Delta P_T = (\rho_a - \rho_{cavity}) \cdot g \cdot H \quad (4)$$

$$\Delta P_T = \rho_a \cdot g \cdot H - g \cdot \int_{inlet}^{outlet} \rho(h) dh \quad (5)$$

$$\Delta P_T = \rho_a \cdot g \cdot H - g \cdot \sum_{i=1}^n \rho_{i-1,i} \cdot (h_i - h_{i-1}) \quad (6)$$

where ρ_a and ρ_{cavity} [kg/m^3] are the densities of the surrounding air and cavity air, respectively, g [m^2/s] is the gravitational acceleration, and H [m] is the height difference between inlet and outlet of the air cavity. The density of humid air is given by Equation 7 and 8 (Arfvidsson et al., 2017).

$$\rho = \frac{p_a}{R_a \cdot T} + \frac{p_v}{R_v \cdot T} \quad (7)$$

$$p_v = RH \cdot 6.1078 \cdot 10^{7.5 \cdot \frac{T_c}{T}} \quad (8)$$

where p_a [Pa] is the partial pressure of dry air (100325 Pa at ground level), R_a [J/kg·K] is the specific gas constant for dry air (287.058 J/kg·K), T and T_c is the temperature in K and °C, respectively, p_v [Pa] is the pressure of water vapor, R_v [J/kg·K] is the specific gas constant for water vapor (461.495 J/kg·K), and RH [-] is the relative humidity.

The temperature of the cavity air is affected by heat exchange between the cavity air and the cavity surfaces, and depend on temperature level, air velocity and cavity dimensions. The characteristic length, L_0 , as given in Equation 9, describes the magnitude of the heat exchange (Arfvidsson et al., 2017).

$$L_0 = \rho_a \cdot c_{pa} \cdot b \cdot u \cdot R \quad (9)$$

where ρ_a [kg/m^3] is the air density, c [J/(kg·K)] is the specific heat capacity of air, b [m] is the air cavity width, u [m/s] is the air velocity, and R [m^2K/W] is the thermal resistance between the air and the cavity surfaces.

2.2 Previous research

Thermal buoyancy in inclined, rectangular channels with open ends has been the subject in various studies. The main centres of interest have been air cavities in pitched roofs, solar air collectors and cavities beneath BIPV.

Hofseth (2004) experimentally studied buoyancy-driven ventilation of pitched wooden roofs. Measurements of air velocity by smoke tests showed velocities in the interval 0.05-0.14 m/s for temperature differences between the air cavity and the ambient air in the interval 0.5-10 °C. Roof inclination and air cavity height were kept constant during all measurements. Air velocity in an air cavity model with various inclinations was later measured by Susanti et al. (2008). The study observed that decreased inclination gave a reduction in velocity. The air velocity was also reduced when cavity temperatures decreased.

Lee et al. (2008) carried out experiments on the influence of parameters such as roof inclination, solar radiation intensity and size and shape of air cavity on temperature distribution and air flow in an air cavity model. The temperature difference between the heated surface and the air in the cavity increased with roof inclination. In addition, the research observed that outlet air temperature increased when air cavity height was reduced. Temperature conditions in ventilated air channels were further investigated by Chami and Zoughaib (2010). The study observed that a reduction in heat flux applied to the top surface of the cavity decreased the mean temperatures on the surfaces of the cavity and hence decreased the airflows through the cavity.

Airflow in the cavity of low-pitched roofs in particular was examined by Nusser and Teibinger (2013). A full-scale air cavity model was used in the investigation of the relationship between roof inclination, air cavity height and resulting airflow in the cavity. The study included roof inclinations in the interval 3-7° and cavity heights between 50 and 100 mm.

Experimental studies have also been performed to analyse thermal buoyancy in solar air collectors. Khedari et al. (2002) studied natural convection in a top heated cavity with air cavity height 140 mm, fixed at 30° inclination. Temperature distributions along and across the cavity were established. The topic was further examined by Bunnag et al. (2004). The study investigated convection in an open-ended rectangular inclined channel, also heated from the top. By combining different heat fluxes, air cavity heights and roof inclinations, the study observed that increased roof inclination decreased cavity temperatures significantly, while air velocity increased. Later, Zhai et al. (2005) found that air temperatures raised in the flow direction and that temperature distribution across the channel was not uniform.

Research works on ventilation of PV in particular have also been conducted experimentally (Sandberg and Moshfegh, 1996). The study resulted in air velocity profiles in an air cavity as a function of heat production. The work was, however, focused on investigation of façades and did not include roof constructions. Few studies on ventilation of BIPV roofs in Nordic climate are found. One study from Sweden (Sandberg and Moshfegh, 1998) treated buoyancy-driven ventilation behind PV panels on roofs and presented velocity and temperature profiles for the air cavity behind the panels. Different roof inclinations and air cavity heights were investigated. However, the study did not provide conclusive recommendations for design of the air cavity. More recently, Gan (2009) presented a numerical study to determine the effect of air cavity height and roof inclination on the performance of BIPV panels on roofs. At constant heat power, the air velocity behind the PV modules due to thermal buoyancy in general increased with roof inclination, while temperatures on the PV were found to decrease with increasing roof inclination and increasing air cavity. Experimental studies were not performed.

2.3 Knowledge gap

Several studies on the topic of heat transfer and thermal buoyancy in rectangular cavities have been performed. However, the literature review reveals knowledge gaps on the subject of air cavity design in cold climates. To the authors' knowledge, most air cavity heights previously studied are larger than what is traditionally used in Scandinavian roofs. In addition, most research involve steep roofs and a limited number of inclinations. Furthermore, the examined applied heat power corresponds to warm climates. The research presented in this paper is performed in order to evaluate the relationship between buoyancy-driven airflow and air cavity design in the Nordic context.

3. Method

An experimental approach was utilized in the present study to be able to vary the investigated parameters in a controlled manner. This was important in order to understand the relationship between air cavity design and flow conditions. In addition, the experimental investigations may form a basis for future numerical modelling.

3.1 Literature study

A literature study, categorized as a state-of-the-art review (Grant and Booth, 2009), was carried out in order to identify existing research and reveal knowledge gaps. The review was carried out in the period of February to May 2019, using five scientific databases (Oria, Google Scholar, Science Direct, Web of Science, Scopus). A schematic outline of the process is illustrated in Figure 1. The bulk of the searches included the main search term given in step 1. In order to filter the results obtained in this step, the following keywords were added for specification: air change/airflow, experimental/laboratory test, thermal buoyancy/natural convection, heat transport, thermal performance, inclined/pitched, photovoltaic/PV.

Figure 1 illustrates an example of a search performed in Oria, including the number of articles obtained in a given step. In step 3, the number of re-emerging articles was high for different combinations of search terms. Hence, it is difficult to provide a precise number of papers actually identified. This also influenced step 4 to 7. After investigation of the relevant articles, some additional papers were identified through snowballing (Wohlin, 2014). Textbooks in building physics, Norwegian building guidelines and references applied in the method were identified outside the literature review.

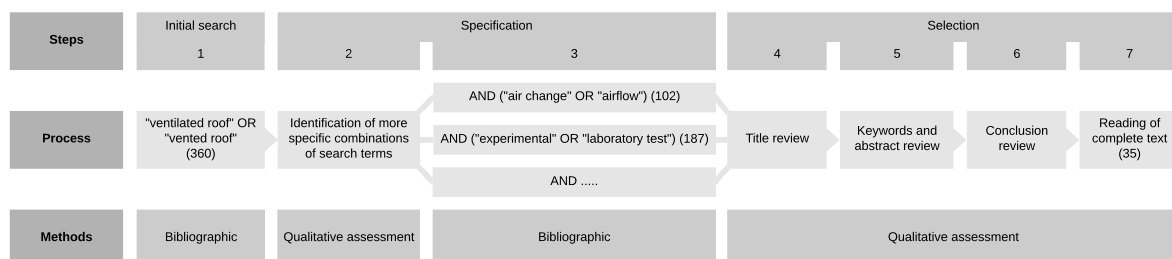


Figure 1. Schematic description of the process employed in the literature study.

3.2 Laboratory model

The experimental study was carried out on a laboratory model of an air cavity in a ventilated pitched wooden roof. Figure 2 shows the experimental rig. The model was designed and built by Gullbrekken et al. (2017b) in the laboratory of SINTEF and NTNU in Trondheim, but modified in order to carry out the present study. The cavity is constructed as a 3.5 m long rectangular duct, where an aluminium channel with three faces form the top and sides of the cavity. The bottom of the cavity is a chipboard of 12 mm thickness, mounted on a 200 mm insulated roof construction. The opposing sides of the cavity are open to the laboratory environment and function as the inlet and outlet of the cavity. The cavity has a width of 552 mm, corresponding to the width between 48 mm rafters and counter battens with c/c distance 600 mm. This is typical design of air cavities in pitched wooden roofs in Norway (Edvardsen and Ramstad, 2014). The cavity construction is supported by a platform, fixing the air cavity inlet at a constant height. Hinges at the inlet make inclination of the air cavity possible.

The model was initially built for measurement of local loss coefficients in air cavities (Gullbrekken et al., 2017b). In order to carry out the present study, a heating foil (Flexwatt F40-60W-230V) was installed at the top of the cavity to simulate solar radiation on a roof. Electrically conducting heating elements of 13 mm were spaced 4 mm apart across the foil. A 30 mm XPS layer ($\lambda=0.033 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) was mounted between the top of the aluminium channel and the heating foil in order to limit heat loss through the aluminium (Figure 2a). A layer of 30 mm XPS was for the same reason mounted on each side of the air cavity in the full cavity height, resulting in a cavity width of 492 mm. The heating foil was connected to two serially connected DC voltage controllers (PE 1648 DC Power supply 150V-3A) for regulation of heat power. The DC voltage controllers were chosen to avoid disturbances of the measurements. The roof model was covered by a plastic foil to limit possible influence of air movements in the laboratory air, as shown in Figure 2c.

Temperatures were measured by T-type thermocouples with an accuracy of $\pm 0.5^\circ\text{C}$. The thermocouples were calibrated in water before measurements were conducted. Eleven thermocouples were installed inside the cavity for measurement of surface and air temperatures, while ambient temperature was measured with thermocouples located 250 mm from inlet and outlet. The positions of thermocouples are described in Figure 3.

The signals from the thermocouples were obtained with a data-logger (Delphin Technology Expert Key 200L) and sent to a computer for processing. Data was logged with a frequency of 1 Hz. The air velocity in the air cavity was determined by smoke tests, i.e. measurements recording the time required for smoke to travel from inlet to outlet. In addition, air velocity was measured at inlet and outlet with an anemometer (SwemaAir 300).

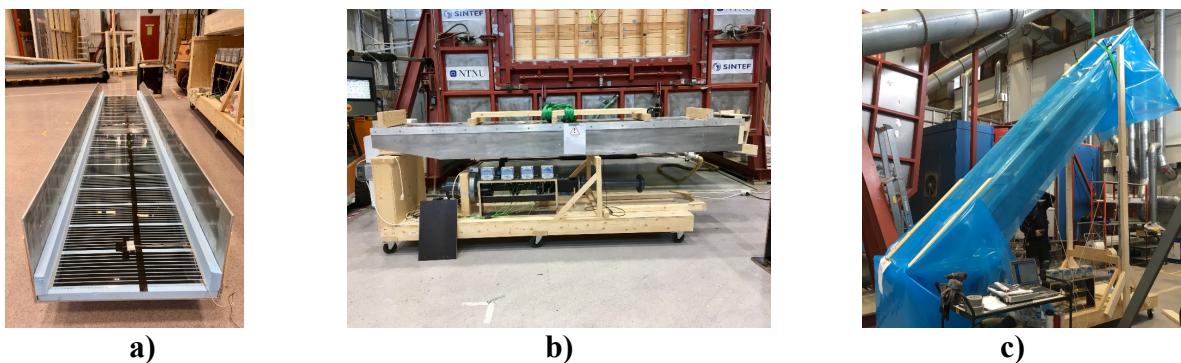


Figure 2. a) Top aluminium lid showing the arrangement of XPS and heating foil on the inside of the air cavity. b) Complete test model, at 0° inclination. c) Inclined model with plastic foil cover, at 45° inclination.

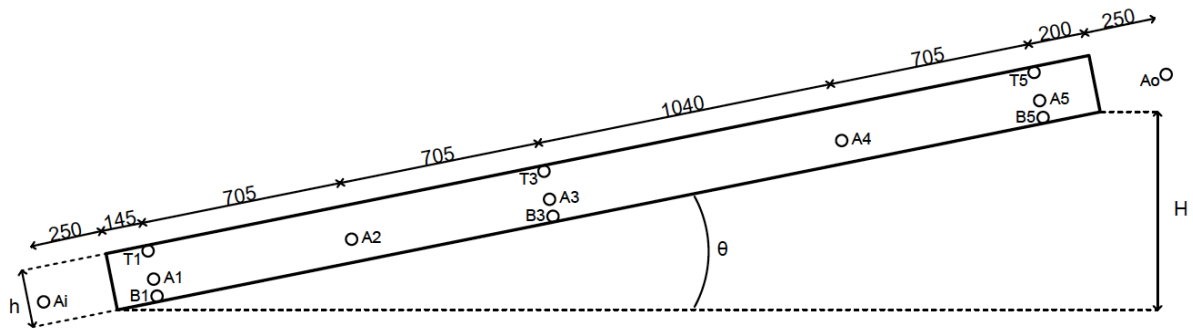


Figure 3. Position of the thermocouples in the air cavity (T = top, A = air, B = bottom). Lengths between measuring points are given in millimetres.

3.3 Experimental procedure

The model was prepared for each test by mounting XPS with desired air cavity height on each side of the aluminum lid, as shown in Figure 2a. The lid was installed on the model and attached to the rest of the roof construction. In order to improve the airtightness of the model, all connections and joints were sealed with tape (Gullbrekken et al., 2017b). When the cavity was fixed at the desired inclination, experiments were carried out with different power levels at the heating foil.

The data acquisition system was always turned on, also between tests. When the measured top surface temperatures were stabilized, a given test run was started. Each test was first run without interruptions for 120 s. The temperatures measured during this period were averaged and utilized as the temperature at a measuring point for a given test setup. The relative humidity (RH) of the laboratory air was also noted during this period. After 120 s, air velocity through the cavity was determined by smoke tests. Two methods of smoke production were utilized, 1) a smoke-pen with a lit wick and 2) a Dräger-tube involving a reaction between air and fuming sulphuric acid. The smoke tests were performed by recording the required time for smoke to travel from inlet to outlet of the cavity. Utilizing this test method, it is assumed that the maximum air velocity in the cavity is measured. For each test setup, five repetitions of smoke tests were carried out and averaged.

3.4 Test set-ups

In order to investigate the influence of air cavity design on airflow, the height (h) and inclination (θ) of the air cavity were varied. Air cavity heights and roof inclinations were chosen based on typical roof constructions according to Norwegian building traditions (Edvardsen and Ramstad, 2014). This included air cavity heights 23, 36, 48, 70 and 140 mm. Cavity height 140 mm was investigated to study the airflow occurring when the air cavity is very large compared to traditional solutions. At each given cavity height except 140 mm, inclinations of 5° , 10° , 15° , 30° and 45° with respect to the horizontal were studied. At cavity height 140 mm only $\theta = 30^\circ$ was tested. Inclinations of 5° and 45° were investigated in order to compare results with very low or high inclinations. At each combination of air cavity height and inclination, measurements were carried out at four different voltage levels applied to the heating foil (60, 120, 180 and 240 V). Voltage level, U [V], and current I [A] were used to calculate the applied power, Q [W], with resulting heat power levels 9, 36, 81 and 144 W.

3.5 Validation of experimental test regime

In order to validate the experimental methods utilized, one test setup was reproduced eight weeks after the initial test. The test setup was chosen to $h = 48$ mm, $\theta = 15^\circ$. Measurements of air velocity and temperatures were performed at all heat power levels, as carried out in the initial test run. In addition, as two methods of smoke production were employed, a control test comparing the two methods was performed at $h = 48$ mm, $\theta = 15^\circ$ and $Q = 0$ W. Five smoke tests were carried out for each smoke method. Furthermore, to fully understand the temperature conditions in the air cavity, different placements of thermocouples on the heating foil were analyzed. Placement completely on, partially on, and between electrically conducting heating elements was tested in the middle of the heating foil width and length. Placement completely on conducting elements, but on the edges of the heating foil width was also included in the analysis.

4. Experimental results

4.1 Temperature conditions

In the following, results on temperature conditions and temperature distribution in the air cavity are presented. Figure 4 gives an overview of how the air temperature profile along the cavity from inlet to outlet changed with air cavity height (h) and roof inclination (θ). The five measuring points of air temperature in the cavity as well as the ambient air temperature at the inlet are included. The position of each measurement, presented as distance from the cavity inlet, is given on the x-axis. The measured temperature is given on the y-axis. To illustrate the temperature profile across the height of the cavity, Figure 5 is presented. Temperatures on the top and bottom surfaces, as well as in the cavity air are included. The Figure shows results from measuring point number 3, 1555 mm from the cavity inlet, as described in Figure 3. The position of the measurement, presented as distance from the bottom unheated surface, is given on the y-axis. The measured temperature is given on the x-axis. Figure 6 shows the analysis of placement of thermocouples on the heating foil for different applied heating power.

4.2 Air velocity and flow conditions

Measured air velocities at different air cavity heights and roof inclinations are summarised in Figure 7. Note that measured air velocity is the assumed maximum velocity through the air cavity. Also note that no results are given for $h = 23$ mm at $\theta = 5^\circ$ and $Q = 9$ W and 36 W. Due to very low airflow in these two cases, velocity measurements were unsuccessful. Figure 8 shows measured air velocity and calculated airflow rate for different air cavity heights at roof inclination 30° . The velocity measurements resulted in calculated air change rates [h^{-1}] in the interval 30-400 h^{-1} . In order to investigate the flow regime, the Reynolds number was calculated by Equation 2 for all different test variations. The results are presented in Figure 9. Reynolds number for airflows at $h = 140$ mm, $\theta = 30^\circ$ are not given in Figure 9 but was found to be 3924, 3346, 2851 and 2445 in the case of heat power 9, 36, 81 and 144 W, respectively. The critical Reynolds number is assumed to be 2000, i.e. the transitional flow region is represented by the shaded area in Figure 9. The velocity measurements resulting from validation tests are shown in Figure 10 and Figure 11. In Figure 10, the initial test run at $h = 48$ mm and $\theta = 15^\circ$ is shown together with the control run of this test setup. Figure 11 compares the two methods used for smoke production. Five measurements and their mean value are presented for each method.

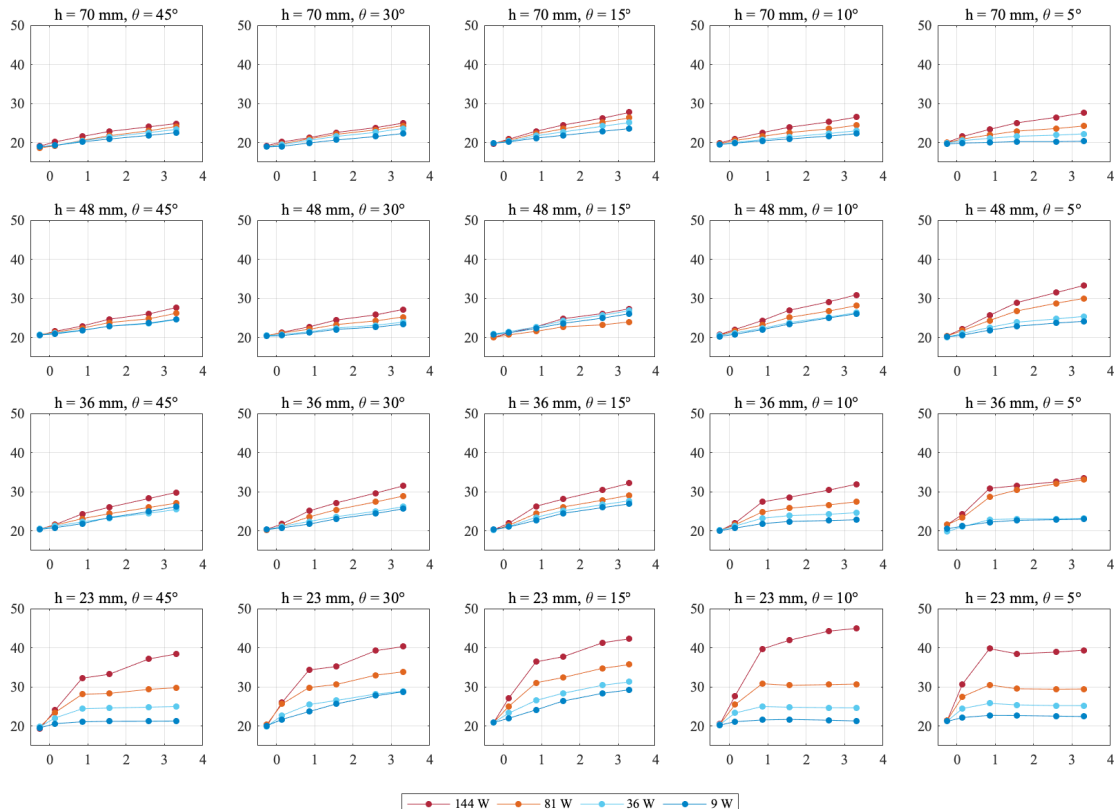


Figure 4. Temperatures [°C] (y-axis), in the cavity air as a function of distance [m] from the cavity inlet (x-axis). Each plot represents a given air cavity height (h) and roof inclination (θ).

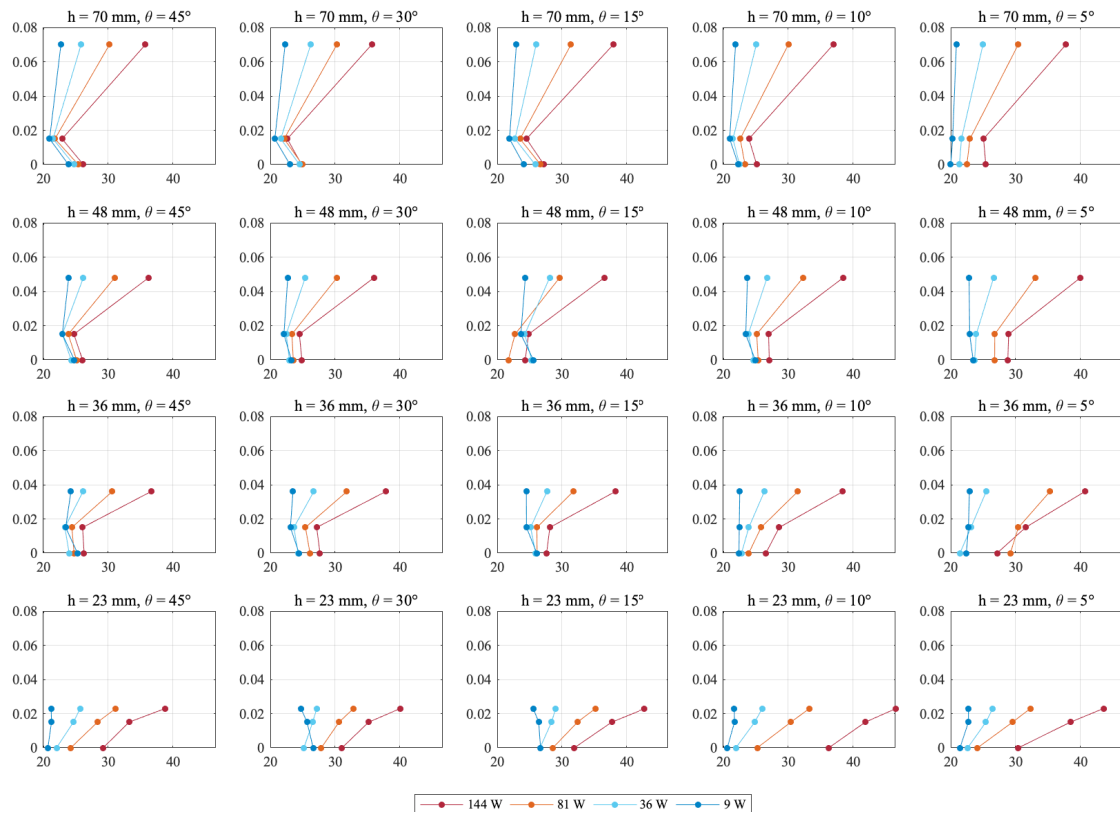


Figure 5. Temperatures [°C] (x-axis), as function of distance from the bottom unheated surface [m] (y-axis). Each plot represents a given air cavity height (h) and roof inclination (θ).

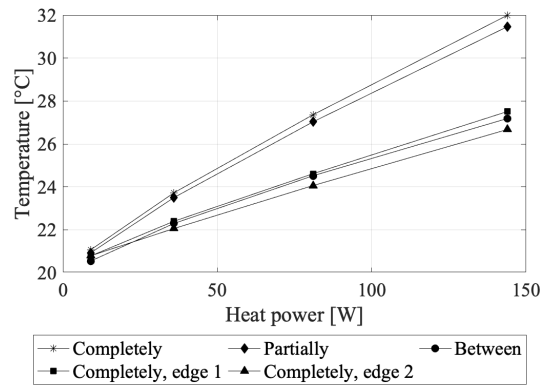


Figure 6. Analysis of thermocouple position on heating foil at different applied heating power. Placement completely on, partially on, and between electrically conducting heating elements was tested in the middle of the cavity. Placement on the edges of the heating foil width was also included.

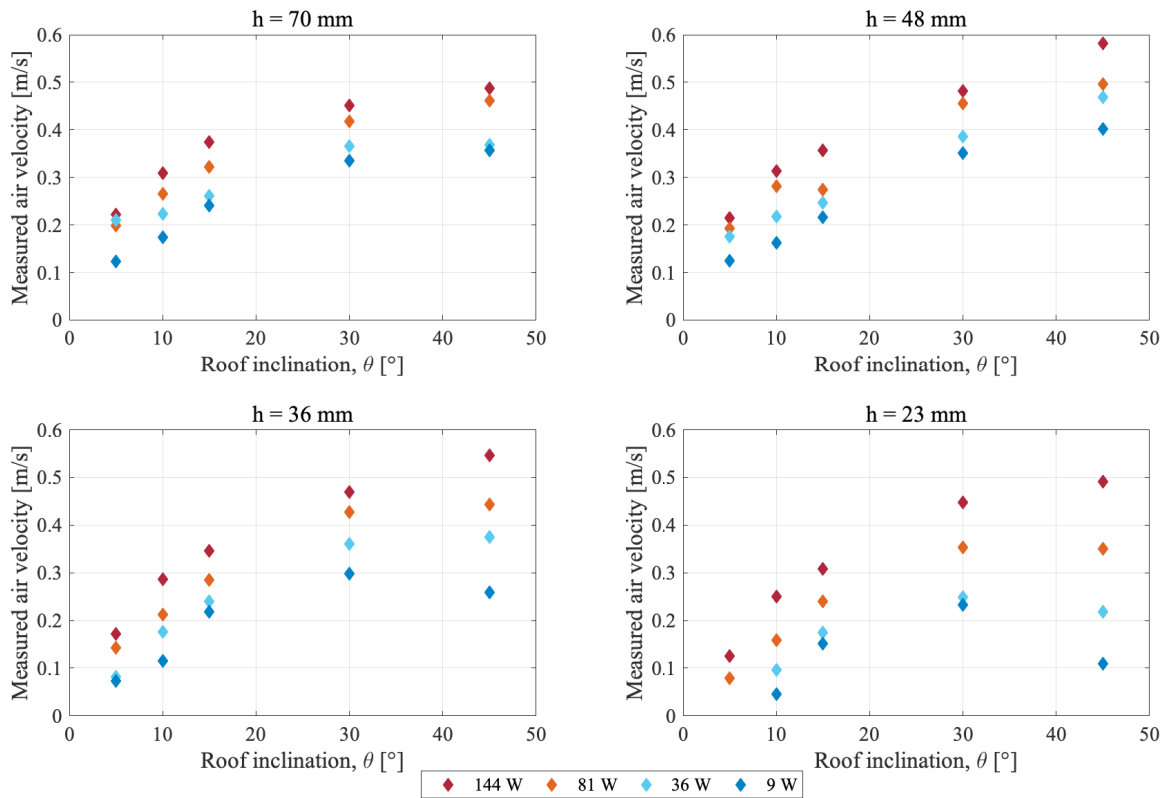


Figure 7. Measured air velocities at different roof inclinations, air cavity heights and applied heating power.

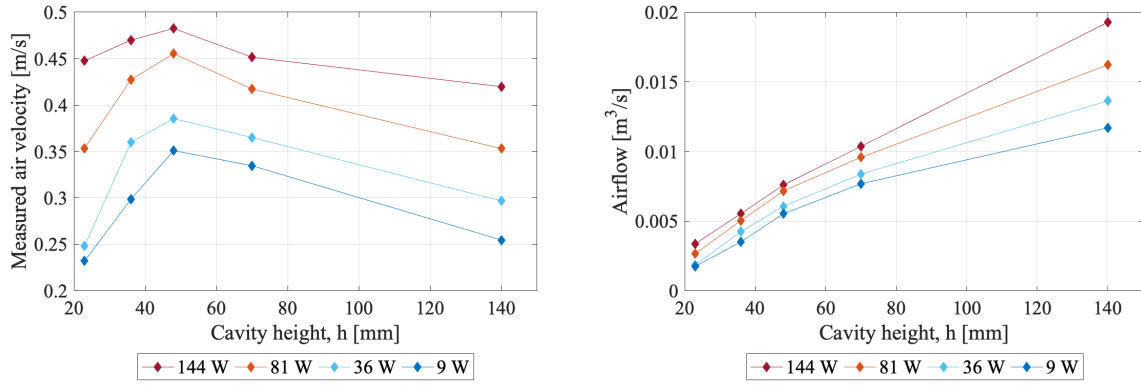


Figure 8. Measured air velocity and calculated airflow rate presented in relation to the air cavity height at roof inclination 30° .

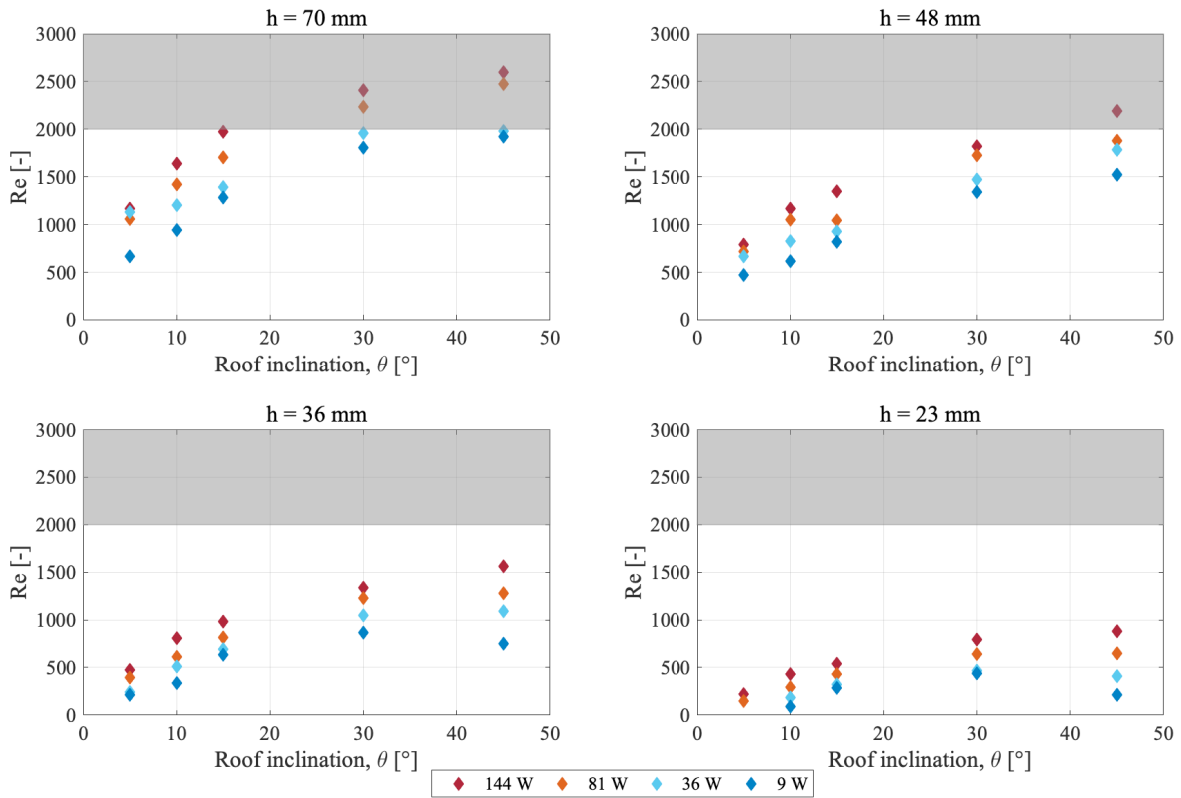


Figure 9. Reynolds number, Re , as a function of roof inclination. Shaded area represents possible beginning of the transitional flow region.

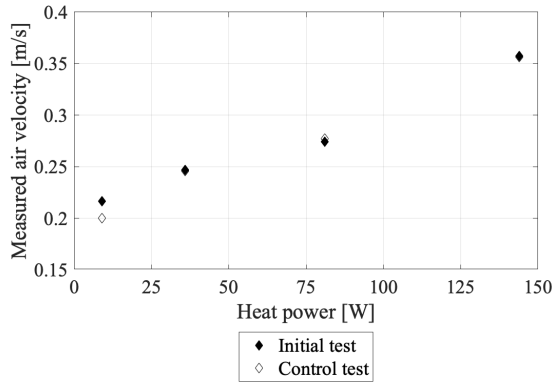


Figure 10. Validation of the experimental method, presented as a comparison of air velocity measured in initial test and the control test for test setup $h=48\text{mm}$, $\theta=15^\circ$.

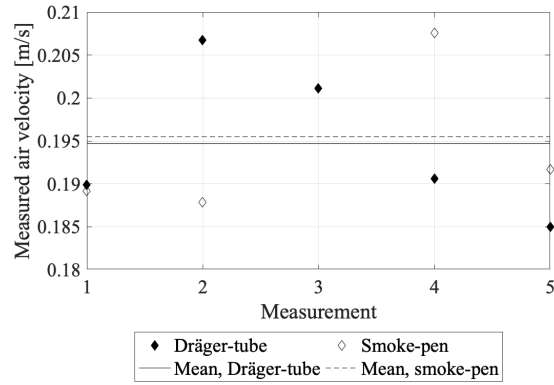


Figure 11. Comparison of methods utilized for smoke production, at test setup $h=48\text{mm}$, $\theta=15^\circ$. The mean is calculated as the average of the five measurements.

4.3 Driving force

Thermal driving force (ΔP_T) at different roof inclinations, air cavity heights and applied heating power was determined by Equation 6, which takes into account the density decrease of the cavity air as it moves upward in the cavity. The results are presented in Figure 12. Figure 13 shows the relationship between thermal driving force and air cavity height at roof inclination 30° . Thermal driving force and airflow rate in the air cavity is presented in Figure 14. The latter diagram shows results for air cavity heights of 23, 36, 48 and 70 mm at all roof inclinations and applied heating power.

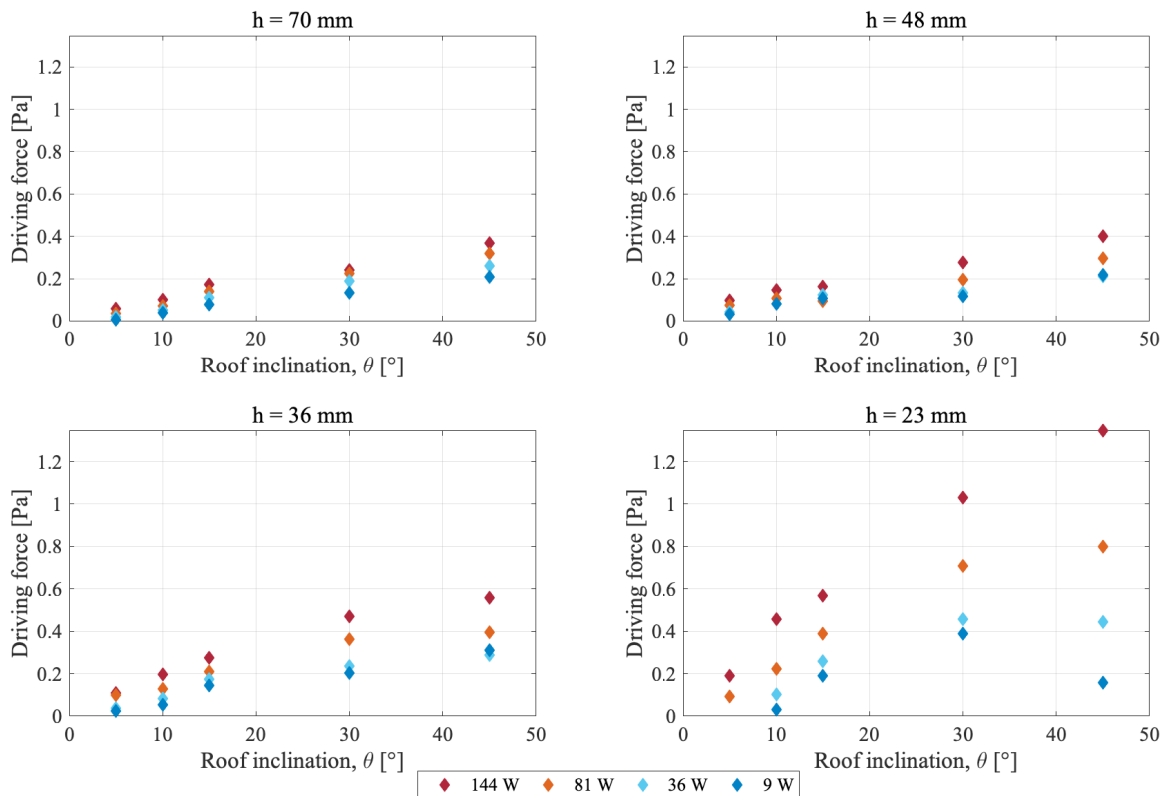


Figure 12. Thermal driving force at different roof inclinations, air cavity heights and applied heating power.

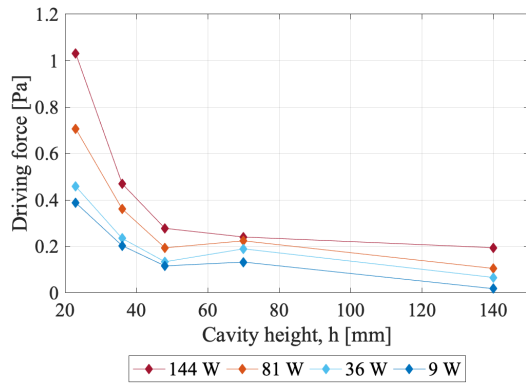


Figure 13. Driving force as function of cavity height at roof inclination 30° .

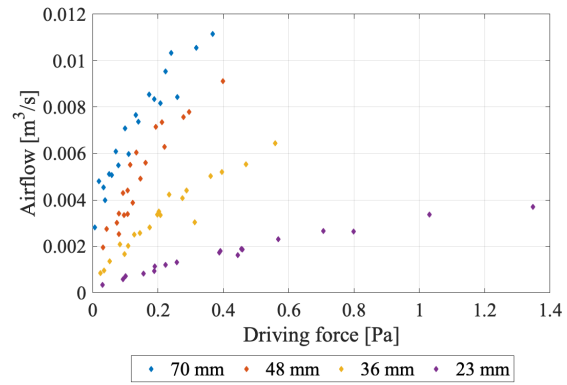


Figure 14. Airflow rate and driving force for different air cavity heights.

5. Analysis of measurements

In the present study, ventilation driven by thermal buoyancy in the air cavity of an inclined roof model has been investigated. The research goals include investigation of the temperature distribution in the air cavity, the influence of air cavity design on flow conditions, and an investigation of the size of the thermal driving force in the cavity.

5.1 Temperature conditions

Validation of experimental test regime

The analysis of placement of thermocouples on the heating foil (Figure 6) showed similar results if the thermocouples were placed partially or completely on electrically conducting elements. Placement between conducting elements gave significantly lower measured surface temperature. The placement was observed to be of larger importance when the applied heating power increased. In addition, measurements on the side edges of the heating foil indicated heat losses through the sides of the cavity model. The analysis showed that the temperature was not uniform on the heated surface of the cavity, which may influence air temperature distributions and flow patterns.

Temperature profile along cavity

The temperature profiles along the air cavity from inlet to outlet demonstrated that air temperatures increased gradually dependent on the distance from the cavity inlet. This applied to all test variations, except the combination $h = 23 \text{ mm}$, $\theta = 5^\circ$. The reason for the temperature drop in this case remains unknown, but could possibly be caused by occurrence of reflux of air at the outlet. The general increase in air temperature detected along the air cavity is in line with corresponding experimental measurements (Sandberg and Moshfegh, 1998; Khedari et al., 2002; Bunnag et al., 2004; Zhai et al., 2005; Susanti et al., 2008).

The air temperature increase was not linear for all cases. Larger air cavities showed a more linear relationship between temperature increase and distance from the inlet, while smaller air cavities showed a rapid increase in temperature in the first half of the cavity. Beyond this, a gradual increase was observed. This could be due to different characteristic lengths, as presented in Equation 9 (Arfvidsson et al., 2017), given the different air cavity heights.

Temperature profile across cavity

An examination of the temperature profiles across the air cavity height verified that the top surface temperature, i.e. the temperature on the heating foil, was the largest temperature in the cavity cross section. The temperature of the bottom surface of the cavity was higher than the air temperature in most test variations. This is due to radiation from the heated top to the unheated bottom surface. Earlier research (Bunnag et al., 2004; Khedari et al., 2002) have also observed that cavity air temperature is lower than the unheated surface temperature.

However, in the case of small cavity heights, the present study found that measured air temperatures in the cavity were higher than the temperatures on the unheated surface, possibly due to a smaller airflow cooling the thermocouples. In addition, the thermocouples were fixed at the same height in the cavity during all test set-ups. Consequently, the distance between the thermocouples measuring air temperature and the heated surface was smaller for smaller air cavity heights, which might affect the results.

The temperature distribution on the unheated surface in the cavity is important for the resulting temperature profiles of the cavity air. There are some uncertainties related to the temperatures of this surface as the time constant of the surface material is larger than that of the air and the heated surface. As most attention was given to stabilizing the temperature on the heating foil between test setups, it is observed in Figure 5 that the bottom surface temperature in some cases is larger than desired due to thermal inertia.

Influence of air cavity design

The results presented in Figure 4 and 5 demonstrate that air temperatures in the cavity were dependent on both cavity height and inclination. The measurements imply that larger cavity height gives lower air temperature. As cavity height was decreased, the air temperatures increased and approached the temperature on the heating foil. This is due to a smaller air volume being heated, and possibly a shorter characteristic length. As mentioned, the thermocouples were fixed at the same height in the cavity during all test variations. Air temperature measured in the middle of the cavity for each cavity height might have shown different results. However, other research works (Khedari et al., 2002; Susanti et al., 2008; Zhai et al., 2005) have observed a rapid decrease in temperature as distance from the heated surface increases. Hence, the difference in temperature in the middle of the air cavity and closer to the unheated surface might have been small.

Furthermore, Figure 4 shows increased air temperatures at decreased roof inclination. This is explained by less cooling due to a smaller airflow when the roof inclination decreases. In addition, higher applied heating power caused increased air temperatures. The measurements indicate that applied heating power has larger influence when the air cavity is small, and the roof inclination is low.

Heat power level related to local climate

The average temperature on the heating foil was found to vary between 21 and 43°C, including results at all heat power levels. For the test setup $h = 48$ mm, $\theta = 45^\circ$, average top surface temperatures of 35, 30, 26 and 24°C were measured at heat power levels 144, 81, 36 and 9 W, respectively. A field study in Norway by Gullbrekken et al. (2017a), on a rectangular air cavity with $h = 48$ mm, $\theta = 40^\circ$, recorded average top surface temperatures in the cavity in the range -5-36°C, 6-60°C and 5-49°C in periods in March, July and September, respectively. Comparing the two studies, the heat power levels utilized in the present study give cavity temperatures that

would correspond to actual conditions in the middle of the day in spring, or in the morning/afternoon in summer in a Norwegian climate.

5.2 Air velocity and flow conditions

Validation of experimental test regime

The validation of the method, presented as air velocity measurements in Figure 10, showed little difference between the initial test at the control test. This indicates little influence from the surroundings on the measurements. The comparison of the methods for smoke production given in Figure 11 also showed little variation in results, and approximately same average value of five measurements.

Flow characteristics

The calculated Reynolds number (Figure 9) showed that most studied airflows were laminar. Some measurements indicated possible transitional flow. However, no drastic change in flow conditions was observed as the assumed critical Reynolds number was approached. Furthermore, in determination of the average air velocity, u_{avg} , the approximation $u_{avg} \approx 0.67 \cdot u_{max}$ was assumed. This is valid for wide rectangular ducts (ASHRAE, 2005). Given a more quadratic cavity, the factor multiplied with u_{max} will be smaller. For circular ducts, $u_{avg} = 0.5 \cdot u_{max}$. Hence, the average velocity in the present study should be found in the interval between $0.5 \cdot u_{max}$ and $0.67 \cdot u_{max}$. As the average velocity is possibly overestimated, the Reynolds number may also be overestimated.

Influence of air cavity design

According to Figure 7, the measured air velocity generally increased with increasing inclination and heat power level. The same trend was observed for calculated airflow, \dot{V} [m^3/s]. Therefore, a larger roof inclination is recommended in order to maximise air velocity and airflow rate. However, the present study observed that $h = 23$ mm and $h = 36$ mm combined with low heat power levels, gave decreased velocity when the inclination was increased from 30° to 45° . For $h = 23$ mm this may be explained by a drop in the driving force, as given in Figure 12. The reason for decreased velocity when $h = 36$ mm is not known.

In general, the results showed an increase in measured air velocity and airflow with increasing cavity height. However, in the case of roof inclinations 30° and 45° , it was observed that the measured air velocity decreased when the cavity height was increased from 48 mm to 70 mm. At inclinations $5-15^\circ$, the velocity was stabilized or increased slightly for the same increase in cavity height. The results therefore imply that there might exist an upper boundary for the air velocity through the system. The reduction in air velocity with cavity height was even more distinct in Figure 8, showing how air velocity further decreased when the cavity height was increased beyond 70 mm. Note that some of the measurements at large cavity heights are considered to be included in the transitional flow region, which makes comparison of the results more complicated. Both Bunnag et al. (2004) and Zhai et al. (2005) found that air velocity in an air cavity decreased with increasing cavity height. However, the studies only investigated air cavities higher than 100 mm and 140 mm, respectively. Sandberg and Moshfegh (1998) observed the same trend when increasing the cavity height from 60 to 115 mm and further. This support the hypothesis of the existence of an upper limit for the air velocity.

In most test runs, larger heat power was associated with a higher temperature rise, and hence higher air velocity. In practice this indicates that large air changes in the cavity coincides with strong solar radiation on the roof. This is beneficial for cooling and efficiency of ventilated BIPV on roofs. It is also favorable for drying of roofs.

5.3 Driving force

Calculated thermal driving force showed dependence on cavity height, roof inclination and heat power level, as given in Figure 12. Smaller air cavity height gave larger driving force due to larger temperature differences. The relationship between driving force and roof inclination is observed to be close to linear. This implies that the height difference between inlet and outlet is of great importance in determination of the driving force. Figure 13 underlines how the thermal driving force decreased when cavity height was increased, including results for $h = 140$ mm. The air temperature measurements given in Figure 4 was used as a basis for calculation of the thermal driving force. Consequently, constant temperature in the cavity cross section was assumed. As air temperature was measured closer to the heated surface given small air cavity heights and closer to the unheated surface given large air cavity heights, the average temperature and hence the driving force may be overestimated or underestimated, respectively.

As the thermal buoyancy is dependent on density difference and height difference, the driving force should increase with elevated roof inclination and temperature difference. As it was observed that reduced air cavity height gave larger temperature differences, driving force should increase with inclination and cavity height. The results in Figure 12 verifies both. Therefore, in order to maximize the thermal driving force, the roof inclination should be increased, and the cavity height reduced. In some cases, the driving force is observed to increase when inclination decreased for each measurement. This is explained by high bottom surface temperatures due to thermal inertia in the roof construction, elevating the air temperature and hence the driving force at some inclinations.

At a given air cavity height, Figure 14 demonstrates that larger driving force is associated with larger airflow, as stated by Equation 1. The Figure also shows that reducing the air cavity height lead to a reduced airflow. Hence, airflow decreased when cavity height decreased, even though driving force increased. This implies increased resistances when air cavity height is decreased. Consequently, if maximization of airflow rate in the cavity is desired, small air cavity height seems to be unfavorable. This is also shown in Figure 8.

6. Conclusion

In the present study, an experimental investigation of thermal buoyancy in the air cavity of pitched ventilated roofs was carried out. The temperature and flow conditions in the cavity were observed to be dependent on both cavity height and roof inclination. Increased inclination gave decreased air temperatures but increased velocities and increased airflows. Increased air cavity height gave decreased air temperatures and larger air velocity until a certain point. The latter seems to imply a possible optimal air cavity height of 48 mm in regards of maximizing air velocity in the cavity. Theoretically, increased roof inclination and increased temperature difference between the air cavity and the ambient air will increase the driving force caused by thermal buoyancy. This was verified in the study. Hence, to maximize the thermal driving force in the cavity of ventilated roofs, the roof inclination should be increased, and the air cavity height should be decreased. However, if maximizing the airflow rate in the cavity is desired, the study observed that cavity height should be increased.

In order to fully address the challenges of roof ventilation given the Nordic context, buoyancy forces due to undercooling of the cavity air, e.g. due to snow on the roof or longwave radiation, should be investigated. In addition, further research should study thermal buoyancy in combination with driving forces from wind pressure, complemented by moisture simulations to predict the risk of condensation and moisture damages in ventilated pitched wooden roofs.

Declaration of conflicting interests

The author(s) declared no potential conflicts of interest with respect to the research, authorship and/or publication of this article.

Funding

The author(s) disclosed receipt of the following financial support for the research, authorship, and/or publication of this article: The authors gratefully acknowledge the financial support by the Research Council of Norway and several partners through the Centre of Research-based Innovation 'Klima 2050' (www.klima2050.no).

References

- Arfvidsson J, Harderup L-E and Samuelson I. (2017) *Fukthandbok: praktik och teori [Moisture handbook: practice and theory]*, Stockholm, Sweden: AB Svensk Byggtjänst.
- ASHRAE. (2005) *2005 ASHRAE handbook: fundamentals*, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Bianco V, Diana A, Manca O, et al. (2017) Thermal behavior evaluation of ventilated roof under summer and winter conditions. *International Journal of Heat and Technology* 35: 353-360.
- Bianco V, Diana A, Manca O, et al. (2018) Numerical investigation of an inclined rectangular cavity for ventilated roofs applications. *Thermal Science and Engineering Progress* 6: 426-435.
- Biwole PH, Woloszyn M and Pompeo C. (2008) Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time. *Energy and Buildings* 40: 1487-1497.
- Blom P. (1990) Ventilasjon av isolerte, skrå tretak [Venting of insulated, pitched roofs]. *Institute of Building Technology*. Trondheim, Norway: Norwegian Technical University.
- Blom P. (2001) Venting of Attics and Pitched, Insulated Roofs. *Journal of Thermal Envelope and Building Science* 25: 32-50.
- Bortolini M, Bottarelli M and Piva S. (2017) Summer Thermal Performance of Ventiladed Roofs with Tiled Coverings. *Journal of Physics: Conference Series* 796: 1-10.
- Bunnag T, Khedari J, Hirunlabh J, et al. (2004) Experimental investigation of free convection in an open-ended inclined rectangular channel heated from the top. *International Journal of Ambient Energy* 25: 151-162.
- Bøhlerengen T. (2007) Isolerte skrå tretak med lufting mellom vindsperre og undertak [Insulated pitched wooden roofs ventilated between the underlayer roof and the wind barrier]. *SINTEF Building Research Design Guides 525.101*. Oslo, Norway: SINTEF.

- Bøhlerengen T. (2012) Isolerte skrå tretak med kombinert undertak og vindsperre [Insulated pitched wooden roofs with combined underlayer roof and wind barrier]. *SINTEF Building Research Design Guides 525.102*. Oslo, Norway: SINTEF.
- Cengel YA and Cimbala JM. (2014) *Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications*: McGraw Hill Education.
- Chami N and Zoughaib A. (2010) Modeling natural convection in a pitched thermosyphon system in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry. *Energy and Buildings* 42: 1267-1274.
- Ciampi M, Leccese F and Tuoni G. (2005) Energy analysis of ventilated and microventilated roofs. *Solar Energy* 79: 183-192.
- De With G, Cherry N and Haig J. (2008) Thermal Benefits of Tiled Roofs with Above-sheathing Ventilation. *Journal of Building Physics* 33: 171-194.
- Edvardsen K and Ramstad T. (2014) *Trehus Håndbok 5 [Wooden houses. Handbook 5]*, Norway: SINTEF Building and Infrastructure.
- Falk J and Sandin K. (2013) Ventilated rainscreen cladding: measurements of cavity air velocities, estimation of air change rates and evaluation of driving forces. *Building and Environment* 59: 164-176.
- Gagliano A, Patania F, Nocera F, et al. (2012) Thermal performance of ventilated roofs during summer period. *Energy and Buildings* 49: 611-618.
- Gan G. (2009) Numerical determination of adequate air gaps for building-integrated photovoltaics. *Solar Energy* 83: 1253-1273.
- Geving S and Thue JV. (2002) *Fukt i bygninger [Moisture in buildings]*, Oslo, Norway: Norges byggforskningsinstitutt.
- Grant MJ and Booth A. (2009) A typology of reviews: an analysis of 14 review types and associated methodologies. *Health Information and Libraries Journal* 26: 91-108.
- Gullbrekken L, Kvande T, Jelle BP, et al. (2016) Norwegian Pitched Roof Defects. *Buildings* 6: 1-13.
- Gullbrekken L, Kvande T and Time B. (2017a) Ventilated wooden roofs: Influence of local weather conditions - measurements. *11th Nordic Symposium on Building Physics*. Trondheim, Norway: Energy Procedia, 777-782.
- Gullbrekken L, Uvsløkk S, Geving S, et al. (2017b) Local loss coefficients inside air cavity of ventilated pitched roofs. *Journal of Building Physics* 42: 197-219.
- Gullbrekken L, Uvsløkk S, Kvande T, et al. (2018) Wind pressure coefficients for roof ventilation purposes. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics* 175: 144-152.
- Hagentoft C-E. (2001) *Introduction to Building Physics*, Lund, Sweden: Studentlitteratur AB.
- Hansen HE, Kjerulf-Jensen P and Stampe OB. (2013) *Varme- og Klimateknik, Grundbog*, Denmark: Danvak ApS.
- Hofseth V. (2004) Studie av luftede trekonstruksjoner [Study of ventilated roof constructions]. Trondheim, Norway: Norwegian University of Science and Technology.
- Khedari J, Yimsamerjit P and Hirunlabh J. (2002) Experimental investigation of free convection in roof solar collector. *Building and Environment* 37: 455-459.
- Kronvall J. (1980) Air flows in building components. *Division of Building Technology, Lund Institute of Technology*. Lund, Sweden: Lund University.
- Lee S, Park SH, Yeo MS, et al. (2008) An experimental study on airflow in the cavity of a ventilated roof. *Building and Environment* 44: 1431-1439.
- Li D, Zheng Y, Liu C, et al. (2016) Numerical analysis on thermal performance of naturally ventilated roofs with different influencing parameters. *Sustainable Cities and Society* 22: 86-93.

- Norton B, Eames PC, Mallick TK, et al. (2011) Enhancing the performance of building integrated photovoltaics. *Solar Energy* 85: 1629-1664.
- Nusser B and Teibinger M. (2013) Experimental investigations about the air flow in the ventilation layer of low pitched roofs. *2nd Central European Symposium on Building Physics*. Vienna, Austria.
- Roels S and Langmans J. (2016) Highly insulated pitched roofs resilient to air flow patterns: Guidelines based on a literature review. *Energy and Buildings* 120: 10-18.
- Sandberg M and Moshfegh B. (1996) The investigation of fluid flow and heat transfer in a vertical channel heated from one side by PV elements. Part II. Experimental study. *Renewable Energy* 8: 254-258.
- Sandberg M and Moshfegh B. (1998) Ventilated-solar roof air flow and heat transfer investigation. *Renewable Energy* 15: 287-292.
- Shukla AK, Sudhakar K and Baredar P. (2016) A comprehensive review on design of building integrated photovoltaic system. *Energy and Buildings* 128: 99-110.
- Susanti L, Homma H and Matsumoto H. (2011) A naturally ventilated cavity roof as potential benefits for improving thermal environment and cooling load of a factory building. *Energy and Buildings* 43: 211-218.
- Susanti L, Homma H, Matsumoto H, et al. (2008) A laboratory experiment on natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain. *Energy and Buildings* 40: 2196-2206.
- Susanti L, Homma H, Matsumoto H, et al. (2010) Numerical simulation of natural ventilation of a factory roof cavity. *Energy and Buildings* 42: 1337-1343.
- Tong S and Li H. (2014) An efficient model development and experimental study for the heat transfer in naturally ventilated inclined roofs. *Building and Environment* 81: 296-308.
- Villi G, Pasut W and De Carli M. (2009) CFD modelling and thermal performance analysis of a wooden ventilated roof structure. *Building Simulation* 2: 215-228.
- Walker TS and Forest TW. (1995) Field measurements of ventilation rates in attics. *Building and Environment* 30: 333-347.
- Wohlin C. (2014) Guidelines for snowballing in systematic literature studies and a replication in software engineering. *EASE '14 Proceedings of the 18th International Conference on Evaluation and Assessment in Software Engineering*. London, England.
- Zhai XQ, Dai YJ and Wang RZ. (2005) Experimental investigation on air heating and natural ventilation of a solar air collector. *Energy and Buildings* 37: 373-381.
- Zhang T, Tan Y, Yang H, et al. (2016) The application of air layers in building envelopes: A review. *Applied Energy* 165: 707-734.

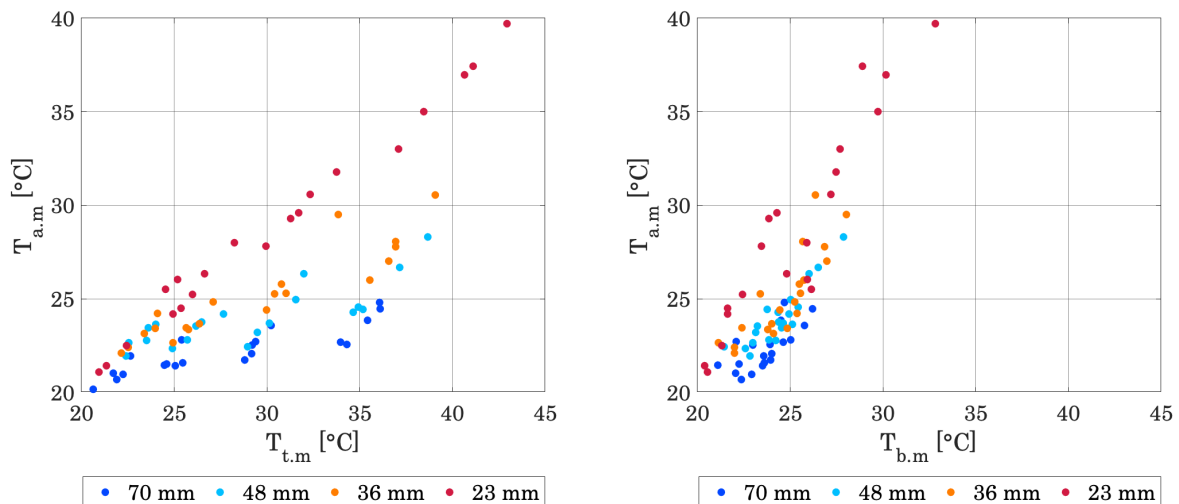
B Resultater

I dette kapittelet presenteres resultater som utdyper forskningen beskrevet i artikkelen i vedlegg A.

B.1 Temperaturforhold

Gjennomsnittlig luft- og overflatetemperaturer

Figur 24a og figur 24b viser gjennomsnittlig lufttemperatur i luftespalten, $T_{a.m}$ [°C], som funksjon av henholdsvis gjennomsnittlig temperatur på spaltens toppoverflate, $T_{t.m}$, og bunnoverflate, $T_{b.m}$. Den gjennomsnittlige temperaturen inkluderer målinger fra alle termoelementene i lufta eller på den gitte overflaten. Resultatene viser en klar avhengighet mellom lufttemperaturen og overflatetemperaturene. Det observeres at gjennomsnittstemperaturen i spaltelufta øker mot temperaturen på varmemefolien når spaltehøyden reduseres.



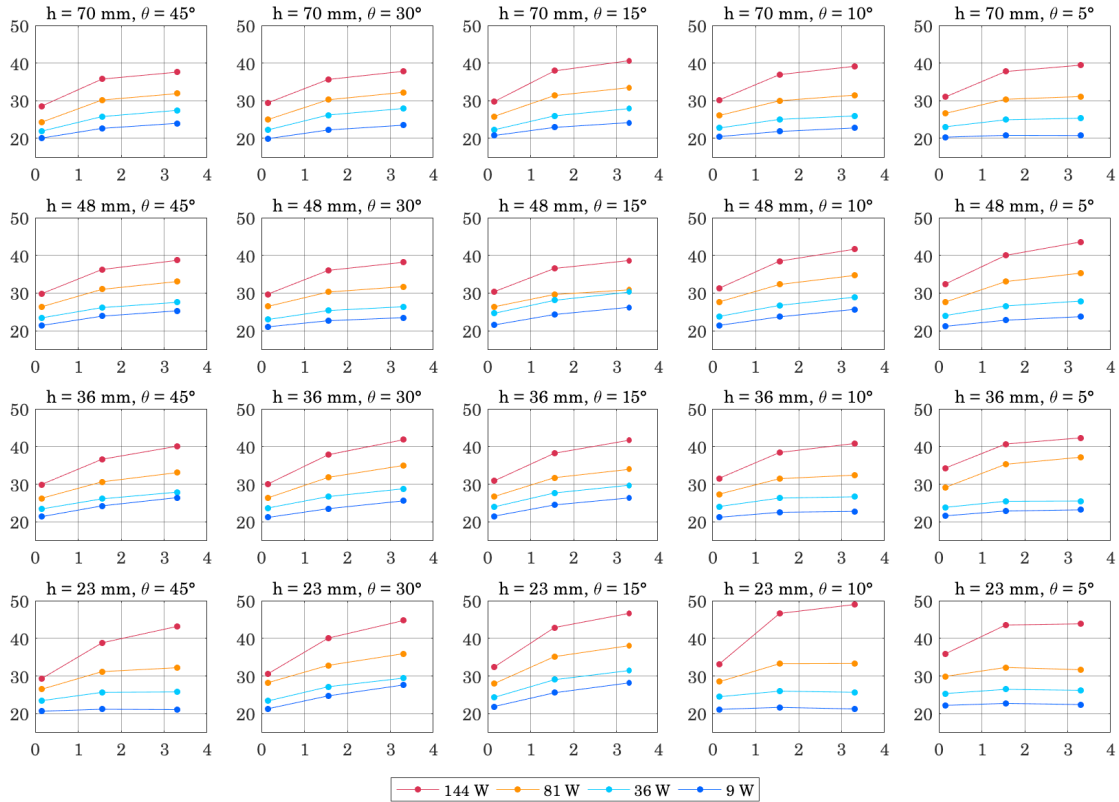
(a) Lufttemperatur som funksjon av overflate- (b) Lufttemperatur som funksjon av overflate-
temperatur på oppvarmet overflate temperatur på uoppvarmet overflate

Figur 24: Gjennomsnittlig lufttemperatur i spalten som funksjon av gjennomsnittlige overflate-temperaturer

Temperaturprofil langs spalten

Temperaturforhold i spalten som ble studert i artikkelen i vedlegg A viste at lufta som strømmer inn ved spaltens innløp varmes opp som en funksjon av avstand fra spalteinløpet. Effekten av å øke påsatt varmeeffekt på folien kom tydelig frem ved at lufttemperaturen økte. Økt spaltehøyde og takvinkel ga lavere lufttemperaturer. Tilsvarende temperaturprofiler mellom spaltens innløp og utløp for spaltens toppoverflate og bunnoverflate

er presentert i henholdsvis figur 25 og figur 26. De tre målepunktene for temperatur på henholdsvis varmemolien og bunnoverflaten er inkludert. Posisjonen til en måling er angitt som en x-koordinat basert på avstand fra spaltens innløp [m]. Målt temperatur er gitt på y-aksen. Hvert diagram gjelder for en gitt spaltehøyde (h) og takvinkel (θ).

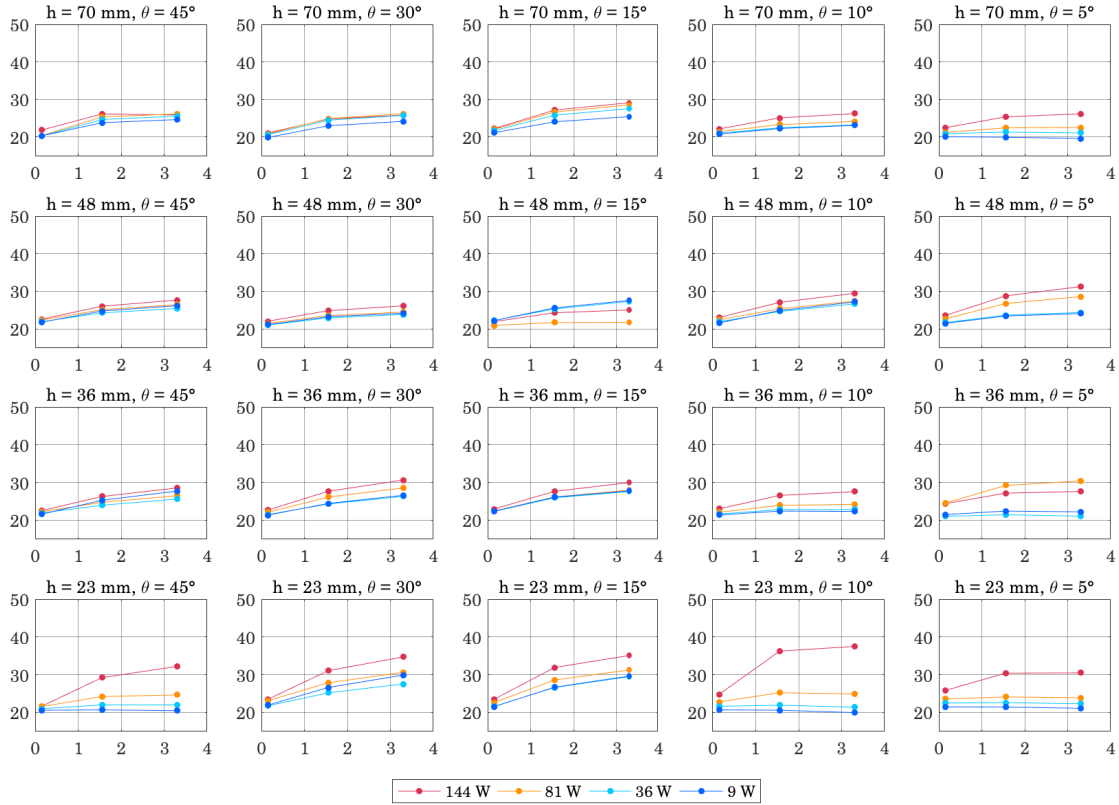


Figur 25: Temperaturprofil for toppoverflaten som funksjon av distanse fra spaltens innløp

Generelt viser resultatene samme trend i temperaturøkning for overflatetemperaturene som for lufttemperaturen. Dette understreker hvordan spalteoverflatenes temperatur påvirker lufttemperaturen. For spaltens toppoverflate viste temperaturmålingene en klar avhengighet til varmeeffekten, Q . I tillegg er økt takvinkel og økt spaltehøyde assosiert med lavere temperatur på toppoverflaten, som også ble observert for lufttemperaturen. Påvirkningen fra spalteutformingen på varmemolien overflatetemperatur er imidlertid svært liten sammenliknet med påvirkningen utformingen har på lufttemperaturen.

Som for topp- og lufttemperatur øker bunnoverflatens temperatur med distansen fra spaltens innløp. Det ble observert at lavere spaltehøyde ga høyere temperatur på bunnoverflaten. Den samme avhengigheten til varmeeffekt observeres også for bunnoverflaten, men forholdet er ikke like konsekvent. Høyere varmeeffekt ikke gir høyere temperatur på overflaten i alle tilfeller. Dette er et resultat av termisk treghet i bunnoverflaten. I gjennomføring av forsøkene ble hver kombinasjon av spaltehøyde og takvinkel studert for varmeeffekter i intervallet 9–144 W. Mellom forsøkene ble temperaturen i spaltelufta og på varmemolien redusert ved bruk av en vifte. Et nytt forsøk ble startet først når temperaturen på toppoverflaten var stabilisert. For enkelte av forsøkene var det imidlertid

fremdeles høy temperatur på bunnoverflaten på grunn av termisk treghet. Dette førte til forhøyede temperaturer på bunnoverflaten i enkelte forsøk med lav effekt på varme-
folien. For et mer nøyaktig resultat bør derfor modellen mellom forsøk avkjøles til alle
temperaturer i spalten er stabilisert.

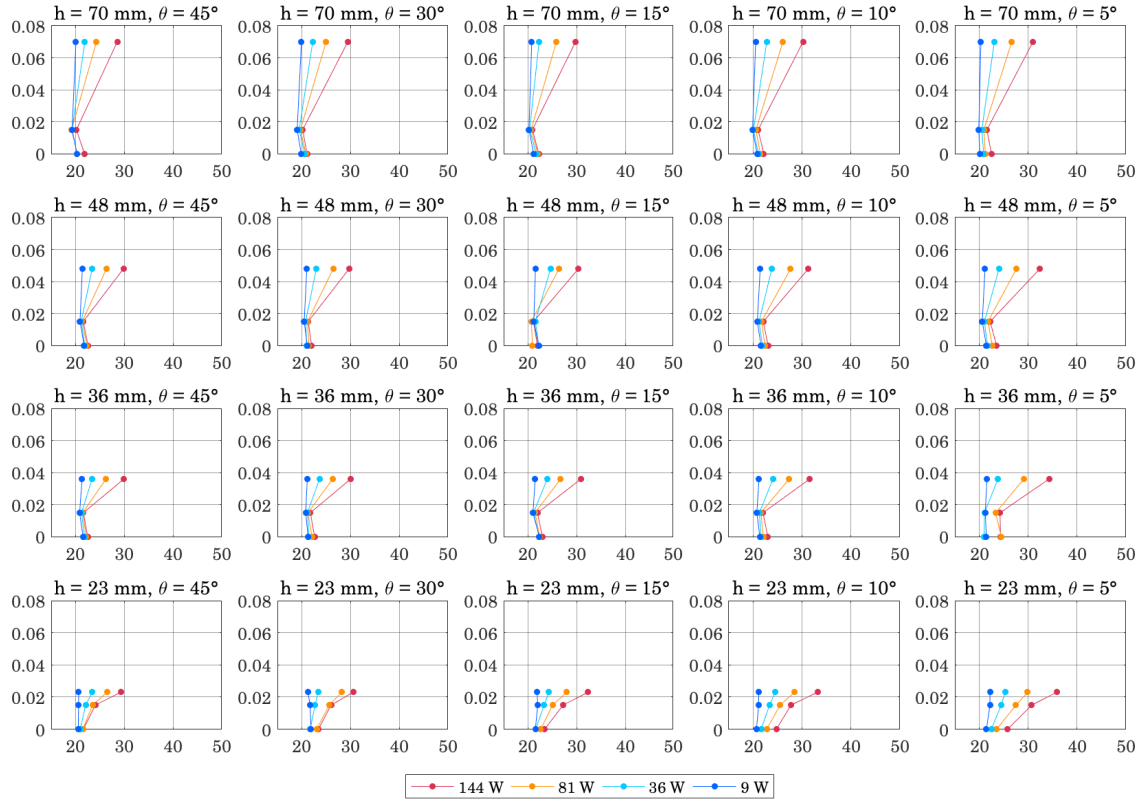


Figur 26: Temperaturprofil for bunnoverflaten som funksjon av distanse fra spaltens innløp

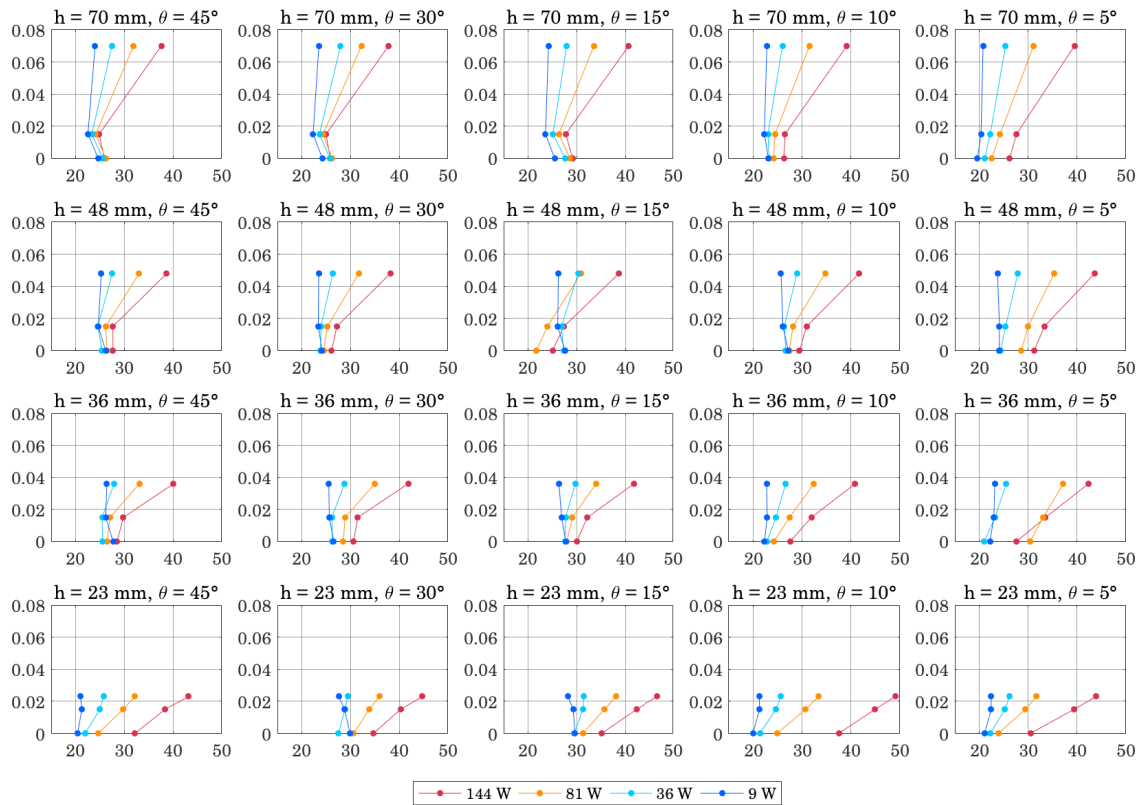
Temperaturprofil på tvers av spalten

Figur 27 og figur 28 viser overflate- og lufttemperaturer for målepunkt 1 og 5, som beskrevet i figur 8. Resultater for målepunkt 3 ble presentert i artikkelen. Posisjonen til en måling er angitt som en z-koordinat basert på avstand fra spaltens bunnoverflate [m]. Målt temperatur er gitt på x-aksen. Merk at lufttemperaturen ble målt ved en konstant høyde på 15 mm fra bunnoverflaten for alle spaltehøyder.

B. Resultater



Figur 27: Temperaturprofil over spaltens høyde for målepunkt 1



Figur 28: Temperaturprofil over spaltens høyde for målepunkt 5

Forholdet mellom lufttemperatur, toppetemperatur og bunntemperatur ble diskutert i artikkelen i vedlegg A. Ved sammenlikning av målinger for et gitt forsøk for målepunkt 1, 3 og 5, viser resultatene at temperaturprofilen har konstant form, men at spaltelufta tydelig blir varmet opp mellom målepunktene.

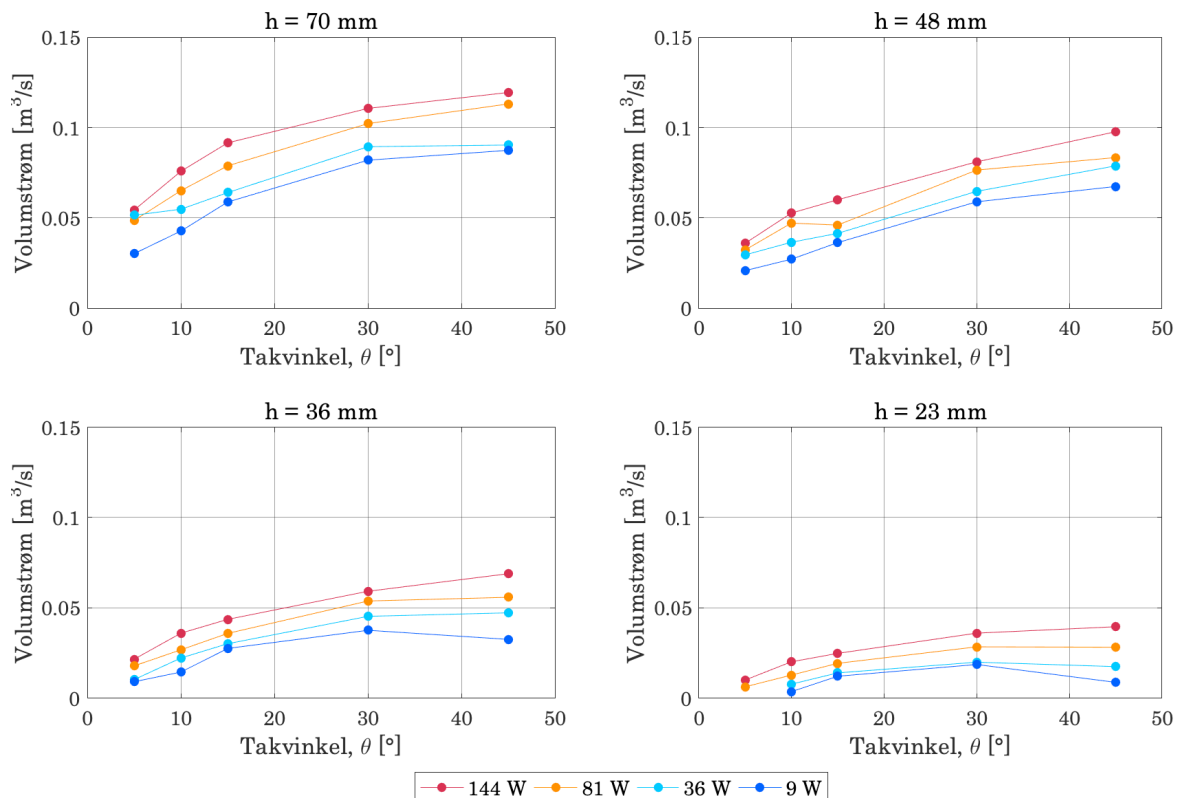
B.2 Strømningsforhold og lufthastighet

Figur 29 og figur 30 viser henholdsvis volumstrøm og luftutveksling for ulike takvinkler, spaltehøyder og varmeeffekter. For luftstrømming i en spalte med konstant strømningsretning kan luftutvekslingen, ACH [h^{-1}], beregnes som:

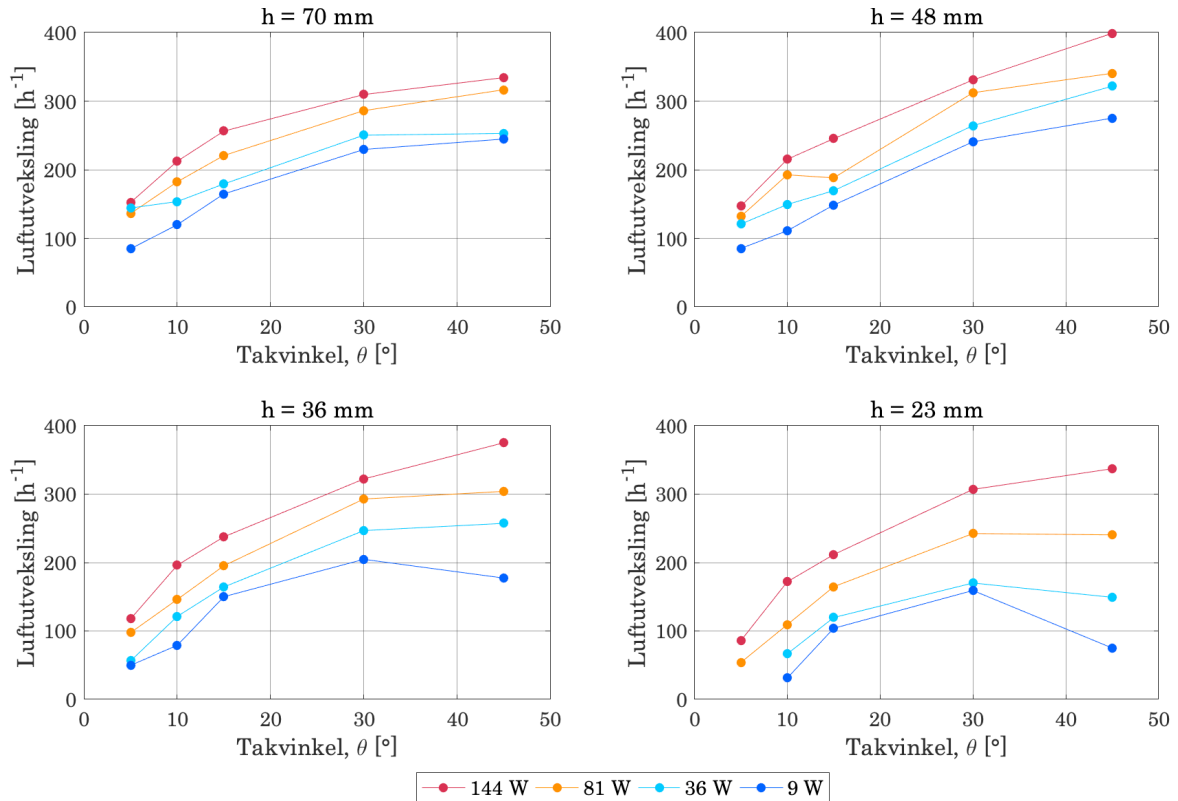
$$ACH = \frac{u_m}{L} \cdot 3600 \quad (\text{B.1})$$

der

u_m er gjennomsnittlig lufthastighet [m/s]
 L er spaltens lengde [m]



Figur 29: Volumstrøm gjennom spalten for ulike spaltehøyder, takvinkler og varmeeffekter



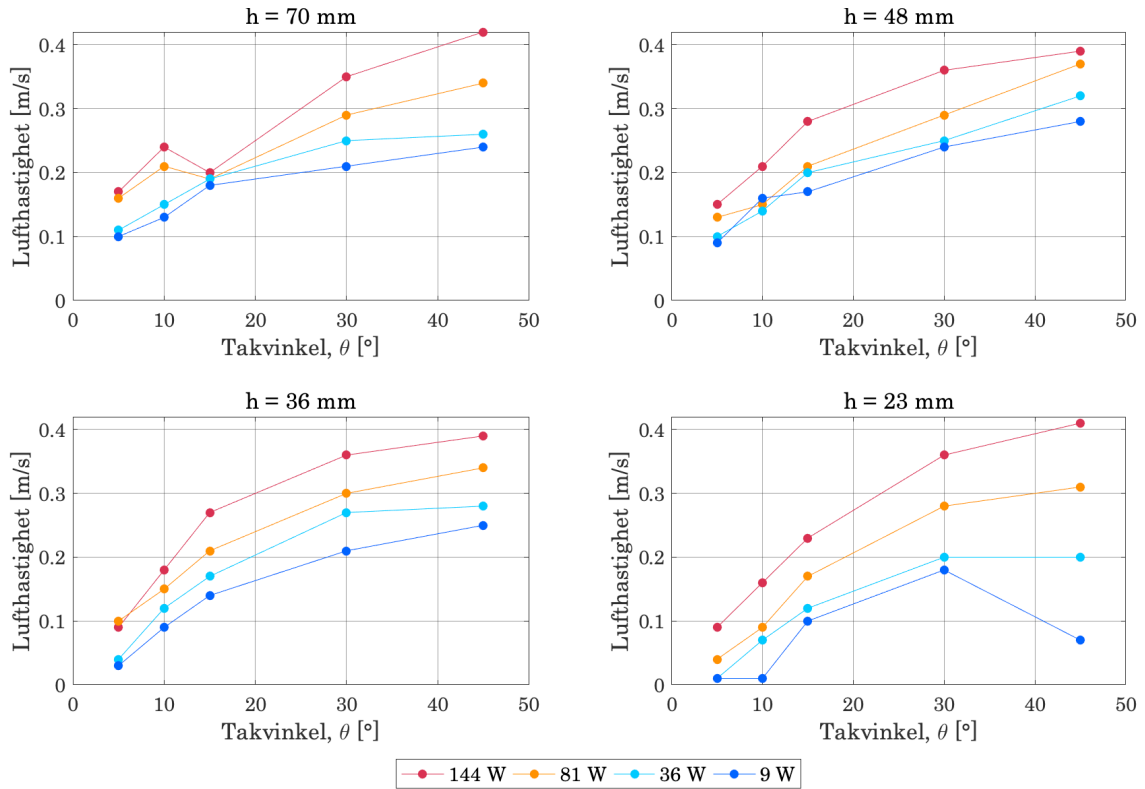
Figur 30: Luftutveksling i spalten for ulike spaltehøyder, takvinkler og varmeeffekter

I tillegg til å måle lufthastighet med røyktester ble lufthastigheten målt med et anemometer ved spaltens innløp og utløp. Figur 31 viser målinger av lufthastighet med anemometer som funksjon av takvinkelen, θ . Resultatene viser et mer uregelmessig mønster enn for hastighet målt med røyktester. Dette kan forklares med at det var utfordrende å oppnå en stabil verdi ved avlesning på anemometeret. Målingene bekrefter imidlertid at hastighetene bestemt med røyktester er i riktig størrelsesorden. Alle målingene som ble gjort med anemometer viste lavere hastigheter enn ved bruk av røyktester. Dette indikerer at målte hastigheter ved røykforsøk kan være for høye, noe som stemmer overens med diskusjonen i kapittel 6.1.

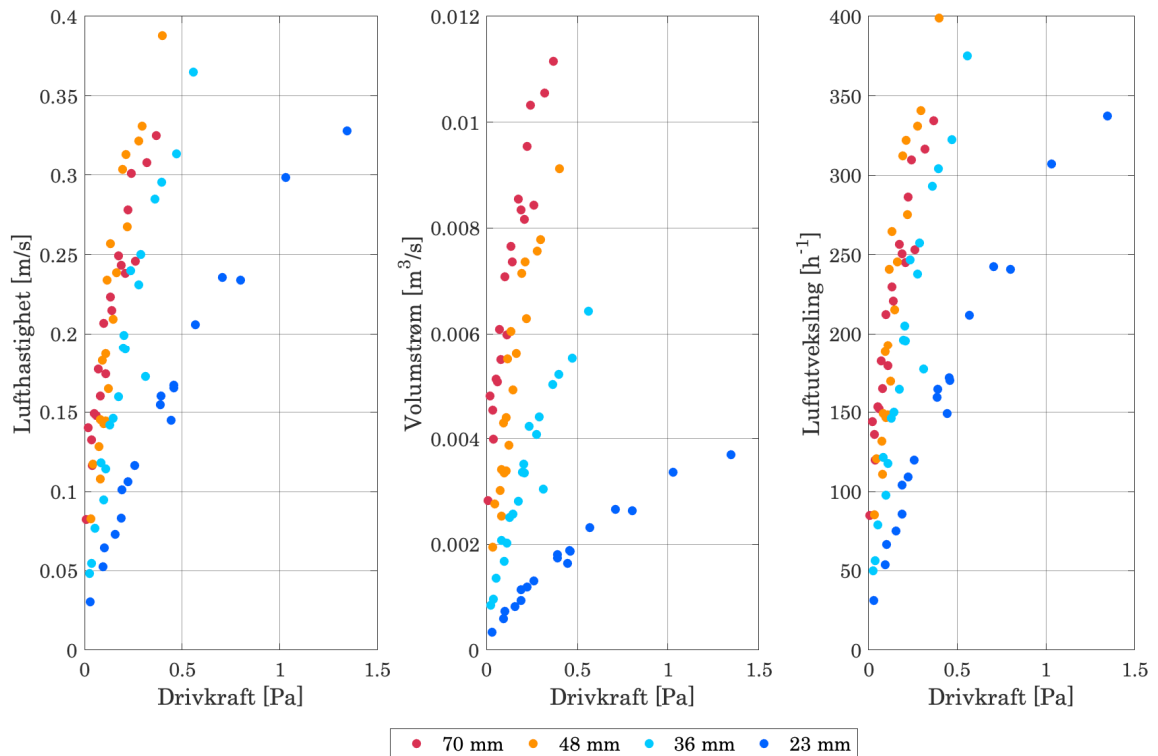
B.3 Drivkraft

Termisk drivkraft ble beregnet basert på målte temperaturer og trapesmetode for beregning av luftdensitet, som beskrevet i vedlegg A. Det ble antatt at spalten kan deles i et endelig antall seksjoner som hver har konstant temperatur. Som vist i figur 27 og figur 28 varierte imidlertid temperaturen både i spaltens høyde og lengde, i enkelte tilfeller med flere grader. Antakelsen om konstant temperatur i tverrsnittet er derfor en forenkling som vil påvirke måleresultatene. Figur 32 viser forholdet mellom termisk drivkraft og henholdsvis lufthastighet, volumstrøm og luftutveksling. Resultatene viser at det eksisterer en mulig øvre grense for lufthastighet og luftutveksling når spaltehøyden økes.

B. Resultater



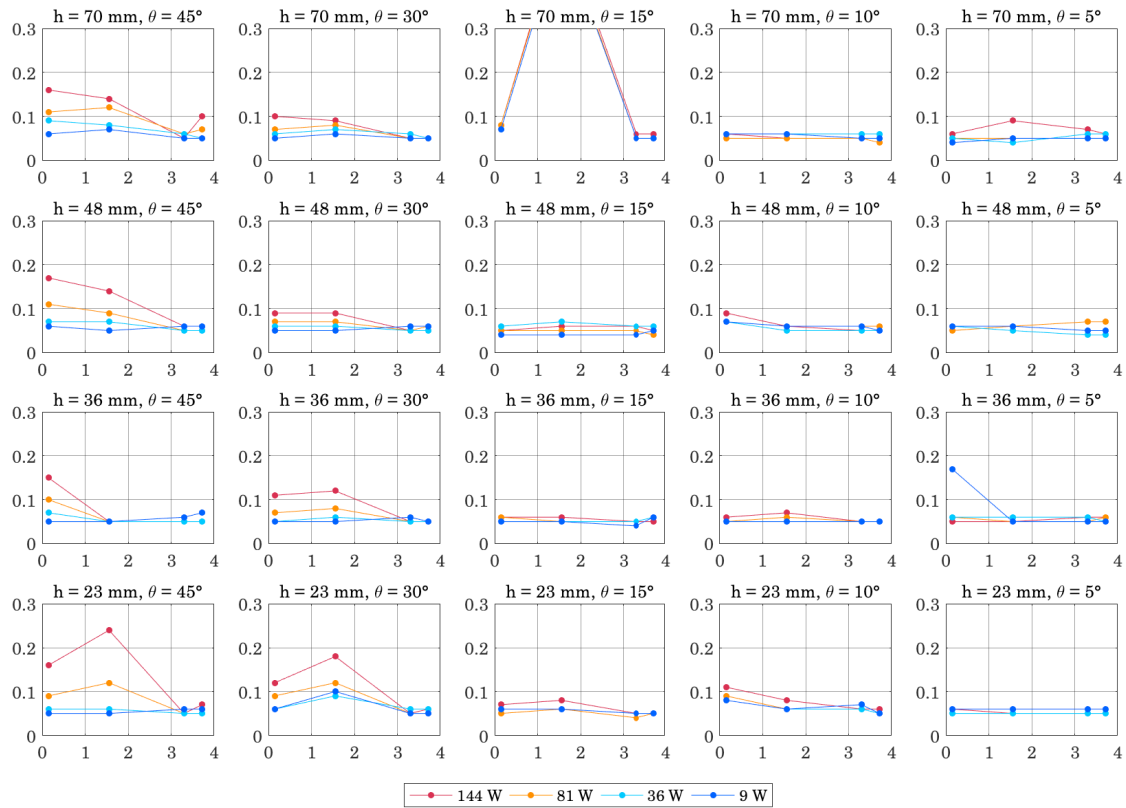
Figur 31: Lufthastighetsmålinger med anemometer



Figur 32: Termisk drivkraft som funksjon av lufthastighet, volumstrøm og luftutveksling i spalten

B.4 Trykkmålinger

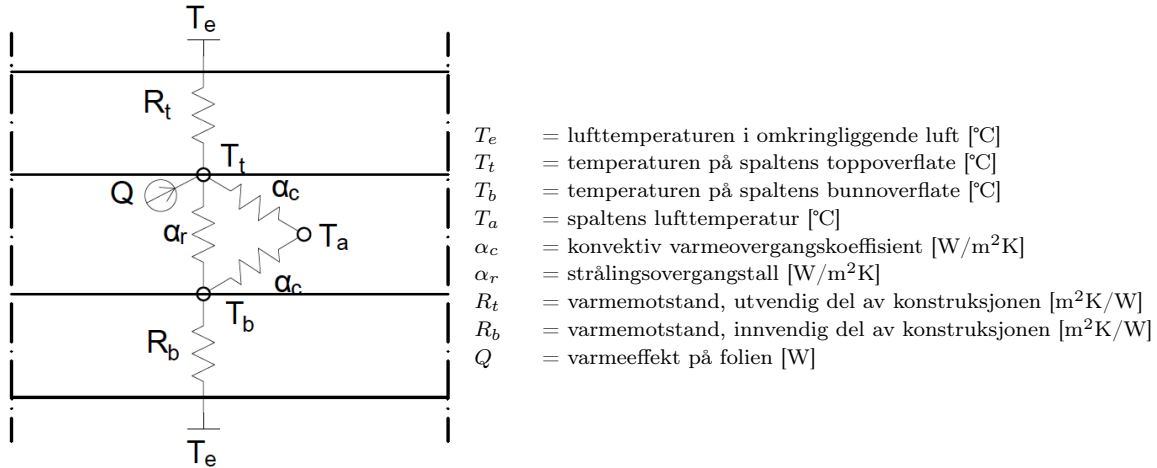
Figur 33 viser en oversikt over trykkmålingene som ble foretatt. Hvert diagram presenterer resultater for en gitt spaltehøyde (h) og takvinkel (θ). Resultatene ble ikke benyttet i studien. Resultatene inkluderer målinger fra de tre posisjonene for trykkmåling i spalten, samt 250 mm utenfor spaltens utløp. Hver måling er presentert som en x-koordinat avhengig av avstanden fra spaltens innløp. Trykk [Pa] er gitt på y-aksen.



Figur 33: Trykk målt i ulike posisjoner langs spalten for ulike kombinasjoner av spaltehøyde, takvinkel og varmeeffekt

C Termisk nettverk for laboriemodell

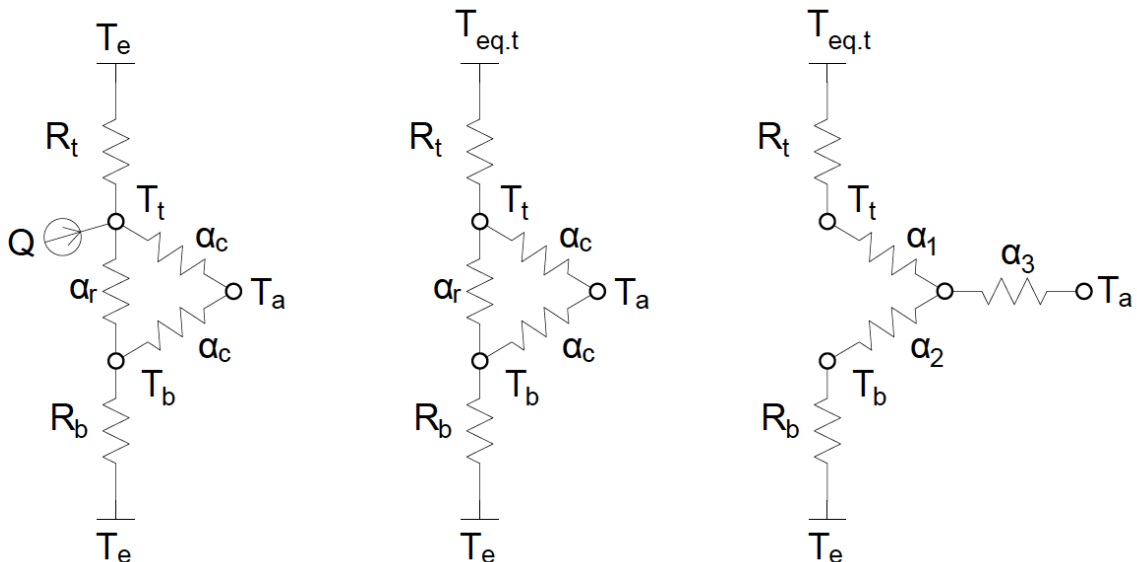
Et termisk nettverk som gir oversikt over varmeoverføringsmekanismer i laboriemodellen er vist i figur 34. For å bestemme den effektive temperaturen i spalten, T_0 , som beskrevet i kapittel 3.1.2, må det termiske nettverket reduseres.



Figur 34: Termisk nettverk for laboriemodellen

Reduksjon av termisk nettverk: steg 1-3

De første tre stegene i reduksjonen av laboriemodellens termiske nettverk beskrives i figur 35.



Figur 35: Reduksjon av termisk nettverk for laboriemodellen, steg 1-3

Først reduseres nettverket i den øvre delen av laboriemodellen, som gitt i steg 1 til 2, ved å bestemme den ekvivalente temperaturen, $T_{eq,t}$. $T_{eq,t}$ inkluderer T_e og varmetil-

førselen fra Q . Reduksjonen er beskrevet av likning C.1 og likning C.2 (Hagentoft, 2001). Varmemotstanden R_t for den øvre delen av konstruksjonen, og R_b for den nedre delen av konstruksjonen inkluderer både varmemotstanden til modellen og overgangsmotstanden, R_{si} . På grunn av plassering innendørs antas det at overgangsmotstanden for modellens overflate, både på oversiden og undersiden, kan settes $R_{si} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$. Varmemotstandene R_t og R_b beregnes ellers basert på materialegenskapene til modellen som beskrevet i tabell 6 i kapittel 4.2.1.

$$T_{eq,t} = T_e + Q_{eq} \cdot R_t \quad (\text{C.1})$$

$$Q_{eq} = \frac{Q}{b \cdot L} \quad (\text{C.2})$$

der

b er luftespaltens bredde [m]

L er luftespaltens lengde [m]

Nettverket kan deretter reduseres fra et Δ -nettverk til et Y -nettverk som gitt i steg 2 til 3 og likning C.3-C.6 (Hagentoft, 2001).

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_r \cdot \alpha_c}{\tilde{\alpha}} \quad (\text{C.3})$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_r \cdot \alpha_c}{\tilde{\alpha}} \quad (\text{C.4})$$

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_c \cdot \alpha_c}{\tilde{\alpha}} \quad (\text{C.5})$$

$$\tilde{\alpha} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_c}} \quad (\text{C.6})$$

I de følgende to avsnittene blir den konvekktive varmeovergangskoeffisienten, α_c , og strålingsovergangstallet, α_r , som inngår i likning C.3-C.6 beskrevet.

Konventiv varmeovergangskoeffisient

Den konvekktive varmeovergangskoeffisienten i spalten, α_c , kan mellom vannrette overflater innendørs og nedoverrettet varmestrøm tilnærmes som gitt i likning C.7 (Hansen, Kjerulf-Jensen og Stampe, 2013). For en temperaturforskjell mellom luft og overflate på 10°C gir likningen α_c lik $4,09 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. For utvendige flater vil verdien imidlertid være høyere. I følge Thue (2016) vil α_c for innvendige flater som regel ligge i området $2\text{-}5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$,

mens den for utvendige flater vil ligge i området 5-25 W/(m²K). På grunnlag av dette antas det at α_c kan settes konstant lik 4 W/(m²K) i luftespalten.

$$\alpha_c = 2,3 \cdot |T_a - T_s|^{0.25} \quad (\text{C.7})$$

der

T_a er lufttemperaturen [°C]
 T_s er overflatetemperaturen [°C]

Strålingsovergangstall

I følge Thue (2016) vil strålingsovergangstallet, α_r , for innvendige flater ofte ligge i området 5-6 W/(m²K), mens den vil vær noe lavere for utvendige flater. I følge Davies (2004) kan strålingsovergangstallet ved naturlig konveksjon mellom parallelle overflater beregnes ved bruk av likning C.8. Likningen kan benyttes uavhengig av avstand mellom platene og platenes helning, men tar ikke hensyn til effekter av sidekanter. Koeffisienten $h_{r,l}$ som inngår i likningen kan settes tilnærmet lik 5 W/m²K for temperaturforhold i nærheten av romtemperatur (Davies, 2004). For emissivitetene antatt i luftespalten gir likningen et strålingsovergangstall i spalten lik 4,09 W/m²K. Ved temperaturer over romtemperatur vil tallet bli noe høyere.

$$\alpha_r = \frac{\epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot h_{r,l}}{\epsilon_1 + \epsilon_2 - \epsilon_1 \epsilon_2} \quad (\text{C.8})$$

der

ϵ_1 er emissiviteten til overflate 1 [-]
 ϵ_2 er emissiviteten til overflate 2 [-]

Strålingsovergangen beskrevet av α_r i spalten kan også bestemmes ved bruk av likning C.9 for parallelle plater med uendelig utstrekning (Hagentoft, 2001). Middelttemperaturen \bar{T}_{12} vil for luftespalten være gjennomsnittet av temperaturen på toppoverflaten og bunnoverflaten, det vil si $T_1 = T_t$ og $T_2 = T_b$. Med emissivitetene antatt for modellen og \bar{T}_{12} i intervallet 20-40°C vil beregningsmetoden gi strålingsovergangstall i intervallet 4,67-5,69 W/m²K. I følge Blom (1990) vil et noe feil anslag av \bar{T}_{12} i praksis ha lite å si for beregningsnøyaktigheten ved beregning av α_r .

$$\alpha_r = 4 \cdot \sigma \cdot \epsilon_{12} \cdot \bar{T}_{12}^3 \quad (\text{C.9})$$

$$\frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \quad (\text{C.10})$$

$$\bar{T}_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (\text{C.11})$$

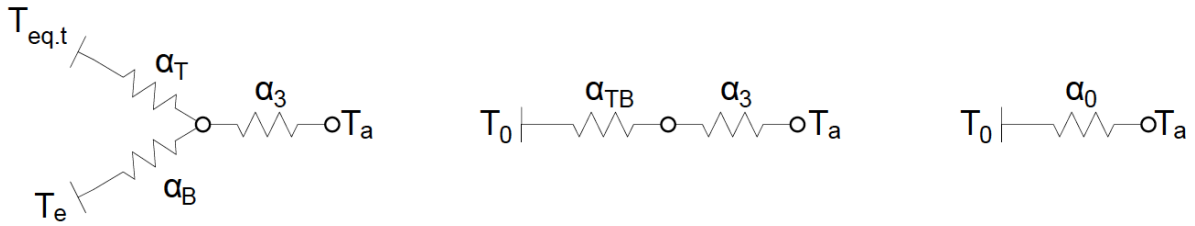
der

- σ er Stefan-Boltzmanns konstant, lik $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
- ϵ_1 er emissiviteten til overflate 1 [-]
- ϵ_2 er emissiviteten til overflate 2 [-]
- T_1 er temperaturen til overflate 1 [K]
- T_2 er temperaturen til overflate 2 [K]

Basert på teorien over antas det at strålingsovergangstallet kan settes konstant lik $4 \text{ W/m}^2\text{K}$ i beregningene brukt i denne studien.

Reduksjon av termisk nettverk: steg 4-6

For å kunne bestemme den effektive temperaturen, T_0 , må det termiske nettverket reduseres ytterligere. De tre siste stegene i reduksjonen er vist i figur 36.



Figur 36: Reduksjon av termisk nettverk for laboriemodellen, steg 4-6

Fra steg 3 til steg 4 reduseres nettverket som gitt i likning C.12 og C.13 (Hagentoft, 2001).

$$\alpha_T = \frac{\frac{1}{R_t} \cdot \alpha_1}{\frac{1}{R_t} + \alpha_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_t} \quad (\text{C.12})$$

$$\alpha_B = \frac{\frac{1}{R_b} \cdot \alpha_2}{\frac{1}{R_b} + \alpha_2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + R_b} \quad (\text{C.13})$$

Fra steg 4 til 5 reduseres nettverket fra å ha to grensenoder, $T_{eq,t}$ og T_e , til en effektiv grensenode, T_0 , ved bruk av likning C.14 og C.15 (Hagentoft, 2001).

$$\alpha_{eff} = \alpha_T + \alpha_B \quad (\text{C.14})$$

$$T_0 = \frac{1}{\alpha_{eff}}(T_e \cdot \alpha_B + T_{eq,t} \cdot \alpha_T) \quad (\text{C.15})$$

Den siste reduksjonen som gjennomføres fra steg 5 til 6 gir:

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_{eff} \cdot \alpha_3}{\alpha_{eff} + \alpha_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_{eff}}} \quad (\text{C.16})$$

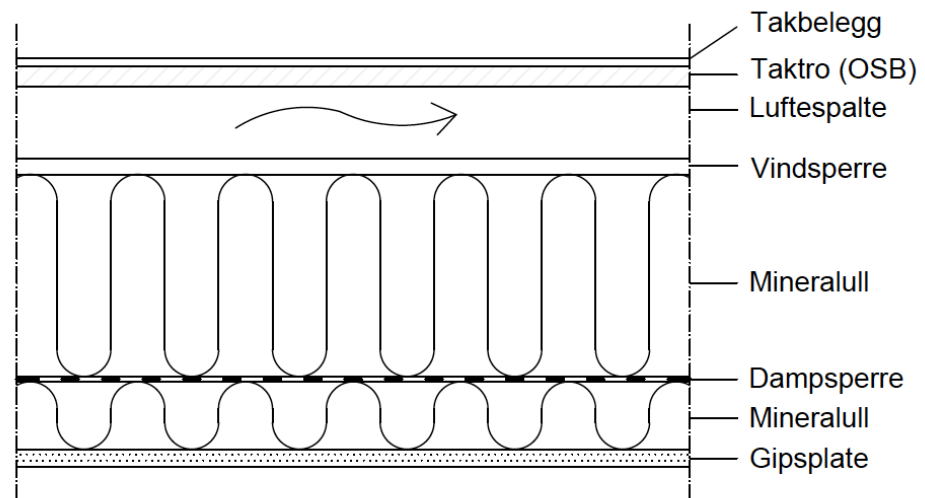
Varmeoverføringen til spaltelufta, q [W/m²], kan da beregnes som gitt i likning C.17:

$$q = \alpha_0(T_0 - T_a) \quad (\text{C.17})$$

D Referansekonstruksjon

D.1 Referansekonstruksjonens oppbygning

Referansekonstruksjonen som benyttes i beregningene er beskrevet i figur 37. Referansekonstruksjonens materiallag og materialenes egenskaper er gitt i tabell 12. Verdier er antatt basert på tabulerte verdier og typiske verdier for bygningsmaterialer funnet i litteraturen (Thue, 2016; Geving og Thue, 2002) og Byggforskserien (Kristensen, 2003; Noreng, 2011; Plesser, 2016a; Plesser, 2016b).



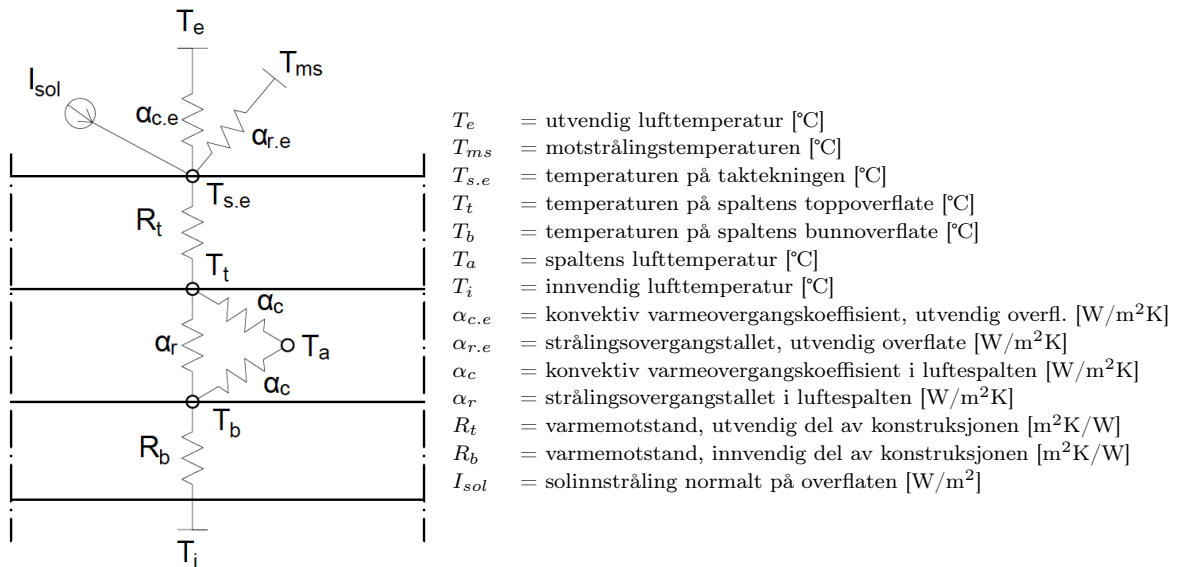
Figur 37: Oppbygning av referansekonstruksjonen

Tabell 12: Referansekonstruksjonens materiallag og materialenes egenskaper

Materialsjikt	d [mm]	λ [W/(mK)]	R [m ² K/W]	ϵ [-]	α_{sol} [-]
Asfalttakbelegg	-	-	0,03	0,93	0,95
Taktro (OSB)	15	0,13	-	0,9	-
Luftespalte	48	-	-	-	-
Vindsperre	12,5	0,07	-	0,9	-
Mineralull	350	0,035	-	-	-
Dampspærre	-	-	0,03	-	-
Mineralull	50	0,035	-	-	-
Gipsplate	13	0,20	-	0,09	-

D.2 Reduksjon av termisk nettverk for referansekonstruksjon

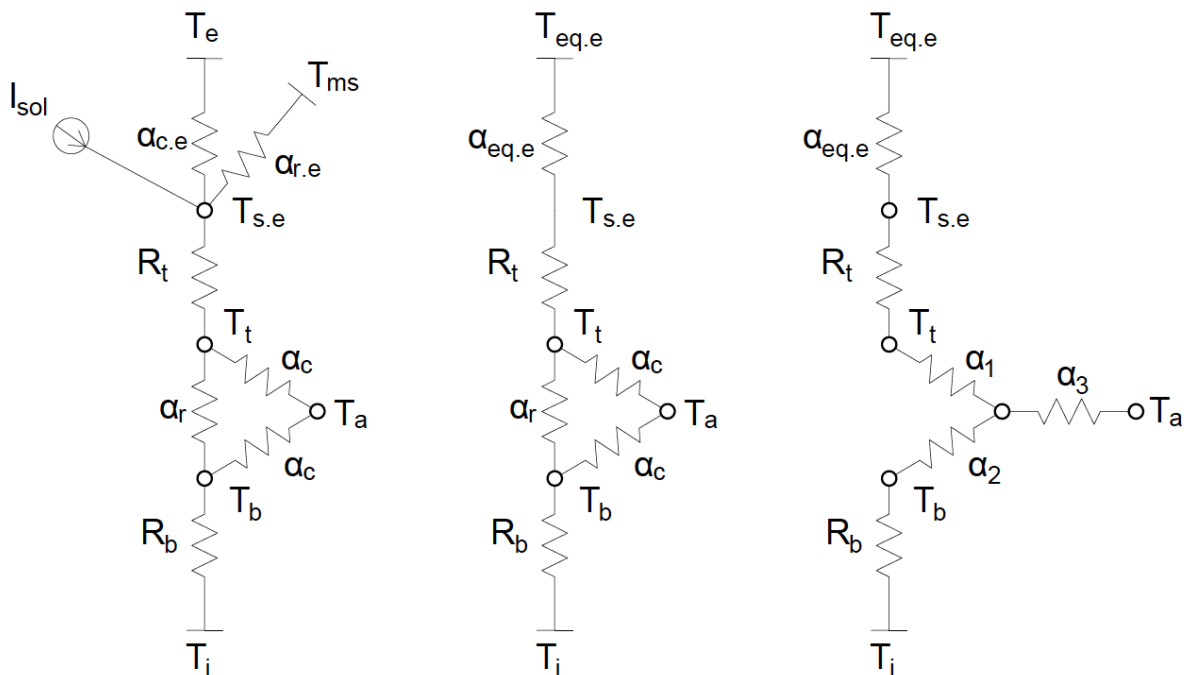
Det termiske nettverket for referansekonstruksjonen er vist i figur 38.



Figur 38: Termisk nettverk for referansekonstruksjonen

Reduksjon av termisk nettverk: steg 1-3

Reduksjonen av det termiske nettverket for referansekonstruksjonen utføres i stor grad med tilsvarende metode som for laboratoriemodellen, beskrevet i vedlegg C. De tre første stegene i reduksjonen er beskrevet i figur 39.



Figur 39: Reduksjon av termisk nettverk for referansekonstruksjonen, steg 1-3

Først reduseres nettverket for den utvendige delen av taket, som gitt i steg 1 til 2, ved å bestemme den ekvivalente utetemperaturen, $T_{eq,e}$. Reduksjonen er beskrevet av likning D.1 og likning D.2 (Hagentoft, 2001). Faktorene som inngår i disse likningene er beskrevet i figur 38.

$$T_{eq,e} = T_e + \frac{I_{sol} \cdot \alpha_{sol} + (T_{ms} - T_e) \cdot \alpha_{r,e}}{\alpha_{eq,e}} \quad (D.1)$$

$$\alpha_{eq,e} = \alpha_{c,e} + \alpha_{r,e} \quad (D.2)$$

I de to følgende avsnittene blir konvektiv varmeovergangskoeffisient, $\alpha_{c,e}$, og strålingsovergangstallet, $\alpha_{r,e}$, for takets utvendige overflate beskrevet. Deretter beskrives reduksjon av det termiske nettverket inne i spalten.

Konvektiv varmeovergangskoeffisient, utvendig overflate

Den konvektive varmeovergangskoeffisienten for den utvendige overflaten av takkonstruksjonen, $\alpha_{c,e}$, kan tilnærmes som gitt i likning D.3. Denne likningen gjelder for vindutsatt side av taket og vindhastigheter, u_w [m/s], under 10 m/s (Hagentoft, 2001).

$$\alpha_{c,e} = 5 + 4,5 \cdot u_w - 0,14 \cdot u_w^2 \quad (D.3)$$

Strålingsovergangstall, utvendig overflate

Strålingsovergangstallet, $\alpha_{r,e}$, for den utvendige takoverflaten kan beregnes som gitt i likning D.4 og likning D.5 (Hagentoft, 2001).

$$\alpha_{r,e} = \frac{4\sigma\bar{T}_{12}^3}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2} \frac{A_1}{A_2}} \quad (D.4)$$

$$\bar{T}_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (D.5)$$

der

- σ er Stefan-Boltzmanns konstant, lik $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴
- ϵ_1 er emissiviteten til overflate 1 [-]
- ϵ_2 er emissiviteten til overflate 2 [-]
- T_1 er temperaturen til overflate 1 [K]
- T_2 er temperaturen til overflate 2 [K]
- F_{12} er vinkelfaktoren [-] som tar hensyn til flatenes orientering i forhold til hverandre
- A_1 er arealet til overflate 1 [m²]
- A_2 er arealet til overflate 2 [m²]

I tilfellet der avstrålingen skjer mot himmelen kan det tilnærmes at $F_{12} = 1$ og $A_1/A_2 = 0$ (Hagentoft, 2001). Dersom det antas at takoverflatens temperatur er lik lufttemperaturen, kan likning D.4 reduseres til likning D.6

$$\alpha_{r,e} \approx 4\epsilon\sigma \left(\frac{T_e + T_{ms}}{2} \right)^3 \quad (\text{D.6})$$

der

- ϵ er emissiviteten til takoverflaten [-]
- σ er Stefan-Boltzmanns konstant, lik $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
- T_e er utvendig lufttemperatur [K]
- T_{ms} er motstrålingstemperaturen [K]

For et flatt tak vil strålingsutveksling for den utvendige takflaten kun forekomme mot himmelen, og himmeltemperaturen kan settes lik motstrålingstemperaturen, T_{ms} . Motstrålingstemperaturen kan for en horisontal flate ved skyfri himmel tilnærmes som gitt i likning D.7, der T_e er utvendig lufttemperatur (Thue, 2016).

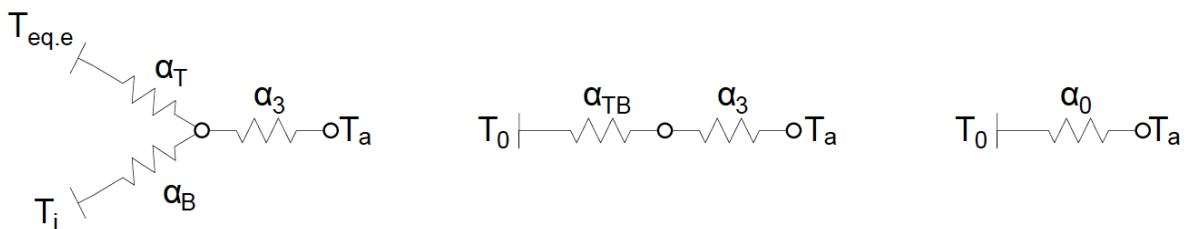
$$T_{ms} = 1,2 \cdot T_e - 14 \quad (\text{D.7})$$

Konveksjon og stråling i spalten

Fra steg 2 til steg 3 reduseres nettverket fra et Δ -nettverk til et Y -nettverk, som beskrevet i likning C.3-C.6, i vedlegg C. Konvektiv varmeovergangskoeffisient, α_c , og strålingsovergangstallet, α_r , i spalten antas basert på teorien i vedlegg C å være konstante lik $5 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Reduksjon av termisk nettverk: steg 4-6

Steg 4 til 6 i reduksjonen av det termiske nettverket for referansekonstruksjonen er vist i figur 40.



Figur 40: Reduksjon av termisk nettverk for referansekonstruksjonen, steg 4-6

Fra steg 3 til steg 4 reduseres nettverket som gitt i likning D.8 og D.9. Varmemotstanden R_t for den øvre delen av konstruksjonen, og R_b for den nedre delen av konstruksjonen inkluderer både varmemotstanden til konstruksjonen og henholdsvis utvendig overgangsmotstand, R_{se} , og innvendig overgangsmotstand, R_{si} . Det antas at $R_{se} = 0,04 \text{ m}^2\text{K/W}$ og $R_{si} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$. Varmemotstandene R_t og R_b beregnes ellers basert på materialegenskapene til materialene i referansekonstruksjonen, som beskrevet i tabell 12.

$$\alpha_T = \frac{\frac{1}{R_t} \cdot \alpha_1}{\frac{1}{R_t} + \alpha_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_t + \frac{1}{\alpha_{eq,e}}} \quad (\text{D.8})$$

$$\alpha_B = \frac{\frac{1}{R_b} \cdot \alpha_2}{\frac{1}{R_b} + \alpha_2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + R_b} \quad (\text{D.9})$$

Fra steg 4 til 5 reduseres nettverket fra å ha to grensenoder, $T_{eq,e}$ og T_i , til en effektiv grensenode, T_0 , som gitt i likning D.11 og D.10.

$$T_0 = \frac{T_i \cdot \alpha_B + T_{eq,e} \cdot \alpha_T}{\alpha_{eff}} \quad (\text{D.10})$$

$$\alpha_{eff} = \alpha_T + \alpha_B \quad (\text{D.11})$$

Den siste reduksjonen som gjennomføres fra steg 5 til 6 gir:

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_{eff} \cdot \alpha_3}{\alpha_{eff} + \alpha_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_{eff}}} \quad (\text{D.12})$$

Varmeoverføringen til spaltelufta, q , kan da beregnes som gitt i likning D.13:

$$q = \alpha_0(T_0 - T_a) \quad (\text{D.13})$$

