

SFH80 A103009 – Åpen

RAPPORT

Butikk-kjøledisker for fersk fisk og fiskeprodukter – Potensial i utvikling av ny teknologi for kvalitetsforbedring og forlenget holdbarhet

Vidar Hardarson

SINTEF Fiskeri og havbruk AS

Fiskeriteknologi

Januar 2010

www.sintef.no

SINTEF Fiskeri og havbruk AS

Postadresse: 7465 Trondheim

Besøksadresse:

SINTEF Sealab

Brattørkaia 17C

Telefon: 4000 5350

Telefaks: 932 70 701

TITTEL

Butikk-kjøledisker for fersk fisk og fiskeprodukter – Potensial i utvikling av ny teknologi for kvalitetsforbedring og forlenget holdbarhet

FORFATTER(E)

Vidar Hardarson

OPPDRAGSGIVER(E)

Norske Sjømatbedrifters Servicekontor

RAPPORTNR. SFH80 A103009	GRADERING Åpen	OPPDRAGSGIVERS REF. Kristin Lauritzen – FHF-prosjektnr. 900321	
GRADER. DENNE SIDE Åpen	ISBN 978-82-14-04937-4	PROSJEKTNR. 830233	ANTALL SIDER OG BILAG 65
ELEKTRONISK ARKIVKODE SINTEF-rapport - Butikk-kjøledisker for fisk og fiskeprodukter.doc		PROSJEKTLEDER (NAVN, SIGN.) Vidar Hardarson <i>V. Hardarson</i>	VERIFISERT AV (NAVN, SIGN.) Ida Grong Aursand
ARKIVKODE	DATO 2009-12-30	GODKJENT AV (NAVN, STILLING, SIGN.) Vegar Johansen, Forskningsjef	

SAMMENDRAG

Rapporten omfatter kartlegging av eksisterende og tilgjengelige typer butikk-kjøledisker for fersk fisk og fiskeprodukter i Norge og Norden i dag. Målinger med eget varmefluksinstrument, som er utviklet og bygd i dette prosjektet, viser at stråling fra lokalets vegger, tak, lysarmaturer m.m. er i størrelsesorden 80 - 90 W/m² og utgjør den dominerende varmebelastningen på fisken i fiskedisken. Konvektiv varmeovergang på over- og undersiden er derimot lav, og spesielt i disker som ikke er utstyrt med tvungen viftesirkulasjon. Et Matlab-dataprogram som er utviklet for å kunne bestemme temperaturforløp og predikere restholdbarhet, viser at i tillegg til luftens tilstand er antall produkter som stables sammen i disken og salgsraten avgjørende.

Valg av kjølediskens utforming og utrustning må sees i sammenheng med butikklokalet som disken skal stå i. I et kjølt rom med lav fuktighet og uten trekk fra vifter, dører m.m. kan en oppnå akseptable lagringsforhold under gitte forutsetninger. Ovennevnt program, som forutsetter 1-dimensjonal, varme-transport, i kombinasjon med bruk av avanserte programmer for strømningsmekanisk analyse (Ansys Fluent f.eks.) er brukt i prosjektet for bl.a. å vise effekten av diverse prosessforhold m.m. på temperaturforløp og predikert restholdbarhet.

I slutten av rapporten er det trukket fram noen teknologiske utviklingsområder som best løses i tett samarbeid med bruker (fiskebutikk) og utstysprodusent. Fortsatt bruk av CFM-programmet, og videreutvikling av varmefluksensor og analyseprogram, anbefales.

STIKKORD	NORSK	ENGELSK
GRUPPE 1	Fisk	Fish
GRUPPE 2	Kvalitet	Quality
EGENVALGTE	Kuldeteknikk	Refrigeration technology
	Kjøledisk	Refrigerated display cabinet
	Numerisk modellering	Numerical modelling

Innholdsfortegnelse

1	Bakgrunn.....	3
2	Formål	4
3	Innledning	5
4	Dagens teknologi.....	7
5	Bestemmelse av varmeutveksling for et produkt i kjøledisk.....	19
5.1	Metode	19
5.2	Beskrivelse av varmefluksinstrumentets oppbygging og funksjon	19
5.3	Målinger, resultater og diskusjon.....	22
5.3.1	Åpen disk uten mekanisk kjøling.....	23
5.3.2	Lukket disk med mekanisk kjøling og viftesirkulasjon	34
5.4	Konklusjon.....	42
6	Analyse av temperaturforløp og prediksjon av restholdbarhets	44
6.1	Metoder	45
6.1.1	Varmetransport og temperaturhistorie	45
6.1.2	Kvalitet og restholdbarhet	48
6.2	Resultater og diskusjon.....	50
6.2.1	Simulering av emballasjens betydning	50
6.2.2	Luftsirkulasjonens betydning.....	54
6.2.3	Butikklokalets temperatur og luftens fuktighet.....	56
6.2.4	Superkjølt torsk- og laksefilet	59
7	Konklusjon og forslag til videre arbeid	61
8	Nomenklatur	63
8.1	Symboler	63
8.2	Indekser.....	63
9	Referanser	65

1 Bakgrunn

Fiskeri og havbruksnæringens forskningsfond (FHF) har i en årrekke støttet forsknings- og utviklingsprosjekter rettet mot verdikjeden for fisk og fiskeprodukter. Et viktig motiv for fondet har vært å bidra til å fremme kvalitet og øke omsetning av fersk fisk og fiskeprodukter i konkurranse med bl.a. norske landbruksvarer og importert mat. Fersk fisk er sunn men lettforderlig mat med holdbarhetstid som måles i dager mens ferskt kjøtt kan, ved riktig behandling, konsumeres i flere uker etter slaktning. Relativt kort vei og effektiv slaktning, pakking og transport mellom fiskefelt/oppdrettsanlegg og marked er derfor en forutsetning for økt omsetning av fisk. Kvaliteten til ubearbeidet fisk vil imidlertid og ugjenkallelig avta relativt raskt etter som tiden går. Temperatur er den prosessparameteren som har størst betydning på kvalitet og holdbarhet ved distribusjon og salg av ferske fiskeprodukter. Mekanismene virker direkte ved å senke omsetningsraten i de fysiske og biokjemiske nedbrytingsprosessene og ved å hemme bakterieveksten. I tillegg påvirkes kvaliteten indirekte av temperaturen gjennom bl.a. å påvirke løsløsheten til bakterieveksthemmende gasser. Slike gasser, kulldioksid (CO₂) er mest vanlig, blir stadig mer populære i såkalt MA-pakking (modifisert atmosfære) av ferske matvarer.

De siste fire-fem årene har partiellfrysing, populært kalt superkjøling¹⁾, fått stor fokus innen den kuldekonserverende forskningen i Norge. Fremtredende fagmiljø har fremholdt at ved å etablere 15 til 30 % isinnhold i fiskekjøttet, før eller umiddelbart etter filetering, kan holdbarheten økes betydelig. Det er imidlertid ikke blitt brakt på det rene ennå om denne påståtte effekten kan tilskrives isens tilstedeværelse eller om dette kun er et resultat av at mikrobielle prosesser bl.a. går saktere ved superkjølingstemperaturer. Ved start ligger disse ca. 1 - 2°C under startfrysepunktet for den gjeldende matvaren. Sekundære effekter som væsketap, teksturforandringer og evt. aksellert bakterievekst etter opptining vil forhåpentligvis bli studert nærmere i fremtiden.

Detaljsalg av fisk i butikk utgjør det siste kommersielle leddet i verdikjeden frem til forbruker og som derfor har fått stor medieoppmerksomhet. Dessverre har reporterne tegnet et lite flatterende bilde av mange fiskebutikker og stormarkeder med fiskedisk. Mattilsynet har delvis bekreftet situasjonen gjennom gjentatte systematiske temperaturmålinger flere steder i landet. Selv om de underliggende forklaringene må søkes i både fiskeslag og utgangskvalitet, betjening og butikkteknologi, er den innbyrdes betydning av de enkelte parameterne ikke fullt ut forstått og i liten grad kvantifisert. Dette har ført til at mange butikker, spesielt fiskedisker i stormarkeder, har tillagt seg strenge rutiner for å kunne drive på den kvalitetsmessige sikre siden. Utfordringen er blitt møtt med hyppigere leveranser fra sentrallager, økt emballering og kassering eller nedklassing etter kun 2-3 døgn lang salgsperiode i butikk. Dette har ført til dårlig driftsøkonomi i mange forretninger, redusert antall utsalgssteder og begrenset vareutvalg.

Målet med dette prosjektet er å bidra til å øke omsetning av fisk og fiskeprodukter ved å utvikle bedre beslutningsgrunnlag for utvikling av ny teknologi for butikk-kjøledisker. De konkrete prosess tekniske, konstruksjonsmessige, reguleringstaktiske, energirelaterte m.v. forbedringer lykkes best i integrert samvirke hvor brukere og utstyrproducenter spiller en vesentlig rolle. Denne fasen i teknologiutviklingen vil man kunne komme tilbake til i videreføring av prosjektet.

¹⁾ Begrepsavklaring: I forbindelse med varmebehandling betyr begrepet "kjøling" som regel varmefjerning fra et vannholdig objekt *uten* at det forekommer faseforandring. Ved frysing krystalliseres derimot flytende vann til is. Ved frysing av matvarer forandrer meste parten, men ikke alt, vannet fase. Partialfrysing er ikke entydig definert i faglitteraturen, men en passelig øvre grense kunne kanskje være 50 %, d.v.s. at maks. 50 % av det totale vanninnholdet omdannes til fast form (is) ved partialfrysing.

2 Formål

Målsettingen med prosjektet er å forbedre lagringsforholdene i fiskedisker ved å senke luft- og fisketemperaturer. I hovedsak skal dette oppnås ved forbedringer av teknologiske art, men korrekt bruk og effektiv betjening vil også spille inn. Uttørking av fiskeproduktene overflate skal unngås så langt råd er.

Prosjektet er todelt med følgende fire delmål:

Del I:

Delmål 1: Skaffe oversikt over aktuelle fiskedisker på det nordiske markedet og trekke ut det som i hovedsak skiller gode diskene fra dårlige. Velge ut to typer diskene for videre analyser.

Del II:

Delmål 2: Lage datamodeller og gjennomføre eksperimentelle målinger av kuldetekniske data i to til tre fiskedisker under drift, samt regne ut restholdbarheten for fileter av torsk og laks.

Delmål 3: På basis av resultater fremkommet i forbindelse med oppnåelse av delmål 2, utarbeide konkrete forslag (2-3) til tekniske forbedringer og anbefalinger i forhold til drift av en vanlig fiskedisk i norske butikker.

Delmål 4: Beskrive lagrings- og kuldetekniske forhold i fiskedisker på en slik måte at det fremmer innsikt og erfaringsoverføring fra "mønsterbutikker" til andre medlemsbedrifter i NSL.

I tillegg skal det utformes konkrete forslag til videre FoU-arbeid.

3 Innledning

Kjøledisker som er beregnet for fisk og fiskeprodukter baseres, i motsetning til andre kjølemøbler i norske butikker, på storforbruk av is. Som vi vil se senere i rapporten utgjør smelting av isen en betydelig del av kjøleeffekten. I tillegg er isen blitt brukt av tradisjonelle grunner og som image for hygiene og relativt lav, kontrollert temperatur. I mange moderne kjøledisker kombineres iskjølingen med mekanisk kjøling av luftstrøm som sirkuleres over produktene. Sirkulasjonen er enten selvdreven ved naturlig konveksjon eller v.h.a. av elektriske vifter. Det sist nevnte har ikke vært vanlig i norske butikker da driftssikkerheten forventes å være lav i så fuktig og kald miljø. De siste par årene har viftesirkulasjon imidlertid fått økende aktualitet som resultat av bl.a. Mattilsynets fokus på og krav om intern temperaturkontroll ved omsetning av matvarer.

I praksis lagres fisken iset i isoporkasser på butikkens kjølerom i 2 - 3 døgn før salg. Lufttemperaturen innstilles her gjerne på 4°C, som er myndighetenes krav til maks. lagringstemperatur. Avhengig av hvordan fisken ligger i esken, d.v.s. nærhet til kassens vegger, topp og bunn, og av hvor stor ismengde er i kassen, vil fiskens temperatur ved uttak fra kjølerom ligge et sted mellom 0 og 4°C. Avhengig av temperatur i selve butikklokalet, arbeidsrutiner m.v. ved tilrettelegging og etterfylling av fiskedisker vil fiskens starttemperatur kunne være høyere enn det offentlige kravet på 4°C.

I kjøledisken legges fisken opp på isflater som på forhånd er blitt ordnet over diskens bunnrist. I noen tilfeller er islaget formet med forhøyninger og iskanter mellom produktgruppene, og med groper i isen som fisk i bakker, bretter og lignende, evt. fisken direkte, legges ned i. Mens hel fisk og uskinnet filet og porsjonsstykker gjerne stables slik at de får direkte termisk kontakt med isen, må renskårne fileter og fiskestykker legges på ark eller folie for å hindre direkte kontakt mellom fiskekjøtt og potensielt forurenset is. Dette er også gjort for å unngå at smeltevannet forårsaker udelikat fargeforandring av fiskekjøttet.

Marinerte, saltede, røkte og andre bearbejdede produkter anrettes derimot gjerne i skåler og bakker, som fortrinnsvis legges i groper i isen. Selv om den termiske kontakten mellom smeltende is og fisk er avgjørende for å holde temperaturene under kontroll, noe som vil bli dokumentert i denne rapporten, varierer varmeutveklingen sterkt avhengig av bl.a. produkttype, eksponeringsgrad, betjeningens arbeidsutførelse og isens beskaffenhet.

Produsenter av fiskedisker, som andre kjøledisker, er pålagt å teste sine produkter i henhold til EN 441 (1996). Utfordringen med fiskediskene er at disse ikke er pålagt å bli testet med is og reelle matvarer, men kun med "testpakker". En slik test gir ikke et riktig og komplett bilde av temperaturutviklingen i praksis, og det er derfor behov for å forbedre utviklings- og testmetodikk som også innbefatter den viktigste varmekilden, d.v.s. varmestråling fra lokalets vegger, tak og vinduer. Testen bør også inkludere analyser av kvalitetsforringelsesforløpet for forskjellige fiskeprodukt, salgssrate (antall produkter solgt pr. time) og rutiner ved betjening av disken, for eksempel uttrykt gjennom maks. antall produkter av et gitt slag som stables opp og stilles ut i fiskedisker og tilsvarende minste antall gjenværende, usolgte produkter før etterfylling.

Lagringsforholdene, og derav kvalitetsutviklingen, i en butikk-kjøledisk for fisk er dynamiske, d.v.s. varierer over tid avhengig av initialbetingelser og forandringer i ytre forhold. Fiskens temperatur vil også kunne være forskjellig fra over- og undersiden, og avhengig av hvor den er plassert i fiskedisker. Varmebelastningen er størst på oversiden på de produkter som til enhver tid ligger øverst i disken og i produkt stabelen, og vil i mange tilfeller være kraftigst midt på dagen når solen står høyt og butikklokalenes varme- og ventilasjonsanlegg må kjøres på maks. belastning. Eksponeringstiden vil imidlertid påvirkes av salgstempo og måten produktene legges, stables og etterfylles på. De nederste produktene, og de med direkte kontakt med isen, vil normalt ha de gunstige lagringsforholdene. Ferskvannsis smelter ved 0°C og undersiden på disse

produktene vil derfor kunne ha nominell holdbarhet tilsvarende det som vanligvis refereres til som den lengste oppnåelige holdbarhet. Dette trenger imidlertid ikke å være tilfellet i praksis. Direkte måling av varmeutveklingen mellom isflate og et fast objekt som ligger oppå den smeltende isen indikerer at kjøleeffektiviteten ikke er så stor som man kunne forvente – kanskje p.g.a. liten kontaktflate mellom relativt grovkornete isbiter og fisk, og isolerende og stillestående vannlag på smelteflaten. Mer om dette senere i rapporten.

Butikk-kjøledisker utstyres som regel med glassfront mot kundene. Utformingen av disse varierer fra lave, plane glassplater til buet glassvegg som hindrer kunden fra å kunne se direkte på fisken. Den primære hensikten med dette er å hindre kryssmitte mellom kundene via de solgte produktene. Det finnes imidlertid eksempler på at dette kan løses på akseptabelt vis med lave (ca. 40 .. 50 cm) frontglass kombinert med brede hyller i under- og fremkant av diske for således å holde kundene i tilstrekkelig avstand fra salgsflaten. Det hersker derfor motstridene hensyn mellom størst mulig eksponering, og derav følgende godt salg, og beskyttelse mot smitteoverføring og varmpåvirkning. Intervju med både bruker og selgere av fiskedisker viser en allmenn oppfatning av at ved fiskedisker bør en tilstrebe å lage kuldegroper i is hvor produktene ligger i kald, stillestående luftlomme. Dette kan være en misoppfatning basert på undervurdering av innstrålt varmemengde. Våre målinger viser at denne varmestrålingen utgjør det dominerende varmetilskuddet. Hvis en skal ha håp om å holde stabil fisketemperatur i disken, må dette primært reduseres eller, sekundært, kompenseres for med luftkjøling (som da forutsetter luftsirkulasjon over produktets overflate) og/eller med mer effektiv kjøling fra undersiden, d.v.s. fra den smeltende is.

4 Dagens teknologi

Oversikt over status når det gjelder utforming og teknologisk utrustning på butikk-kjøledisker for fisk og fiskeprodukter er blitt etablert gjennom å besøke butikker og ved å intervjuere sentrale butikkansatte så vel som personer som produserer og selger fiskedisker. Kontaktlisten fremgår av Tabell 1. Det var av spesielt stor viktighet for å få god oversikt over nyere, tilgjengelig teknologi at vi kom i kontakt med en bedrift som planlegger etablering av en fiskebutikk-kjede som etter hvert skal dekke hele landet. I denne forbindelse hadde vedkommene allerede vært i kontakt med mange aktuelle produsenter og entreprenører.

Tabell 1. Oversikt over besøkte og intervjuete bedrifter, fiskebutikker og kjølemøbelleverandører.

Butikknavn	Sted	Type forretning
Fiskhallen AS	Trondheim	Fiskebutikk
Kaikanten Fisk & Skalldyr AS ¹⁾	Tromsdalen	Fiskebutikk
Knutstad & Holen AS	Hamar	Fiskebutikk
Meny Kuben	Hønefoss	Fiskeavdeling
Ravnkloa Fisk og Skalldyr AS	Trondheim	Fiskebutikk
Trondheim Fiskemat & Røkeri	Heimdal	Fiskebutikk
Bunnpris & Gourmet Tyholt	Trondheim	Fiskeavdeling
ICA Maxi Moholt	Trondheim	Fiskeavdeling
Matvarehuset Ultra Solsiden	Trondheim	Fiskeavdeling
Visgilde IJburg	Amsterdam, Nederland	Fiskebutikk
Carrier Refrigeration Norway	Oslo	Kjølediskprodusent m.m.
Ingahogg AS	Asker	Butikkrådgiver
Kelvin AS	Sandvika	Kuldeentreprenør
Kuldeteknikeren AS	Moelv	Kuldeentreprenør
Navestad AS	Høvik	Kjølediskforhandler m.m.
Norild AS	Askim	Kjølediskprodusent og -forhandler
Norpe AS	Stokke	Kjølediskprodusent og -forhandler
Sillerud AS	Oslo	Teknisk prøving og analyse
Remmerswaal Advies voor Retail	Nederland	Butikkrådgiver

¹⁾ Butikk som ikke er besøkt men vurdert gjennom samtaler, fotografier m.m.

Selv om utvalget er stort synes kjøledisker for dette formålet å være bygget etter ett av fire grunnprinsipper etter den dominerende varmetransportmekanismen:

- 1) Lett skrånende salgsbord dekket med tykt islag. Enkle, lave glassvegger i forkant og på siden av disken (Ravnkloa Fisk og Skalldyr, Trondheim).
- 2) Dyp kjøledisk som er skjermet på alle kanter med glassvegger med unntak av lukelignende område over betjeningsbordet. Under varene er tynt lag med is, i tillegg til naturlig luftkjøling fra mekanisk kjøleelement under betjeningsdisken.

- 3) Relativt åpen kjøledisk med høy bakvegg over kjølebatteri og buet frontglass. Høyden av denne glassfronten varierer. Isen er lagt oppå perforert bunnplate med luftkanal under (Knutstad & Holen).
- 4) Som under punkt 3) her over men med noe lavere bakvegg og i tillegg utstyrt med vifter som enten blåser over islaget eller ned gjennom kanalen under isristene i bunn av disken (Meny Kuben).



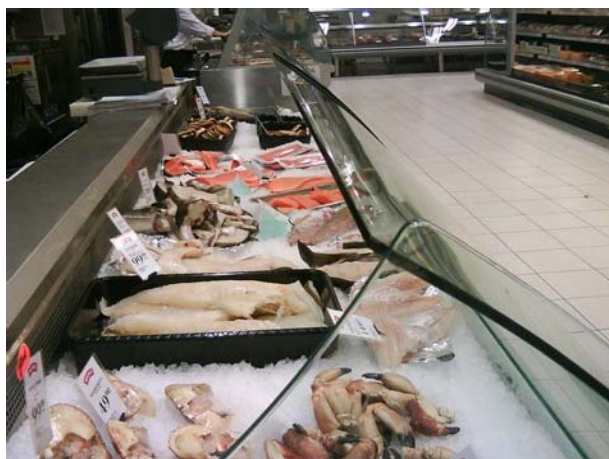
1) Torglignende utforming av kjøledisk uten bakvegg eller kjølebatteri og med lav, plan glassvegg i front. Legg også merke til den brede rørhyllen framom glasset.



2) "Gammeldags" lukket og dyp fiskedisk. Kjølebatteri i bakkant av isflaten under betjeningens bordplate.



3) Åpen disk med høyt kjølebatteri inne i bakveggen. Merk at veggen er delvis dekket med is.



4) Moderne åpen disk med lavt kjølebatteri i bakkant og viftesirkulasjon under isrist.

Figur 1.1) ... 4) Fire prinsipielt forskjellige fiskedisketyper. Øverst uten tilsiktet sirkulasjon; i midten med naturlig konveksjon og nederst tvungen vifte sirkulasjon. Høyden på glassveggene i forkant og på siden av diskene varierer fra et fabrikat og type til et annen.

I tillegg til disse diskene, som baserer seg på avkjøling v.h.a. kaldluft og smeltende is, finnes det fiskedisker i utlandet hvor nedkjølt vann dusjes inn i luftstrømmen og over fisken. Eksempel på en slik disk er vist i Figur 2.



Figur 2. Nederlandsk fiskedisk med tilleggskjøling v.h.a. vandusj.

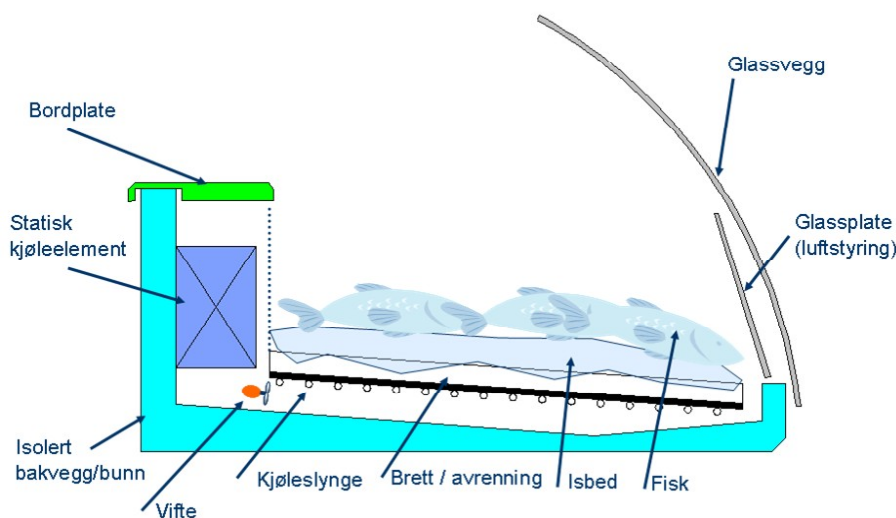
I skissen i Figur 3 listes opp hovedelementene i en typisk norsk fiskedisk. Den innerste glassveggen skal både lede luften og holde isen fra frontglasset. Fasong og høyde på frontglasset varierer men det er tydelig at buet form vinner popularitet, i hvert fall innen fiskedisk-i-butikk konseptet. Nye diskere utstyres ikke lenger med kjøleslynge under isbrettet da dette viste seg ikke å ha tilsiktet kombinasjonseffekt m.h.t. bedre kjøling og redusert isforbruk. Underkjølingen skapte derimot driftsproblemer og merarbeid ved rengjøring forårsaket av at smeltevannet frøs på kjøleslyngene, oppbygging av is og dårlig avrenning. Viftesirkulasjon er ikke vanlig i norske butikker hvor ønsket om stor driftssikkerhet settes svært høyt. I dag kan dette kravet i møttekommes med nye viftetyper som har bedre aksellager og høyere elektrisk isolasjonsklasse for å tåle det fuktige miljøet under drift og vannsprut, vaskemidler m.v. ved vasking. Plassering av

viftene varierer fra produsent til en annen og skissen er ikke ment å vise verken vanlig plassering eller orientering men kun skissere prinsipiell posisjon i forhold til andre komponenter. Kjølebatteriet ved bakveggen kjøles enten av fordampende kjølemedium eller av sirkulerende kjøleveske.

Hvis en skal unngå bruk av vifte må batteriet bygges høyt og smalt fremfor lavt og bredt. Naturlig konveksjon (sirkulasjon) drives av at luftens tetthet er en funksjon av temperaturen. En høy, kald vegg skaper større kaldluftsras enn en bred, lav en med samme overflatetemperatur. Dette kommer bl.a. fram i at såkalt Grashofs tall, som beskriver varmeutveklingen mellom vertikal flate og omkringliggende fluid, inngår høyden, H , til kjøleflaten i tredje potens, jfr. Ligning (1). Se kapittel 8 side 63, for symbolenes betydning.

$$\alpha = \frac{\lambda}{H} \cdot C(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n ; \text{Gr} \equiv \frac{\beta g \rho^2 (T_s - T_\infty)}{\mu^2} \cdot H^3 \quad \text{Ligning (1) a \& b}$$

Ut fra kjøletekniske hensyn tilstreber en altså å lage fiskediskene med høy bakvegg, noe som fører til at disken fremstår som dyp sett fra betjeningens og kundenes side. Denne konstruksjonen setter en kort grense for diskens bredde for å sikre at betjeningen også rekker fram til salgsproduktene ute ved frontglasset. Vanlig bredde på selve salgsflaten er således begrenset til ca. 80 til 90 cm.



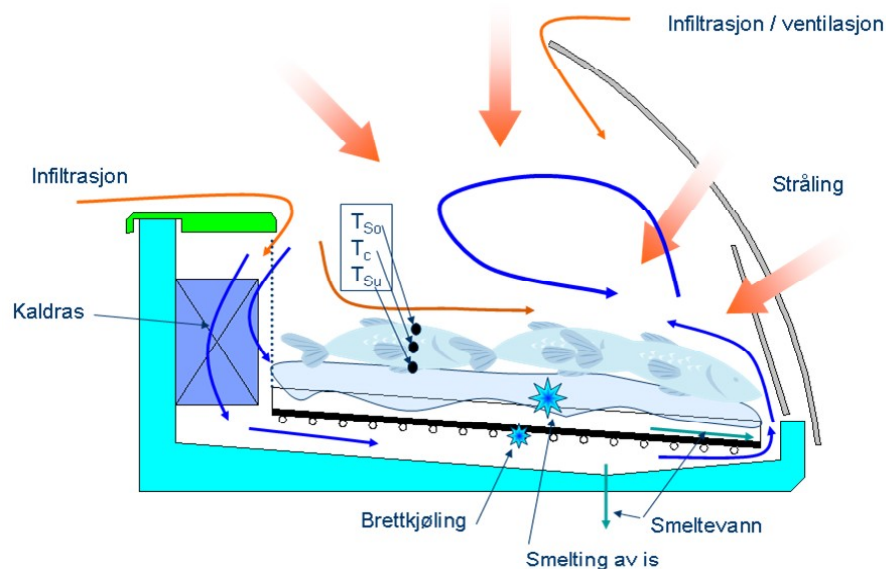
Figur 3. Prinsippskisse av fiskediskens hovedelementer.

Tanken bak dette diskkonseptet er videre at kaldluftsraset skal presses under isbrettet og fram til luftspalten som går langs disken fremkant. Denne spalten åpner for at luftstrømmen kan stige opp langs glassfront som går langs disken fremkant. Denne spalten åpner for at luftstrømmen kan stige opp langs glassfront som hvis det er varmere enn luften, bidrar til å "dra" luftstrømmen opp langs innersiden av glasset p.g.a. av de samme tetthetsdrevne mekanismer som tidligere beskrevet.

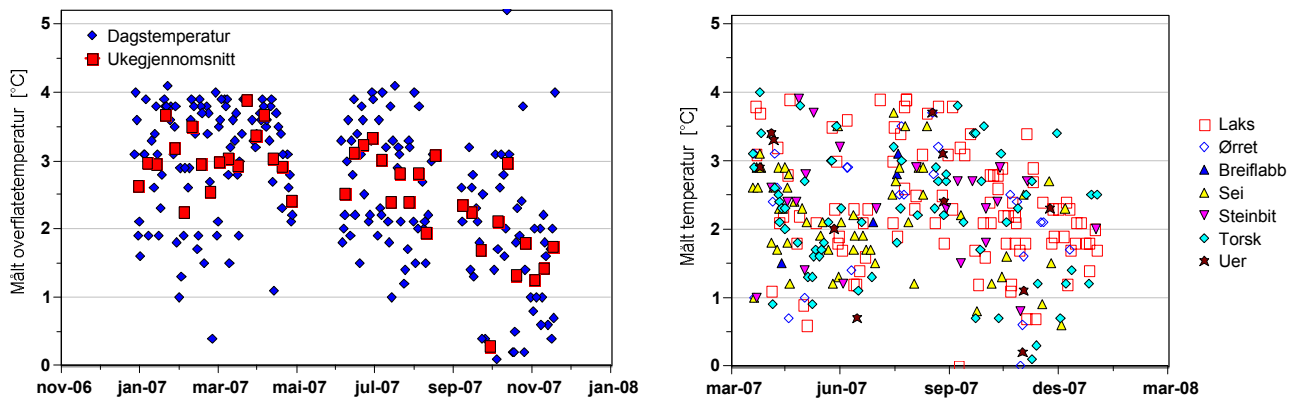
Hovedvarmekilder og varmesluk, samt prinsipiell luftbevegelse, er skissert i Figur 4. Her er det flere ting å merke seg. For det første kommer innstrålingen primært fra tak og vegger (og evt. vinduer). Frontglasset demper i ubetydelig grad det direkte bidraget fra varmeinnstråling fra vinduer o.l. Glasset varmes opp av sollyset m.m. og viderebringer ca. den samme varmemengde til fisken som langbølgede varmestråler. Tilsvarende vil den tiltenkte kaldluftssirkulasjonen i disken trekke med seg varm luft fra butikklokalet, ved såkalt infiltrasjon eller ventilasjon. Om dette skjer både i fram- og bakkant avhenger av forholdene i hele butikklokalet, men det kanskje ikke helt usannsynlig at kaldluftsras vil kunne oppstå på betjeningssiden av bakveggen. Dette er

ikke vist i figuren. I stedet trekker skissen fram at forholdene vil kunne variere for fisken avhengig av hvor i disken den ligger, her anskueliggjort ved at fisken lengst til venstre i figuren kan bli overstrømmen av relativt varm infiltrasjonsluft. I alle fall vil temperaturen variere fra oversiden av et produkt ned til det som kommer i direkte kontakt med isen, her antydnet med at temeperatursymbolene for oversiden, T_{so} , nok er høyere enn kjernetemperaturen, T_c , og i hvert fall markant høyere enn skinntemperaturen til fiskens underside, T_{su} . (indeksen S står her for 'Surface', overflate på engelsk. Se for øvrig Kapittel 8.

Ut fra en slik fenomenologisk analyse kan ane at den oppadvendte overflaten til fisken ikke blir særlig effektivt kjølt av luften. Luften dras ned til venstre i figuren og opp til høyre på innsiden av det oppvarmede glasset, mens luften i midten kan bli nærmest stillestående og i liten grad bidra til å fjerne den innstrålte varmen. Avstand til isflaten, d.v.s. tykkelsen av fisken, samt kontaktflaten mellom fisk og is, blir avgjørende for lagringsforholdene og dermed kvaliteten til de solgte fiskeproduktene.

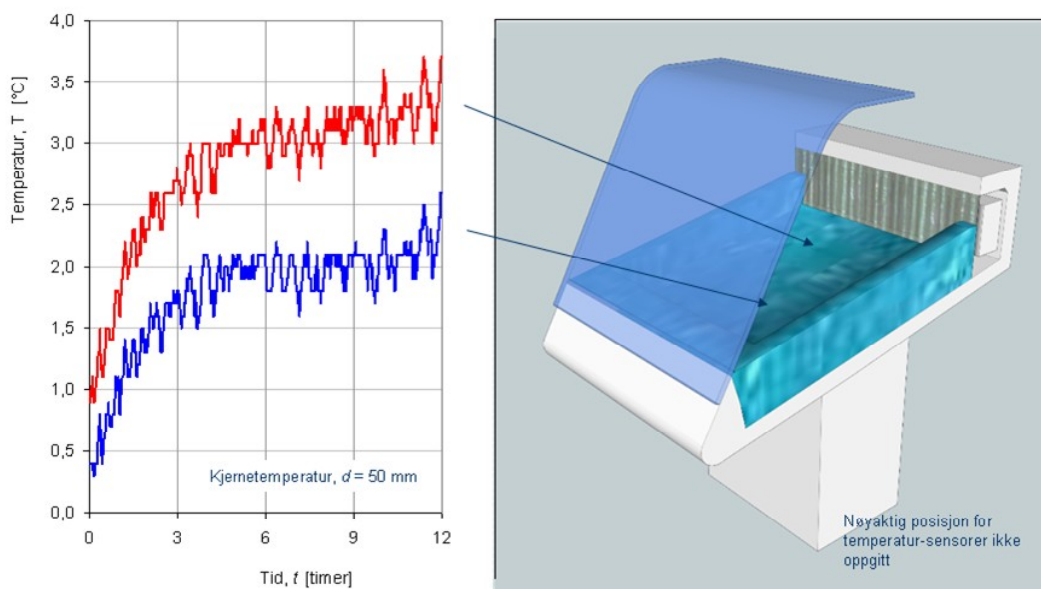


Figur 4. Fiskediskens varmekilder (brede, røde piler), varmesluk (mørkeblå, krysset flate og stjerne-lignende symboler) samt kjølte luftstrømmer (blå, tynne linjer med pil) og varme infiltrasjonsstrømmer (røde, tynne piler).



Figur 5. Målte fisketemperaturer i to forskjellige butikker i Trondheim i løpet av året 2007. Grafene viser butikkenes egne målinger (internkontroll). I figuren til høyre er målingene delt opp på fiskeslag. Målingene er gjort både v.h.a. stikk- og lasertermometer (IR, infrarødt), d.v.s. både tilnærmet i kjernen og på overflaten.

Norske butikker er pålagt egenkontroll hvor regelmessig måling av temperaturen til matvarene er påkrevd. Figur 5 viser eksempler på punktmålinger i to forskjellige butikker i Trondheim. Det er liten grunn til å tro at forholdene er blitt bedre da dette er godt drevne butikker. Begge har klart å tilfredsstille myndighetenes krav til maks. 4°C gjennom hele året. I tillegg til at temperaturen er noe fallende ut mot årsskiftet i begge butikkene bør en merke seg den store spredning i temperaturmålingene. Innenfor en og samme dag varierer temperaturen i noen tilfeller mellom ca. 1 og 4°C. Om dette skyldes målepunktens plassering i disk, fiskeslag eller betjeningsmønster er umulig å si med sikkerhet men kontinuerlig måling av temperaturforløp i en moderne fiskedisk foretatt av produsenten selv tyder på at kjølediskene i praksis ikke klarer å holde temperaturen stabil over tid. I stedet stiger temperaturen jevnt og trutt mens fisken ligger i disken før salg. Dette fremgår av kontinuerlig måling av temperatur i to prøveelementer som er plassert i forskjellig avstander fra frontglasset, se Figur 6. I løpet av 3 timer stiger temperaturen med 1,5 til 2°C for å ende på henholdsvis 2,5 og 3,5°C etter 12 timers eksponering. Det lavest liggende måleobjekter er kaldest og produsenten trekker fram at iskantene er *avgjørende* for å begrense temperaturløpet ("The ice walls (in front, and lateral sides) are really necessary for guaranteeing the best results"). I testnotatet står imidlertid ingen utdypende forklaring. Er det slik, at mekanisk kjøling v.h.a. sirkulerende kaldluft aldri fullt ut kan bli like effektiv som direkte kjøling fra smeltende is? Eller siktes det til at iskantene og -gropene i seg selv skaper gunstige *lokale* forhold som begrenser innstråling og effektiviserer varmeutveksling mellom fisk og kjølemedium? Vil en ny kjølediskteknologi måtte etterligne den arbeidskrevende tilrettelegging av iskonstruksjoner i disken eller kan med dypere kunnskap om lokale "klimasoner" og varmeutveksling i disken kunne finne fram til optimal og effektiv kjølediskteknologi for lettforderlig ferskfisk og fiskeprodukter?



Figur 6. Målte kjernetemperaturer i måleobjekter i godt iset fiskedisk. Produsentens egne målinger. Kurvene beskriver kjernetemperaturen i måleobjekter (50 mm tykkelse) plassert forskjellige steder i disken.

Etter manges mening finnes få norske butikker, om noen, hvor det lages det bedre isgroper og bygges bedre isvegger rundt fisken enn i gourmetfiskebutikken Knutstad & Holen på Hamar. I tillegg til groper og isvegger plasseres gjerne en blank, varmeledende tallerken bak fiskeproduktene. Dette fremgår av Figur 7 og det er opplagt at isen og kontakten mellom fisk og is er her mer avgjørende for temperaturresultatet enn kjølediskens utforming og ytelse. Selv om disken er spesialbestilt med uvanlig høyt kjølebatteri er det usikkert om kjøleluften fra denne bidrar noe

særlig til å holde fiskens temperatur under kontroll fordi, som det fremgår av fotografiet, dekker isen betydelig del av ventilasjonsristen foran den statiske kjøleren. Metalltallerkenene har sannsynligvis tre funksjoner, nemlig (1) å effektivisere varmeledningen fra fisken til isen under og bak og (2) å skjerme for noe av innstrålingen fra tak og vegger i butikkens produksjonsområde bak disken uten å redusere eksponering av fisken rettet mot kunden. Et tredje bidrag er å kjøle luften over filetene og skape kaldluftsstrømning bak og rundt fisken.



Figur 7. Eksempel på anretning av fisk i kjøledisken til Knutstad & Holen AS på Hamar.

De fleste som ble intervjuet understreket isens betydning for temperturkontroll i tillegg til at den fremmer salget. Fisken fremstår som mer delikat når den anrettes med is rundt sammenlignet f.eks. med brett- og plastpakket fisk i kjølereoler. Ulempen er selvfølgelig at det følger betydelig arbeid med å ”dandere” isen rundt fisken. Isforbruket varierer fra butikk til butikk, men betydelig ismengde tømmes i sluket ved arbeidslutten. For å gi et anslag over hvor stort isforbruket til kjøleformål er kan følgende beregninger gjøres. Se Figur 8.

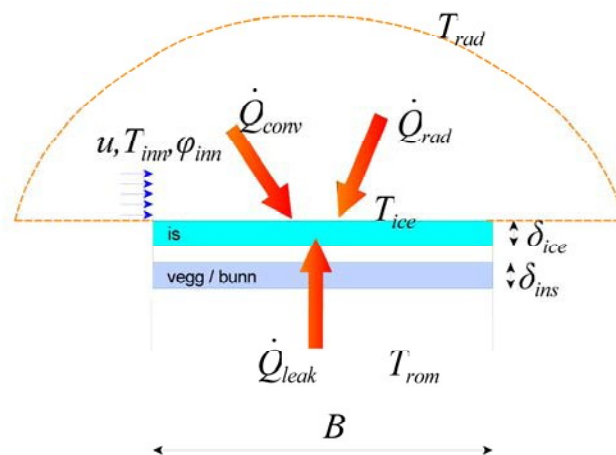
Den totale varmebelastningen på en plan isflate som er plassert i et varmt rom og overblåses av luft med høyere temperatur enn isens smeltetemperatur kan deles opp i hovedkomponentene varmestråling (\dot{Q}_{rad}), konvektiv varmebelastning fra luften (\dot{Q}_{conv}) og varmelekkasje ned gjennom bunnen av kjøledisken (\dot{Q}_{leak})

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{leak}$$

Ligning (2)

eller uttrykt med varmekulser (W/m^2)

$$\dot{Q}_{tot} = A_s (\dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} + \dot{q}_{leak}) \quad \text{Ligning (3)}$$



Figur 8. Prinsippkisse av varmebelastning på isflaten.

De enkelte varmestrømmene kan beregnes fra følgende ligninger for henholdsvis stråling

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon F_{1 \rightarrow 2} \sigma (T_{K,rad}^4 - T_{K,ice}^4) \quad \text{Ligning (4)}$$

hvor emisjonstallet, formfaktoren, Stefan-Boltzmann konstanten og overflatetemperaturene i Kelvin inngår.

Konveksjon

$$\dot{q}_{conv} = \alpha (T_{\infty} - T_{ice}) \quad \text{Ligning (5)}$$

avhenger derimot av varmeovergangstallet mellom luft og isoverflate og av gjennomsnittlig lufttemperatur over isflaten. Tilstanden på luften som blåses innover isoverflaten, uttrykt ved hastighet, temperatur og relativ fuktighet, innvirker både direkte og gjennom luftens termodynamiske egenskaper.

Varmelekkasje gjennom diskkonstruksjonen

$$\dot{q}_{cond} = \frac{\lambda}{\delta} (T_a - T_{ice}) \quad \text{Ligning (6)}$$

kan bli stor hvis disken er dårlig isolert, enten p.g.a. uegnet isolasjonsmateriale og/eller tykkelse. I tillegg er romtemperaturen selvfølgelig avgjørende.

Under gitte, realistiske forutsetninger for en 90 cm bred disk blir den totale belastningen på isen 138 W pr. lengdemeter disk. Dette gjelder for en rom- og overflatetemperatur i lokalet på 22°C. Av beregningsresultatene, som er sammenstilt i Tabell 2, fremgår strålingen utgjør 76 % av totalen og varmelekkasjen 9 %. Når det ikke ligger produkter i disken, og som ville blitt varmet opp, går hele denne varmemengden med til å smelte is. Smeltet ismengde (kg/s) kan beregnes av Ligning (7) hvor også smelteentalpien til is inngår ($\Delta^sl h_w = 334 \text{ kJ}/\text{kg}$).

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{H}_{tot} = \dot{m}_{ice} \Delta^sl h_w \quad \text{Ligning (7)}$$

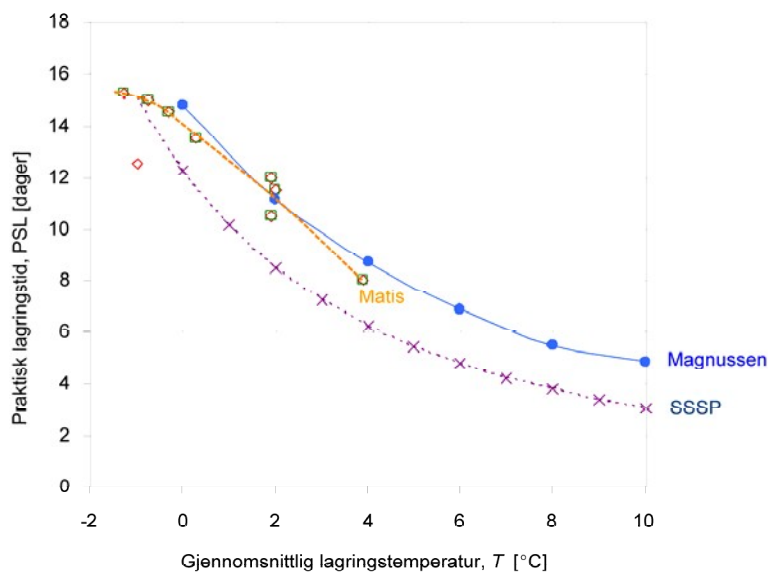
Smeltet ismengde for dette alternativet blir da 14,5 kg pr. løpemetere disk for en driftstid fra kl. 7 til 20 (13 timer). Dette tilsvarer ca. halvparten av det butikken har oppgitt at de legger ut av is i løpet av en dag, for vanlig tykkelse på islaget før åpningstid er oppgitt å ligge mellom 60 - 80 mm. Ismengden, målt i volum eller islagets tykkelse, avhenger også av isens bulk tetthet, noe vi kommer tilbake til i senere rapporten.

Tabell 2. Resultat av overslagsberegning av varmebelastning i en 90 cm bred fiskedisk. Lufttemperaturen fra kjølebatteriet inn på disken er satt til 3°C.

		Alt. 1	Alt. 2	Forh.
		Ford.	Ford.	tall
Romtemperatur	[°C]	22	12	
Lufthastighet innpå produkt	[m/s]	0,8	0,2	
Samlet varmestrøm til is	[W/m]	138	69	50 %
- Stråling	[W/m]	105	55	80 %
- Konveksjon	[W/m]	21	7	10 %
- Lekkasje	[W/m]	12	7	10 %

Et mulig alternativ til å forbedre lagringsbetingelsene i kjølediskene er å senke temperaturen i lokalet hvor diskene står. En slik mulighet er presentert som alternativ 2 i Tabell 2, og her ser vi at de totale varmebelastningen, og dermed smeltevanntmengden, er halvert. Et slikt tiltak krever kjøling av hele fiskebutikken – eller hele ferskvareavdelingen når det gjelder butikkenheter – noe som selvfølgelig har sine sider med tanke på kundetilfredshet, betjeningens arbeidsmiljø, energiforbruk, så noe nevnes. En positiv side ved dette er dog at fiskediskene kan ha enklere og billigere utforming, kreve mindre energiforbruk til kjøling og luftsirkulasjon, for å nevne noe. I eksemplet er lufthastigheten over isoverflaten redusert fra 0,8 til 0,2 m/s.

Selv om beregningene ovenfor er gjort for en disk som er uten produkter viser resultatet at produktene vil i hovedsak kjøles fra isen som smelter under dem, at luften bidrar noe men ikke særlig effektivt. Den største varmebelastningen har utspring i stråling var lokalets tak, vegger og evt. vinduer. Optimal utforming av kjølediskene må derfor sees i sammenheng med hvor de skal stå og hvilke fiskeprodukter som skal selges.

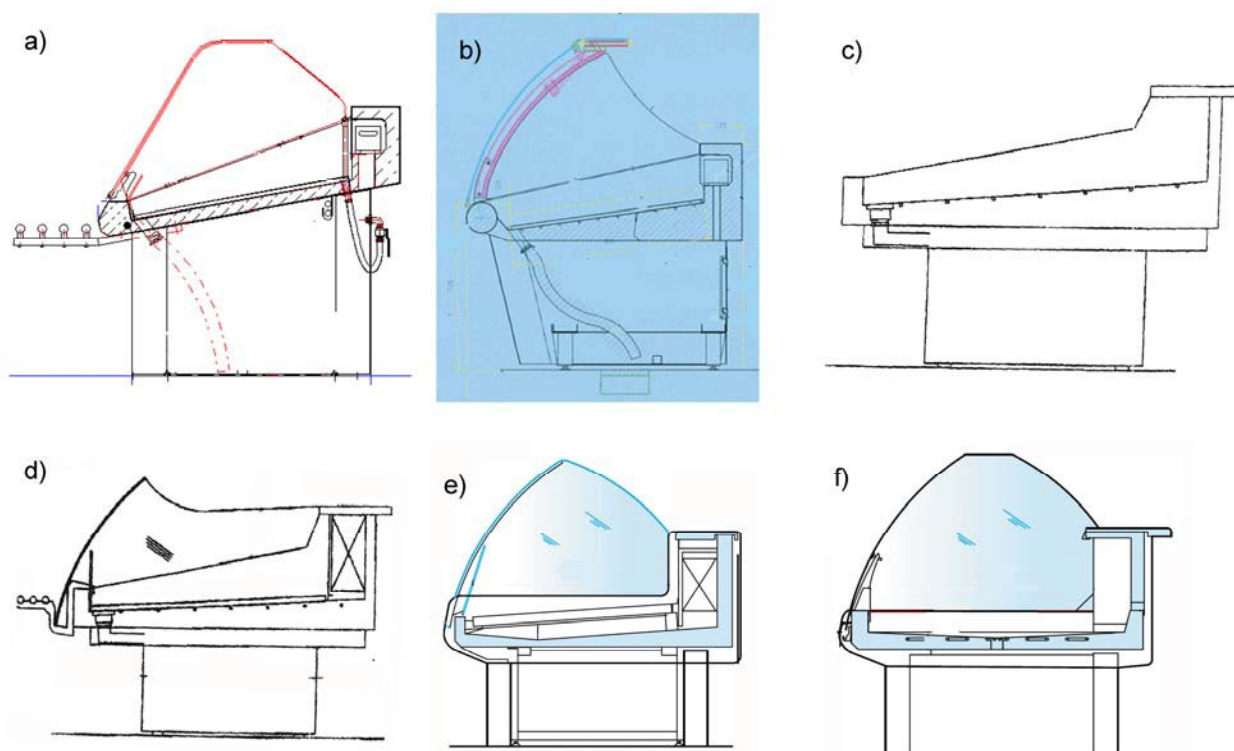


Figur 9. Holdbarhet for torsk avhengig av lagringstemperatur iflg. tre forskjellige kilder. Mens SSSP-forløpet (Dalgaard, 2009) er ekstrapolert til temperaturer under 0°C er Matis-resultatene (Olafsdottir, 2006) konkrete målinger men er basert på en gjennomsnittstemperaturer i en ustabil kuldekjede. Magnussen (1993) er basert på flere praktiske holdbarhetsdata ved tilnærmet konstant lagringstemperatur.

På noen kan kanskje virke som flisespikkeri å jage etter teknologiforbedringer som kan gi kun noen få graders lavere fisketemperatur når godt drevne butikker allerede nå klarer å imøtekomme Mattilsynets krav om maks. temperatur på 4°C. Da er det på sin plass å minne om at den marginale holdbarhetsøkningen (døgn/°C) øker desto nærmere 0°C en kommer. Dette er vist Figur 9 for torsk med god utgangskvalitet (lavt bakterieinnhold). Samtlige kilder til denne figuren angir at holdbarheten øker med over 6 døgn ved å senke temperaturen fra 4 til 0°C, noe som tilsvarer 1,5 døgn/°C. Avhengig av kilde og utgangsholdbarhet ved 4°C utgjør dette fra 73 til 97 % holdbarhetsøkning. På den andre siden viser dette nettopp potensialet til forbedret driftsøkonomi som kan komme fiskebutikkene til gode. På den andre siden kan en bekymre seg for at god ising i bunnen av disken er bortkastet hvis fiskens overside utsettes for stor varmestråling og høye lufttemperaturen, det siste forholdet eksempelvis grunnet dårlig avriming av ellers godt konstruert butikkjøledisk.

Det er klart at det endelige klimaet (luft- og strålingstemperatur, luftfuktighet, -hastighet og turbulensintensitet) og øvrige lagringsforhold til fisken mens den ligger ute i fiskedisken avhenger av både overordnet kjølekonsept og design, betjening og bruk men også, og ikke minst, av konstruksjonsmessig utførelse. Tilsynelatende detaljer kan bli utslagsgivende for sirkulert luftmengde og for hvor godt den utnyttes. Det finnes eksempler på at bunnplatene har store tversgående bærepåner som stenger for største parten av luftstrømmen og at isplatene kan legges feil vei – med samme resultat. Utforming av og lysareal til gitteret foran kjølebatteriet er også av avgjørende betydning for at effektiv naturlig sirkulasjon kan oppstå og, når sirkulasjonen er tvungen, for at luften blåses i optimal retning over de utstilte fiskeproduktene. Overfylling av is og produkter foran risten har samme virkning. Det kan også nevnes at hensiktsmessig utforming av tetningslister mellom glassfrontene i en lang disk sikrer mot luftlekkasjer og inviterer til effektiv vasking ved arbeidsdagens slutt og gode hygieniske forhold. Men disse mer praktiske utfordringene løses best i samarbeid mellom brukere, produsenter og eksperter innen fagområdene kuldeteknikk (inkl. kvalitets- og holdbarhetslære) og strømningsmekanikk. I dette prosjektet ønsker vi derimot å svare på hvor stort *potensialet* er i å utvikle bedre teknologi for butikkjøle-

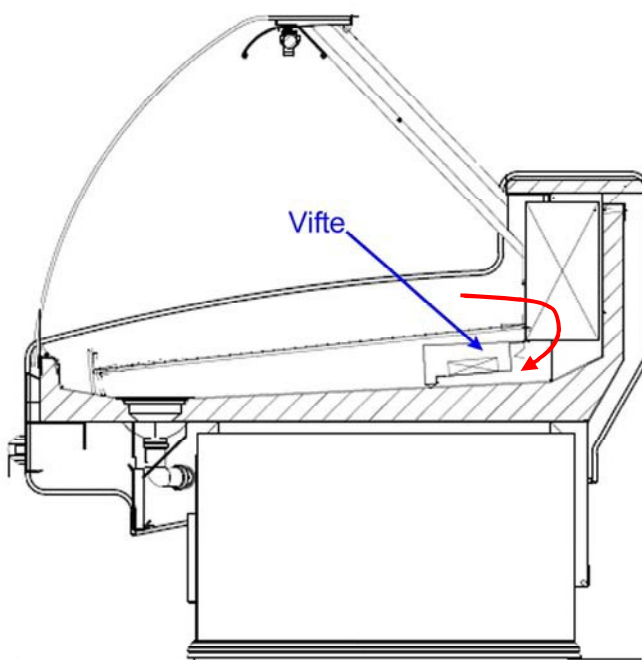
disker. For å kunne gi svar må det utvikles ny målemetodikk kombinert med bruk av avanserte beregningsprogrammer. Dette kommer vi tilbake til senere i rapporten.



Figur 10. Eksempler på utforming av butikkjøledisker beregnet for fisk og fiskeprodukter. Forskjellige fabrikater og typer. Samtlige er uten vifte. De to lengst til høyre, c) og f), er uten mekanisk kjøling av luften. Merk også hvor mye mindre kjølebatteriene er i a) og b) sammenlignet med d) og e). Frontglassets skjerming varierer fra 0 i c) til godt lukket i a) og f). Tre disk, b), c) og d), har kjølesløyfe under isbrettet.

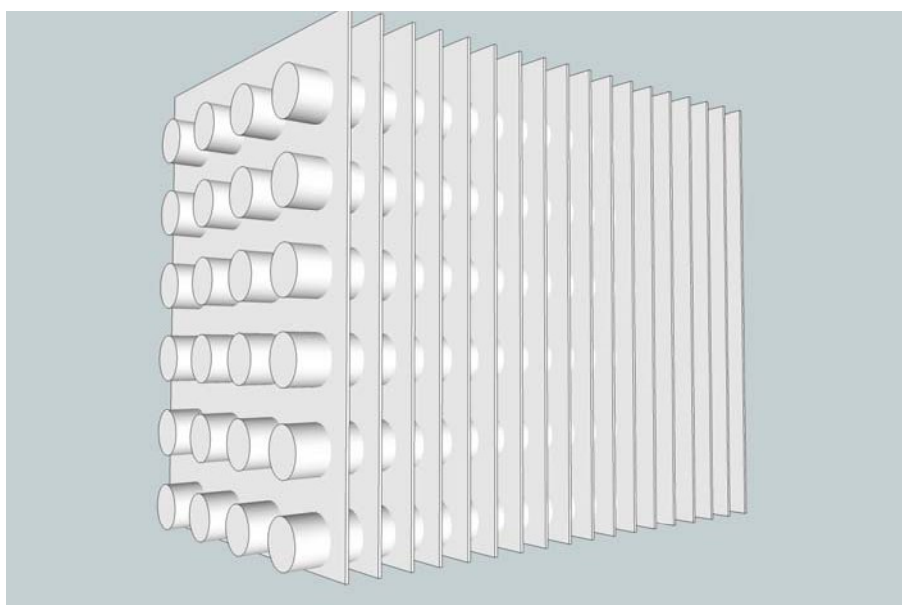
Figur 11. Eksempel på disk med god skjerming som er oppnådd ved bruk av buet frontglass og en takdel. Kjølebatteriet er relativt stort og vifte under isbrettet sørger for tvungen sirkulasjon av luften. Legg merke til eget lysstoffrør som er henger under "glasstaket".

Rød, buet pil indikerer hvor største delen av luften vil strømme gjennom kjøleflaten hvis ikke spesielle forholdsregler taes i forhold til utforming av ventilasjonsristen (ikke vist i figuren) og innløpet til viften. Se Figur 12 for prinsipiell oppbygging av kjøleflaten.



Figur 10 og Figur 11 viser eksempler på moderne kjøledisker som er blitt eller frembyes for salg i Norge. Variasjonen er stor, både m.h.t. grad av skjerming fra romluft og kunder, kjølebatteriets størrelse (hvis det finnes), bruk av kjøleslynge og type luftsirkulasjon. Om det er sammenheng mellom varmebelastning og kjøleaggregatenes utforming og ytelse er ikke godt å utale seg om, men den kjensgjerning at det brukes så forskjellige diskere som de i Figur 10 c) og Figur 11 indikerer mangel på metodikk for ytelsesverifisering. Selgerne synes å ha temmelig fritt spillerom og fiskebutikkens behov og ønsker om eksponering lett kan få gjennomslag.

Selv om disken i Figur 11 er godt utrustet kjøleteknisk sett vil den faktiske kapasiteten til kjølebatteriet avhenge av tilsynelatende små detaljer rundt utforming av ventilasjonsristen. Det er fare for at kun liten del av batteriets kjøleflate utnyttes effektivt. Når viften suger luften gjennom batteriet for siden å blåse den under isbrettet og fremover mot glassfronten, kan en risikere at kun nederste, venstre hjørne av kjøleflaten utnyttes effektivt (se rød pil i Figur 11). Dette kunne dokumenteres bedre v.h.a. et CFM-simulering v.h.a. for eksempel dataprogrammet Fluent. For å kunne simulere hastighetsfeltet med god nøyaktighet trenges imidlertid detaljert informasjon om luftkjølerens dimensjoner og karakteristika. Inngangsverdier til programmet kunne for eksempel bestemmes på grunnlag av lamelltykkelse, overflateruhet og lamellavstand, rørdiameter og rørdeling (Se Figur 12) eller, alternativt, målt trykktap ved forskjellige lufthastigheter og -retninger. Men dette er teknisk informasjon som produsentene ikke vil dele i et åpent prosjekt som dette hvor konkurrentene også har full tilgang til resultatene.



Figur 12. Prinsipiell oppbygging av kjølebatteri til kjøledisker med lameller og rør for sirkulasjon av kulde- eller sekundærmedium (frostvæske eller lignende).

5 Bestemmelse av varmeutveksling for et produkt i kjøledisk

5.1 Metode

For å etablere en grunnleggende kunnskap om lagringsforholdene i en butikk-kjøledisk på en slik måte at funnene kan overføres til andre diskgeometrier, fiskeslag (form og termofysiske egenskaper m.m.) og prosessparametere som lufttemperaturer, -fuktighet, -hastighet og -turbulens, har vi utviklet metodikk for eksperimentell bestemmelse av varmeutveksling mellom et fast objekt og dets omgivelser. Metodikken består av en *kombinasjon* av eksperimentell måling av total varmekraft fra henholdsvis over- og undersiden til en nyutviklet sensor og, på den andre siden, en beregningsmessig isolering av varmestrålingsbidraget v.h.a. en detaljert datamodell (CFD/CFM). Dermed kan den konduktive kjøleeffekten til isen i bunnen av fiskedisken tallfestes og det konvektive bidraget fra kaldluften bestemmes for forskjellige disktyper og ved varierende forhold.

Det er gjennomført målinger i to butikker med to prinsipielt forskjellige kjøledisktyper. Denne ene disken, som er en ca. 10 år gammel fiskedisk, er åpen, torglignende løsning med lav, plan glassplate som vender mot kundene, Den andre disken er av ny type og er utstyrt med et moderat høyt, buet glassvegg i front, kjølebatteri under betjeningsbordet i bakkant av utstillingsarealet og regulerbar, tvungen viftesirkulasjon som blåser luften fram og over diskens salgsareal.

Målingene er gjennomført v.h.a. egenutviklede sensorer for direkte bestemmelse av total, tidsvariabel varmekraft og ekvivalent varmeovergangstall for henholdsvis over- og undersiden av instrumentet. For å kunne isolere strålingsbidraget fra det konvektive ble lokalets vegg-, tak- og gulvtemperatur målt med et stråletermometer (IR) og avstander, vegg høyder og vindusplassering m.m. notert for senere å kunne lage en datamodell av fiskedisken og lokalet den står i.

5.2 Beskrivelse av varmekraftinstrumentets oppbygging og funksjon

Instrumentet er en randisolert, plan plate med inngraverte varmekraftsensorer på under- og oversiden. Se Figur 13. I tillegg har instrumentet utstyrt med syv temperatursensorer. To av temperaturmålepunktene er plassert i hver sin overflate og de fem andre er boret inn i platens senterplan, fra kortsiden og i avstander på henholdsvis 3 og 6 mm fra symmetriplanet. Samtlige målinger er basert på termoelementprinsippet med bruk av kopper-konstantan-kopling (type T, CuKo). De målte forløpene logges kontinuerlig over en måleperiode på tre til fire kvarter og lagres på dataloggere for senere omarbeiding til total overflatevarmekraft, $\dot{Q}_{tot}'' = \dot{q}_{tot} [W/m^2]$, og siden, etter korreksjon for innstrålt varmekraft, til et effektivt konvektivt varmeovergangstall, α , $[W/(m^2 \cdot K)]$.

Det er bygget to instrumenter. Primært er dette gjort med tanke på å reserveløsning i tilfelle elektrisk kortslutning, ledningsbrudd og andre uforutsette feil. Instrumentene er identiske bortsett fra materialevalget. Det ene er laget av aluminium mens det andre er av PVC-plast. Materialleverandørene har oppgitt termofysiske verdier for de respektive materialene. Disse er listet i Tabell 3.

En sekundær grunn for å lage instrumenter av så forskjellige materialer er at ved uniforme varmeovergangsforhold kan aluminiumsinstrumentet brukes til rask og enkel bestemmelse av ekvivalent varmeovergangstall. Denne tilnærmingen bygger som kjent på antakelsen om Newtonsk kjøling av et objekt med neglisjerbar indre varmetransportmotstand. For det tosidige, uniforme tilfellet blir varmeovergangstallet

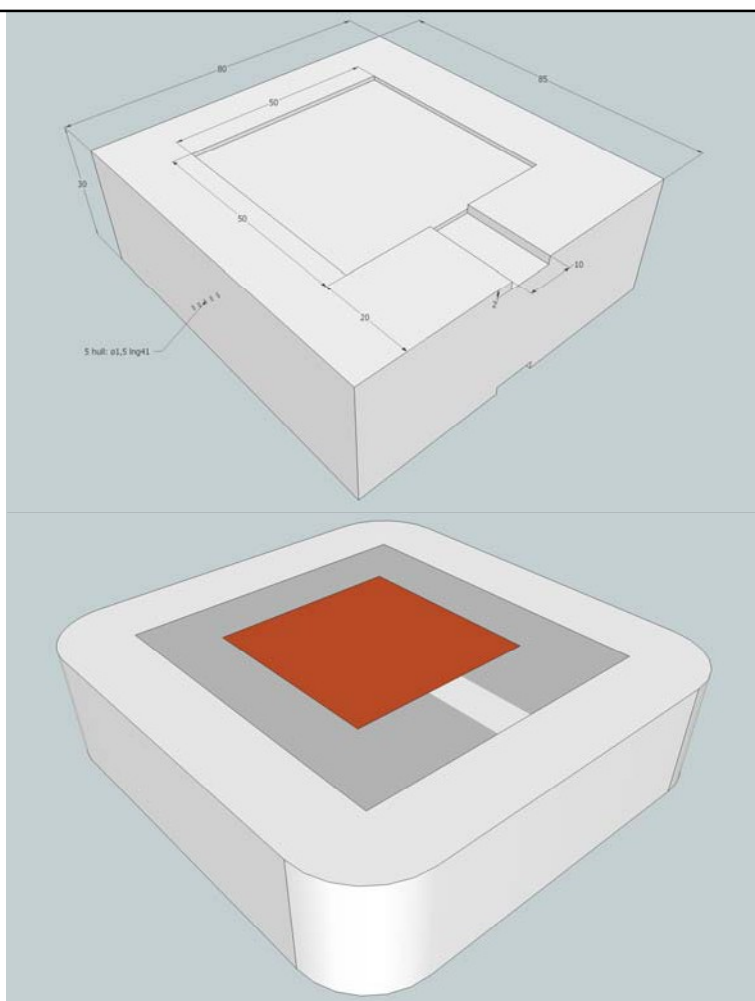
$$\alpha_{Newton} = \frac{\delta}{2} \cdot \frac{\rho c_p}{T_a - \bar{T}} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} = \frac{\delta}{2} \cdot \frac{\rho c_p}{T_a - \bar{T}} \cdot \dot{\bar{T}} \quad \text{Ligning (8)}$$

og avhenger således av tykkelsen (her er $\delta = 30$ mm), volumetrisk varmekapasitet ($\rho \cdot c_p$), drivende temperaturdifferanse mellom luft og sensor ($T_a - \bar{T}$) og hvor fort temperaturen i instrumentet forandres ($\dot{\bar{T}}$). Et slikt instrument kan for eksempel brukes til å måle varmeovergangstallet ved neddykking i issørpe ("islurry"), kjøling i jevn luftstrøm o.t.

Tabell 3. Materialer brukt i instrument (sensor) for måling av total overflatevarmeffluks og deres termofysiske egenskaper.

Anvendelse	Materiale	Masse- tetthet, ρ [kg/m ³]	Spesifikk varmekapasitet, c_p [J/(kg·K)]	Varmelednings- evne, λ , [W/(m·K)]	Termisk diffusivitet, a [mm ² /s]
Metallinstrument	Al	2 700	900	170	70
Plastinstrument	PVC	1 440	900	0,2	0,15
Varmeflukssensor ¹⁾	Cu	8 920	378	386	114
Varmeflukssensor ¹⁾	K	8 922	410	22,7	6

¹⁾ I tillegg består sensoren av isolerende materiale. Sammensetning og egenskaper er ikke blitt oppgitt



Figur 13. Instrument for måling av total overflatevarmeffluks. Øverste delfigur viser del av en arbeidstegning for Al- og PVC-klossen med mål oppgitt i mm. I nederste figur er selve flukssensoren fra Captec vist i rødt, klossens overflate som grå mellomsonen og randisolasjonen i hvitt. Det hvite området i mellomsonen viser ledningsbroens plassering. Hovedvindretningen er fra motsatt side, d.v.s. vinden blåser inn fra "nordvest" i figuren.

Når varmeovergangsforholdene er forskjellige ved over- og undersiden vil det oppstå et temperaturprofil gjennom måleobjektet. Hvis dette er av fast materiale med konstante termofysiske egenskaper vil materialets termiske diffusivitet, a , være avgjørende. Varmebalanse og Fouriers ligning gir

$$\dot{T} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \nabla^2 T = a \cdot \nabla^2 T \quad \text{Ligning (9)}$$

Her er siste leddet uttrykk for temperaturprofilets fasong ved et gitt tidspunkt og sted. Som det fremgår av siste kolonne i Tabell 3 har aluminium og PVC-plast vidt forskjellige verdier for termisk diffusivitet (forholdstallet er 453) og vil derfor gi forskjellig respons m.h.t. temperaturrate og -profil ved ellers like forhold. Ut fra instrumenttekniske hensyn, spørsmål om nøyaktighet m.m. er det derfor interessant å teste bruk av forskjellige materialer i en slik sensor.

Selve de inngraverte varmeflukssensorene er laget av den franske bedriften Captec Entreprise. Disse har en tykkelse på mindre enn 1 mm og er av såkalt aktiv type, d.v.s. de kan tilføres elektrisk effekt for å oppnå, for eksempel, en ønsket konstant overflatetemperatur. I dette prosjektet er ikke denne funksjonen brukt. I stedet anvendes sensoren i transient modus hvor overflatetemperatur og -fluks varierer fra instrumentet legges forholdsvis varmt i kjøledisken til det gradvis nærmer seg likevektstemperatur. Hver enkel sensor er kalibrert av produsenten slik at målt spenningsdifferanse over sensoren kan omregnes til varmefluks. Omregningsverdiene fremgår av Tabell 4.

Tabell 4. Omregningsfaktorer, c_{flux} , for Captec's varmeflukssensorer.

Sensor nr.		1	2	3	4
Omregningsfaktor	[$\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$]	15,3	15,9	16,9	17,3
Tilhørende instrument	(materiale i klosse)	Al	Al	PVC	PVC
Plassering på instrument	(side)	Overside	Underside	Overside	Underside

Målt varmefluks som er beregnet v.h.a. av disse faktorene er korrekt under stasjonære forhold, d.v.s.

$$\dot{q}_{meas} = \Delta U / c_{flux} \quad \text{Ligning (10)}$$

men tar ikke hensyn til at temperaturen på selve sensoren (Captec-platen) forandres med tiden. For å korrigere for sensorens termiske treghet må målt varmefluks korrigeres på følgende måte:

$$\dot{q}_{corr} \approx \dot{q}_{meas} + (\delta \rho c_p)_{sens} \dot{T}_S \quad \text{Ligning (11)}$$

hvor T_S er målt overflatetemperatur og δ er sensorens tykkelse (< 1 mm). Målinger viser at korrek-sjonsleddet utgjør mindre enn 5 % av målt verdi ved aktuelle forhold i kjøledisk.

Disse beregningene hviler på forutsetning om at varmetransporten er 1-dimensjonal og vinkelrett på overflatesensoren og videre innover i klossen. Forskjell i overflateegenskapene til aluminium og PVC er således ikke vurdert m.h.t. til ruhet (grensesjikt) og emisjonstall (stråling) da sonen mellom sensor og randisolasjon antas ikke å påvirke varmetransporten langs senterlinjen. Se Figur 13. To- og tre-dimensjonale analyser burde gjennomføres hvis en ønsker større nøyaktighet ved bestemmelse av varmeovergangstallet. En må da også huske på at grensesjiktet vokser fra oppstrømskanten slik av varmeovergangstallet varierer over den eksponerte overside.

5.3 Målinger, resultater og diskusjon

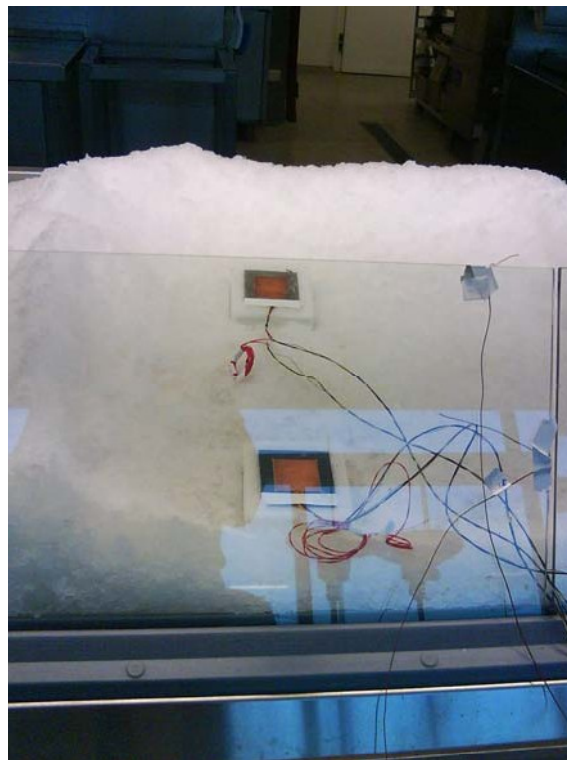
I stedet for å rapportere målinger og resultater/diskusjon i to eller flere atskilte kapitler, slik forskningskonvensjonen er, er den nyutviklede metoden – og dens eksperimentelle og numeriske komponent – eksemplifisert gjennom detaljert beskrivelse av fremgangsmåten når denne ble brukt til kvantifisering av varmeutvekslingsforholdene i den enkleste av de to fiskediskene som dette arbeidet omfatter. Bestemmelse av de kuldetekniske lagringsforholdene i den andre disken er deretter, og mer kortfattet, gjennomgått.

Det er gjennomført målinger i to forskjellige butikker med to svært ulike kjølediskløsninger. Mens den ene butikken er en delikatesseforretning med en stor separat fiskeavdeling med svært stort vareutvalg er den andre butikken en relativt liten fiskedisk-i-butikk-konsept. Kjøledisken i den første butikken er en åpen løsning som utelukkende er basert på kjøling med is. Den andre disken er av nyere type, med middels høyt, buet glass i front. Her sørger et kjølebatteri under arbeidsbenken for luftkjøling over en iset bunn. Denne disken er også utstyrt med vifte med innstillbar kapasitet (omdreiningstall).

I begge tilfeller ble området rundt fluksinstrumentene tømt for andre objekter (fisk, skåler, bakker m.m.) og målingene representerer således et idealtilfelle m.h.t. utnyttelse av evt. avkjølt luft som strømmer langs isens overflate. Temperatur, fuktighet og hastighet til luften oppstrøms fra instrumentene ble målt v.h.a. håndholdt VelociCalc Plus TSI-instrument i tillegg til at temperaturen nederst i disken ble kontinuerlig målt v.h.a. egne termoelementer (0,2^o mm type T) og logget kontinuerlig med faste tidsintervall. Romtemperaturen i en høyde på ca. 2 m over gulv ble likeledes målt og logget over hele måleperioden som varte i ca. 6 – 8 timer. Overflatetemperaturer i butikklokalets kritiske tverrsnitt, d.v.s. det som skjærer gjennom måleområdet i disken, er målt v.h.a. av infrarødt strålingstermometer av typen Testo 830-T2. Mens lufttemperatur og sensorenes kjernetemperaturer ble logget med Hewlett Packard 34970A Data Acquisition / Switch Unit. De resterende dataene ble registrert v.h.a. en Hioki 8430-20 datalogger.

5.3.1 Åpen disk uten mekanisk kjøling

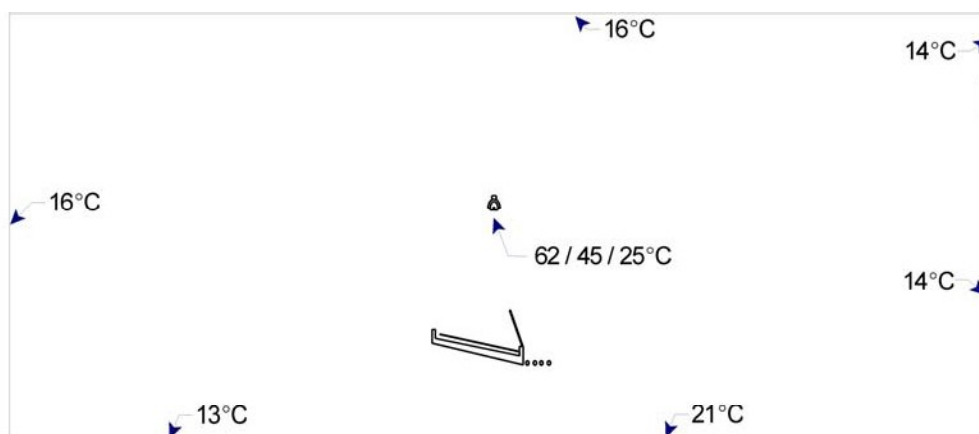
5.3.1.1 Metode og målinger



Figur 14. Fiskebutikk med åpen kjøledisk uten mekanisk kjøling. Til venstre: Typisk situasjon i åpningstiden. Til høyre: Plassering av varmefluksinstrumenter nede i en isgrop i en ellers tom disk. Bildet er tatt fra kundesiden. Aluminiumsinstrumentet øverst. Under forsøkene ble lufttemperaturen målt to steder: i overkant av glasset og på innersiden av glasset i ca. 20 cm høyde fra isen (legg merke til tapefestet på glasskanten).

Til venstre i Figur 14 vises hvordan kjøledisken typisk ser ut i butikkens åpningstid. Ferskvare delen er i forgrunnen mens bearbejdet fiskeprodukter er samlet i andre enden av kjøledisken. Til høyre i samme figur vises situasjonen under bestemmelse av kjøleeffekten. De to varmeflukssensorene er her plassert nede i grop mellom ca. 8 cm høye isvegger på alle kanter. Utformingen av disse ligner på tegningen i Figur 6 (høyre del). Det ble også tatt målinger uten slike vegger, d.v.s. på flatt isbunn. I Figur 15 er målte overflatetemperature før inn i en tegning av et tverrsnitt som går gjennom fiskedisken og butikken. Nesten hele veggen til høyre består av vindusflate men på denne årstiden holdt den lav temperatur sammenlignet med midtsommerstilstander. Temperaturen på lysarmaturen, spesielt selv lysstoffrøret, er mye varmere og oppe i 62°C. De andre temperaturene er målt på henholdsvis armaturens refleksjons- og skjerm delen (45 og 25°C).

Overflatetemperaturene er målt under den antakelse om at samtlige flater har emisjonstall lik 1. Dette er selvfølgelig en tilnærming, spesielt for metalliske overflater og glass, men hensikten med disse målingene er ikke å skaffe absolutt korrekte temperaturverdier men skaffe riktig input til strømningsteknisk dataprogram (CFD- eller CFM-program) for beregning av varmestrømmer. I programmet defineres *både* temperatur og emisjonstall som randverdier.

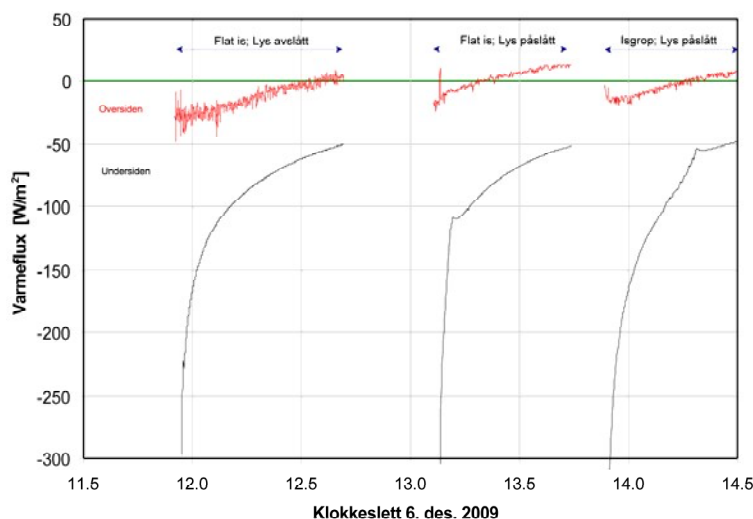
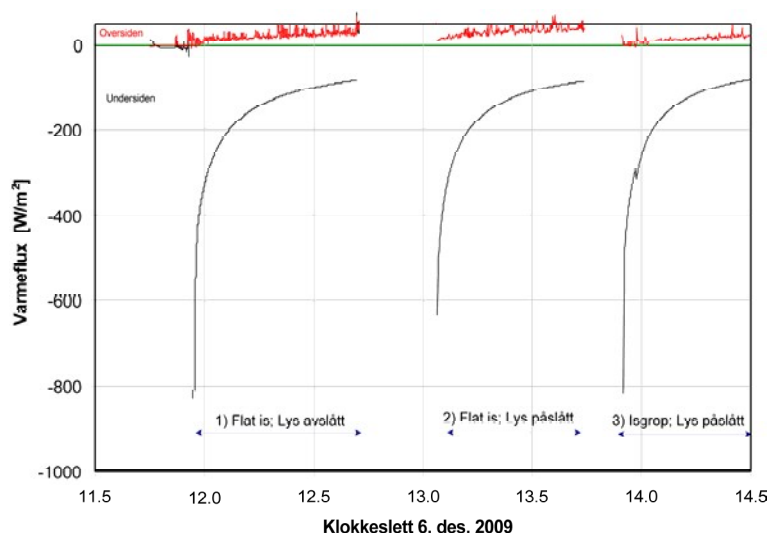


Figur 15. Tverrsnitt av butikklokalet i riktige proporsjoner og med angivelse av målte vegg-, tak- og gulvtemperaturer. Målingene er gjort v.h.a. IR-termometer og antakelse om at emisjonstall lik 1 for alle overflater. Fiske-disken, som har lavt, plant frontglass og relativt bred hylle foran, er plassert midt i lokalet og med et langs-gående (inn i figurplanet) lysarmatur hengende over.

Tabell 5. Oversikt over gjennomførte forsøk.

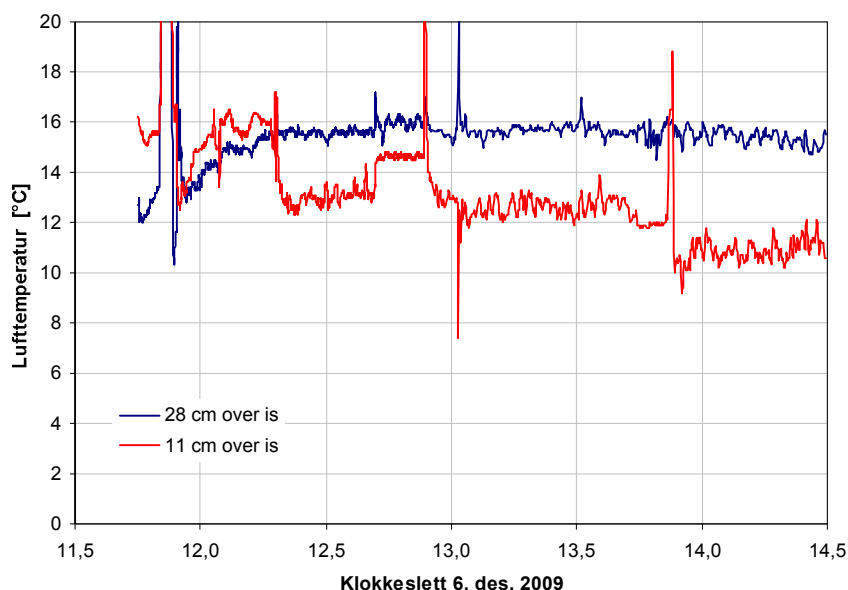
Forsøk nr.	Isflatens beskaffenhet	Lysarmatur over disk
1	Plan	Avslått
2	Plan	Påslått
3	Isgrop og -kanter	Påslått

Luften oppstrøms, d.v.s. ca. 60 mm over øverste isnivå, varierte mellom 6,4 og 8,3°C i temperatur og mellom 59 og 71 % i relativ fuktighet gjennom måleperioden, som besto av tre forskjellige forsøk. Betingelsene for disse forsøkene er sammenstilt i Tabell 5. I forsøk nr. 3 ble det laget isgroper omkranset av ca. 80 mm høye iskanter, med bredde på ca. 100 mm og indre avstand 650 mm målt i diskens lengderetning.



Figur 16. Målte (ukorrigerede) varmestrømmer i forsøk nr. 1. Øverst: Varmeflukt tilført Al-instrument. Dette instrumentet ble plassert øverst i disken, ca. 55 cm fra glassfronten. Nederste figur: Målt varmestrøm tilført PVC-instrumentet, som ligger ca. 16 cm fra glasset.

Målte varmeflukser er sammenstilt i Figur 16, hvor positiv tallverdi indikerer at varme *tilføres* overflaten til måleinstrumentet. Som vi ser av de svarte kurvene kjøles (negativ varmeflukstverdi) undersiden kontinuerlig på begge instrumentene. Merk også at fluksten på undersiden er mye større enn på oversiden. Kjølingen er størst i starten av hvert forsøk og flater siden ut etter som instrumentets temperatur nærmer lagringsforholdene i disken. Oversiden på Al-instrumentet, som ligger øverst i disken, tilføres derimot varme hele tiden i motsetning til PVC-instrumentet, som ligger nederst og nærmest glasset. Dette instrumentet kjøles i første del av de respektive forsøkene men mottar deretter varmetilskudd som varer ut forsøket. Kjøleperioden er kort for flat is når lys-armaturen over disken er slått på (forsøk nr. 2).



Figur 17. Lufttemperaturer ved kjølediskens front målt ved glassveggen og i to høyder over isen. Målepunktene plassering fremgår av Figur 14, høyre del.

Figur 17 viser at lufttemperaturen innenfor glassfronten påvirkes av sirkulasjonsforholdene over isen. Dette ser vi av at nederste kurve (rød) i grafen faller med ca. 1,5°C (fra ca. 12,5 til 11°C) etter at iskantene er bygget og den naturlige konveksjonen øker.

Varmeutvekslingen mellom fast objekt og omgivelser uttrykkes mer generelt med et tilsynelatende varmeovergangstall, definert som følger:

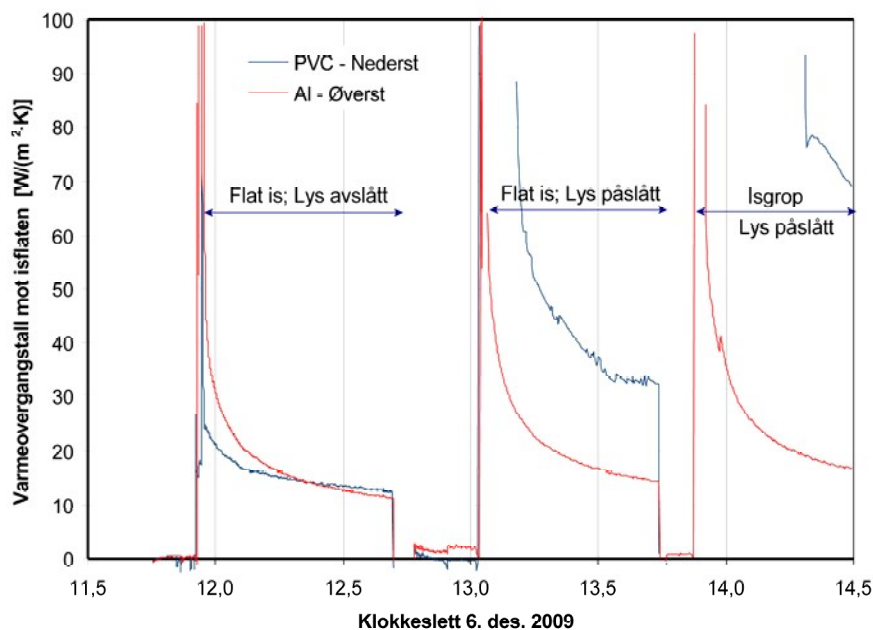
$$\alpha_{eqv} \equiv \frac{\dot{q}_{corr}}{T_a - T_S} \quad \text{Ligning (12)}$$

hvor T_a er en representativ omgivelsestemperatur. For oversiden, som utsettet både for varme-stråling og luftsirkulasjon/infiltrasjon fra lokalet, finnes ikke en slik veldefinert temperatur. For undersiden er det derimot naturlig å ta utgangspunkt i isens temperatur og definere et tilsynelatende konvektivt varmeovergangstall selv om det tilsynelatende er snakk om kontakt mellom to faste objekter (is og sensor) og ikke fluid som strømmer forbi en fast overflate.

$$\alpha_{ice,eqv} \equiv \frac{\dot{q}_{corr}}{T_{ice} - T_S} \quad \text{Ligning (13)}$$

For smeltende ferskvannsis (ved 1 atm) er $T_{ice} = 0^\circ\text{C}$ mens den for saltvannsis og issørpe vil være lavere.

Tidsutviklingen i målt varmeovergangstall er vist i Figur 18 for både PVC- og Al-instrumentet. Forløpene er noe flatere enn varmestrømmen men er allikevel betydelig større i starten enn mot slutten av måleperioden. Forholdene øverst i kjøledisken er i liten grad påvirket av lyssetting og om det er laget groper og iskanter. Varmeovergangstallet ligger her mellom 10 og 30 W/(m²·K) over største delen av tiden, noe som er lavere tall enn ventet. Til sammenligning kan det nevnes at horisontal lufthastighet på 1 m/s og 20 % turbulensintensitet skaper et gjennomsnittlig varmeovergangstall på ca. 15 W/(m²·K) over en 12 cm lang, plan flate (Kreith & Black, 1980).



Figur 18. Målt ekvivalent varmeovergangstall for undersiden av Al- og PVC-instrumentene. Instrumentene er plassert henholdsvis 55 cm ("Al - øverst") og 16 cm ("PVC - nederst") fra glassfronten.

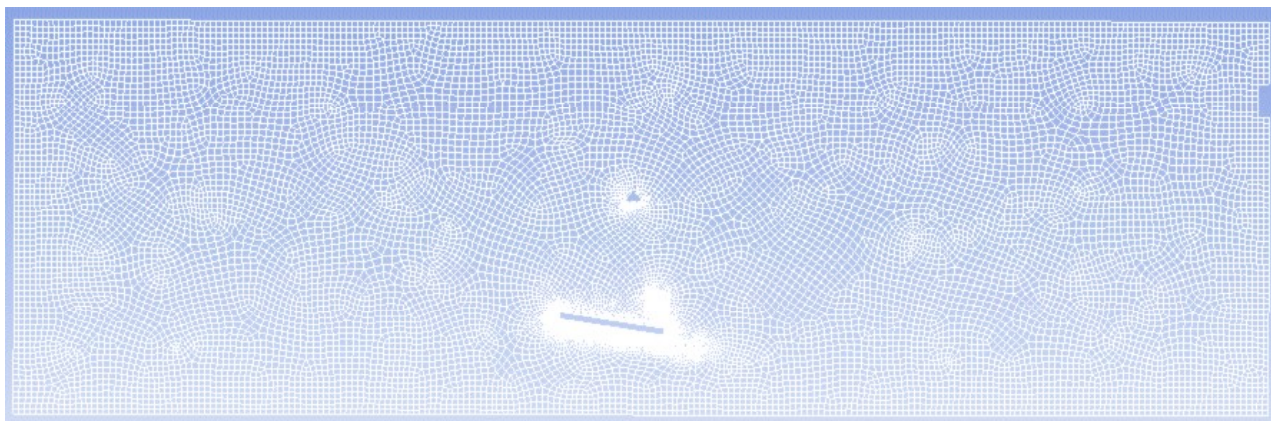
For PVC-sensoren, som er plassert lavere i disken og i nærheten av frontglasset, øker varmeovergangstallet når lyset over disken slås på og det formes isgroper og -kanter rundt objektene. Forsøkene er for fåtallige til å konkludere med sikkerhet, men resultatene tyder i hvert fall på at lokale forhold rundt oppsiden på de smeltende isbitene er avgjørende for den totale varmeovergangen. En eksternt drevet sirkulasjon av luft forbi "istoppene", enten nå denne er kommet i stand p.g.a. oppdrift skapt av varmt lysarmatur og/eller kaldras fra iskantene i disken, ser ut til å øke effektiviteten for de tørre områdene mellom berøringsflatene is/objekt. En tilleggsforklaring kan ligge i at sirkulerende luft påvirker drenering av smeltevannet slik at is, som er en god varmeleder sammenlignet med flytende vann, får bedre kontakt med flaten som skal kjøles.

5.3.1.2 Strømningstekniske simuleringer (CFD/CFM)

Siden varmefluksinstrumentene måler total varmefluks og ikke skiller mellom varmestråling og konveksjon, er det laget en strømningsteknisk datamodell i CFM²⁾-programmet Fluent. Modellen er innledningsvis laget 2-dimensjonal siden det er antatt at dette reflekterer de faktiske forhold med tilstrekkelig nøyaktighet for å kunne uttale seg om *potensialet* i å utvikle forbedret teknologi for butikk-kjøledisker.

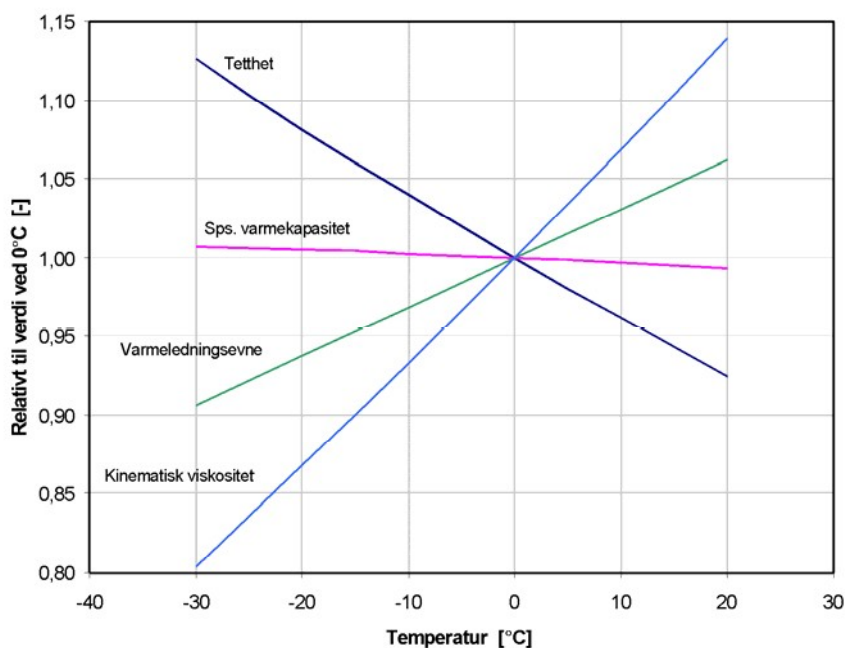
Modellen består av 37 370 celler, 76 657 flater ("faces" som egentlig er linjer i 2-D) og 39 274 noder. På de mest avgjørende flatene, d.v.s. rundt selve fiskedisken og armaturen over, er maskene ("grid") lagt tettere av hensyn til etablering av oppdrift i grensesjikt. Dette er gjort med den innbygde inflasjons-funksjonaliteten hvor det er definert min. 5 elementer ut til 1 cm fra overflatene. Se Figur 19.

²⁾ "Computerized Fluid Mechanics" betegnes ofte, men noe misvisende, med forkortelsen CFD. D-en står her for "Dynamics" selv om det som oftest gjelder analyse av stasjonære forhold.



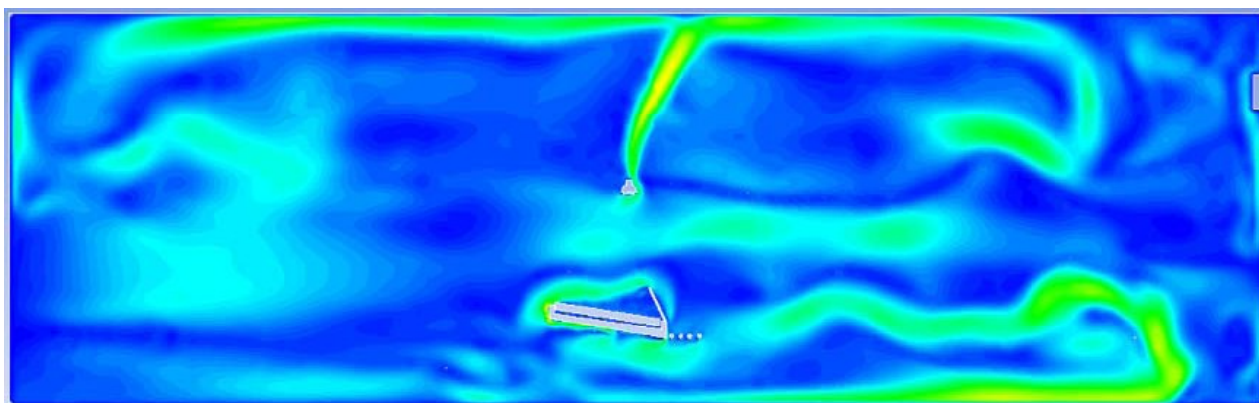
Figur 19. Grid ("mesh") for 2-dimensjonal Ansys Fluent-modell.

Mediet er luft med temperaturavhengige egenskaper slik det fremgår av som fremgår av Figur 20. Det er antatt at strømmingen er laminær, og for å modellere den drivende kraften, naturlig konveksjon, brukes Fluents stasjonære, tetthetsbaserte ligningsløser og gravitasjon á $9,81 \text{ m/s}^2$.

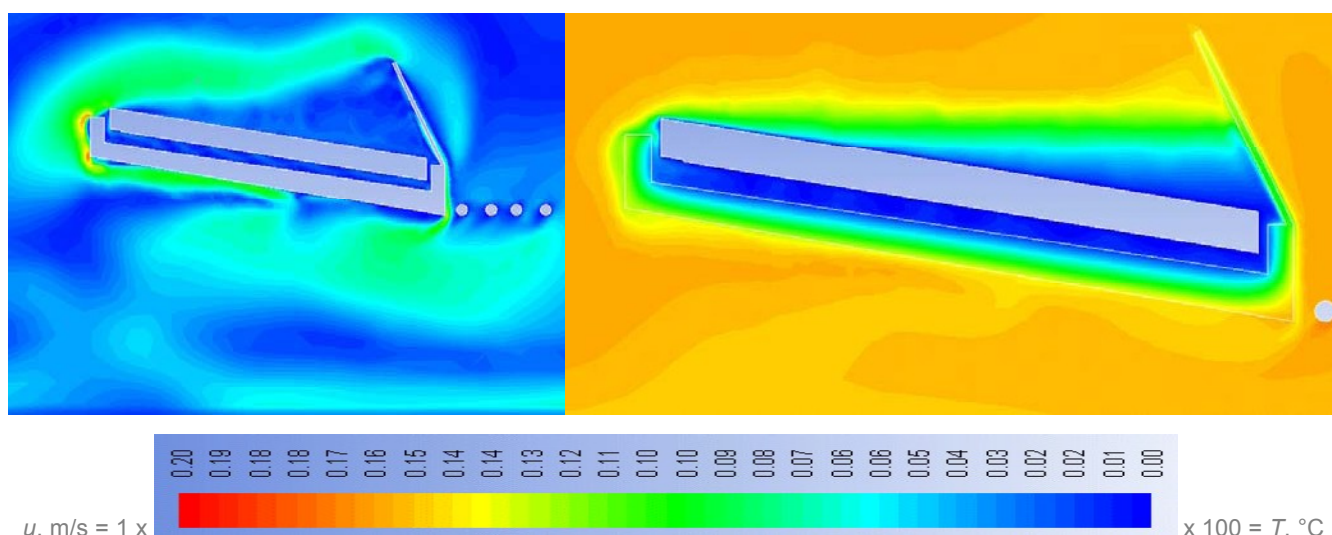


Figur 20. Luftens egenskaper, slik den er definert i Fluent-modell. Ved 0°C er verdiene: Tetthet: $1,29 \text{ kg/m}^3$, sps. varmekapasitet: $997 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; varmeledningsevne: $0,024 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ og kinematisk viskositet: $13,4 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Etter nærmere 80 000 iterasjoner begynte resultatene å stabilisere seg for varmekraft på isoverflaten og hastighets- og temperaturfeltet rundt fiskedisken viste forventede resultater. Varmen fra lysarmaturen skaper en merkbar oppdrift og en luftstråle går opp til taket, se Figur 21, hvor den fordeles til høyre mot vinduet og til produksjonsområdet mot venstre i figuren. På kundesiden av frontglasset oppstår også oppadgående luftstrøm som blander seg med romluften og daler ned over disken. På betjeningssiden av disken har luften en svak nedadgående retning drevet av diskens relativt kalde bak- og underside. Dette kommer bedre fram i forstørret snitt i Figur 22.



Figur 21. Beregnet 2-dimensjonalt hastighetsfelt i butikklokalt. Fargeskalaen er vist i Figur 22.



Figur 22. Beregnet hastighetsfelt (til venstre) og temperaturfelt (til høyre) i og rundt åpen fiskedisk. Fargeskalaen strekker seg fra henholdsvis 0 til 0,2 m/s og fra 0 til 20°C (mørke blå - rød).

Høyre del av Figur 22 er av beregnet temperaturfelt og viser hvordan luften legges i temperatursjikt med den kaldeste luften nederst i disken og fram mot glasset. Her ligger lufttemperaturen under 4°C mens høyere opp i disken er den mellom 6 (lyseblå) og 12°C (grønn), også avhengig av avstand fra isflaten (grått område). Selv om en i modellen har ekskludert andre kilder til luftbevegelse, så som for eksempel gjennomtrekk fra åpne dører, ventilasjonsanleggets innblåsnings- eller utsugningsventiler eller p.g.a. påvirkning fra betjening og kunder, så viser bildene at diskens prinsipielt svake punkt ligger i over- og bakkant av disken. Forbedringstiltak kan for eksempel være (glass-) vegg eller benkeplate som bryter kaldluftsraset. Bedre isolasjon i diskens bunn og bakvegg vil selvfølgelig også hjelpe.

Som vi ser er CFM-beregninger svært slagkraftige og et utmerket hjelpemiddel til design, konstruksjon og økt forståelse av de underliggende forhold. Beregningene krever imidlertid avanserte og dyre spesialprogrammer og spesialkompetanse. For å trekke ut grunnleggende faktorer for videre analyse, sammenligning av konsepter og vurdering av samspillet mellom disk, betjening og kvalitetsutvikling, kan derimot følgende metodikk være mer egnet. Her koples målinger og CFM-simuleringer slik at grunnleggende verdier for formfaktor og konvektivt varmeovergangstallet for overflaten isoleres.

Som tidligere nevnt får en ved hjelp av varmefluksinstrumentene målt gjennomsnittlig *total* varmefluks på oversiden, d.v.s.

$$\dot{q}_{meas} = \bar{q}_{tot}(i, \mathbf{x}, \tau) \quad \text{Ligning (14)}$$

er avhengig av posisjon (\mathbf{x}), tid (τ) og evt. sensor $i = 1$ eller 2 (Al eller PVC).

Modellen derimot (Ansys Fluent) opplyser om både den totale og strålingsdelen av varmeutvekslingen til en flate, og kan enten angis som varmestrøm (W) eller gjennomsnittlig varmefluks (W/m^2).

$$\dot{q}_{mdl} = \bar{q}_{tot} = \bar{q}_{rad} + \bar{q}_{conv} \quad \text{Ligning (15)}$$

Stråling til en overflate som omslutes av andre flater kan som kjent uttrykkes som

$$\bar{q}_{rad} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 F_{1 \rightarrow 2} \sigma (\bar{T}_{K,rad}^4 - \bar{T}_{SO}^4) = \varepsilon_W \varepsilon_{ice} F_{W \rightarrow ice} \sigma (\bar{T}_{K,W}^4 - T_{ice}^4) \quad \text{Ligning (16)}$$

slik at formfaktorer for stråling fra vegger og tak til isoverflaten kan beregnes fra

$$F_{W \rightarrow ice} = \frac{\bar{q}_{rad,mdl}}{\varepsilon_W \varepsilon_{ice} \sigma (\bar{T}_{K,W}^4 - T_{K,ice}^4)} \quad \text{Ligning (17)}$$

hvor emisjonstallet for vegger og tak ble, som tidligere nevnt, definert til å være 1 når overflatetemperaturene til disse ble målt. Bruk av strålingstermometeret mot smeltende is bekreftet at emisjonstallet for isen er 1. σ er Stefan-Boltzmann-koeffisient. I Ansys Fluent beregnes formfaktorene mellom samtlige flater innledningsvis med egen geometribestemt S2S-metode (Surface to Surface). Etter gjentatte iterasjoner ble verdiene i Tabell 6 funnet.

Tabell 6. Simuleringsresultat for en Ansys Fluent-modell for isoverflaten i en åpen, flat butikk-kjøledisk

Varmefluks	Symbol	$[\text{W}/\text{m}^2]$
Totalt	\bar{q}_{tot}	96,3
Stråling	\bar{q}_{rad}	83,7
Konveksjon	$\bar{q}_{conv} = \bar{q}_{tot} - \bar{q}_{rad}$	12,6

En ekvivalent formfaktor mellom tak og vegger, på den ene siden, og hele isoverflaten på den andre, fås ved å bruke en beregnet midlere overflatetemperatur lik $15,5^\circ\text{C}$. Dette gir

$$\bar{F}_{W \rightarrow ice} = 1,07$$

altså større enn 1! Grunnen til dette tilsynelatende ufysiske resultatet er at glasset bidrar til å øke innstrålingen i forhold til det ideelle tilfellet hvor isen betraktes som en enkel plan flate omsluttet av én konkav (skålformet, innvendig) flate med konstant temperatur. For enkelhetsskyld utelukkes glasset bidrag siden dets temperatur, og dermed strålingsbidrag, avhenger også av rommets golvtemperatur og luftsirkulasjonen i lokalet.

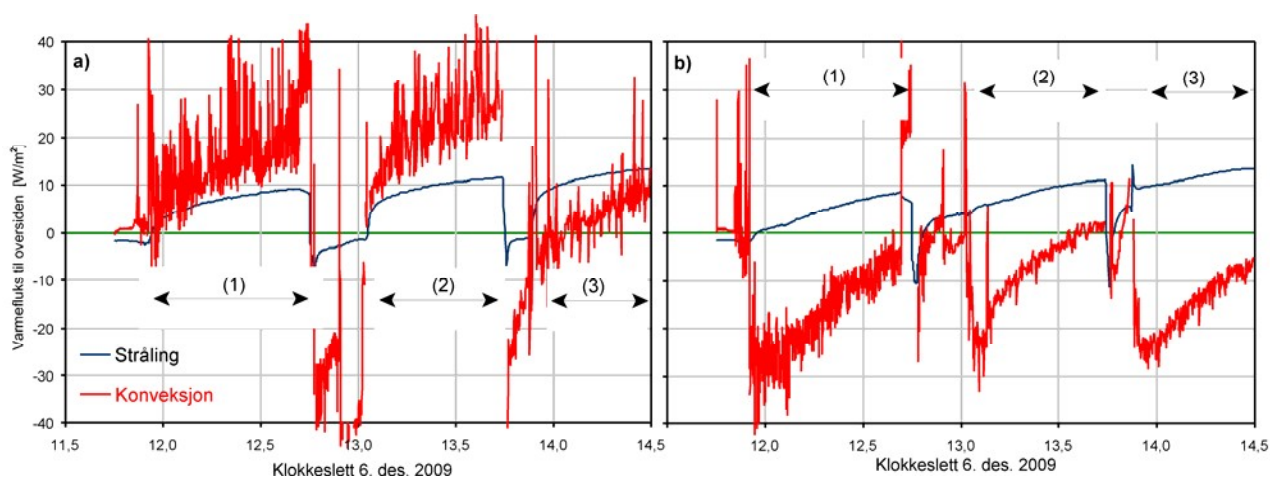
Når formfaktoren for utstillingsarealet nå er kjent kan den totale målte varmefluksen fordeles mellom varmestråling og konveksjon. Varmestrålingen beregnes fra målt overflatetemperatur på fluksinstrumentenes overside og ligningen. Emisjonstallet for flukssensoren (Captec-platen) ble bestemt til 0,25 v.h.a. kombinert måling med IR-termometeret og termoelement.

$$\bar{q}_{rad,calc} = \varepsilon_W \varepsilon_{sens} F_{W \rightarrow ice} \sigma (\bar{T}_{K,W}^4 - T_{K,S,meas}^4) \quad \text{Ligning (18)}$$

5.3.1.3 Bestemmelse av varmeovergangstall

Den konvekktive varmefluksen finnes ved subtraksjon, d.v.s.

$$\bar{q}_{conv,calc} = \bar{q}_{tot,meas} - \bar{q}_{rad,calc} \quad \text{Ligning (19)}$$



Figur 23. Målt varmefluks fordelt på stråling og konveksjon. a) Aluminiumsinstrument plassert øverst i disken (55 cm fra glassfront); b) PVC-instrument plassert ca. 16 cm innenfor glass. Tre måleperioder for forsøk nr. 1, 2 og 3, jfr. Tabell 5.

Det fremgår av Figur 23a) at et objekt som ligger øverst i disken mottar varme både fra stråling og konveksjon, d.v.s. fra vegger, tak m.m. via varmestråling og fra luften som omslutter objektet. Strålingsbidraget øker når objektet kjøles ned fra undersiden, men holdes under ca. 12 W/m^2 for samtlige forsøk og nok så uavhengig av plassering. Kun innledningsvis, d.v.s. når objektet er varmt når det legges i disk med isgrop og iskanter, får det en luftkjøling fra oversiden (se delfigur Figur 23a), forsøk nr. 3).

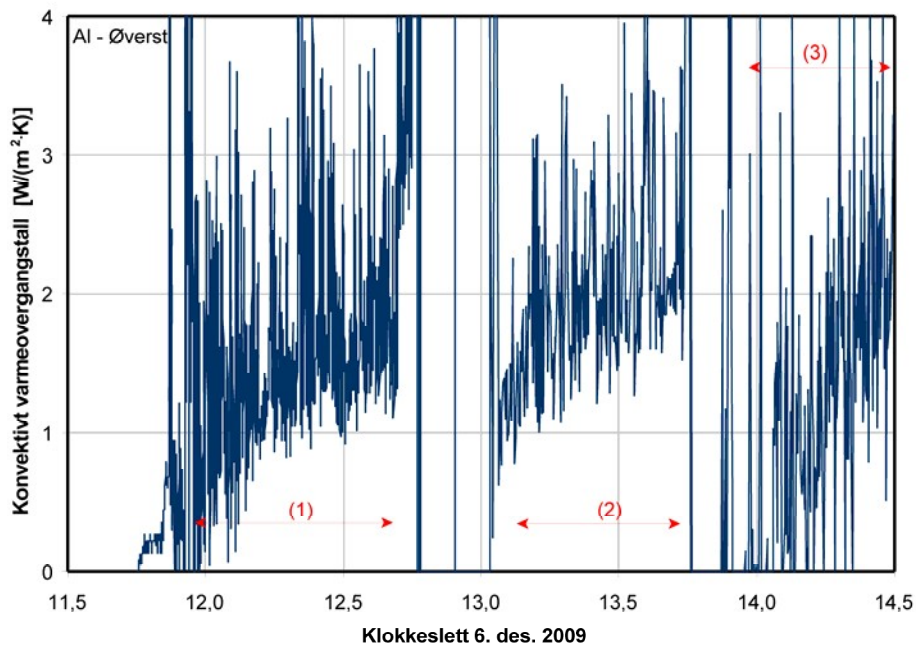
På den andre siden vil et objekt som ligger nærmere glasset, nede i kuldegropen, bli luftkjølt ovenfra så vel som ved kontaktkjøling nedenfra. Dette ser man av at den konvekktive fluksen er negativ (bortført varme fra objektet) i samtlige forsøk i Figur 23b). Mot slutten av forsøksperiodene er varmestrålingen blitt større enn luftkjølingen og overflaten vil kunne stige i temperatur igjen.

I Figur 22a) fremgår det at den øverste varmeflukssensoren ligger i et hastighetsfelt som stammer fra overkant av glasset i front av fiskedisken. Den nederste sensoren er derimot lagt i gropen innenfor glasset. Hvis en tar utgangspunkt i respektive målte og simulerte oppstrøms- og "kaldbasseng"-temperaturer kan en definere to varmeovergangstall

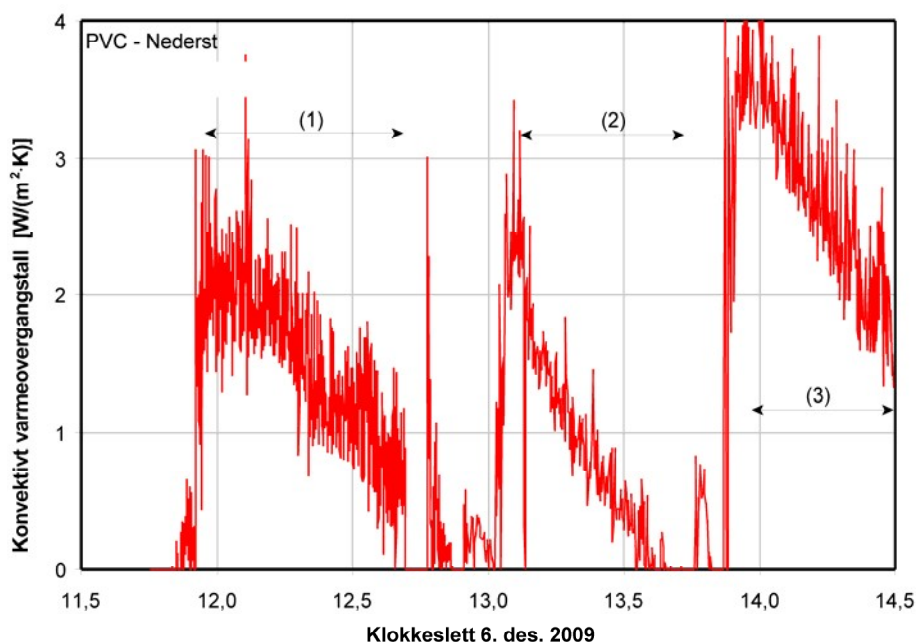
$$\alpha_{top} \equiv \frac{\bar{q}_{conv,top}}{T_{SO,top} - T_{a,top}} \quad ; \quad \alpha_{bot} \equiv \frac{\bar{q}_{conv,bot}}{T_{a,bot} - T_{SO,bot}} \quad \text{Ligning (20)}$$

for å karakterisere varmeovergangsforholdene henholdsvis øverst og nederst i disken. Som det fremgår av ligningene avhenger varmeovergangstallene av hvilken ytre lufttemperatur som legges

til grunn. Velges 20 og 2°C for henholdsvis $T_{a,top}$ og $T_{a,bot}$ blir varmeovergangstallene som vist i Figur 24 og Figur 25.



Figur 24. Målt varmeovergangstall i øvre del av kjøledisken gjennom 3 forsøksserier (definert i Tabell 5). Romlufttemperatur på 20°C er lagt til grunn for omregning av målt utvikling i varmeflukt og overflatetemperatur.



Figur 25. Målt varmeovergangstall i nedre del av kjøledisken gjennom 3 forsøksserier (definert i Tabell 5). Lufttemperatur i disk på 2°C er lagt til grunn for omregning av målt utvikling i varmeflukt og overflatetemperatur.

Det konvektive varmeovergangstallet på oversiden av objekter i denne åpne fiskedisken er, som vi ser, lavt og lite påvirket av om lyset over disken er slått på eller ikke. I nedre del av kuldegropen øker derimot varmeovergangstall fra ca. 1 til 2,5 W/(m²·K) referert til midt i de respektive måleperiodene, se Figur 25, forsøk nr. 2 og 3.

5.3.1.4 Sammenfatning og diskusjon

Tabell 7. Oversikt over gjennomførte forsøk i åpen fiskedisk og oppnådde varmeovergangstall mot is og luft (overside av objekt).

Forsøk nr.		1	2	3
Isflatens beskaffenhet		Plan	Plan	Isgrop og -vegger
Lysarmatur over disk		Avslått	Påslått	Påslått
Ekv. konvektivt varmeovergangstall oversiden (mot luft) ¹⁾				
- Øvre del av disken	[W/(m ² ·K)]	1,5	2,0	1,5
- Nedre del av disken	[W/(m ² ·K)]	1,5	1,2	2,5
Ekv. varmeovergangstall undersiden (mot is) ¹⁾				
- Øvre del av disken	[W/(m ² ·K)]	12	13 - 14	14 - 15
- Nedre del av disken	[W/(m ² ·K)]	12	40	50 – 60 ²⁾

¹⁾ Midt i de respektive forsøksperioder.

²⁾ Estimert funnet ved ekstrapolasjon utenfor måleperioden.

Hovedfunnene er at et objekt som ligger i en slik åpen fiskedisk vil ha varmeutveksling som er betydelig mer effektiv ned til isen enn ut mot romluften. Varmestråling fra vegger, tak og vinduer vil derfor i liten grad bli kompensert for med luftkjøling av oversiden av objektet men vil måtte ledes gjennom produktet ned til isen i bunnen av fiskedisken. Når lysarmatur over disken slås på påvirker dette også luftstrømningen og varmeutvekslingsmekanismene. Bygging av groper og kanter i isen er virkningsfullt, spesielt for objekter som ligger i nedre del av utstillingsarealet.

Selv om tilsynelatende varmeovergangstall mellom objektets underside og den smeltende isen er estimert opp i 40 – 60 W/(m²·K) er ikke dette spesielt store tall. Isbitenes størrelse og fasong og måten vegger og groper bygges på er nok avgjørende og burde studeres nærmere. Det er også fristende å anbefale nye løsninger som for eksempel luftsirkulasjon nedenfra og opp gjennom isen. Bruk av issørpe i stedet for is er også et alternativ som burde undersøkes nærmere da undersiden av fisken da kan kjøles til lavere temperatur enn 0°C.

5.3.2 Lukket disk med mekanisk kjøling og viftesirkulasjon

5.3.2.1 Målinger

5.3.2.1.1 Fiskedisken

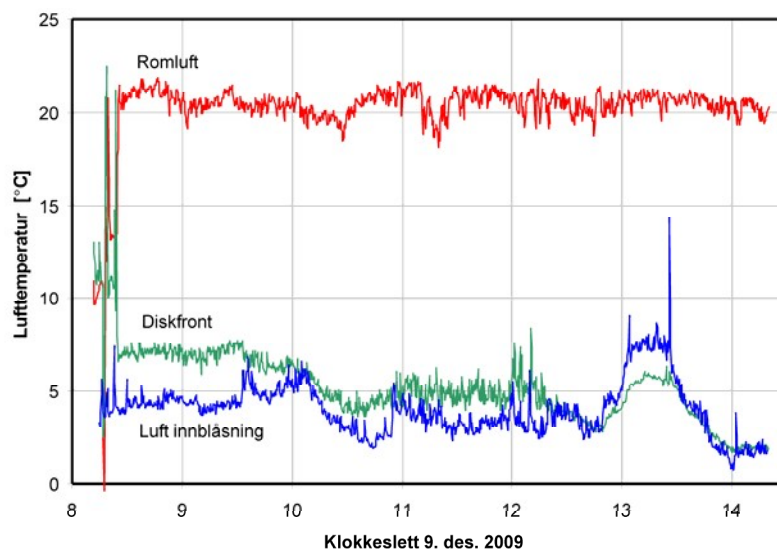


Figur 26. Moderne ”lukket” fiskedisk med mekanisk kjøling og viftesirkulasjon. Figur til venstre: under vanlig salg; figur til høyre: plassering av varmefluksinstrumentene.

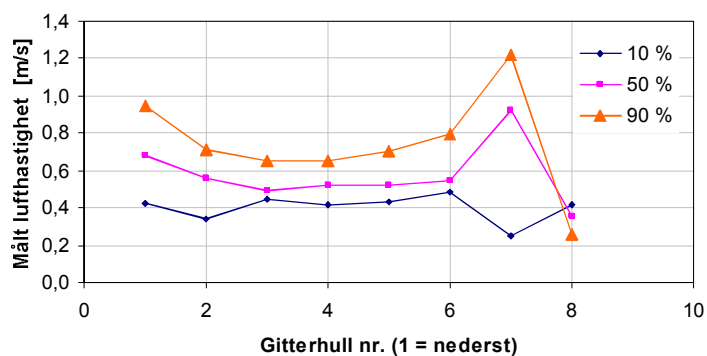
Denne fiskedisken er en moderne kjøledisk av en helt annen type enn den første. I denne disken er varene skjernet fra kundene og romluften v.h.a. et buet glass i front. I tillegg er disken utstyrt med mekanisk kjølt element og trinnløst justerbar viftesirkulasjon. Når målingene ble gjennomført ble luften blåst fra kjølebatteriet, som er plassert under arbeidsbenken, over varene og mot den buede glassfronten. Varene ble lagt opp på godt iset underlag. Konstruksjonen og arrangementet kommer frem av Figur 26. Plassering av varmefluksinstrumentene er vist i høyre del av figuren. Som tidligere er varmefluksinstrumentene lagt rett opp på isen i et ellers tomt område av disken.

Luftens tilstand ble målt ved innblåsningsristen, som er plassert under arbeidsbenken, og ved overkanten av den indre glassplaten. I tillegg ble lufttemperaturen i 2 m høyde over diskens bakkant målt. Resultatene fremgår av Figur 27, og her ser man at den innblåste luften ikke er kjølt til mer enn ca. 3 - 5°C. Ved avriming av kjølebatteriet i 30 minutters perioden fra ca. kl. 13 stiger temperaturen opp mot 7 - 8°C. Fremme ved glasset er lufttemperaturen 1 - 2°C høyere enn ved innblåsingen. Romluften ligger i overkant av 20°C gjennom hele måleperioden.

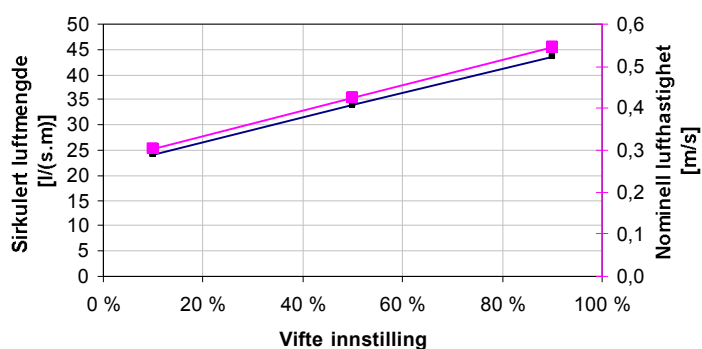
Innblåsningsristen består av 8 spalter. Ved å plassere anemometeret i samme posisjon i forhold til disse kan et estimat for gjennomsnittlig lufthastighet og sirkulert luftmengde beregnes ved forskjellige innstillinger på viftens frekvensomformer (omdreiningshastighetsregulator). En bør imidlertid huske at slike målinger er beheftet med feil p.g.a. at luften danner stråler ved strømming gjennom risten og at også hastighetene kan variere langs etter (horisontalt) spaltene avhengig av avstand til vifter, utforming av kanaler og luftkjølerens geometri m.m. Nøyaktig plassering av hastighetsmåleren er derfor avgjørende.



Figur 27. Målt lufttemperatur i og over ”lukket” fiskedisk.



Figur 28. Målt senterlufthastighet ut av ristens åtte spalter ved forskjellige vifteinnstillinger.



Figur 29. Estimert gjennomsnittlig (nominell) lufthastighet og sirkulert luftmengde avhengig av vifteinnstilling. Lufthastigheten er i relasjon til innblåsningsristen samlede høyde.

Beregningene viser at på maks. vifteinnstilling er nominell hastighet ut av risten 0,6 m/s mens den er ca. det halve på 10 % innstilling. Største sirkulerte luftmengde er estimert til 50 liter/(s.m).

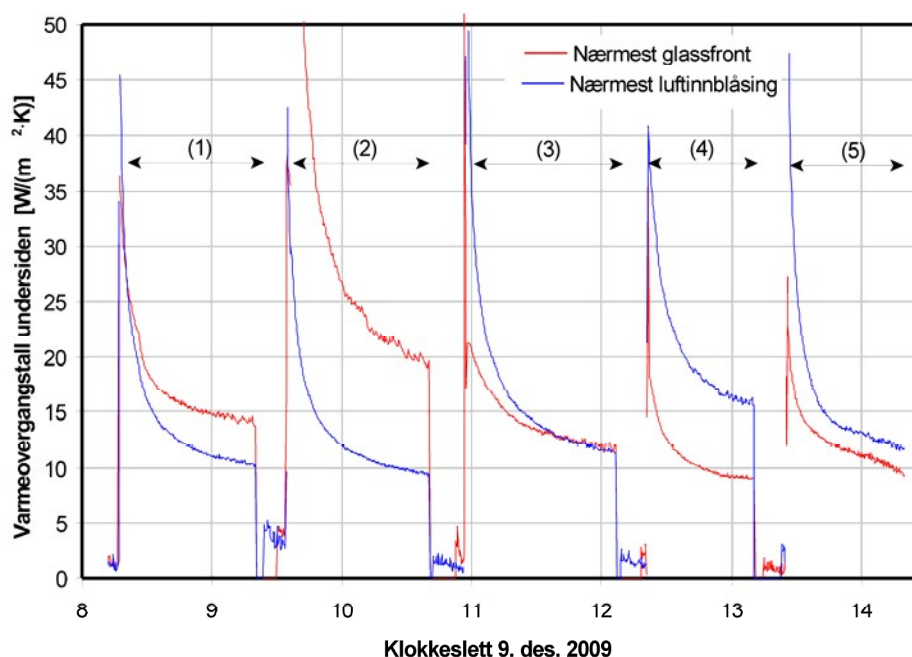
5.3.2.2 Måling av totalt tilsynelatende varmeovergangstall

Tabell 8 viser oversikt over gjennomførte forsøk. Primæranliggendet er å kvantifisere betydningen av innblåst kaldluft. I tillegg er det gjort tester hvor utsiden av glassfronten ble dekket til med aluminiumsfolie for å se effekten av reduksjon av innstrålt varme fra butikklokalet. Denne testen ble gjentatt med Al- og PVC-instrumentenes byttet om.

Tabell 8. Oversikt over gjennomførte forsøk i lukket fiskedisk

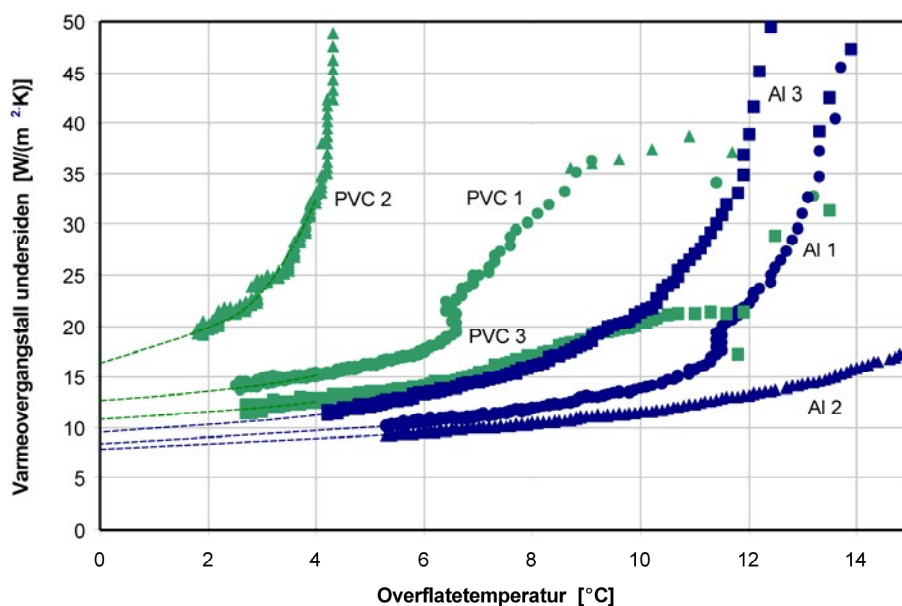
Forsøk nr.	Viftens innstilling [%]	Instrument nærmest glassfront	Glassfront Tildekket?
1	90	PVC	Nei
2	50	PVC	Nei
3	10	PVC	Nei
4	90	Al	Ja
5	90	PVC	Ja

5.3.2.2.1 Varmeutveksling mot is

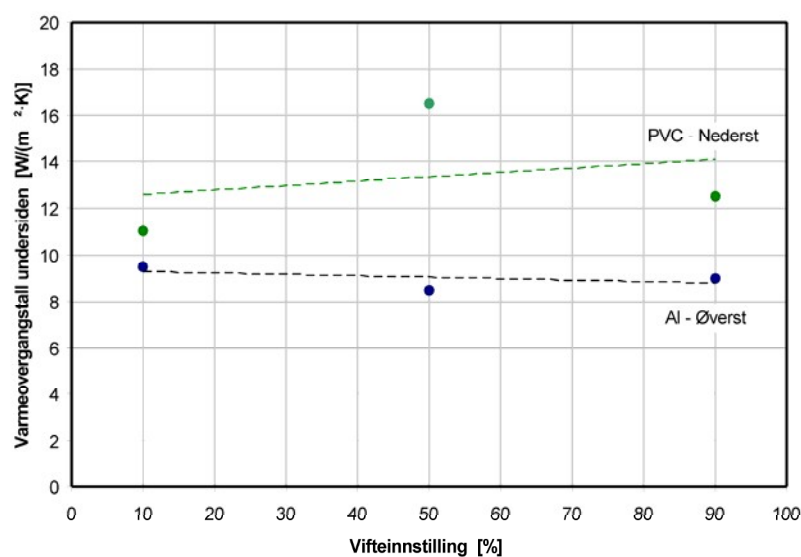


Figur 30. Ekvivalent totalt varmeovergangstall mellom måleobjekt og is for de fem forsøkene som er listet i Tabell 8.

Mens Figur 30 viser tidsutviklingen i målt varmeovergangstall mot isen i kjøledisken viser Figur 31 samme tall men nå som funksjon av instrumentets overflatetemperatur. Her kommer det fram at varmeovergangstallet stiger med økt temperaturdifferanse mellom objekt og is. Dette er som forventet da rask nedsmelting vil påvirke drenering av smeltevannet. Ved salg av godt behandlede fiskeprodukter skal fisketemperaturen holdes under 4°C og helst ned mot 0°C. Grenseverdiene for varmeovergangstallet ved 0°C, som oppnås ved å ekstrapolere kurvene i Figur 31 mot venstre y-akse, er sammenstilt i Figur 32 og fremstilt som funksjon av vifteinnstillingen.



Figur 31. Ekvivalent varmeovergangstall mellom måleobjekt is for forsøk 1 – 3, d.v.s. ved forskjellige vifteinnstillinger (90, 50 og 10%). PVC-instrumentene lå nærmest glassveggen mens Al-instrumenten lå nærmere luftinnblåsingen.

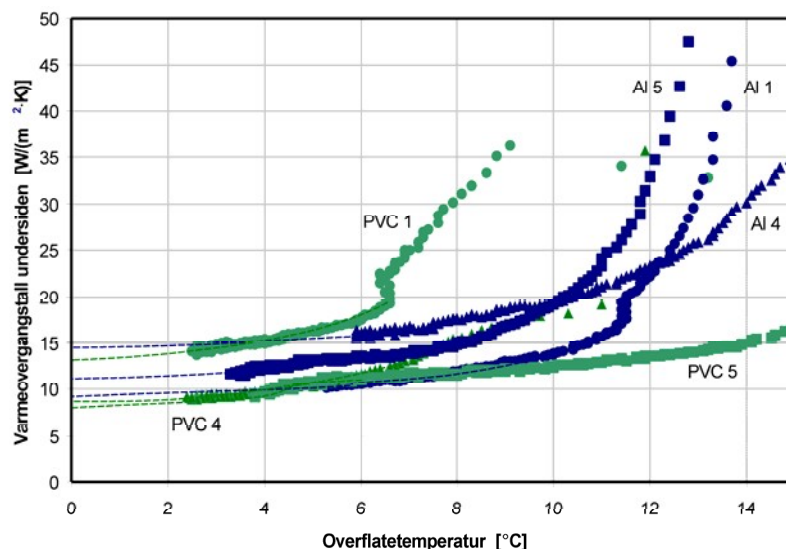


Figur 32. Grenseverdiene for varmeovergangstall mot is når overflaten til instrumentet (undersiden) blir 0°C. Ekstrapolerte verdier mot $T_s = 0$ i Figur 31

For objekter som lå nærmest luftinnblåsingen ble ikke nedre varmeovergangstall påvirket av hvor mye luft viftene sirkulerte. En sannsynlig forklaring er at ved disse forhold blåses luftstrålen over objektet og påvirker således ikke forholdene merkbart *under* måleobjektet.

Varmeovergangstallet nærmest glassfronten var større og påvirkes til en viss grad av vifteinnstillingen. Datagrunnlaget er spinkelt, men det ser ut som det finnes en optimal sirkulert luftmengde. I praksis, og med lastet kjøledisk, vil dette imidlertid variere avhengig av plassering m.m. Figur 33 viser samtlige målinger av varmeovergangstall for undersiden av objektet når viften går på 90 % ytelse. Ved overflatetemperatur, T_s , på 4°C varierer varmeovergangstallet

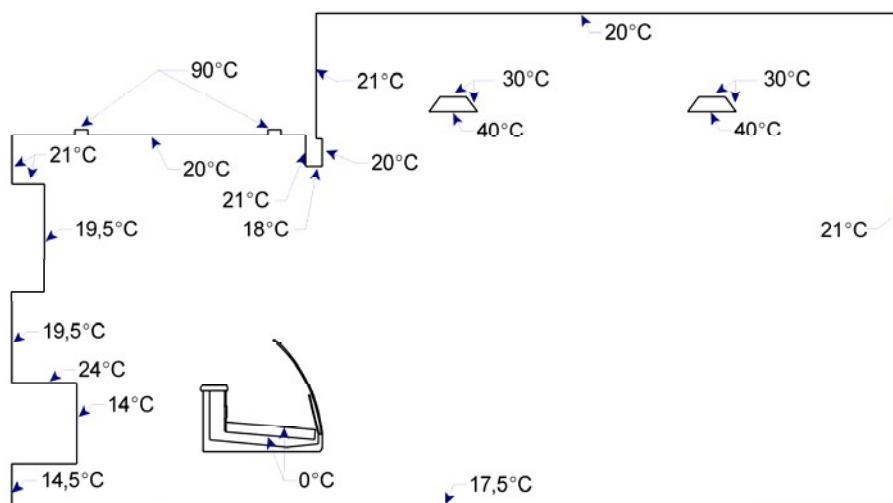
mellom 10 og 15 W/(m²·K) og tilsvarende estimert til å variere mellom 8 og 14,5 W/(m²·K) ved $T_S = 0^\circ\text{C}$.



Figur 33. Ekvivalent varmeovergangstall mot is avhengig av objektets overflatetemperatur. Samtlige målinger ved vifteinnstilling 90 %.

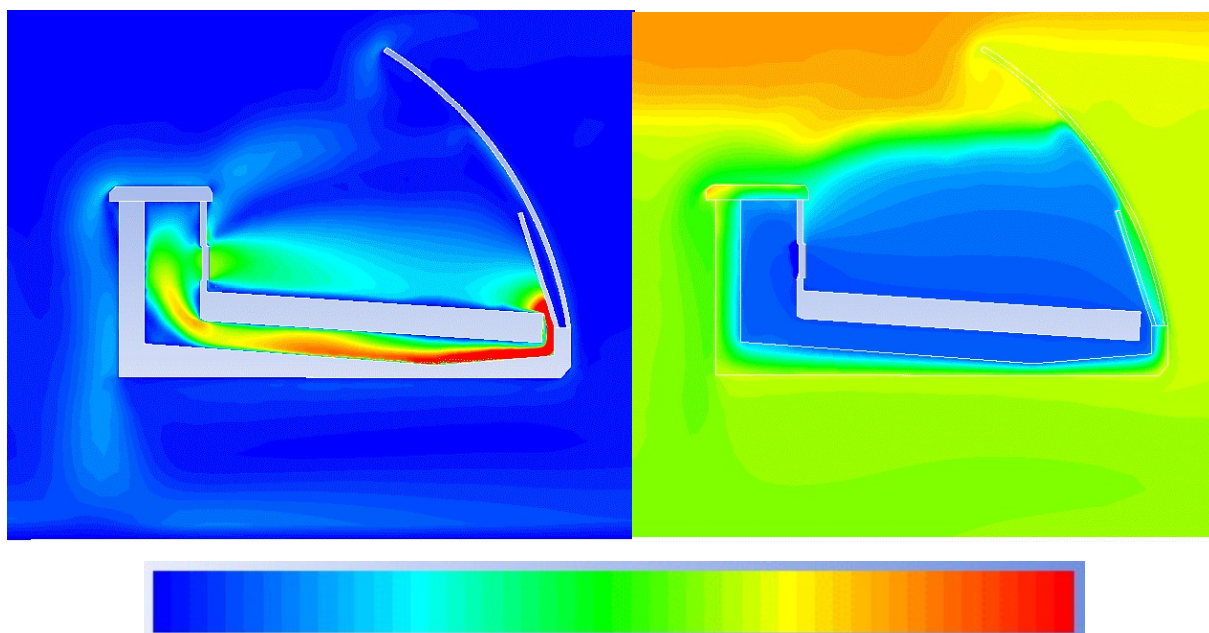
5.3.2.2.2 Varmeutveksling mot luft (oversiden av instrumenter)

Som tidligere er strålingsbidraget bestemt v.h.a. av en CFM-modell laget i Ansys Fluent. Modellen er laget med tilsvarende gridstørrelse og grensesjiktmetode som modellen av den åpne disken. Temperaturrandbetingelsene fremgår av skissen nedenfor, Figur 34, som viser 2D-tverrsnitt av butikklokalet som er ”skåret” midt i gjennom måleområdet i disken.



Figur 34. Målte overflatetemperaturer i et tverrsnitt gjennom lukket kjøledisk og lokalet.

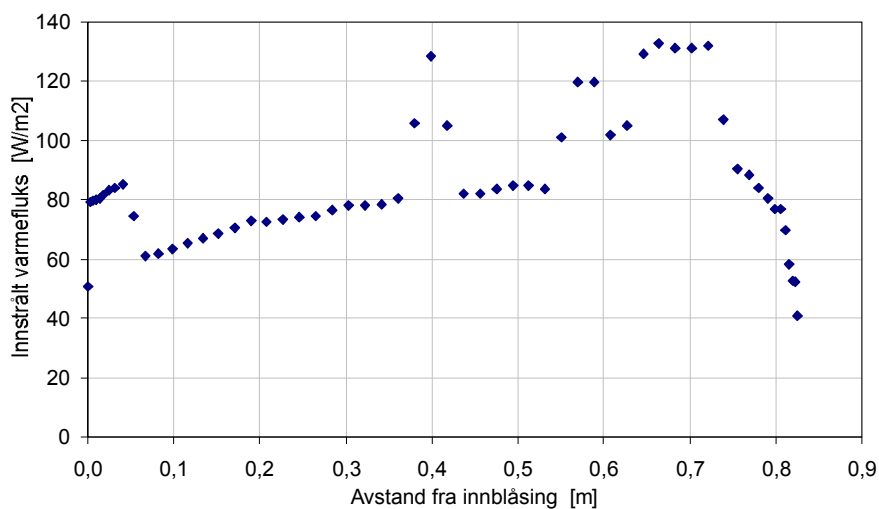
I tillegg er det definert randbetingelser i forbindelse med luftkjølingen i fiskedisken. Her er det definert lufthastighet og -temperatur på luften som blåses inn i disken og over isen samt tilsvarende balanserende utsugd luftmengde ved kjølebatteriet under arbeidsbenken. Resultatet av simuleringene fremgår av Figur 35 og Figur 36.



Figur 35. Resultater av 2-D Ansys Fluent simulering av lufthastighetsfelt (til venstre) og temperatur til høyre. Fargeskalaen er henholdsvis 0 .. 1 m/s og 0 .. 25°C (mørkeblå til rød).

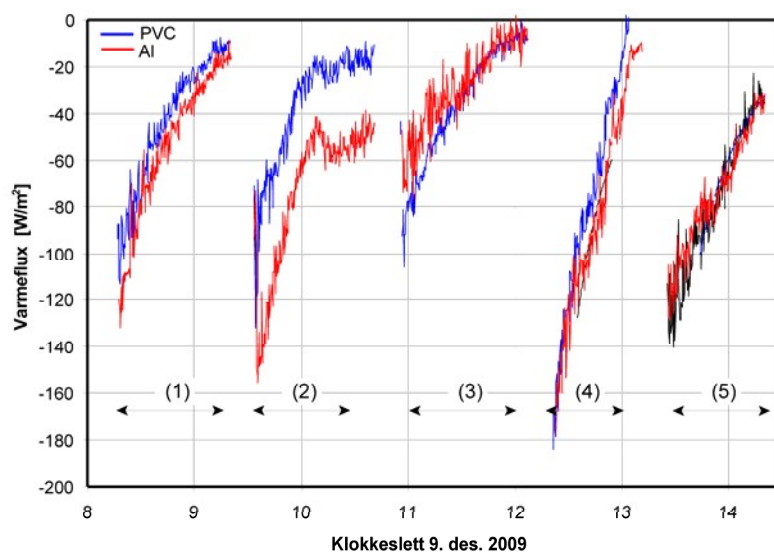
Det er flere ting å merke seg her. For det første er ikke lagringsforholdene nede ved isen helt uniforme. Eksempelvis er det ca. ved avstand tilsvarende $\frac{3}{4}$ -del av diskbredden målt fra innblåsningen et område med lav lufthastighet. På venstre side av dette området har vi ytterkanten av innblåsningsstrålen mens på høyre siden påvirkes forholdene sterkt av at luften suges ned gjennom en spalte som går langs innsiden av den doble glassveggen. Når det gjelder strømmingen i kanalen under isen bør man ikke legge for stor betydning i lokale utslag da disse er vil påvirkes av konstruksjonsdeler som ikke er modellert i detalj her. På utsiden av disken ser vi et kaldluftsras langs bakveggen under arbeidsbenken. Kaldluften faller ned mot gulvet og strømmer deretter framom og under disken. På motsatt side stiger luften sakte opp langs yttersiden av det buede glasset.

Også varmestrålingen er ujevn, se Figur 36. Her spiller nok posisjon i forhold til varme veggpartier og spesielt om stråler fra de to lysarmaturene i taket treffer aktuelt område av isflaten (overflateelement i den diskretiserte (oppdelte) geometrien) under pre-prosesseringen når formfaktorene bestemmes v.h.a. S2S-prosedyren. Arealveid gjennomsnitt over hele isflaten er 88 W/m^2 og vil bli lagt til grunn ved videre bearbeiding av resultatene. Når en legger arealveid gjennomsnittlig overflatetemperatur tilhørende lokalets vegger, tak, lys m.m. kan en regne en tilhørende formfaktor. Iflg. Ansys Fluent er denne temperaturen, \bar{T}_w , lik $22,5^\circ\text{C}$ og formfaktoren blir dermed: $\bar{F}_{W \rightarrow ice} = 0,78$.

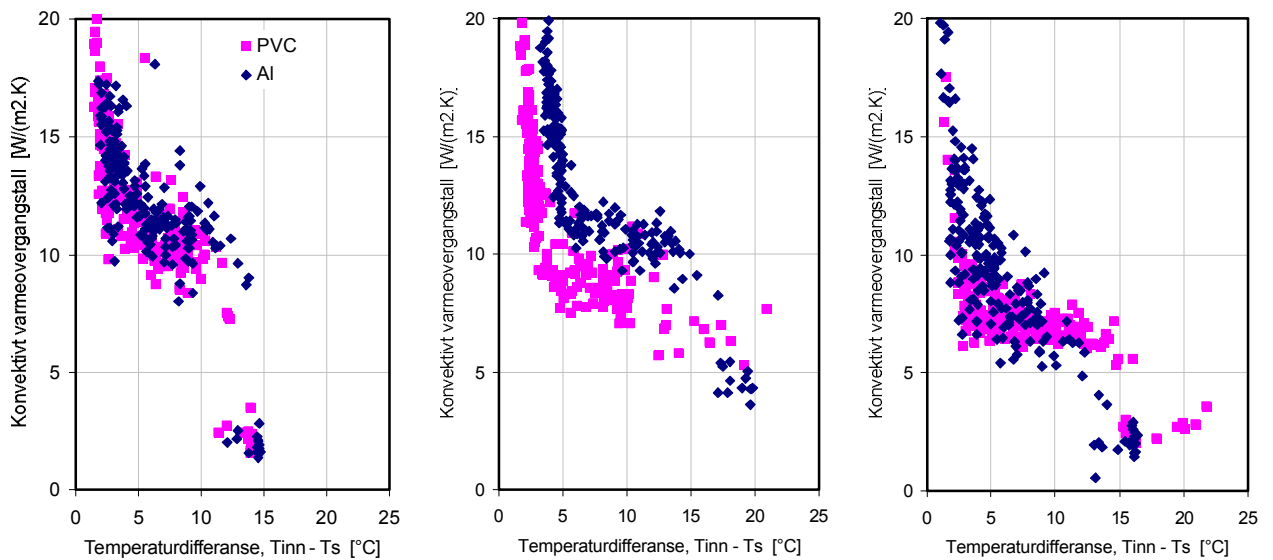


Figur 36. Beregnet innstrålt varmekrets på isoverflaten. Resultat av Ansys Fluent simulering.

Total målt varmekrets på de to instrumentenes overside fremgår av Figur 37 for de 5 måleseriene. Som vi ser er total målt varmekrets i samme størrelsesorden som innstrålt varmekrets. For å tallfeste hvor effektivt fiskedisken kompenserer for denne varmemengden beregnes den konvek-tive delen av varmeutvekslingen og tilhørende varmeovergangstall kan isoleres.

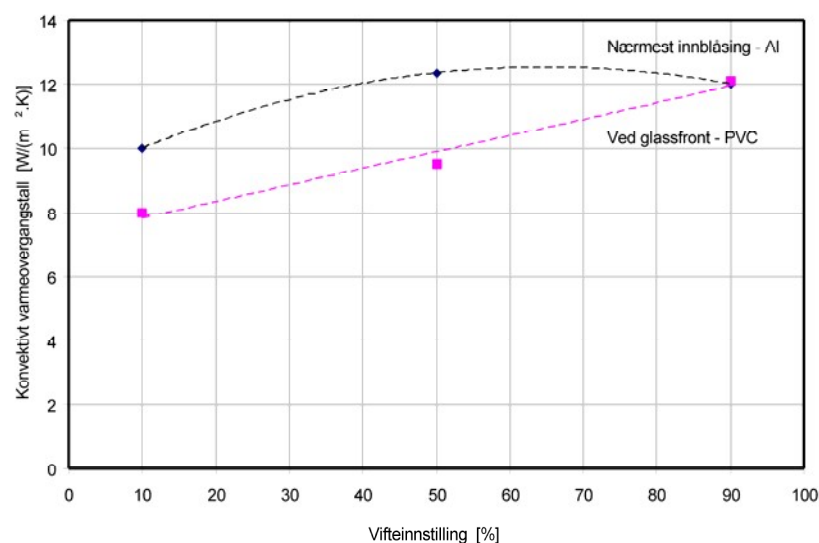


Figur 37. Målt total varmekrets for instrumentenes overside i mens de ligger i lukket kjøledisk.



Figur 38. Konvektivt varmeovergangstall som funksjon av temperaturdifferanse mellom innblåst luft og overflate for, fra venstre, 90, 50 og 10 % viftekapasitet. Al-instrumentet ligger nærmest luftinnblåsingen.

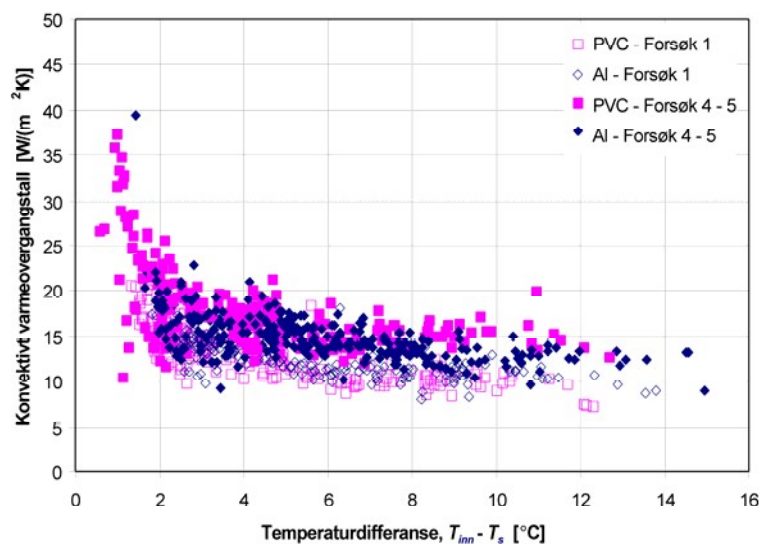
Av Figur 38 fremgår en viss avhengighet mellom konvektivt varmeovergangstall og temperaturdifferansen mellom kjølt luft og instrumentets overflate. Det at varmeovergangstallet stiger så brått og kraftig ved temperaturdifferanser på under 5°C er ikke som forventet og burde undersøkes nærmere. Ellers har viftesystemets ytelse (innstilling) og plassering i forhold til luftristen en betydelig effekt. Dette sees best på Figur 39 hvor verdiene ved $\Delta T = 5$ K er sammenstilt. Her ser vi at effekten av økt viftekapasitet merkes fortere ved innblåsingsristen. Ved ytelser mellom 90 og 100 % ser forholdene ut til å ha blitt så godt som uniforme over isflaten – når denne er uten produkter forøvrig, vel å merke.



Figur 39. Konvektivt varmeovergangstall avhengig av vifteinnstilling og plassering i forhold til innblåsingsrist. Verdier ved $\Delta T = 5$ K hentet fra Figur 38.

I forsøk 4 og 5 ble glassfrontet dekket til på *yttersiden* med aluminiumsfolie for å redusere innstrålt varmemengde til disken. Tanken bak dette tiltaket er at det kunne vært relativt enkelt å utstyre eksisterende fiskedisker med reflekterende rullegardiner eller lignende som kan trekkes ned over fronten tidlig om morgnen før butikken åpner og ellers når kundetilstrømmingen er lav.

De detaljerte strålingsmessige mekanismene av et slikt tiltak er imidlertid arbeidskrevende å måle i detalj da folien påvirker både direkte innstrålt varme gjennom glasset og i tillegg forandrer glassets temperatur slik at formfaktorer, emisjonstall og effektive strålingstemperaturer påvirkes alle sammen. En forenklet analyse, basert på samme formelverket som over, viser imidlertid at tiltaket har stor effekt og reduserer tilsynelatende innstrålt varmefluks fra lokalets varme vegger, tak og lysarmatur til nærmest null. Dette kommer fram av Figur 41 som viser at tilsynelatende varmeovergangstall for forsøk 4 og 5 med $\dot{q}_{rad,calc} = 0$ i Ligning (19) sammenfaller nærmest med varmeovergangstallet for forsøk 1 (i disse forsøkene 1, 4 og 5 var viften stilt på samme ytelse).



Figur 40. Tilsynelatende konvektivt varmeovergangstall for disk uten tildekt glassfront (forsøk 1) og tildekket med aluminiumsfolie på yttersiden (forsøk 4 og 5). Vifte på 90 % kapasitetsinnstilling.

5.4 Konklusjon

Nytt måleinstrument og analysemetode er utviklet og brukt til kartlegging av varmebelastning og kuldeeffektivitet i to typer butikk-kjøledisker for fisk. Metoden er fleksibel og selv om instrumentet krever temperaturutligningsperiode forut for hver måleperiode kan en rekke målinger gjennomføres innenfor en relativt kort tidsrom.

Målingene viser at stråling fra butikklokalets tak, vegger og lysarmaturer utgjør den dominerende varmebelastningen på fisken. I åpne kjøledisker er en avhengig av å lage iskanter og -groper rundt fisken for å sikre akseptable lagringsbetingelser. Dette skaper naturlig sirkulasjon av kaldluft over fiskens overside samtidig som iskantene skygger for noe av strålingsarealet. Forutsatt at butikklokalet ikke er belemret med gjennomtrekk eller uheldige ventilasjonsluftstrømmer, kan en i slike diskere oppnå varmeovergangstall på produktets overside som er i størrelsesorden 2,5 W/(m²·K). Denne verdien gjelder for nedre del av ustillingsarealet, lenger oppe på isflaten er kjøleeffekten mindre. Naturlig luftsirkulasjon gir i slike åpne diskere for liten kjøling til å kompensere for innstrålt varmemengde. Når disken står i et lokale med ca. 20°C, utgjør varmeinnstrålingen mot en isoverflate ca. 80 – 90 W/m².

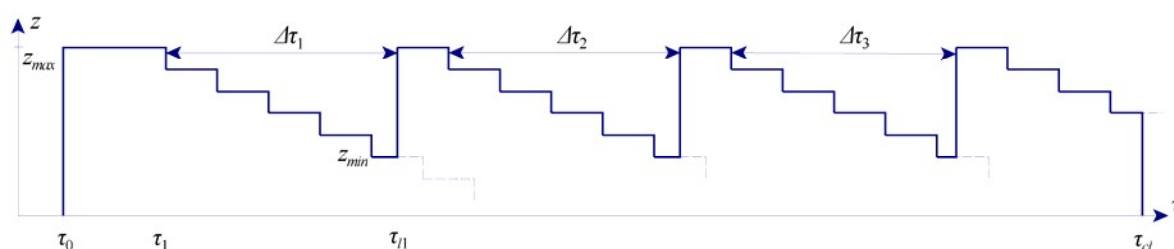
I lukkede disker, d.v.s. disker med glassfront mot kundene og bakvegg med arbeidsbenk mot betjeningen, er innstrålingen noe redusert (ca. 22 %) når denne henføres til midlere overflate-temperatur til rommets vegger og tak. Lukking av fiskedisken er også gunstig m.h.t. at lagringsforholdene blir mindre påvirket av luftbevegelsen i lokalet. En slik konstruksjon gir samtidig mulighet til at kjøleluft kan blåses kontrollert over isen og langs fiskens overflate. Det konvektive, tørre varmeovergangstallet er imidlertid ikke målt til å være særlig stort, eller kun et sted mellom 10 og 15 W/(m²·K) ved innkommende lufthastighet på 0,6 m/s og moderat temperaturdifferanse mellom luften og fiskens overflate (5 K).

Det bør bemerkes at de målte varmeovergangstallene er gjort v.h.a. av fluksmeter med metall-overflate. Når uemballert fisk eller fiskeprodukt ligger i disken og overstrømmes med kjøleluft vil vann fordunste fra overflaten p.g.a. vanndamptrykkdifferanse mellom overflate og luften. For å forandre overflatevannets fase fra flytende til damp taes det ekstra varme fra fisken, som da for noe mer effektiv kjøling. Fuktbidraget, som er anslagsvis utgjør ca. 10 %, avhenger ellers av luftens tilstand og hvor langt fremskredet evt. uttørring av overflaten er. I neste kapittel utdypes denne problemstillingen nærmere.

Simultan måling av varmekraft og temperatur på måleinstrumentets underside viser at isens kjøling av produktets underside er omtrent like (lite) effektiv som den tvungne luftkjølingen på oversiden er. Iskjølingen består av en kombinasjon av kontaktkjøling og en konvektiv kjøling. Fenomenologisk kan situasjonen betraktes som varmt, plant objekt som støttes opp av smeltende "isberg". Den indirekte konvektive komponenten er forårsaket av luftens komplekse strømning mellom fiskens varme, overliggende og relativt plane underside og de underliggende, smeltende isflater. Effektiviteten avhenger av isbitenes størrelse og fasong, primært ved at disse faktorene påvirker den direkte kontaktflatens størrelse og hvor lett smeltevannet dreneres bort. Kjøledisker med plan, horisontal bunn vil sannsynligvis lide under dårligere drenering og redusert varmetransport til isfronten fordi smeltevannet hopper opp mellom fisk og is. Oppdemmet flytende vann virker isolerende i denne sammenheng siden dets varmeledningsevne kun utgjør ca. 1/4 - del av isens varmeledningsevne ved 0°C ($\lambda_{ice0} / \lambda_{w0} \approx 4$). På den andre siden er det en fordel at kontaktflaten holdes fuktig fremfor at luft kommer imellom og isolerer ($\lambda_w / \lambda_{air} \approx 24$) slik som kan skje når et stivt produkt (som f.eks. hel fisk, skåler, bakker og brett) legges opp på et ujevnt islag. Størrelsesforholdet mellom objekt og isbiter vil også ha betydning.

6 Analyse av temperturforløp og prediksjon av restholdbarhets

Ved utvikling av ny teknologi for butikk-kjøledisker bør flere forhold vurderes. Vedlikehold, vaskbarhet, salgseksponering, fleksibilitet, betjening og lagringsforhold er blant faktorer som utvikleren bør ha et aktivt forhold til. I dette prosjektet er fokuset rettet mot hvordan de kuldetekniske forholdene påvirker kvalitet og restholdbarhet. Inn i det kuldetekniske begrepet ligger primært teknologier for opprettelse av ønsket temperatur i disken, men også lokal varmeutveksling og fare for uttørring av fiskens overflate. For å gi et sannferdig og nyttig bidrag til utvikling av bedre kjølediskteknologi kan imidlertid dette ikke løsrives fra hvordan disken betjenes, noe som kan eksemplifiseres ved å trekke fram ytterpunktene: En lagringsteknisk optimal disk vil kunne gjøres i stand om morgenen uten behov for etterfylling utover dagen, mens en dårlig disk kan gi akseptable lagringsforhold *forutsatt* at produktenes oppholdstid i disken begrenses, noe som krever hyppig etterfylling fra et godt kjølelager på bakrommet. Mens en i den ene ytterligheten trenger stor bemanning på morgenkvisten og mindre i åpningstiden forutsetter den andre en aktiv betjening hele dagen.



Figur 41. Utvikling av filestabelens tykkelse ved jevnt salg og god kontroll med maks. og min. antall fileter i stabelen. Tidsperiodene mellom etterfylling ($\Delta\tau_i$, $i = 1(1)3$) kan i prinsippet variere over butikken åpningstid selv om de her er vist like lange. Filettykkelsen antas i dette eksemplet å være uniform.

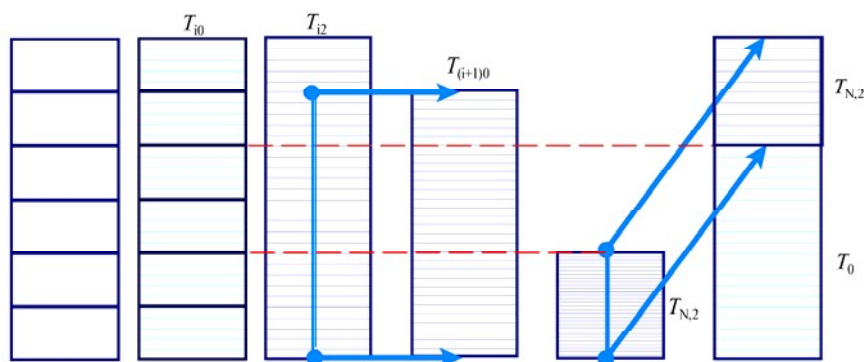
For å gi et svar på denne utfordringen er det utviklet et dataprogram som beregner temperaturutviklingen i et objekt som forandrer geometri underveis ut fra spesifiserte hendelser. Modellen tilnærmer tilfellet for en produktstabel bestående av et antall fileter, eller andre regelmessige produkter, som legges ut i disken tidlig på dagen. I disken kjøles den fra både under- og oversiden avhengig av spesifisert lufthastighet og -fuktighet m.m. Som illustrert i Figur 41 vil det ved salg taes ut én filet ad gangen fra toppen av stabelen inntil et minimum antall fileter ligger igjen i disken. Når min. nivået er nådd hentes nye fileter fra kjølelageret, legges rett på isen og de gjenværende usolgte filetene legges opp på denne nye stabelen i samme rekkefølge som før for å sikre først inn - først ut - prinsippet.

Tempertur er den prosessparameteren som påvirker kvalitet og restholdbarhet til fersk fisk mest. Andre faktorer, som lokal atmosfære (fuktighet, gassammensetning), lystilgang og handling (press, bøyning og vridning), er også viktige men er diskrete i sin natur og påvirkes av konkrete tiltak mens ønsket temperatur kan velges på en kontinuerlig skala. Lavest mulig kjøletemperatur er ønskelig men kan være vanskelig å oppnå i et varmt, fuktig butikklokale og krever større energiforbruk. Energiforbruket er knyttet både til produksjon av is, drift av kjøledisk (kuldeanlegg, pumper, vifter, lokalbelysning) og luftkondisjonering (oppvarming, avfukting) av hele butikklokalet.

6.1 Metoder

6.1.1 Varmetransport og temperaturhistorie

CFM-programmer som Ansys Fluent er blitt svært kraftige og brukervennlige de siste årene. For detaljstudie og optimalisering av et fåtall kjølediskløsninger er nok slike programmer det rette verktøyet å bruke. Forutsatt nok datakraft kan dataverktøyet ta hånd om 3-dimensjonal strømning i og rundt komplekse geometrier. For konseptstudier og dynamiske forhold blir disse beregningen imidlertid fort tidskrevende, omstendelig og dyre i bruk. Det er derfor valgt å begrense studien til 1-dimensjonal, plan, 2-sidig, ulineær varmeledning med tidsvariable grensebetingelser og geometri (tykkelse). Totalt antall elementer (skiver) holdes konstant gjennom en simulering. Hovedprogrammet er nyutviklet i Matlab men kaller opp eldre beregningsrutiner for bestemmelse av lufttilstand, fiskens termiske egenskaper m.m. for gjeldende temperatur, sammensetning o.s.v.



Figur 42. Grunnlag for eksplisitt numerisk skjema basert på konstant antall elementer som forandrer tykkelse ved gitte tidspunkt i forbindelse med salg og etterfylling. Når dette skjer omfordeles temperaturer i deler av geometrien mens andre blir påsatt ny temperatur (kjøleromstemperatur). De to midterste søylene illustrer omfordeling av temperatur i geometrien når en filet selges og fjernes fra toppen av filetstabelen. De to søylene til høyre gjelder omstabling i forbindelse med etterfylling. Minimum antall fileter før etterfylling og omstabling er to i dette tilfelle.

Beregning av temperaturforløpet forutsetter Fouriers varmeledning, tosidig konvektiv varmeovergang og Lewis relasjon, d.v.s. likedannethet mellom temperatur- og konsentrasjonsprofilen i grensesjiktet. Tidsintegrasjonsskjemaet er basert på en enkel eksplisitt, faststegsmetode som av hensyn til numerisk stabilitet krever svært små tidssteg. Beregningstiden er i underkant av 8 minutter for et gitt tilfelle som strekker seg over en realtid på 14 timer. Som tidligere nevnt er totalt antall elementer fast slik at det er tykkelsen til disse som varierer avhengig av totalgeometriens tykkelse (filetstabelens høyde). Randelementene har halv tykkelse i forhold til resten slik at konveksjonen beregnes ut fra tilstanden til en overflatenode. Beregningsrekkefølgen for ny nodetemperatur er fra øverste til nederste node (issiden) og reverseres ikke.

Med utgangspunkt i termodynamikkens 1. hovedsats settes opp en varmebalanse for et vilkårlig element i :

$$\dot{H} = \dot{Q}_- - \dot{Q}_+ \quad \text{Ligning (21)}$$

hvor '-' og '+' refererer til elementets øvre og nedre grense (positiv retning er definert fra oppsiden til nedsiden). Evt. volumforandringarbeid og påvirkning fra akustisk, magnetiske og andre felt neglisjeres. Krystalliseringen antas å være begrenset av varmetransport og at underkjøling ikke forekommer.

Når uttørkingen er neglisjerbar (massen, m , er konstant) kan Ligning (21) skrives om

$$m \cdot \dot{h} = A_S (\dot{q}_- - \dot{q}_+) \Rightarrow m \cdot \frac{\partial h}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = A_S (\dot{q}_- - \dot{q}_+) \quad \text{Ligning (22)}$$

som med $m = \rho \cdot V = \rho \cdot A_S \cdot dx$ for plan geometri og $c_p \equiv \partial h / \partial T$ kan forenkles til

$$\rho c_p \cdot dx \cdot \frac{dT}{d\tau} = (\dot{q}_- - \dot{q}_+) \quad \text{Ligning (23)}$$

og tilnærmes med differensiering

$$\rho c_p \cdot dx \cdot \frac{dT}{d\tau} \approx \rho c_p \cdot \Delta x \cdot \frac{\Delta T}{\Delta \tau} \quad \text{Ligning (24)}$$

Det eksplisitte integrasjonsskjemaet blir da

$$T_i^n = T_i^{n-1} + \frac{\Delta \tau}{\Delta x} \cdot \frac{1}{\rho c_p} \cdot (\dot{q}_- - \dot{q}_+) \quad \text{Ligning (25)}$$

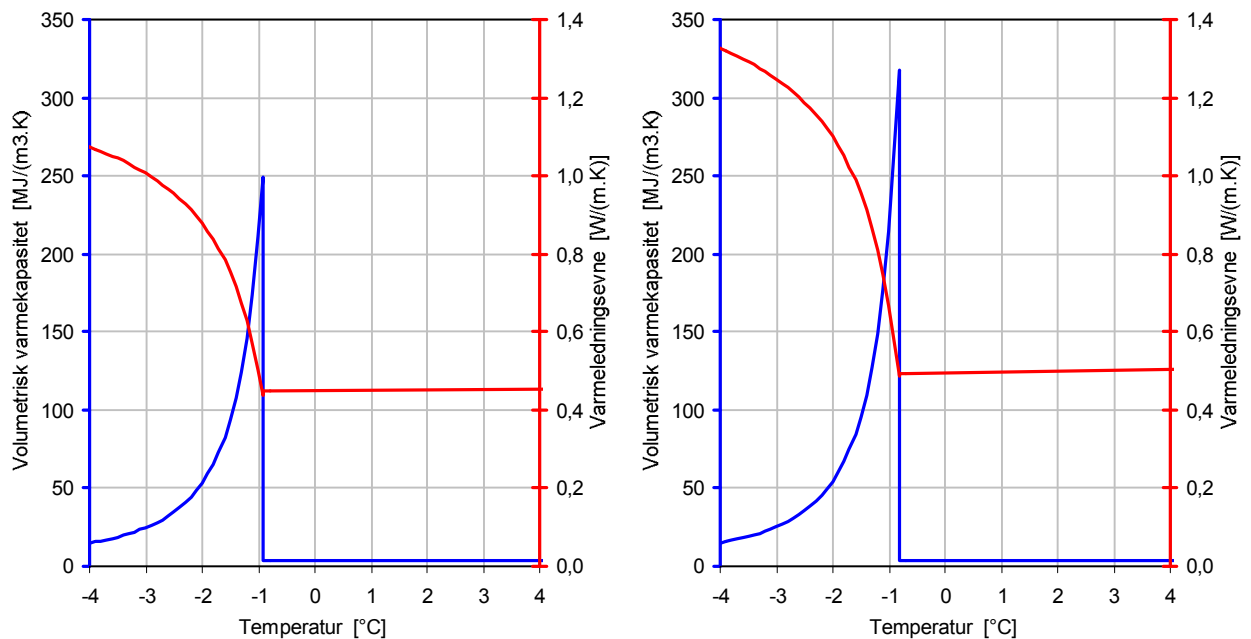
slik at ny temperatur i node nr. i etter tidssteg nr. n beregnes utelukkende ut fra temperaturen i forrige steg, tidsstegets lengde, elementets tykkelse, volumetrisk varmekapasitet og netto varme-fluks inn i elementet. Begrunnelsen for å velge et så potensielt ustabilt skjema er primært av den enkel lar seg implementere på forskjellige plattformer, regneark så vel som programmeringsscript. Gjentatte simuleringer er gjennomført for å finne egnet lengde på tidssteget i forhold til beregningstid, stabilitet og konvergens.

Inne i geometrien beregnes varmekraften v.h.a. Fouriers ligning

$$\dot{q}_- = -\lambda_- \cdot \left. \frac{dT}{dx} \right|_- \quad \text{Ligning (26)}$$

hvor gradienten (helningen) til temperaturprofilen ved øverste grense kan estimeres på forskjellig vis. Det er forutsatt ideell termisk kontakt mellom de enkelte filetene slik at filettabelen kan behandles som et homogent materiale.

De fiskeslagavhengige termofysiske egenskapene som inngår er volumetrisk varmekapasitet, d.v.s. produktet av massetetthet, ρ , og spesifikk varmekapasitet, c_p , samt varmeledningsevnen, λ . I tillegg til å være avhengige av fiskeslag og sammensetning, varierer disse egenskapene svært mye med små forandringer i temperaturen ved superkjølte forhold, d.v.s. når deler av vannet i fiskekjøttet er frosset. Dette kommer fra i Figur 43 som viser estimerte egenskaper for lakse- og torskefilet med sammensetning i henhold til Matvaretabellen (Matportalen, 2006) og beregnet v.h.a. Hardarsons metode (1996). Som vi ser er verdiene til torskefilet både større og forandres raskere med temperaturen enn tilfellet er for laksefilet.



Figur 43. Estimerte termofysiske egenskaper til laks- (til venstre) og torskefilet (til høyre). Sammensetning etter Matvaretabellen (Matportalen, 2006), beregningsmetode etter Hardarson (1996).

Når det gjelder varmeutvekslingen med omgivelsene er den avhengig av overflate- og omgivelsestemperaturen og ikke direkte av fiskeslaget. Ved mer detaljert analyse kunne man tenke seg at filetenes fasong og stivhet kan påvirke til en viss grad den termiske kontakten med isen og hastighetsprofilen ved oversiden, men dette er nok neglisjerbart sett i forhold til andre usikkerhetsmomenter.

På oversiden består varmefluksen av både stråling og konveksjon

$$\dot{q}_- = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} \quad ; \quad \dot{q}_{conv} = \dot{q}_{conv,dry} + \dot{q}_{conv,w} \quad \text{Ligning (27)}$$

hvor varmestrålingen er avhengig av lokalets og fiskens respektive emisjonstall og overflate-temperatur samt av en total formfaktor:

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon_W \varepsilon_{fish} F_{W \rightarrow fish} \sigma (\bar{T}_{K,W}^4 - T_{K,SO}^4) = C_{rad} (\bar{T}_{K,W}^4 - T_{K,SO}^4) \quad \text{Ligning (28)}$$

Det konvektive bidraget består av både tørr varmeovergang

$$\dot{q}_{conv,dry} = \alpha (T_a - T_{SO}) \quad \text{Ligning (29)}$$

og "våt", d.v.s. den komponenten som stammer fra fordamning av deler av overflatevannet. Denne massefluksen drives av forskjell i vanddampens partialtrykk i luften og på filetoverflaten

$$\dot{m}_w = \beta (p_{d,a} - p_{d,SO}) \quad \text{Ligning (30)}$$

og hvor altså det tørre konvektive varmeovergangstallet, α , og masseovergangstallet, β , er forutsatt å være koplet gjennom Lewis relasjon.

Varmen som vannet tar med seg beregnes av

$$\dot{q}_{conv,w} = \Delta_w h \cdot \dot{m}_w \quad \text{Ligning (31)}$$

her er Δh_w den spesifikk fordampningsentalpien til vann hvis overflatetemperaturen er over frysepunktet, ellers den spesifikke sublimasjonsentalpien.

Det tørre komponenten av varmeovergangstallet, α , er bestemt i avsnitt 5.3 ut fra målinger med varmefluksinstrumentet. Som det fremgår der er α avhengig av både luft- og overflatetemperaturen. I tillegg til dette påvirkes α av luftens hastighet, u , retning og turbulensintensitet, Tu . Siden dette er variabler som lett kan forandres ved installasjon av teknisk utstyr og konstruksjonsmessig utforming beregnes α i modellen direkte som funksjon av disse variablene og begrenses ikke til gjennomførte forsøk. Det er imidlertid verifisert at overensstemmelsen blir god mellom modell og målinger når det brukes en turbulensintensitet lik 20 %. Dette er tilfellet når den grunnleggende Nusselt-Reynolds-relasjonen for plan flate legges til grunn og det korrigeres med oppstrøms turbulens i henhold til Kondjoyan (2002, 2004).

De grunnleggende Nusselt-relasjoner som brukes er altså for plan plate og avhenger, som kjent, av Reynolds tallet, Re :

$$Nu_0 = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{for } Re < 5 \cdot 10^5 \quad \text{Ligning (32)}$$

og

$$Nu_0 = 0,036 \cdot Pr^{0,33} \cdot (Re^{0,8} - 23.200) \quad \text{ellers} \quad \text{Ligning (33)}$$

Det korrigeres siden for oppstrøms turbulensen:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1,07 + 0,015 \cdot Tu \sqrt{Re} \quad \text{Ligning (34)}$$

Den karakteristiske dimensjonen som går inn i både Nusselts og Reynolds tall er filestabelens lengde målt i luftretningen.

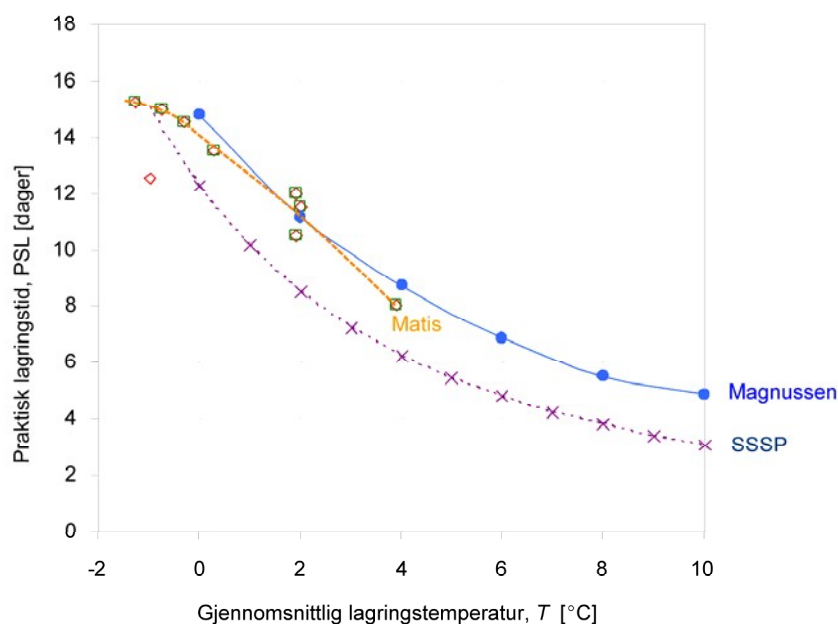
Når det gjelder undersiden av filestabelen – den som ligger mot isen – brukes måleresultatene mer direkte. Verdier ved en temperaturdifferanse på 0°C, slik de er sammenfattet i Figur 32, danner et utgangspunkt før det korrigeres for avstand til innblåsningsrist og varmebelastning (helningskoeffisient i Figur 31 og Figur 33). Utover dette er det gjennomført simuleringer for å kvantifisere betydningen av bedre termiske kontakt mellom is og undersiden som kan oppnås gjennom tiltak som forbedrer drenering, skaper effektiv luftsirkulasjon mellom isbitene og undersiden av fisken og ved bruk av issørpe i diskens bunn i stedet for is. Bruk av issørpe åpner i tillegg muligheten for å senke kjølemedietemperaturen under 0°C og er mer skånsom mot fisken enn harde, spisse isbiter.

6.1.2 Kvalitet og restholdbarhet

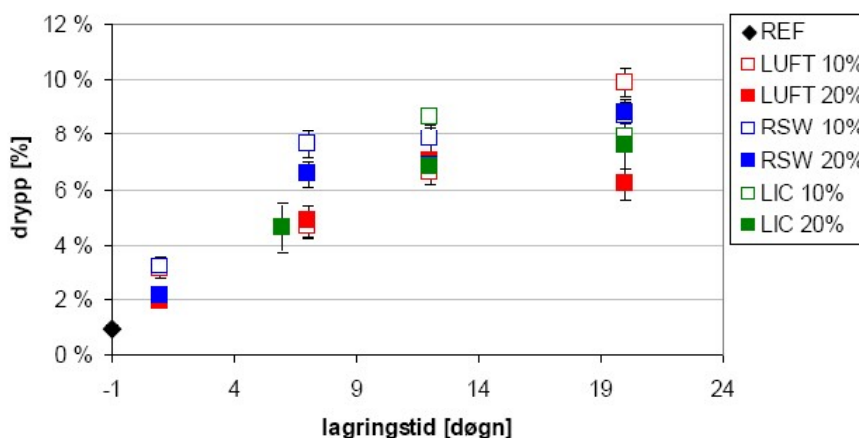
Lagringstemperaturen er helt avgjørende for mikrobiell vekst og for reaksjonsraten i de biokjemiske prosessene som uvegerlig ødelegger spisekvaliteten. Fiskens restkvalitet i det den ankommer butikk er imidlertid like avgjørende for restholdbarheten og oppnåelig salgsperiode som lagringsforholdene i butikkens kjølerom og -disk. For å kunne utvikle teknisk-økonomisk optimal butikk-kjøledisk er det nødvendig å kunne kvantifisere effekten av den viktigste prosessparameteren for en definert utgangskvalitet.

Temperaturens store betydning for kvaliteten er som regel fremstilt i en graf som den som tidligere er vist i Figur 9 og gjengitt for lesbarhetens skyld i Figur 44. Når lagringstemperaturen holdes stabil øker temperaturens betydning ned til 0°C og høyst sannsynlig også ned mot startfrysepunktet (T_f). Om partiellfrysing (superkjøling) er positiv er det fortsatt for tidlig noe

bestemt om da forskningen hittil har i all hovedsak vært konsentrert om mikrobiell vekst (luktdannelse) og biokjemiske forandringer. Fordelen målt i disse parameterene må imidlertid veies mot teksturforandringer, drypptap og andre fysiske parametere og sammenfattes i en total kvalitetsindeks. Forskningsinstituttet Matis i Island har lenge studert superkjøling av hvitfisk og vært med på å utvikle teknologi for skånsom senking av temperaturen til like under startfrysepunktet (Olafsdottir o.fl., 2006; Margeirsson, Arason, Hardarson o.fl., 2009). For å unngå for stor utfrysing i overflaten anbefales enten kontaktkjøling (aluminumsplater ved ca. $-8 \dots -5$ °C) eller issørpe. Ved for dårlig kontrollert superkjøling er gevinsten ved å senke temperaturen under T_f marginal, som dokumentert i Figur 44.



Figur 44. Praktisk holdbarhet for torsk iflg. forskjellige kilder. Mens SSSP-forløpet (Dalgaard, 2009) er ekstrapolert til temperaturer under 0°C er Matis-resultatene (Olafsdottir, 2006) konkrete målinger men er basert på en gjennomsnittstemperaturer i en ustabil kuldekjede.



Figur 45. Drypptap for laksefilet som funksjon av lagringstid, for tre forskjellige kuldebærere (luft, kjølt sjøvann og tørris) og ved 10 og 20 % tilsiktet start-isinnhold før lagring (Stevik, 2009).

Drypptapet, og dermed redusert salgsvekt, fra et superkjølt produkt kan være betydelig, noe som fremgår av Figur 45 for laksefilet med moderat start-isinnhold. Iflg. disse målingene (Stevik,

2009) vil fileten miste mellom 5 og 8 % av sin startvekt i løpet av én uke. Når det gjelder superkjølt torskefilet peker Duun og Rustad (2007) på at akselerert proteindenaturering i fryseseonen medfører redusert vannbindingsevne sammenlignet med iskjølt fisk, men at dette først kommer tydelig fram når væsketapet måles i lavhastighetsentrifuge. Det synes derfor å være grunn til å være forsiktig med å anbefale innføring av superkjøling i fiskehandelen.

For temperaturer ned til startfrysepunktet kan den relative spoleringsraten (μ) beregnes av formelen

$$\mu = \frac{PSL_{T_{ref}}}{PSL_T} = (a_{PSL}T + b_{PSL})^2 \quad ; \quad T [^{\circ}\text{C}] \quad \text{Ligning (35)}$$

hvor PSL står for praktisk holdbarhetstid. For torsk og laksefilet produsert under vanlige forhold i norsk foredlingsanlegg kan samme koeffisienter brukes ($a_{PSL} = 0,1$; $b_{PSL} = 1$) mens holdbarheten ved 0°C (referansetemperatur, T_{ref}) er henholdsvis 13 og 18 døgn (Rotabakk, 2009).

Når lagringstemperaturen varierer over tid kan restholdbarheten (RSL), referert til fortsatt kontinuerlig lagring ved konstant referansetemperatur, beregnes av

$$RSL_{T_{ref}} = PSL_{T_{ref}} - \int_{\tau_0}^{\tau} \mu(T) d\tau \quad ; \quad T = T(\tau) \quad \text{Ligning (36)}$$

Alternativt kan en bruke holdbarhet-temperatur-sammenhengen direkte og beregne *rest*holdbarheten, RSL , slik:

$$RSL_{T_{ref}} = PSL_{T_{ref}} \left(1 - \sum_{i=1}^n \frac{\Delta\tau_i}{PSL(\bar{T}_i)} \right) \quad \text{Ligning (37)}$$

Her uttrykker siste ledd i parentesen, $\Delta\tau_i/PSL(\bar{T}_i)$, den relative andel av holdbarheten ved temperaturen T_i som brukes opp i løpet av tidsperioden $\Delta\tau_i$.

Når lagringsforholdene i butikk-kjøledisken er dårligere enn på kjølerommet vil det være ønskelig å vite hvor stor holdbarhetsreduksjonen er ved de aktuelle lagringsforhold relativt til medgått tid. Dette forholdstallet kan regnes fra følgende ligning

$$\Delta PSL^* = \frac{\Delta PSL - \Delta\tau_{0 \rightarrow n}}{\Delta\tau_{0 \rightarrow n}} \quad [-] \quad \text{Ligning (38)}$$

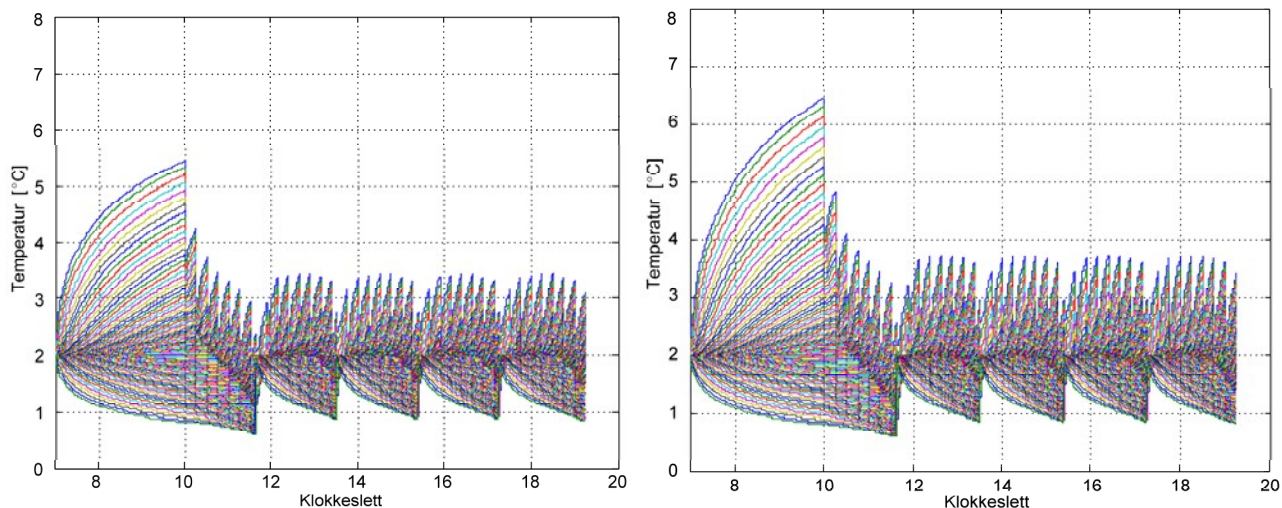
6.2 Resultater og diskusjon

6.2.1 Simulering av emballasjens betydning

Utvalget av prepakket fisk øker i norske fiskebutikker og det kan derfor være interessant å vite hvor godt fiskediskene er tilpasset slike produkter. For å undersøke dette er det gjennomført en simulering under de forutsetninger som er definert i tabellen under. Tidsutviklingen i beregningsresultatene er presentert i grafs form på de neste sidene.

Tabell 9. Oversikt over forutsetning for simulering av temperatur- og kvalitetsforløp.

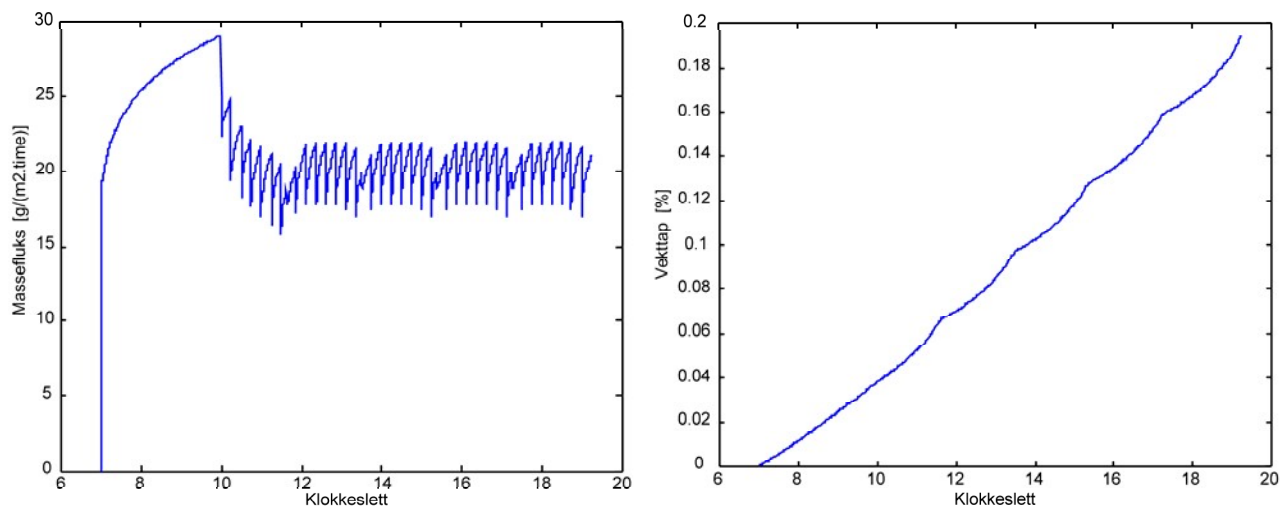
Produkt		Torskefilet
Ekvivalent tykkelse	D mm	20
Starttemperatur	T_0 °C	2
Antall fileter i stabel, maks.	$N_{prd,Max}$ stk	10
- min. antall før etterfylling	$N_{prd,Min}$ stk	3
Salgsrate, gjennomsnitt	N_{prd} stk/time	4
Tidspunkt for når fileter legges ut i kjøledisk om morgenen	τ_{start} kl.sl.	7
- første filet selges	τ_{sold} kl.sl.	10
- butikken stenges	τ_{close} kl.sl.	20
Diskretisering av geometri, antall 1D-elementer	N_e skiver/produkt	10
Tilsynelatende varmeovergangstall for undersiden	α_{ice} W/(m ² ·K)	15
Isen temperatur	T_{ice} °C	0
Lokalets strålingstemperatur (gj.snitt for vegger, tak, ..)	T_{rad} °C	22
Strålingsfaktor mellom produkt og lokale	C_{rad} W/(m ² ·K ⁴)	$4,01 \cdot 10^{-8}$
Lufttemperatur ved produkt	T_a °C	4
- hastighet	u_a m/s	0,2
- fuktighet	ϕ_a %	45
- turbulensintensitet	Tu %	40
Lewis koeffisient (relatert til temperatur – konsentrasjonsprofil)	n_{Le} -	0,67
Emballasjens (eller tilsvarende) beskyttelse mot uttørring (emisjonstallet påvirkes ikke).	$c_{in,barr}$ -	1 vs. 0
Koeffisienter for beregning av holdbarhet avh. av temperatur	a_{PSL} -	0,1
	b_{PSL} -	1
Holdbarhet for gitt produkt ved 0°C konstant lagringstemperatur	PSL_{0° Døgn	13
Restholdbarhet til produktet når det legges i kjøledisken	PSL_0 Døgn	5



Figur 46. Simulert temperaturforløp (°C) i filetstabel. Uemballert til venstre, emballert til høyre.

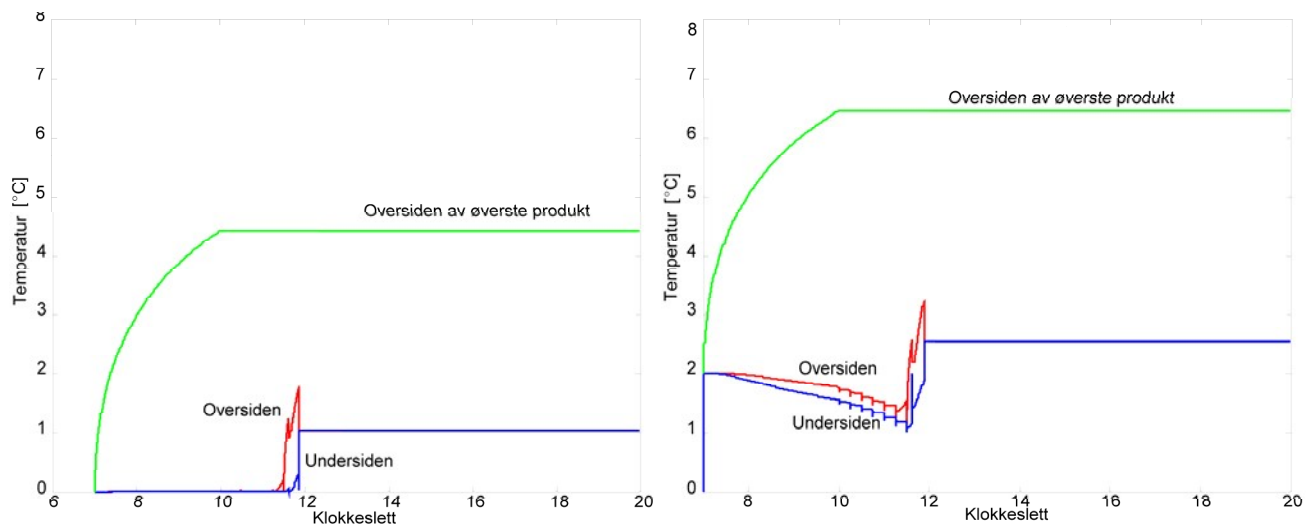
Figur 46 viser at det er oversiden av den øverste fileten som får høyest temperatur, og at kunden dermed bestandig kjøper den varmeste fileten i disken. Mens undersiden av filetstabelen kjøles sakte mot 0°C blir de øverste filetene varmere desto lenger de ligger ute i fiskedisken. Det er faktisk ved butikkens åpningstid at forholdene er verst. Tidsvariasjonen er stor, noe som kan forklare hvorfor butikkens måling, slik de fremkommer i Figur 5, er så ustabile. Det som overrasker kanskje er at den emballerte produktvarianten får markant høyere overflatetemperatur enn den uemballerte. Forskjellen er størst klokken 10 når butikken åpner og starter salget. Her er

maks. temperaturen 6,5 vs. 5,5°C. Grunnen til dette er at når emballasjen beskytter produktet mot uttørring hindrer den samtidig den avkjølede effekten som fordunsting av overflatevannet innebærer. Med unntak av den første fileten medfører dette en økning av filetemperaturen ved salg fra ca. 3,2°C til 3,6°C. Husk at forutsetningen er at filetene holder 2°C når de legges ut i disken. Ved reduksjon i salgsraten, som ofte vil forekomme ut på ettermiddagen, er faren stor for at kjøledisken ikke klarer å holde temperaturen under foreskrevne 4°C.



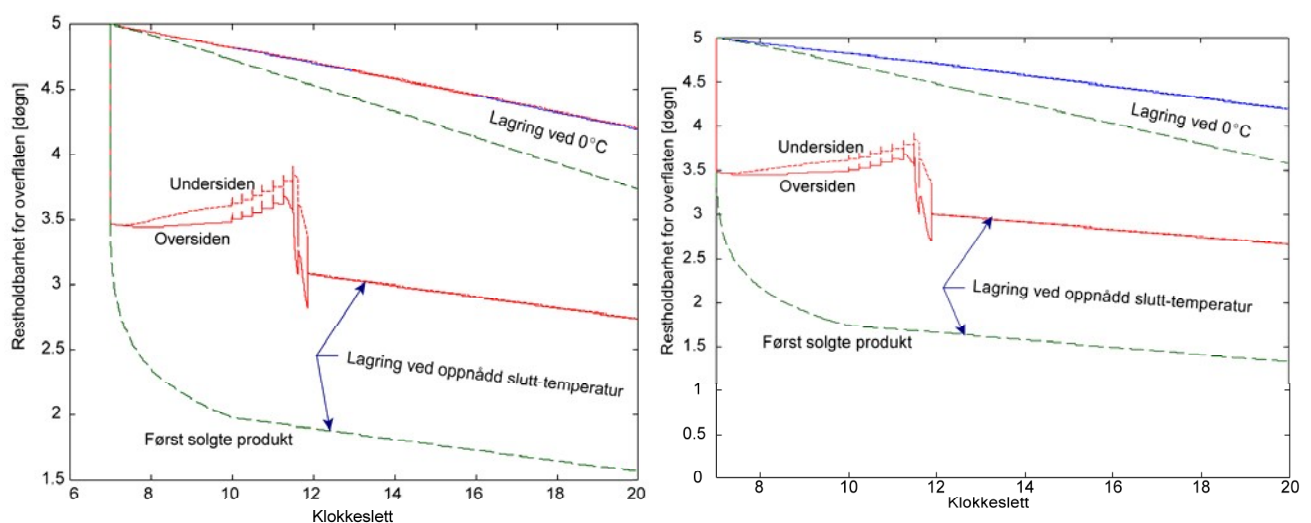
Figur 47. Simulert massefluks (venstre, g/(m²·time)) og samlet vekttap (høyre, %) fra utstilte varer i løpet salgperioden. Uemballert torskefilet.

Vekttapet er ikke stort under disse betingelsene, i størrelsesorden kun 22 g/(m²·time), og til sammen kun 0,2 % av samlet filetmengde som har vært innom fiskedisken i løpet av åpningstiden. Det økonomiske tapet knyttet til redusert salgsvekt er derfor neglisjerbart. Derimot kan det hende at tørr overflate vil fremstå som mindre delikat og salgbar. Lokale variasjoner vil også forekomme, noe som denne modellen ikke tar hensyn til.



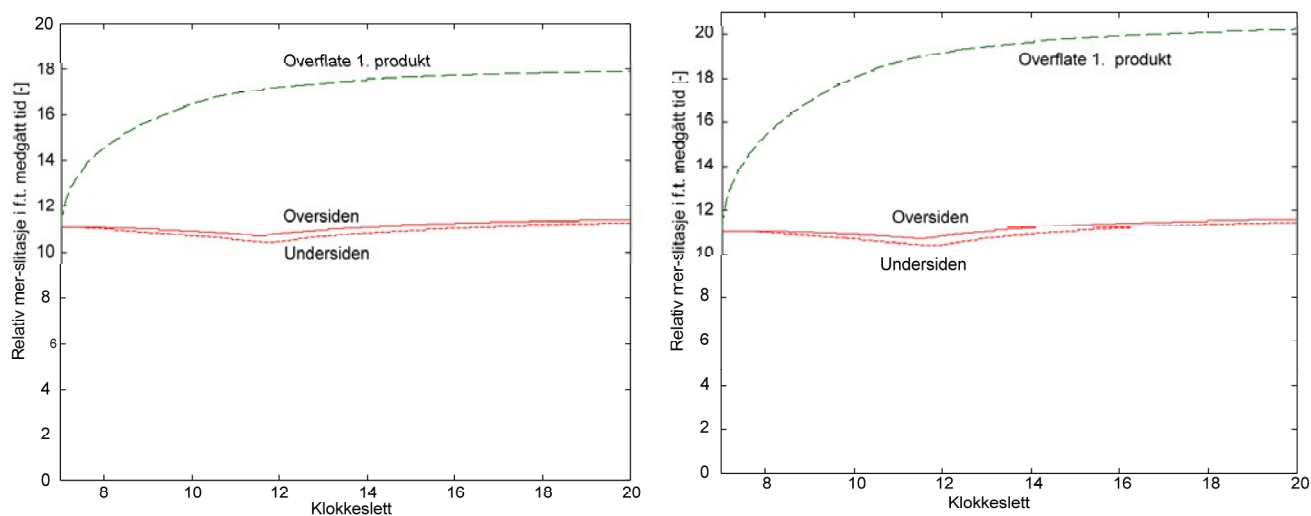
Figur 48. Simulert temperaturforløp på overflaten til mest utsatt (øverste) filet (grønn kurve) og temperaturen til over- og undersiden av den fileten som havner øverst ved første etterfylling (rød / blå kurve). Uemballert produkt i venstre delfigur, emballert til høyre. Det forutsettes at når fileten pakkes ved salg vil den bli termisk isolert fra omgivelsene, temperaturen utlignes innad for siden å holdes konstant resten av dagen (adiabatiske forhold etter salg).

Den simulerte temperaturutviklingen i to utsatte fileter er illustrert i Figur 48. Her kommer det tydeligere fram at den fileten som selges først stiger i temperatur helt fra den legges ut i disken. Den tredje nederste fileten, den som avdekkes like før første etterfylling og der etter omstabling havner på toppen av filetstabelen, kjøles helt fram til den avdekkes. Der etter varmes den opp, først av luften, deretter når den legges opp på nye "varme" fileter fra kjølerommet. Når filetstabelen tildekkes med plastfolie eller lignende (emballert variant) påvirket dette primært den til enhver tid øverste filet i stabelen.



Figur 49. Simulert restholdbarhet for filetene som er diskutert i Figur 48. Grønne kurver: Øverste, først solgte filet; Rød og blå kurve: Tredje nederste filet som havner øverst i filetstabelen ved første etterfylling. Restholdbarhet avhengig av om lagringen skjer ved aktuell slutt-temperatur (adiabatiske lagring) eller etter rask nedkjøling til 0°C. Venstre delfigur: Uemballert produkt; Høyre figur: Emballert produkt.

I Figur 49 er restholdbarheten til de samme filetene avtegnet som funksjon av tid fram til salgstidspunktet og videre ut butikkens åpningstid. To alternativer er tatt med. For det første viser de to øverste kurvene utviklingen i restholdbarhet *forutsatt* at lagring skjer ved 0°C etter salgstidspunktet. I dette tilfellet faller restholdbarhetstiden fra 5 døgn kl. 7 til 4, henholdsvis til 4,5 døgn for de to filetene. Hvis filetene derimot blir holdt ved en konstant temperatur som ikke er 0°C men identisk med den aktuelle slutt-temperaturen (gjennomsnitt for over- og undersiden) faller restholdbarhet, referert til kl. 20, til henholdsvis 2,7 døgn for 3. nederste fillet og 1,6 døgn for den fileten som selges først. Dette gjelder for uemballert fisk. Når plastfolie legges over filestabelen for å redusere uttørking forandres tilsvarende holdbarhet til henholdsvis 2,6 og 1,4 døgn.



Figur 50. Utvikling i mer-kvalitetstap, jfr. Ligning (38), i forhold til medgått tid. Uemballert produkt til venstre, uemballert til høyre. (Enheten på y-aksen skal være %)

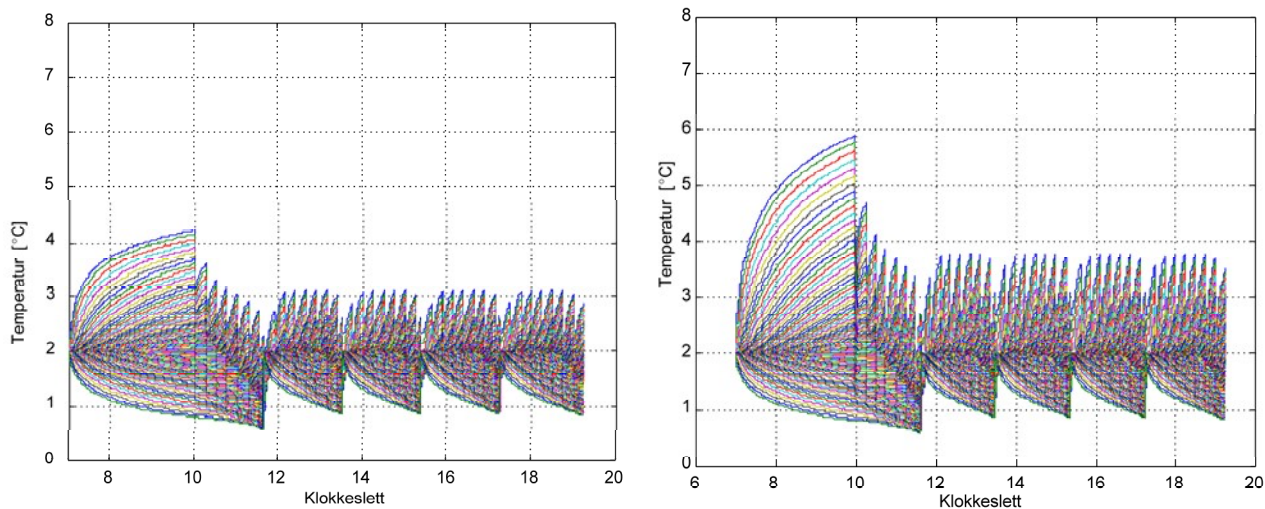
I forhold til medgått tid ser vi av Figur 50 at kl. 20 har den første solgte uemballerte fileten mistet 18 % mer restholdbarhet enn de medgåtte 13 timer fra butikken åpnet, d.v.s. 15,3 timers kvalitets-tap. Når fileten beskyttes mot uttørking går dette noe ut over den mikrobielle kvaliteten, som nå har en mer-tap på holdbarhetstiden som tilsvar ca. en ½ time tilleggsreduksjon sammenlignet med den uemballerte fileten. Forutsetningen er selvfølgelig samme smittegrad, d.v.s. en har sett bort fra at plastfolien kan beskytte fileten mot tilleggssmitte i mens den ligger i disken.

6.2.2 Luftsirkulasjonens betydning

Når man nå har fått konstatert at luftsirkulasjonen har positiv effekt på temperaturkontrollen og vekt-tapet ikke er avskrekkende er det naturlig å undersøke hva en større luftsirkulasjon vil kunne medføre. I dette eksemplet er hastigheten firedoblet og økt til 0,8 m/s, som er 33 % større en det som ble målt i den lukkede fiskedisken (0,61 m/s). Uten om dette er forutsetningen de samme som i forrige avsnitt (6.2.1).

Tabell 10. Oversikt over tilleggsforutsetning for simulering av temperatur- og kvalitetsforløp i forhold til det som er definert i Tabell 9.

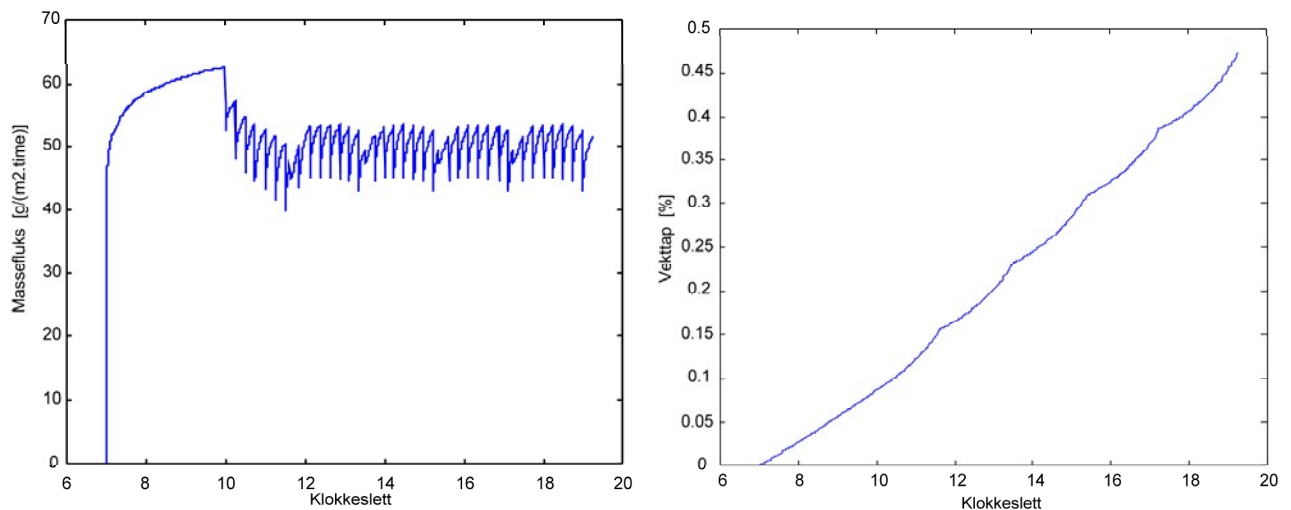
Luftens hastighet	u_a	m/s	0,8
Emballasjens (eller tilsvarende) beskyttelse mot uttørring	$c_{\dot{m},barr}$	-	0 vs. 1



Figur 51. Simulert temperaturforløp i filetstabel avhengig av om den er uemballert (figur til venstre) eller emballert (høyre). Innblåst lufthastighet er økt fra 0,2 m/s (Figur 46) til 0,8 m/s.

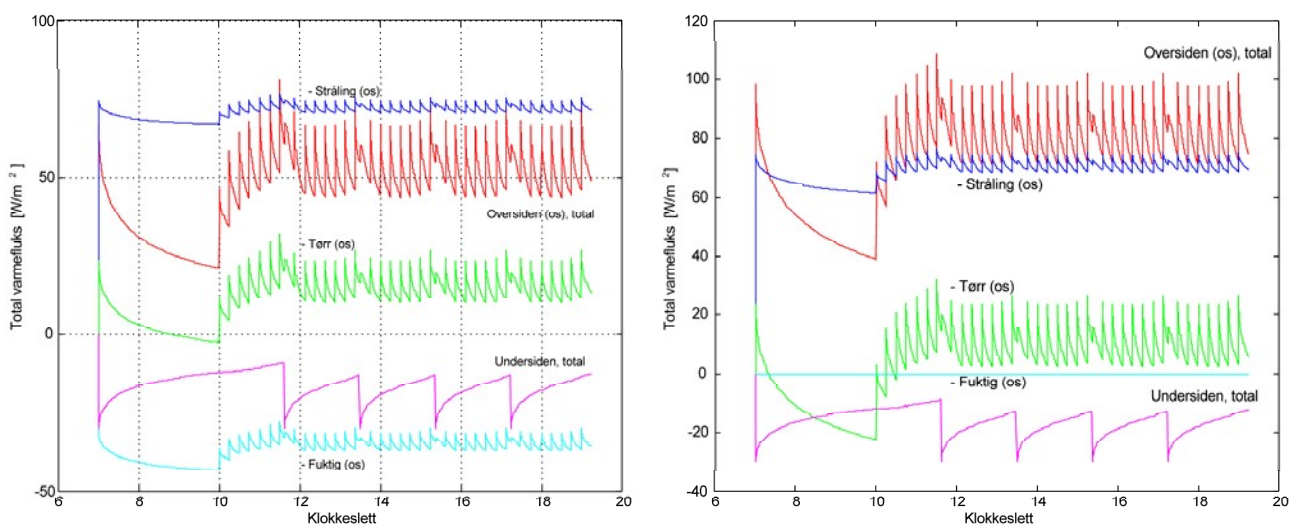
Ved å øke lufthastigheten til 0,8 m/s har en, med ett unntak, brakt filetemperaturer ved salgstidspunktene under 4°C og det både for uemballert og emballert file. Filetene som selges klokken 10 vil holde henholdsvis 4,2 og nesten 6°C avhengig av emballering – så for uemballert filet har man ved dette tiltaket så godt som tilfredsstilt myndighetenes krav.

Den negative effekten av økt lufthastighet er større vekttap – i tillegg til økt energiforbruk og støy. Dette er dokumentert i Figur 52. Massefluksen har økt til ca. 50 g/(m²·time) som er mer enn dobling fra de 22 g/(m²·time) ved 0,2 m/s. Samlet vekttap over åpningstiden er nå 0,5 % og vil nok kunne merkes på den økonomiske bunnlinsen.



Figur 52. Simulert massefluks (venstre, $\text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{time})$) og samlet vekttap (høyre, %) fra utstilte varer i løpet av salgperioden. Uemballert torskefilet, lufthastighet 0,8 m/s.

I Figur 53 er varmeksluksene fra over- og undersiden av filestabelen sammenstilt. Her ser vi netto varmeksluks til oversiden er ca. 60-70 W/m^2 for uemballert fisk mens den ligger i området 80-100 W/m^2 for den emballerte. Forskjellen er den kjøleeffekten som fordunsting av overflatevannet medfører. Denne er ca. 30-40 W/m^2 som er på det største omtrent dobbel så stor som kjøleeffekten ned til isen under.



Figur 53. Tidsutvikling i varmeksluks for uemballert torskefilet (venstre delfigur) og emballert (høyre) for butikkkjøledisk med relativ stor luftsirkulasjon ($u_{\text{inn}} = 0,8$ m/s). Merk at skalaen på y-aksene ikke er de samme i begge delfigurer.

6.2.3 Butikklokalets temperatur og luftens fuktighet

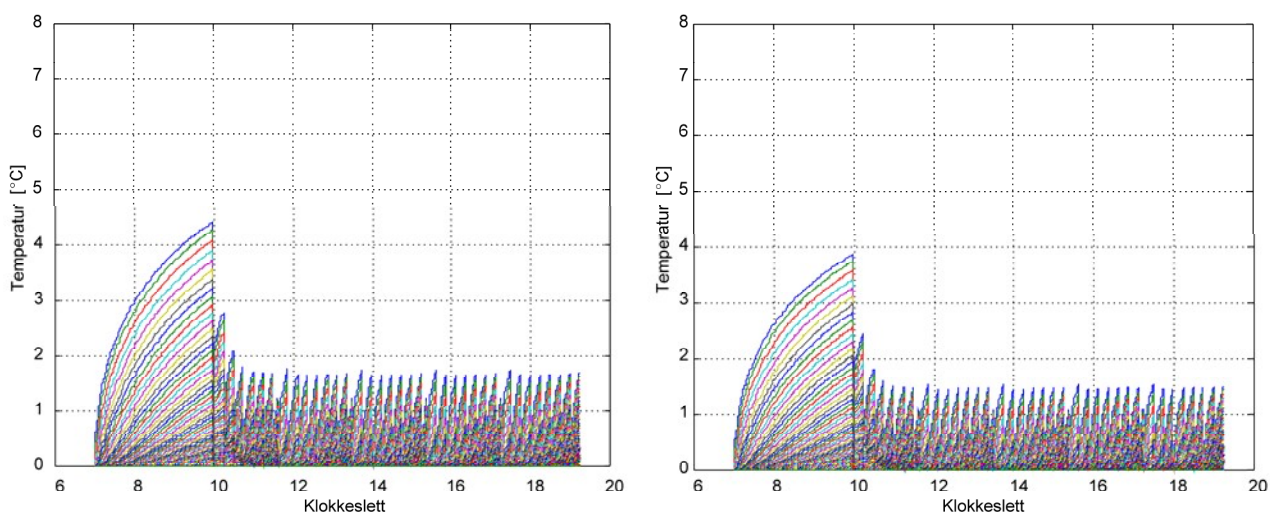
Analysen så langt viser at fisketemperaturen er ikke under kontroll i kjøledisken men er svært avhengig av at fisken ikke eksponeres for lenge. Det viser seg vanskelig å kompensere for varme-stråling fra butikklokalet så lenge gjennomsnittlig overflatetemperaturene ligger på over 20°C og

har emisjonstall i nærheten av 1. En mulighet, som er diskutert i avsnitt 5.3.2.2.2, er å dekke til glassfronten med aluminiumsfolie før åpningstid og ellers i perioder når antall kunder er lavt. Et annet alternativ som også må vurderes m.h.t. kundevennlighet, er å klimatisere selve butikklokalet og senke romtemperaturen til f.eks. 12°C. Et slikt tiltak vil muligens også kreve nøyere kontroll med romluftens fuktighet slik at fuktnedslag på kalde flater unngås. For å vurdere potensialet i en slik løsning er det gjennomført simulering for følgende betingelser:

Tabell 11. Oversikt over tilleggsforutsetning for simulering av temperatur- og kvalitetsforløp i forhold til det som er definert i Tabell 10.

Starttemperatur	T_0	°C	0
Lokalets strålingstemperatur (gj.snitt for vegger, tak, ..)	T_{rad}	°C	12
Lufttemperatur ved produkt	T_a	°C	12
Luftens fuktighet (ved produkt)	$rH = \varphi_a$	%	60 vs. 30
Luftens hastighet (foran produkt)	u_a	m/s	0,1
Luftens turbulensintensitet (foran produkt)	Tu	%	20
Uemballert	$c_{\dot{m},barr}$	-	0

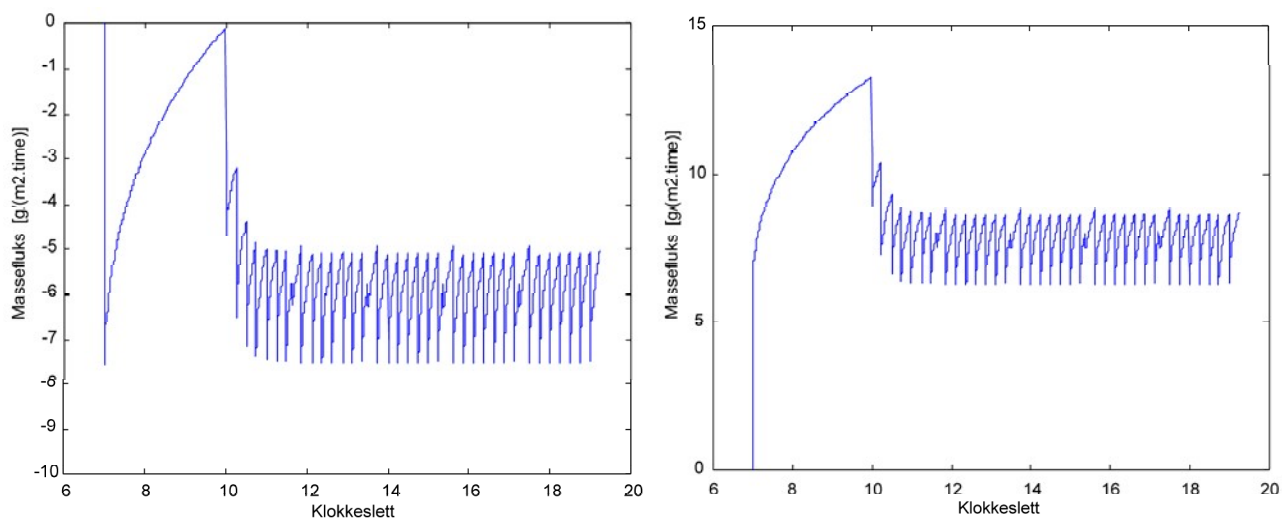
Som vist i tabellen ovenfor, er det forutsatt at kjølerommet oppgraderes samtidig slik at lagrings-temperaturen kan senkes fra 2°C ned til isens smeltetemperatur. Ellers tilsvarer forholdene til det en har i en åpen diskløsning uten viftesirkulasjon, d.v.s. relativt høy omgivende lufttemperatur og lav -hastighet. For illustrasjonsformål har man altså tatt steget nesten helt ut: Enkel, billig fiske-disk i klimatisert butikklokale.



Figur 54. Simulert temperaturforløp i filestabel avhengig av om luftfuktighet i et kjølt butikklokale. 60 % relativ fuktighet (rH) til venstre, 30 % til høyre.

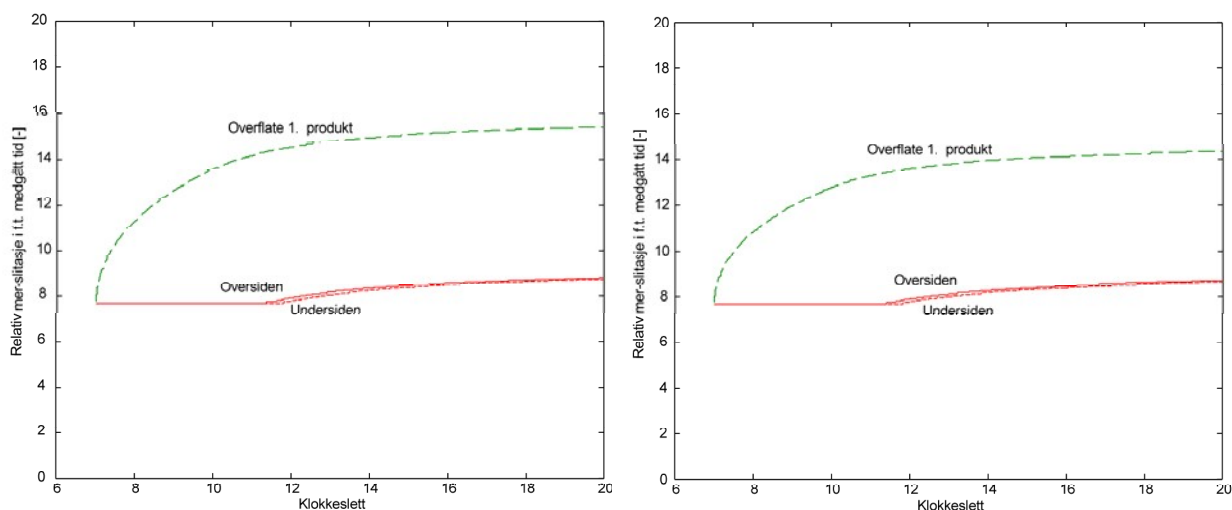
Resultatet av temperatursimuleringen fremgår av Figur 54 for de to luftfuktighetene 60 og 30 % rH. Temperaturen ved salgstidspunktene er nå akseptabel, også for den fileten som selges kl. 10. For resten av dagen ligger maks. temperaturen godt under 2°C i begge tilfellene men lavest er den i det tørreste butikklokalet. Grunnen til dette fremgår av neste figur, Figur 55, hvor det fremgår at fukt felles ut fra romluftens og kondenserer på produktoverflaten når fuktigheten er 60 % rH. Tallene er i midlertidig små og beregningsnøyaktigheten kan diskuteres, men ikke desto mindre er dette svært interessant fenomen som trekker oppmerksomheten mot et viktig forhold ved inn-

redning av fiskebutikk: Faren for kryssmitte, eksempelvis overføring av sykdom fra en kunde, eller betjening, til en annen person via butikkens salgsvarer.



Figur 55. Simulert massefluks fra filetstabel avhengig av romluftens fuktighet. $rH = 60\%$ til venstre; $rH = 30\%$ til høyre. Negativ verdi: Fuktutfelling på fiskeoverflaten!

Når temperaturen holdes under 2°C bevares fiskekjøttets biokjemiske kvalitet bra, noe som fremgår av Figur 56. Det er fortsatt den først solgte fileten som taper mest kvalitet, eller omtrent dobbelt så mye som fileten som selges etter første etterfylling. Kvalitetstapet er marginalt større når kjøledisken står i fuktig butikklokale.



Figur 56. Utvikling i mer-kvalitetstap, jfr. Ligning (38), i forhold til medgått tid. Åpen kjøledisk i fuktig (60% rH) butikklokale til venstre og tørt (30% rH) til høyre. Enheten på y-aksen er %.

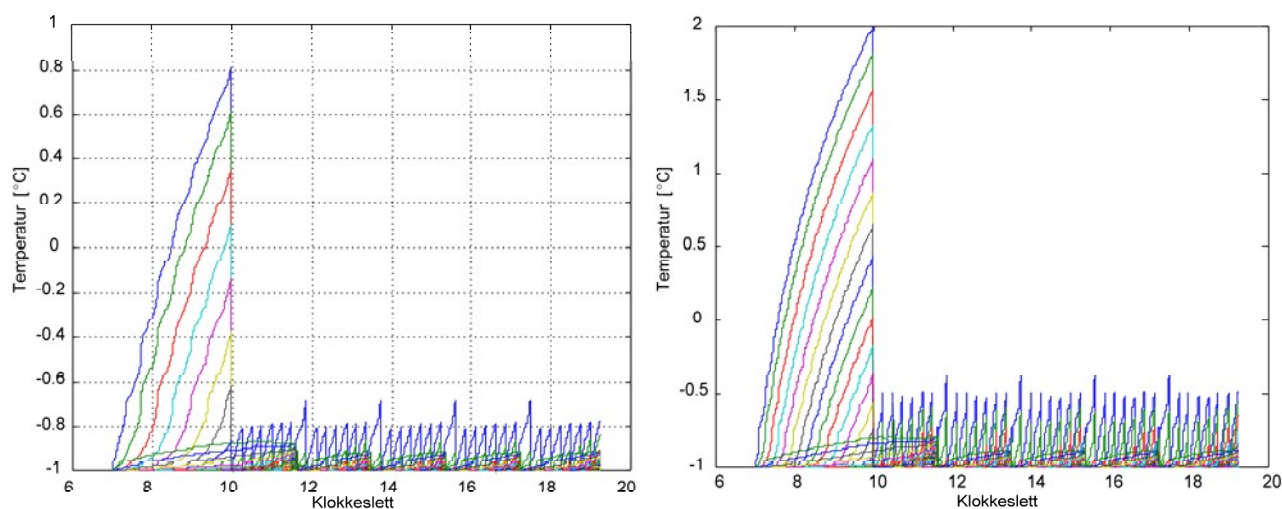
6.2.4 Superkjølt torsk- og laksefilet

Frysing av deler av vannet i fisken kan være et aktuelt alternativ for å få kontroll over fiskens temperatur i butikk og på vei hjem til kundens kjøkken. Forutsatt at dette kan gjøres skånsomt (uten for stor overflatefrysing) og kort tid før fisken legges ut i fiskedisken vil man med stor sannsynlighet kunne hevde at en slik prosess vil beskytte den biokjemiske og mikrobielle kvaliteten uten å medføre nevneverdig reduksjon i de fysiske egenskapene (tekstur, drypptap). Denaturering av proteinene forårsaket av oppkonsentrering av matvarens væskefase, og derav følgende reduksjon i vannbindingsevne m.m., må en kunne anta at tar tid. Dette alternativet, d.v.s. korttids-superkjøling (korttids-partialfrysing), er dog ikke forsket særlig på ennå.

Forutsetningene for simuleringen fremgår av tabellen nedenfor. Dette dreier seg altså om to produkter, torsk- og laksefilet, som superkjøles begge til -1°C . P.g.a. forskjell i sammensetning representerer dette et startisinnhold ved ilegging i disk på henholdsvis 14 og 6 %. Dette fremgår av Tabell 12.

Tabell 12. Oversikt over tilleggsforutsetninger for simulering av temperatur- og kvalitetsforløp for partialfrosne produkter i forhold til det som er definert i Tabell 11.

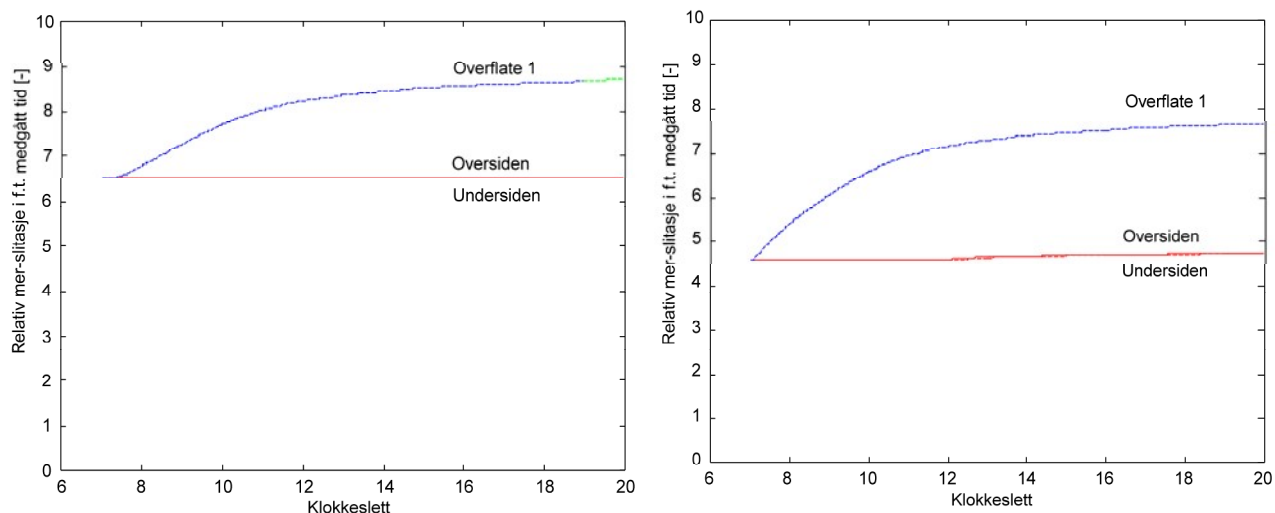
Starttemperatur	T_0	$^{\circ}\text{C}$	-1
Luftens fuktighet (ved produkt)	$rH = \varphi_a$	%	30
Restholdbarhet ved utlegging i kjøledisk	PSL_0	Døgn	5
Produkt: Filet av			Torsk Laks
Startisinnhold ved legging i kjøledisk	$x_{ice,i}$	%	14 6
Holdbarhet ved 0°C	$\text{PSL}_{0^{\circ}}$	Døgn	13 18



Figur 57. Simulert temperaturforløp i filetstabel som er partiellfrosset til -1°C . Torskefilet til venstre, laksefilet til høyre.

Simulert temperaturforløp for begge fiskeslag er vist i Figur 57. Mens maks. temperaturen for torskefilet er $0,8^{\circ}\text{C}$ er den 2°C for laks. Årsaken til dette er primært det lavere isinnholdet i laks ved samme temperatur. Resten av dagen er ikke forskjellene like store. Maks. salgstemperatur er

-0,7°C for torsk og ca. -0,4°C for laks, d.v.s. oversiden til filetene er bestandig opptint på salgstidspunktet. For laksefilet gjelder dette også for hele fileten mens torskefilet vil ha is i undersiden når den selges og pakkes.



Figur 58. Utvikling i mertap i kvalitet, jfr. Ligning (38), i forhold til medgått tid for torskfilet (til venstre) og laksefilet til høyre. Samme starttemperatur (-1°C). Enheten på y-aksen er %.

Siden laks har lengre total holdbarhet enn torsk ved ellers like forhold er mertapet i kvalitet i forhold til medgått lagringstid i butikk svært lik. I Figur 58 ser vi at mens torskefilet taper, på det meste, nesten 9 %, er tilsvarende tall for laksefilet i underkant av 8 %. For filetene som selges senere på dagen er tilsvarende tall 6,5 og 4,5 %.

7 Konklusjon og forslag til videre arbeid

Gjennomgang av butikk-kjøledisker i norske, svenske og nederlandske fiskebutikker viser at valget står mellom alt fra åpne, torglignende løsninger med lave glassvegger mot kundene til lukkede kjøledisker hvor fisken beskyttes på alle kanter unntatt mot betjeningen. Nyere diskere har gjerne buet glassfront med høyde opp til ca. 1,4 – 1,5 m fra gulv, men lavere fronter forekommer også.

Målinger og numeriske simuleringer viser at den største varmebelastningen er stråling fra butikklokalets vegger, tak og vinduer. Glassveggene beskytter matvarene i liten grad fra denne strålingen og glassfrontens primærfunksjon er mer å skjerme matvarene fra varmpåvirkning fra romluften og kondemnering fra kundene. Når lokalet er fritt for luftgjennomtrekk og disken ikke utstyres med viftesirkulasjon er den konvektive varmeutvekslingen til produktene overside marginal. Under disse forhold er derfor ikke lufttemperaturen avgjørende og kompensering av innstrålt varmemengde skjer nærmest utelukkende fra den smeltende isen under produktene. Tykkelsen på produktstabelen og eksponeringstiden blir dermed avgjørende for høyeste overflate-temperatur.

Selv om isen i bunnen av disken er helt avgjørende for kjølingen er issmeltingen ikke særlig effektiv. Tilsynelatende varmeovergangstall mellom is og kjølig produkt ligger på rundt 15 W/(m²·K), som er i samme størrelsesorden og det en oppnår i moderat tvungen luftsirkulasjon over en plan flate. Antall målinger er ikke tilstrekkelig for endelig konklusjon men varmeoverføringseffektiviteten, uttrykt f.eks. v.h.a. et tilsynelatende konvektivt varmeovergangstall, synes å være avhengig av varmebelastningen nå som tyder på at mekanismene rundt avrenning av smeltevannet er avgjørende. En diskbunn med helning er derfor sannsynlig å foretrekke fremfor en helt horisontal. Sirkulasjon av luft med passende temperatur gjennom isen vil også bidra til å effektivisere varmeoverføringen.

Tillaging av groper og vegger (iskanter) i islaget er også avgjørende for å skape gode lagringsforhold. Forklaringen er sannsynligvis like mye å finne i redusert eksponering mot varmestråling som i at isveggene kan skape naturlig kaldluftstras over fisken.

Enkle, billige diskere kan gi akseptable lagringsforhold *forutsatt* at de står i kjølte og avfuktede butikklokaler. Fiskens starttemperatur (lagringstemperatur på kjølerom), fiskeslag samt betjening av disken er avgjørende for å lykkes. Det er viktig at produktstablens tykkelse og eksponeringstid tilpasses salgsraten. Det er utviklet et dataprogram for analyse av parametrenes innbyrdes betydning. Programmet er laget i matematikkprogrammet Matlab og er i nåværende form å betrakte som ekspertverktøy.

Det er demonstrert at strømningsmekaniske programmer som Ansys Fluent er til stor hjelp ved design og konstruksjon av butikk-kjøledisker. Innvirkning fra rommets ventilasjonsanlegg, lysarmatur, vinduer m.m. kan inkluderes i modelleringen for å komme fram til teknisk-økonomisk optimale løsninger. I prosjektet er det vist at stagnasjonssoner kan oppstå i disken hvis luftsirkulasjonssystemet ikke er adekvat utformet med det for øye å kompensere for lokal varmeinnstråling.

Siden stråling er den dominerende varmekilden vil det være godt tiltak å dekke til utsiden av frontglasset med reflekterende folie av aluminium eller lignende. En rullegardin, persienne m.m. som ikke trekkes fra før butikken åpner og trekkes for i perioder med lavt salget, kan være en god og billig utbedring av eksisterende fiskedisker.

Senking av temperaturen nedmot og under 0°C for maksimal holdbarhetstid krever andre kjølemedier enn smeltende ferskvann. Issørpe (slurry) av saltvann er et eksempel på ny teknologi som i tillegg til ovennevnte også kan redusere arbeidsbehovet som er forbundet med

tilrettelegging og rengjøring av disken. Et annet alternativ er å utstyre kjøledisken med et stort kjølebatteri, som både avfukter og kjøler luften, vifte som blåser luften kontrollert over produktene samt et gjennomført vannsprayings/dusjingssystem som holder produktoverflaten fuktig og avkjøler den ved avdunstning. Vanntilførselen kan eksempelvis baseres på patroner med sterilisert vann og spesielt hygienisk utformede dyser.

Til slutt tør en minne på at innsatsen for å finne ny teknologi for kjøledisken må sees i sammenheng med leddene foran og bak i kuldekjeden. Et sentralt anliggende, men som kanskje ingen offentlig instanser anser som sitt ansvar, er å sikre god kjøling og vedlikehold av temperaturen *etter* at fisken har forlatt butikken. Temperaturbelastningen i kundens handlepose kan være stor, spesielt på varme sommerdager, og kjølingen er som kjent svært lite effektiv i den stillestående luften i hjemmenes kjøleskap. Dette siste trinnet før matlaging kan derfor være mer avgjørende for det totale kvalitetstapet enn det som umiddelbart kan hjemføres til forholdene i butikkens kjøledisk. Forholdene på butikkens kjølerom og bearbeidingsområde bør settes under lupen. Oppholdstiden her kan fort måles i døgn sammenlignet med en eksponeringstid på noen timer ute i fiskedisken. En større kjøleromsfordamper med godt avrimingssystem, kontrollert luftsirkulasjon og tettere dører er velkjente teknologier for å bringe lufttemperaturen ned mot 0°C i stedet for de 4°C som er vanlig i dag.

8 Nomenklatur

8.1 Symboler

A	[m ²]	Areal	Pr	[-]	Prandtls tall
A	[m ² /s]	Temisk diffusivitet	PSL	[s]	Holdbarhetstid (Practical Storage (Shelf) Life)
A	[1/°C]	Koeffisient a_{PSL}	\dot{Q}	[W]	Varmestrøm
B	[m]	Bredde	\dot{q}	[W/m ²]	Varmefluks
b	[-]	Koeffisient b_{PSL}	Re	[-]	Reynolds tall
C	[-]	Koeffisient	rH	[-]	Relativ fuktighet
c	[-]	Koeffisient	T	[°C]	Temperatur
c_p	[J/(kg·K)]	Spesifikk varmekapasitet	T_K	[K]	Temperatur, absolutt skala
$c_{m,barr}$	[-]	Koeffisient for emballasjens barriereegenskaper	Tu	[-]	Turbulensintensitet
D	[m]	Dimensjon, tykkelse	u	[m/s]	Hastighet
F	[-]	Formfaktor	U	[V]	Elektrisk spenning
g	[m/s ²]	Gravitasjonskoeffisient	x	[m]	Geometrisk posisjon
Gr	[-]	Grashofs tall	α	[W/(m ² ·K)]	Konvektivt varmeovergangstall
H	[m]	Høyde	β	[1/K]	Volumetrisk ekspansjonskoeffisient
H	[J]	Entalpi	β	[kg/(m ² ·Pa)]	Masseovergangskoeffisient
\dot{H}	[W]	Tidsforandring i entalpi	δ	[m]	Tykkelse
h	[J/kg]	Spesifikk entalpi	Δ	[-]	Forandring eller differanse
Le	[-]	Lewis tall	ε	[-]	Emisjonstall
M	[kg]	Masse	λ	[W/(m·K)]	Varmeledningsevne
\dot{m}	[kg/s]	Massestrøm	μ	[N·s/m ²]	Dynamisk viskositet
n	[-]	Potens	μ	[-]	Relativ spoleringsraten
N	[stk]	Antall	ρ	[kg/m ³]	Massetetthet
$N_{prd,Max}$	[stk]	Maks. antall produkter i en stabel	σ	[W/(m ² ·K ⁴)]	Stefan–Boltzmann koeffisient
$N_{prd,Min}$	[stk]	Min. antall produkter i en stabel	τ	[s]	Tid
Nu	[-]	Nusselts tall	φ	[-]	Relativ fuktighet
\dot{N}_{prd}	[stk/time]	Gjennsnittlig timesalg			

8.2 Indekser

$\bar{\quad}$ (\bar{p})	Gjennomsnitt, her f.eks. for egenskap p	1→2	Fra flate 1 til flate 2
-	Mot lavere indeks (venstre grense)	2	Flate eller tilstand nr. 2
*	Nominell	∞	I fristrøm
'	Pr. lengdeenhet	a	Omgivelser Ambient
''	Pr. arealenhet	air	Luft Air
+	Mot høyere indeks (høyre grense)	bot	Underside av instrument Bottom
0	Referert til starten (initialverdi)	calc	Beregnet Calculated
0°	Ved 0°C	close	Lukket (lukketid)
1	Flate eller tilstand nr. 1	conv	Konvektiv Convective
		corr	Korrigert Corrected
		d	Vanndampens tilstand
		e	Elementer (i modell)

eqv	Ekvivalent	Eqvivalnt???	rom	I rommet	
flux	Fluks	Flux	S	Overflate	Surface
ice	Isens		sens	Målt av sensoren	
inn	Innkommende		sl	Smelte (fra fast til flytende form)	Solid-Liquid
ins	Isolasjon	Insulation			
Le	Lewis antakelse		sold	Solgt	
leak	Lekkasje	Leakage	start	Start (åpningstid)	
mdl	Modell	Model	top	Overside av instrument	Top
meas	Målt	Measured	tot	Total	
O	Oversiden		U	Undersiden	
rad	Stråling	Radiation	w	Vann	Water
ref	Ved referansetilstand		w	Vegg, tak eller gulv	Wall

9 Referanser

- Arason, S.; Margeirsson, B.; Hardarson, V.; Árnason, I. (2009): Prechilling and processing of super-chilled fish products. Nor-Fishing Technology Conference, Trondheim, Norway.
- Duun, A.S.; Rustad, T. (2007): Quality changes during superchilled storage of cod (*Gadus morhua*) fillets. *Food Chemistry*, Volume 105, Issue 3, Pages 1067-1075.
- Olafsdottir, G.; Lauzon, H.L.; Jónsdóttir, R.; Martinsdóttir, E. (2006): Multivariate quality prediction of cod (*Gadus morhua*) and haddock fillets (*Melanogrammus aeglefinus*) stored under superchilling and temperature abusive conditions. In: Kreyensmidt J. and Pedersen B. (Eds.) *Proceedings of the 2nd. Intern. Workshop on "Cold-Chain-Management"* Bonn, Germany 8-9 May 2006. University of Bonn pp. 19-23.
- Matportalen (2006): Mattilsynet, Helsedirektoratet og Universitetet i Oslo. Matvaretabellen. Se www.matportalen.no/matvaretabellen.
- Hardarson, V. (1996): Matvarers termofysiske egenskaper og deres betydning ved dimensjonering av frysetunneler. Doktor ingeniøravhandling ved Institutt for klima- og kuldeteknikk, Norges tekniske høgskole.
- Kondjoyan, A.; Péneau, F.; Boisson, H.-C. (2004): Development of flat-plate thermal and velocity boundary layers under highly turbulent and instable air flows: Reynolds numbers ranging from 8400 to 127 000. *International Journal of Thermal Sciences*, 43, 1091–1100.
- Kondjoyan, A.; Péneau, F.; Boisson, H.-C. (2002): Effect of high free stream turbulence on heat transfer between plates and air flows: A review of existing experimental results. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 41, Issue 1, January 2002, Pages 1-16.
- Kreith, f.; Black, W.Z. (1980): *Basic Heat Transfer*. Harper & Row, publ., New York.
- Magnussen, O. M. (1993). Energy consumption in the cold chain. In *Proceedings IIR, Commissions B1, B2, D1, D2/3*, Palmerston, North, New Zealand.
- Rotebakk, B.T. (2009): Superkjøling i kombinasjon med pakking. Nofima-presentasjon for FHL fileforum, Gardermoen, oktober.
- Stevik, A. (2009): Økonomiske fordeler ved superkjøling. SINTEF Energiforskning AS. Presentasjon for FHLs fileforum, 27. mai 2009.

Trondheim

Adresse: 7465 Trondheim

Telefon: 73 59 30 00

Fax: 73 59 33 50

Oslo

Adresse: P.O. Boks 124, Blindern, 0314 Oslo

Telefon: 22 06 73 00

Fax: 73 06 73 50