

■ www.energy.sintef.no ■

**SINTEF Energiforskning AS**

Postadresse: 7465 Trondheim
Resepsjon: Sem Sælands vei 11
Telefon: 73 59 72 00
Telefaks: 73 59 72 50

www.energy.sintef.no

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

ENØK i kuldeanlegget

SAKSBEARBEIDER(E)

Ola M. Magnussen og Tom Ståle Nordtvedt

OPPDRAGSGIVER(E)

FHL

TR NR.	DATO	OPPDRAGSGIVER(E)S REF.	PROSJEKTNR.
TRA6287	2006-01-06	Frank Jakobsen	16X568
ELEKTRONISK ARKIVKODE		PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)	GRADERING
060106tsn124721		Ola Magnussen	Åpen
ISBN NR.	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)	OPPLAG SIDER
82-594-2997-7		Inge Gran <i>Inge R. Gran</i>	28
AVDELING	BESØKSADRESSE	LOKAL TELEFAKS	
Energiprosesser	Kolbjørn Hejes vei 1D	73 59 39 50	

RESULTAT (sammendrag)

Det klart største energibehov i de fleste fiskeforedlingsanlegg er knyttet til kulde anleggene. Målinger viser høyere energibruk enn forventet som skyldes dette drift og bruk av lager, utstyr og anlegg

Kuldebehovet for kjøle- og fryselerager er avhengig av romstørrelse og belastning. For et fryselerager på 10 000 m³, innlegg av 300 tonn/døgn er kuldebehovet ved produksjon anslått til ca. 0,32 kWh/ m³, døgn. Anslått energibehov for kuldesystemet: $W_{komp.} = 0,18 \text{ kWh/ m}^3, \text{ døgn}$. I tillegg lys, vifter, trucker mv. ca 0,027 kWh/ m³,døgn og totalt energibruk bør være ca. 0,2 kWh/ m³,døgn. De fleste anlegg i fiskeindustrien har liten produksjon i perioder og ved ca. 20 % driftslasten er kuldebehovet på 0,18 kWh/ m³, døgn. Om effektivitet opprettholdes er $W_{komp.} = 0,105 \text{ kWh/ m}^3, \text{ døgn}$. Med redusert bruk av lys, vifter, mv., bør forbruket ikke være over 0,12 kWh/m³,døgn. Et anlegg med 50% full drift og resten dellast bør ha et energiforbruk på 60 kWh/m³,år.

Ved kjøling og frysing utgjør vanligvis energi fra produktene hoveddelen av belastningen på kuldesystemet, ved luftfrysing kan vifteeffekten være betydelig. Ved kontinuerlige prosesser vil belastning og energibehov være konstant under drift. For en båndfryser er anslått kuldebehov 118,0 kW for 1000 kg/time og kuldeanleggets energibehov være ca: $W_{komp.} = 0,079 \text{ kWh/kg}$. I tillegg utgjør vifter ca. 0,03 kWh/kg eller totalt forbruk på: $W = 0,109 \text{ kWh/kg}$. Om kapasiteten for fryseren utnyttes med 50 % er belastningen: $W = 0,16 \text{ kWh/kg}$.

Ved de fleste frysetunneler, platefrysere, mv blir varene lastet inn og en får en svært varierende varmestrøm. Bestemmelse av optimal kuldeytelse for denne type utstyr er derfor vanskelig. For en stor frysetunnel for pelagisk fisk i 20 kgs. esker er anslått en frysetid på 17 - 20 timer. Anslått totalbelastning på kuldesystemet er 470 kW og vifteeffekt 120 kW og 18 timer reell frysetid gir belastning på ca 0,106 kWh/ kg frosset. Kuldeanleggets energibehov er da ca. $W_{komp.} = 0,082 \text{ kWh/kg}$. I tillegg utgjør vifter ved 20 timer bruk av viftene $W_{vifter} = 0,024 \text{ kWh/kg}$ og totalt forbruk blir da anslått til: $W_{tot.} = 0,106 \text{ kWh/kg}$.

Ammoniakk (NH₃) er det mest vanlige kuldemedium i fiskeriæringen og er teknisk sett godt egnet. Bruk av CO₂ som medium vurderes for lavtemperaturanvendelser. De fleste av dagens kuldesystemer har svært enkle regulerings- og styresystem og energimessig er dette spesielt uheldig ved kompressorstyring. Ved dagens skrukompessoranlegg er sleidestyring svært uheldig og gir i praksis svært høye energikostnader. Gode system for overvåking og regulering er en stor mangel.

STIKKORD

EGENVALGTE	Kuldeanlegg	Energibruk
	Fiskeindustri	

1	INTRODUKSJON.....	3
2	LAGRING.....	4
2.1	KULDEBEHOV.....	4
2.1.1	Varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv:.....	4
2.1.2	Varme fra varer som innlastes.....	4
2.1.3	Nedkjøling av varm uteluft.....	4
2.1.4	Varme fra tekniske installasjoner.....	6
2.1.5	Varme fra laste/losseutstyr, trucker, personer, mv.....	6
2.1.6	Varme fra avrimingen.....	6
2.1.7	Eksempel: Overslag over totalt kuldebehov i et fryselager.....	7
2.1.8	Eksempel: Kjølelager.....	8
2.2	ENERGIBEHOV FOR KULDELAGER.....	8
3	NEDKJØLING OG INNFrysING.....	10
3.1	ENERGIMENGDER VED KJØLING OG FrysING.....	10
3.2	NEDKJØLING OG VARMESTRØM.....	11
3.3	INNFrysING OG VARMESTRØM.....	12
3.4	KULDEBEHOV VED KJØLING OG FrysING.....	14
3.4.1	Kontinuerlige kjøle-/fryse utstyr.....	15
3.4.3	Periodisk ("batch") kjøle-/fryseutstyr.....	16
3.5	KULDEBEHOV FRYSETUNNELER.....	19
4	KULDESYSTEM.....	23
4.1	KOMPRESJONSSYSTEMER.....	23
4.1.1	Ett-trinns kompresjon.....	23
4.1.2	To-trinns kompresjon.....	24
4.2	STYRE, REGULERING OG OVERVÅKINGS (SRO SYSTEMER.....	27

1 INTRODUKSJON

Denne rapporten er en del av prosjektet Fremtidens Enøk bedrift i fiskeindustrien.

Det klart største energibehov i de fleste fiskeforedlingsanlegg er knyttet til kuldesystemene. Kuldebehovene er igjen knyttet til kvalitet, produksjon og inntjening og utfordringene er å tilfredsstille kravene til kjøle- og frysetemperaturer og derved kvalitet, effektivitet og rasjonell produksjon med lavest mulig energibruk. En rekke undersøkelser viser at energibruken i fiskeindustrien har vært betydelig høyere enn forventet ut fra beregnet behov og en har sett at i stor grad skyldes dette drift og bruk av kuldelager og kjøle-/fryseutstyr. Videre er kuldeanleggenes oppbygning, kompressorvalg og bruk, styring av kompressorer og system, mv. For videre arbeide med effektivisering og som måltall ("best technology") vil derfor en realistisk anslått energibruk for viktige delprosesser være nødvendig.

I ENØK sammenheng vil de laveste energiforbruk for de sentrale operasjonene være måltall som bedriftene skal sikte mot. Beregningene av slike måltall vil i stor grad avhenge av forutsetninger som vil være generelle. En slik systematisk gjennomregning og tallfesting vil trolig likevel danne et godt grunnlag for bedriftene for å sammenligne egne forbruk mest mulig realistisk og kan danne grunnlag for tiltak. For å lette dette arbeidet vil en ved hjelp av eksempler illustrere effekter på energibruken ved drift med dellast, feil bruk av komponenter og utstyr mv.

Energibruken i kuldesystem er knyttet til energimengden som skal transporteres fra kjøle-/frysetemperatur i lager og kjøle-/fryseapparater. Temperaturene i lager er først og fremst knyttet til kvalitet og generelt i Norge til dels betydelig lavere enn norske og internasjonale grenser (NB: Disse er satt for mattrygghet og ikke kvalitet som er bedriftenes ansvar). Temperaturene i kjøle- og fryseutstyr er derimot oftest valgt fra en total vurdering av økonomi for energibruk og kapasitet for utstyret som øker med synkende temperaturer. Energiforbruket til kuldesystemet vil ved et gitt kuldebehov være avhengig av anleggets oppbygning, spesielt kompressorvalg og typer, styring og overvåkingssystem og bruk.

2 LAGRING

Kuldelager i fiskeindustrien er normalt bygget for å dekke behovet for mellomlagring av råstoff, i prosessering og av ferdigvarer før utsendelse. I mindre grad bygges lager for langtidslagring med sterkere krav til plassutnyttelse og stabile temperaturer. Produksjonslager bør være tilpasset effektiv vareflyt og har oftest stor trafikk i produksjonsperioder.

2.1 KULDEBEHOV

De viktigste kuldebehov vil være:

2.1.1 Varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv:

De fleste nyere lager er bygget med isolasjonspaneler og tykkelse 100 mm for kjølelager og 200 mm for fryselager. Om en tar hensyn til skjøte og div. feil vil en realistisk k-verdi ikke overstige $0,35 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ for kjølelager og $0,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ for fryselager. Lager med mineralull 150 mm og 300 mm tykkelse vil ha tilsvarende k-verdi, men i praksis kan ofte mye fuktighet ha trengt inn og bygget opp vann/is i isolasjonen. Dette gir ofte betydelig høyere energitap og kan også forårsake lukt og problemer med vekt av taket.

Varmelekkasjeflate i forhold til romvolum er avhengig av geometrisk form og størrelse, minst overflate har kubus (kule er upraktisk) ($6/L \text{ m}^2/\text{m}^3$). I praksis begrenses høyden av stabling av paller med truck og vanlig høyde er 8 – 12 m i fryselager og 3 – 5 m i kjølelager. Som eksempel vil et 10 m høyt og rimelig stort fryselager på $10\,000 \text{ m}^3$ (25 x 400 m) gi $3\,300 \text{ m}^2$ ytre flater og overflate/volum = $0,33 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Forutsettes k- verdi på $0,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, ute- og innetemperatur på $20 \text{ }^\circ\text{C}$ og $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ vil varmelekkasjen være: $Q_{\text{lek.}} = 0,2 \cdot 3\,300 \cdot [20 - (-30)] = 33\,000 \text{ W} = 33 \text{ kW}$

2.1.2 Varme fra varer som innlastes.

I praksis er ikke alle varer nedkjølt til romtemperatur før innføring på lager, vanligvis ser en temperaturer fra et par til 10 – 15 $^\circ\text{C}$ høyere. Belastningen på kuldesystemet vil derfor være knyttet til nedkjøling av varene etter fryseapparatene. En nedkjøling av frosset fisk på 5 til 10 $^\circ\text{C}$ på lageret er relativt vanlig og her er antatt en midlere nedkjøling på 7,5 $^\circ\text{C}$. Med en døgntilførsel på 300 tonn (ca. 20 døgn lagerkapasitet), vil dette for feit fisk (spes. varme ca. 2,3 kJ/kg, $^\circ\text{C}$) og forutsette at dette nedkjøles over døgnet vil dette gi en belastning på ca.

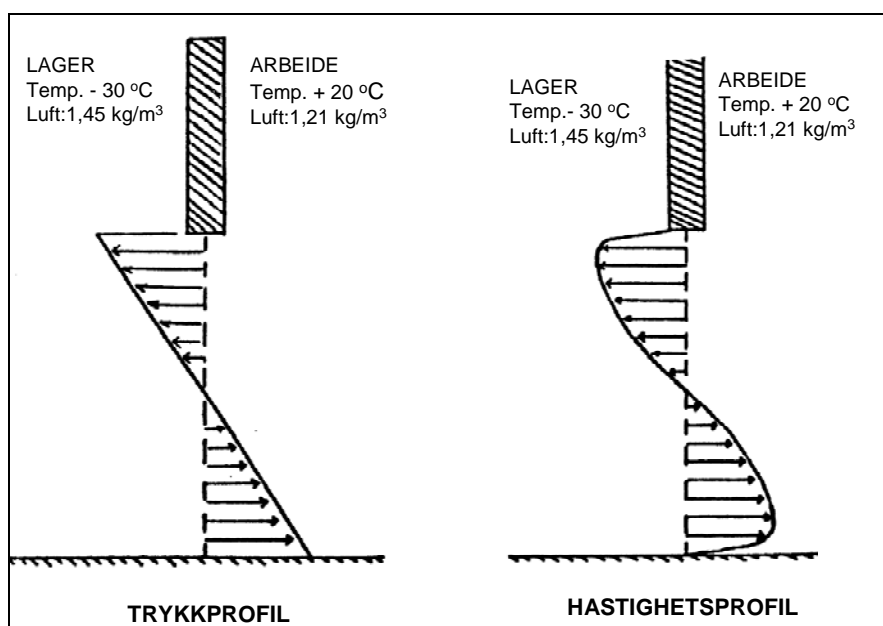
$$Q_{\text{vare}} = 2,3 \cdot 7,5 \cdot 300\,000/3\,600 = 960 \text{ kWh/døgn.}$$

2.1.3 Nedkjøling av varm uteluft.

Bortsatt fra frukt og grønnsakslager har en ikke tilsiktet ventilasjon på kuldelager. Årsaken til de store utfordringer med belastning fra uteluft er derfor i hovedsak døråpninger. Årsaken til luftsirkulasjonen gjennom en åpning mellom to rom med forskjellig temperatur er skissert i Figur 1. Luftens tetthet (vekt pr. m^3) øker med synkende temperatur og forårsaker høyere trykk ved gulv inne i et kaldt lager enn i omliggende varmt rom. Når døren åpnes vil denne trykkforskjell få luft til å strømme ut ved gulvet, men da må denne luft erstattes med tilsvarende luftmengde som strømmer inn oppe i åpningen. En må da få en nøytral trykksone midt i døra og trykkforhold og

lufthastigheter som skissert i figuren. Årsaken til avbøying av hastighetskurven ved gulv og dørtopp er at en får stor friksjon som reduserer hastigheten mot disse flatene.

Ut fra teoretiske betraktninger og målinger av flere forskningsmiljø kan luftstrømmen ved åpen dør og konstante temperaturer anslås og kuldebehov beregnes. Som eksempel er beregninger ved en vanlig dør vist i tabell 1. I virkeligheten blir tapene noe mindre enn beregningene viser ved lange åpningstider, i hovedsak fordi belastningene på lageret langt overskrider kuldeytelsen til kjøleren slik at innetemperaturen stiger. Samtidig tilføres kulden arbeidsområdet slik at det blir kraftig gjennomtrekk og romtemperaturen synker.



Figur 1. Trykk og lufthastighetsprofiler mellom fryselager og arbeidsrom

Tabell 1. Kuldetap og rimbelastning ved døråpning forutsatt relativ fuktighet i uteluft 50 % og i lager 80 %. Dør: H = 2,6 m, B = 2,5 m

UTEMPERATUR [°C]	KJØLELAGER 0 °C		FRYSELAGER – 30 °C
	RIMBELASTNING [KG/S . 10 ³]	KULDETAP [KW]	RIMBELASTNING [KG/S . 10 ³]
5	-	3,8	8,7
20	8,6	64,9	31,1
35	42,9	224,7	93,6

Det er viktig å registrere den store vanddampmengde som følger luften inn i lageret og som vil kondensere på grunn av det lave vanddamptrykk i kuldelageret. Dette medfører betydelige praktiske problem med gjenriming av fordampere og tap av kuldeytelse samtidig som en får rim/is på gulv, vegger, tak og varer.

Selv om beregningene gir noe for høye tall sammenlignet med beregnet varmelekkasje over et helt døgn. Når en så vet at ved mange anlegg står dører åpne i timer og at den kalde luften som strømmer ut gir tilsvarende varmebehov i arbeidslokaler er energikostnadene ved dørbruk betydelig.

Erfaring har vist at hengegardiner (plaststriper), ”luftdører”, mv. er lite effektiv for å hindre utstrømming av kald luft. Sluser kan være bedre, men tar mye plass og blir lett et trafikkhinder. Moderne hurtigporter med automatisk åpning er derimot effektive og målinger viser at åpningstiden kan komme ned i 20 – 15 sekunder pr. tonn varer transportert. Ved så korte åpninger, vil man på grunn av treghet luftstrømmen ikke få utviklet full strømming og lufttapene blir betydelig mindre enn tabell 1 viser. Imidlertid er erfaringen fra anlegg at dørbruken er vesentlig mindre effektiv, men med svært store variasjoner. Om en som teoretisk overslag for lager regner 20 sekund/tonn og 300 tonn vil dette kreve døråpning på ca. 1,7 time. Under utkjøring vil en også få spesielt høy belastning, men for vår enkle overslagsregning anslås her 2,5 timer åpning pr. døgn eller en døgnbelastning på ca. 763 kW. Sammenlignes eksempelvis med overslagsberegnet avlekkasjeverme for et 10 000 m stort lager på ca. 33 kW eller 792 kWh/døgn, ser vi at ved samme temperaturer er tapet ved døråpninger er i samme størrelsesorden

Det er også grunn til å påpeke at en ikke bør ha flere dører i kjøle-/fryselager. Om det av praktiske årsaker er nødvendig må ikke to (eller flere) stå åpen samtidig mot områder med noe forskjellig lufttrykk (pga. ventilasjon, vind, mv.) da dette kan føre til svært stor luftgjennomstrømming og ukontrollerbare temperaturer i alle berørte rom.

2.1.4 Varme fra tekniske installasjoner

De aller fleste kuldelager har utstyr som angir varmeenergi som vifte(fordamper), lys, drivmotorer, lagerreoler, varmeelement, mv. For de fleste lager i fiskeindustrien er varmebelastningen først og fremst fra fordampervifter og lys. For standard fordampere i lager er vifteeffekten i størrelsesorden 3 - 8 % av ytelsen og om denne ikke er kjent er 5 % et rimelig anslag. De fleste lager har moderne lysrør og med akseptabelt lys vil en ofte ha et effektbehov på 5 – 10 W/m² gulvareal. De fleste lager har lysene på i brukstiden, ofte 10 timer i døgnet. For regneeksemplet gir 10 W/m² en belastning over døgnet på:
 $0,010 \text{ kW/m}^2 \times 1\,000 \text{ m}^2 \times 10 = 100 \text{ kWh pr. døgn.}$

2.1.5 Varme fra laste/losseutstyr, trucker, personer, mv.

De fleste anlegg bruker truck for transport av fisken og en vanlig 1,5 tonns truck har et midlere effektforbruk på i størrelsesorden 3,5 kW som avgis i tiden inne på lageret. Dessuten vil trucken delvis varmes opp i varme rom og kjøles og belaste lageret i kalde rom. Transporten varierer mye mellom anleggene, for å sette tall er imidlertid anslått en truck i aktivitet hele arbeidsdagen inne på lageret. Som et grovt overslag anslås at truck (inkl. fører) belaster lagrene med 5 kW pr time.

2.1.6 Varme fra avrimingen.

På grunn av at kjøleflatene har lavere temperatur enn luften i lagrene vil vann kondensere som rim på flatene og redusere varmetransport og luftstrøm. Rimmengden varierer mye, spesielt avhengig av luftinnstrømming gjennom dører og fuktige varer. Dette rimet må fjernes ved oppvarming av flatene. De fleste større industrielle anlegg har avriming med varmgass det eksisterer lite

målinger av tilført varme. Erfaringsmessig kreves ca. 3 ganger fordamperytelsen med varmgass for effektiv varmgassavriming. Som anslag settes varmemengden $3 \times Q_{\text{ford.}}$ i 2 avriminger á $\frac{1}{2}$ time pr. dag.

2.1.7 Eksempel: Overslag over totalt kuldebehov i et fryselager.

Fra overstående overslag av de vanlige belastninger på en relativ normal fryselager ved -30 °C og eller $10\,000\text{ m}^3$ og inn/utkjøring av 300 tonn varer pr døgn og vanlig dør, dørbruk, mv. Siden driftsbelastningen oftest er knyttet til produksjonstiden vil belastningen variere. Treghet i nedkjøling/oppvarming av varer og i systemet gjør at en vanligvis fordeler lasten over døgnet. Siden driftsbelastningen ofte er større enn den jevne last, betyr det at en tillater noe variasjon i lufttemperaturen i lageret. For beregning av energiforbruket vil dette også spille mindre rolle så lenge effektiviteten av energisystemet ikke endres mye ved dellast. Ved eventuell dimensjonering av selve kuldesystemet og komponenter må en dessuten ta hensyn til at en får redusert driftstid på grunn av avrimingsperiodene, driftsstopp for eventuell vedlikehold mv.

A: Døgnbelastning ved full produksjon.

Varmelekkasje: 33 kW · 24 timer	790 kWh
Varekjøling : 300 tonn á $7,5\text{ °C}$	960 "
Dørtap : 2,5 timer á 305 kW	760 "
Fordampervifter:	150 "
Lys: 10 timer	100 "
Trucker, mv. 10 timer á 5 kW	50 "
<u>Avriming:</u>	<u>370 "</u>
Totalt	3 180 kWh

Med lasten jevnt forelt over døgnet: $3\,180/24 = 132,5\text{ kW}$

Omregnet til belastning pr. volum:

$$q_{\text{tot}} = 132\,500\text{ W}/10\,000\text{ m}^3 = 13,3\text{ W}/\text{m}^3,$$

av dette ut"Driftslast" (varekjøling, dørtap og trucker): $q_{\text{last}} = \text{ca. } 7,2\text{ W}/\text{m}^3$.

Som overslagene viser driftslasten kuldebehovet for denne type lager større enn lekkasjevarmen og med den store usikkerheten knyttet til beregningene må en forvente store variasjoner mellom anlegg.

B. Uten produksjon:

Ved stillstand i driften vil en når varene er nedkjølt bare ha kuldebehov av varmelekkasje, vifter og avriming noe som utgjør ca 59 kW (ca. $5,9\text{ W}/\text{m}^3$) eller ca. 45 % av fullast.

Man må være oppmerksom på at dette er last fordelt over døgnet og anslåtte temperaturer. Ved kuldebehovsberegning må en ta hensyn til høyere temperaturer, større belastning og kortere driftstid for kuldesystemet. Vanlig overslagsberegner en lekkasjevarme og benytter en q_{last} som er til dels betydelig høyere en her anslått.

2.1.8 Eksempel: Kjølélager

På tilsvarende måte som fryselagring er det gjort et overslag over totalt kuldebehov. Usikkerhetene med driftslasten er imidlertid større her, spesielt når det gjelder dørbruk. Det meste av varene ved vanlige anlegg er iset og varelasten er derfor liten. Erfaringsmessig er imidlertid ”dørkulturen” dårlig med mange dører og stor åpningstid.

Tilsvarende gjennomgang for et antatt kjølélager ved 0 °C og dimensjonene 10 m x 20 m x 5 m (B x L x H) eller 1 000 m³ gir døgnbelastning i størrelsesorden:

Varmelekkasje: Beregnet 4.9 kW i 24 timer	118 kWh
Varekjøling : 1 tonn diverse + iset/kjølt fisk	20 ”
Dørtap : Anslått: 64,9 i 3 timer	195 ”
Fordampervifter:	10 ”
Lys:	24 ”
Trucker, mv.	50 ”
<u>Avriming:</u>	<u>60 ”</u>
Totalt	477 kWh

Med lasten jevnt fordelt over døgnet: $477/24 \approx 20$ kW

Omregnet til belastning pr. volum:

$$q_{\text{tot}} = 20\,000 \text{ W}/1\,000 \text{ m}^3 = 20 \text{ W}/\text{m}^3$$

av dette ut”Driftslast” (varekjøling, dørtap og trucker):

$$q_{\text{last}} = \text{ca. } 9,3 \text{ W}/\text{m}^3.$$

B. Uten produksjon:

Ved stillstand i driften vil en når varene er nedkjølt bare ha kuldebehov av: Varmelekkasje, vifter og avriming noe som utgjør ca 9,5 kW eller ca. 50 % av fullast.

2.2 ENERGIBEHOV FOR KULDELAGER

Kuldebehovene skal dekkes av kuldeanlegget og energibruken for dette er i hovedsak knyttet til anleggenes kompressorer samt vifter, lys, pumper, mv. Det er imidlertid ikke tatt med eventuelle varmebehov for å dekke kuldebelastningen fra dører mv. Kuldesystemets energibruk er i første rekke avhengig ta temperaturforskjellen fordampner – kondensator (løftehøyden) og anleggets oppbygning, komponenter og drift. For overslagsberegning av anlegg kan en ut fra systemets fordampings- og kondenseringstemperatur beregne Carnot virkningsgraden (teoretisk ideell prosess). Denne er gitt av ligningen nedenfor, hvor ε_c er Carnot-effektfaktoren for en kuldemaskin, T_0 er fordampningstemperaturen i grader Kelvin.

$$\varepsilon_c = \frac{(t_0 + 273)}{(t_k - t_0)} = \frac{T_0}{\Delta T}$$

Forholdet mellom effektfaktoren for et virkelige anlegget (ε) og Carnot-effektfaktoren (ε_c) betegnes Carnot-virkningsgraden (η_c).

$$\eta_c = \varepsilon_c / \varepsilon \quad \text{eller} \quad \varepsilon = \varepsilon_c \cdot \eta$$

For anlegg av denne type vil den ofte være i størrelse $\eta_c = 0,4 - 0,45$

Eksempel: Fryselager

Et fryselager med $-38 \text{ }^\circ\text{C}$ fordampingstemperatur og kondensering ved $25 \text{ }^\circ\text{C}$ vil ha en Carnot-virkningsgrad på: $\varepsilon_c = \frac{273 - 35}{25 + 35} = 3,97$ og med et vanlig godt anlegg gi $\varepsilon = Q_0/W_{\text{komp}} = \text{ca. } 1,8$

For beregnet kuldebehov pr. døgn på $10\,000 \text{ m}^3$ lageret er anslått til $3\,180 \text{ kWh}$ eller $0,318 \text{ kWh/m}^3$, døgn ***Med anslått effektfaktor er da kuldesystemets energibehov: $W_{\text{komp.}} = 0,318/1,8 = 0,18 \text{ kWh/m}^3$, døgn. I tillegg krever lys, vifter, trucker mv. ca $0,027 \text{ kWh/m}^3$, døgn og totalt energibruk bør derfor ikke være over $0,2 \text{ kWh/m}^3$, døgn eller 73 kWh/m^3 , år med full drift over hele året.***

De fleste anlegg i fiskeindustrien går med liten/lav produksjon i perioder av varierende lengde. Som overslag er antatt ca. 20 % av driftslasten i denne perioden som gir last på ca. $7,5 \text{ W/m}^3$ eller kuldebehov på $0,178 \text{ kWh/m}^3$, døgn. Om kuldesystemets effektivitet opprettholdes i rimelig grad og settes til $\varepsilon = 1,7$ vil $W_{\text{komp.}} = 0,178 / 1,7 = 0,105 \text{ kWh/m}^3$, døgn. ***Med redusert bruk av lys, vifter, truck, mv., bør derfor totalt energiforbruk ikke være over $0,12 \text{ kWh/m}^3$, døgn (45 kWh/m^3 , år). Et anlegg med ca. 50 % full drift bør da ikke overskride et energiforbruk på 60 kWh/m^3 , år om kuldesystemet har rimelig effektivitet. Det viser her til DEL 4. KULDESYSTEM.***

3 NEDKJØLING OG INNFrysING

Kjøling og frysing er karakterisert ved at energi(varme) fjernes fra produktene slik at temperaturen senkes. Fra et teknisk og økonomisk synspunkt er bestemmelse av varmemengden som må fjernes avhengig av produkttemperaturen, tiden dette tar og energimengden som trenges for å fjerne/avgi varmen til omgivelsene. Fokus vil her være på energiøkonomisering, men dette er sterkt knyttet til varmemengde som overføres og tiden dette tar. For å forstå sammenhengen mellom faktorene vil en derfor kort omtale dette med fokus på variasjonen i varmestrøm under prosessen.

3.1 ENERGIMENGDER VED KJØLING OG FrysING

Alle matvarer er komplekst oppbygget og inneholder en rekke stoffer i kjemiske bindinger. Fra et energimessig synspunkt er hovedkomponentene som påvirkervarmeinnholdet knyttet til vann, protein, karbohydrater (lite i fisk), fett og div. salter viktig. Magert fiskekjøtt inneholder ca. 80% vann, ca. 18 % proteiner og litt fett og salter. Feit fisk inneholder betydelig fett avhengig av sesong og art og siden fett er lite bundet til vann går mengden ned med økende fettinnhold. Så lenge stoffene ikke har endring i fase (flytende - fast) kan en termisk se på dette som en mekanisk blanding og beregne spesifikk varme fra dette. Varmemengde vil da beregnes ut fra:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T \text{ [kJ]}$$

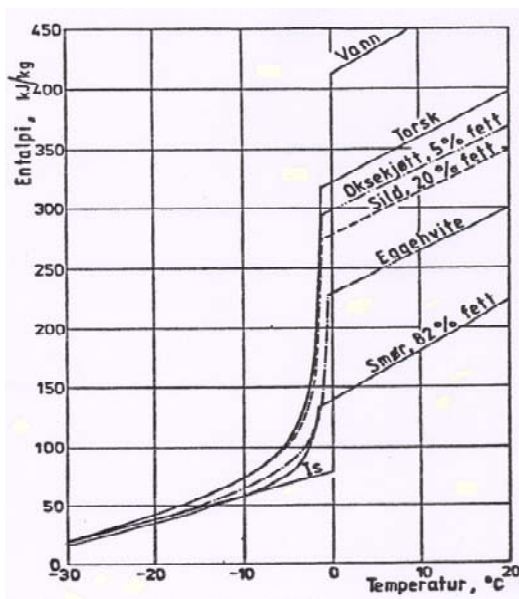
c = spesifikk varme [kJ/kg, °C]

m = masse [kg]

ΔT = temperaturforskjell [°C]

For mager fisk er c = ca. 3,7 [kJ/kg, °C], og for laksefileter ca. 3,4 [kJ/kg, °C]

På grunn av salter og kjemiske bindinger vil frysing (faseovergang til fast) av vannet være senke og vannet begynner å fryse for de mest vanlige matvarer ved ca - 1 °C. Som for en saltlake vil en få utfrosset is over et temperaturområde, i hovedsak ned mot - 4 til - 6 °C. En er derfor avhengig



Figur 2. Varmeinnhold (entalpi) for noen typiske matvarer

av målinger for å bestemme endringer i varmeinnholdet og data finnes for en rekke matvarer. Data for en del slike er viste i figur 2 og ut fra kurvene kan en direkte lese endringen mellom

temperaturene. Ved bruk av slike diagram kan varmemengden som skal fjernes mellom to temperaturer finnes i diagrammet og bestemmes ved:

$$Q = (h_1 - h_2) \cdot m \quad [\text{kJ}]$$

hvor:

h_1 (kJ/kg) = Entalpi ved starttemperaturen;

h_2 (kJ/kg) = entalpi etter kjøling/frysing.

Eksempel: 1 000 kg torsk av 10 °C skal fryses til – 25 °C :

Fra figur 2 finnes ved avlesning:

Total varmemengde: (360 – 31) kJ/kg x 1 000 kg = 239 000 kg

En kan også se at:

Kjøling fra 10 °C til -1 °C: $360 - 318 = 42$ kJ/kg

Frysing fra -1 °C til – 8°C: $318 - 84 = 234$ ”

Nedkjøling fra -8 °C til -25 °C $84 - 31 = 53$ ”

dvs. Frysingen -1 °C til -8 °C utgjør ca. 71 % av varmemengden.

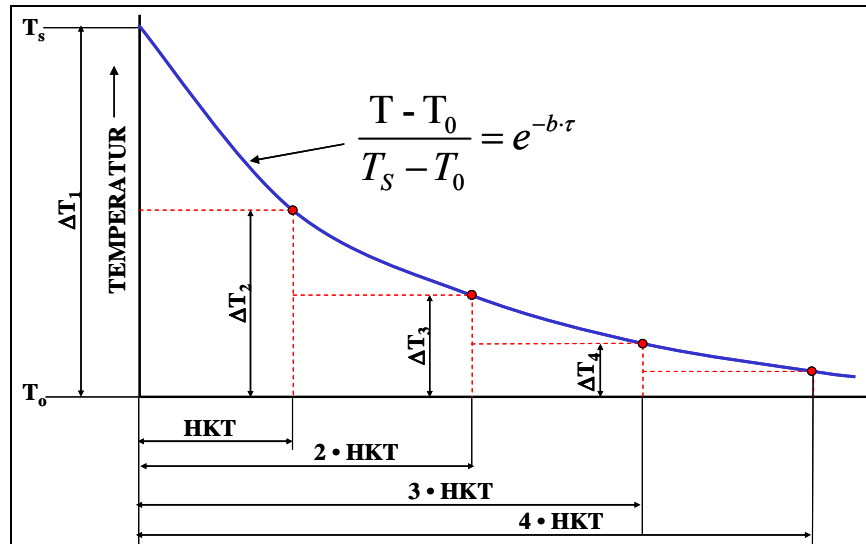
Det karakteristiske ved kjøling og frysing er at varme fjernes fra varen slik at temperaturen senkes. Fra et teknisk/økonomisk synspunkt er bestemmelse av hastigheten for strømmen av energi svært viktig. Dette bestemmer hvor lang tid kjøling/frysing tar og er bestemmende for størrelser på apparater og utstyr. Siden varmestrømmen kontinuerlig endrer temperaturen i varen og temperaturen er forskjellig inne i varene er hastigheten svært varierende slik at beregning er komplisert. I praksis vil en for enkle overslag gjøre forenklinger og idealiseringer og det kreves god faglig innsikt for vurdering av disse. Det er derfor svært viktig at overslag og beregninger følges opp av realistiske registreringer og målinger som gjentas rutinemessig.

3.2 NEDKJØLING OG VARMESTRØM

Ved nedkjøling blir varmeinnholdet i varene transportert fra varen til kuldesystemet ved at all varme overføres fra overflaten til varmetransportmediet (luft, vann, metall, mv.). Effektiviteten angis ved varmeovergangstallet (α [W/m²,°C]) og som er avhengig av medium og hastighet/kontakt. Om en har et svært tynt produkt som har jevn temperatur under kjølingen kan en vise matematisk at temperatursenkningen ved konstant kjøletemperatur er en eksponentiell ($\Delta T = e^{\alpha \cdot \text{Tid}}$) kurve mot denne. Kurven er vist i figur 3 og en kan vise at tiden for halvering av temperaturforskjellen er lik i alle områder. Siden varmemengden er gitt av spesifikk varme x temperatursenkning/tid vil varmestrømmen få samme form som kurven for temperatur. Varmestrømmen er derfor svært varierende, svært stor ved start kjøling og svært liten når kjølingen er mot slutten.

For tykke produkter må varmen ledes fra indre deler mot overflaten og dette gir indre temperaturforskjeller. Bortsett fra den tid en trenger for av temperaturbølgen når alle punkt kan en vise at også temperaturen i alle punkt og total varmestrøm er eksponentiell kurve. Dette er lite tilpasset et gitt kuldesystem som ved konstante temperaturer har konstant ytelse. Resultatet er at kuldeanlegges dimensjoneres slik at ytelsen er for liten i første del av kjølingen i et apparat og at temperaturen stiger til systemet balanserer. Temperaturen synker etter som varmestrømmen avtar til en nedre temperaturgrense som er satt for å unngå frysing for deretter å regulere kuldesystemet til delast. I fiskeindustrien benyttes mye kjøling med is eller issørpe. Isen blir produsert kontinuerlig

eller utenom arbeidstiden (unngår effekttopp) og en magasinerer derved ”kulde”. Kuldemagasinet benyttes da til å holde konstant lav temperatur under kjølingen.



Figur 3. Temperaturforløp for tynt produkt ved nedkjøling med konstant temperatur i kjøler.

3.3 INNFrysING OG VARMESTRØM

Som ved kjøling vil all varme transporteres fra overflaten og transporteres til overflaten ved varmeledning og temperaturforskjeller som drivkraft. Beregning av varmestrømmen blir imidlertid mer komplisert ved at store varmemengder skal fjernes i fryseområdet. Rimelig nøyaktig beregning av temperaturer og frysetid krever derfor bruk av simuleringprogram og kraftige datamaskiner. I tillegg er målinger viktig for bestemmelse av usikre parametere i dataprogrammene og verifisering av beregningene.

Frysevarmen for varer med høyt vanninnhold (fiskeprodukter) er dominerende (figur 2) og en vanlig forenkling ved overslagsberegninger er å sette at all varme fjernes ved en temperatur, eksempelvis ved -2°C og at varmen ledes derfra mot overflaten. For enkle geometrier kan en vise at dette gir en relativt enkel fryseligning (Planks ligning) hvor frysetiden (τ) er gitt av:

$$\tau = \frac{\rho \cdot \Delta h_{\text{frys}}}{\Delta T} \left[\left(\frac{P \cdot L}{\alpha} \right) + \left(\frac{R \cdot L^2}{2 \cdot L} \right) \right]$$

hvor:

t = tid i sekunder

ρ = tetthet [kg/m^3] (ca 1 000)

h_{frys} = frysevarmen kJ/kg

ΔT = temperaturforskjellen fryser – frysetemperatur for varen

L = tykkelse [m]

α = varmeovergangstall overflate – frysemedium [$\text{W}/\text{m}^2,^{\circ}\text{C}$]

λ = varmeledningsevne for frosset vare.

Videre er P og R geometrikonstanter med følgende verdier;

Plan parallell plate og frysing fra begge sider: $P = 1/2$ og $R = 1/8$

Uendelig lang sylinder: $P = 1/4$ og $R = 1/16$.

Det viktigste med ligningen er at en ser effekten av viktige parametere som kan påvirkes:

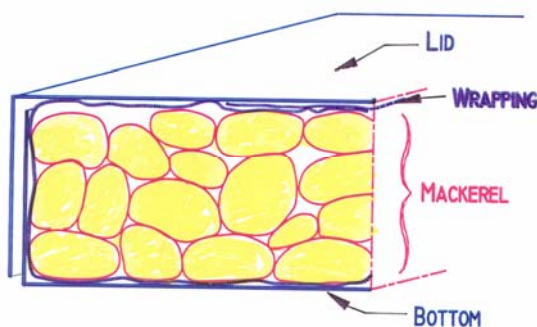
1. Frysetid avtar lineært med ΔT
2. For en gitt tykkelse avtar innflytelse av varmetransporten lineært med økningen α . Er α svært høy er frysetiden nært avhengig av L^2 , dvs. dobling av tykkelse gir $2^2 = 4$ dobling av frysetid.
3. Effekten av intern varmeledning avhenger av L^2 , dvs. liten tykkelse gir L^2 en svært liten verdi og frysetiden er først og fremst avhengig av varmeoverføringen.
4. Emballering reduserer ofte varmeoverføringen fra overflaten dramatisk, spesielt når det oppstår luftlag mellom produkt og emballasje. En kan da beregne effekten ut fra:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_{\text{luft-emballasje}}} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{\text{emballasje}} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{\text{luft}}$$

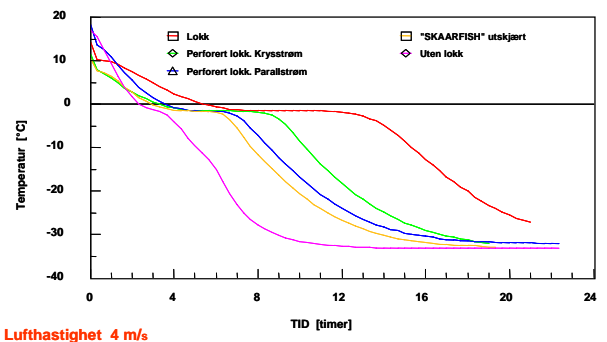
Eksempel:

Luftfryser med god lufthastighet og – fordeling: Rimelig α er ca. $25 \text{ W/m}^2\text{°C}$, Emballering med Plastbelagt plast (ca. 1.5 mm) gir $(\delta/\lambda)_{\text{emballasje}} = \text{ca. } 0,04 \text{ m}^2\text{°C/W}$ og 2 mm luftspalt gir $= 0,2 \text{ m}^2\text{°C/W}$. Total varmeovergangstall blir da bare: $\alpha = \text{ca. } 5,6 \text{ W/m}^2\text{°C}$ og om varmeovergangen dobles økes α bare til $6,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$ dvs. varmemotstanden i emballasjen er bestemmende.

Som eksempel for frysetid og varmestrøm ved luftfrysing er vist i figur 4. Det er benyttet en standard pappemballasje med lokk og vist effekt av forskjellige slisser/utskjæringer og fjerning av lokket. Eskene var utstyrt med mange termometer som viste at fiskene i øvre del av eskene fryser sist. Ut fra en rekke målinger og bruk av dataprogrammer for simulering av forholdene ut fra disse kan en også beregne varmestrømmen avhengig av frysetiden. Beregningene av varmestrøm fra bunn- og lokkside er fremstilt i figur 5 og viser tilsvarende ved kjøling stor reduksjon i varmestrømmen etter som frysefronten beveger seg innover fra overflaten. Kurvene viser også den store effekt av manglende kontakt mellom lokk og fisk og luftens isolerende effekt. En bør også merke seg knekken på kurvene når siste del av fisken er frosset.



A

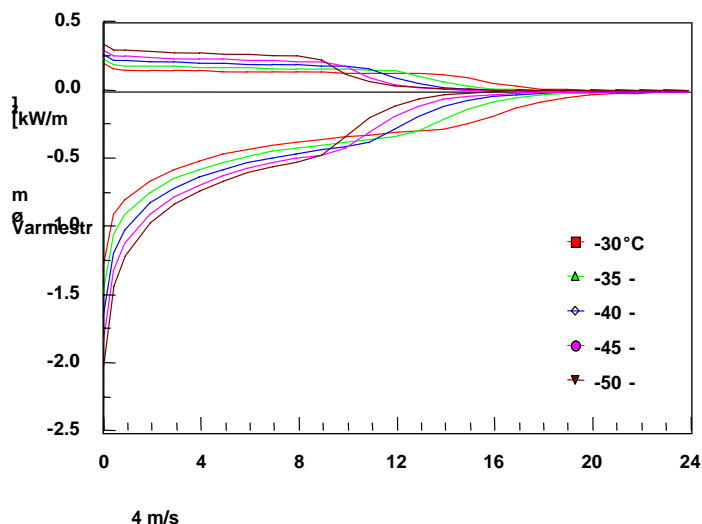


B

Figur 4. Typisk emballering og målte frysetider for pelagisk fisk i 20 kgs kartonger m/plastinnlegg. a. Snitt gjennom eske som viser kontaktflater og luftspalter. b. Målte frysetider under kontrollerte fryseforhold og forskjellige lokkarrangement.

3.4 KULDEBEHOV VED KJØLING OG FRYISING

Ideelt sett er varmemengden vi fjerner fra produktet og temperaturløftet for å transportere dette til omgivelsen bestemmende for energiforbruket. For den praktiske og tekniske gjennomføring av prosessen vil imidlertid belastningen på kuldesystemet være større og avhengig av valgte løsninger. Et reelt mål for belastning og energiforbruk må derfor settes ut fra realistiske forutsetninger og valgte teknologiske løsninger.



Figur 5. Beregnet varmestrøm fra bunnside og lokkside for en standard 20 kgs makrellkasse med tett lokk ut fra målinger og simuleringer. Varmestrømmen oppover er definert positiv, total varmestrøm er avstand øvre(fra lokk) og nedre(fra bunn) kurve.

Av praktiske årsaker vil en ofte emballere produktet noe som allerede påpekt har store effekter på frysetid og varmeoverføring fra varene. I tillegg gir det en øket belastning ide emballasjen skal kjøles. For vanlig plast og papp er spesifikk varme relativt liten, men i tillegg vil rammer, paller, metallstativer kunne gi betydelige tillegg. Utstyret må også plasseres i nedkjølte arealer, siden utstyret oftest er kompakt og godt isolert, er varmelekkasjen ved full drift relativt liten. Derimot kan spesielt dører og åpninger gi luftlekkasjer og betydelig belastning. Transport av varmen fra overflaten er gitt ut fra valgt kjøle-/fryse prinsipp bestemt ut fra en totalvurdering av kundespesifikasjon, produktgeometri, arbeidsbehov, tilpassing til prosessering, økonomi, mv. Ved bruk av luft eller væske som transporteres mellom vare/emballasje og kuldesystem er energibruken for vifter og pumper av stor betydning og må ha spesiell fokus ved anleggene. I tillegg tilføres energi for andre formål inne i apparatene, eks. vis for drift an transportbaner mv.

En enkel oppsummering av faktorene som bestemmer totalt kuldebehov for en kjøle- eller fryseprosess er da:

$$Q_{\text{totalt}} = Q_{\text{vare}} + Q_{\text{emb./reoler}} + Q_{\text{varmetap}} + Q_{\text{energi}} \quad [\text{J/s} = \text{W}]$$

3.4.1 Kontinuerlige kjøle-/fryse utstyr.

Med kontinuerlige prosesser regnes her kuldesystemer hvor varene fortløpende mates inn og ut vanligvis på bånd eller på skinner, mv. som transporterer produktene gjennom kjøle-/frysesonen. Tradisjonelt er dette utstyr som står i prosesslinjer for filetfrysing og ferdigvarer hvor kjøle-/frysetiden er kort. Kravene til effektivisering og rasjonell produksjon fører til økende bruk av automatiserte kontinuerlige linjer også hvor tinden for kuldebehandling er flere timer. Denne utvikling vil trolig fortsette og er også fordelaktig for kuldesystemene som også får stabile driftsforhold.

Beregning av kjøle-/frysetid og varmestrøm fra produktene er svært sentralt for bestemmelse av apparatstørrelse, hastighet av vareflyt, kuldebehov i soner av utstyret, mv. For bestemmelse av kuldebehovet og kuldesystemet kan en betrakte apparatet som en boks hvor varer kontinuerlig strømmer inn med en temperatur og ut med en annen. Fra varmeinnhold data (eks. figur 2) kan da inn og utgående entalpi bestemmes og varebelastning bestemmes av:

$$q_{\text{vare}} = (h_{\text{inn}} - h_{\text{ut}}) \cdot m \text{ [kJ/s = kW]}$$

hvor:

$$m = \text{varestrøm [kg/s] og } h = \text{entalpi [kJ/kg]}$$

De fleste kontinuerlige fryserer er av flere årsaker bygget for å gi kort kjøle-/frysetid, de viktigste er:

- Lettere å plassere i produksjonslinje med kort forsinkelse i kjeden.
- Utstyret er kostbart og kort gjennomløpstid gir bedre økonomi.
- Rask nedkjøling av overflate reduserer vekttap som for uemballert vare er en betydelig kostnad.

Økt temperaturforskjell (drivkraft i prosessen) ved lavere temperatur som teoretisk gir litt økning av energi for kompressordrift. I fiskeindustrien begrenses ofte muligheten til lavere temperatur av felles lavtrykkside, driftsproblem ed lave temperaturer (NH₃ anlegg), mv. Fokus er derfor ofte på økt varmeovergang ved øket strømningshastighet og økt turbulens. Dette medfører oftest høyere energiforbruk til sirkulasjon og dette belaster også kuldeanlegget som må fjerne energien fra det kalde området. Utstyret er tilpasset en maksimalytelse og de er i liten grad tilpasset energiøkonomisk bruk ved lavere belastninger og bruk/drift er derfor kritisk for energikostnadene.

Eksempel: En vanlig spiralfryser for filet med kapasitet 1 000kg/h ved – 35 °C i fryseren har følgende spesifisering: Plassert i isolert skap (k = 0,25 W/m²,°C) med overflate 100 m² . Bånd, transportåpninger, mv forårsaker et tap på 800 W og en har 3 vifter á 10 kW for luftsirkulasjon.

Kuldebehov full last:

Produktlast: 5 °C til -25°C: (340 - 30) · 1 000/3 600 =	86,1 kW
Varmetap skap: 20 °C til -35 °C: 0,25 · 100 · (20 + 35) =	1,1 ”
Driftstap:	0,8 ”
Vifteenergi: 3 stk. á 10 kW	30,0 ”
Totalt:	118,0 kW

Vifteeffekten utgjør da: 100% x 30/118 = 25,4 % av kuldeytelsen

Halvering av produktlast med samme båndhastighet og drift reduserer kuldebehovet til 74,95kW og vifteeffekten utgjør da 40 %. Ved ca. 30 % last er driftstapet over 50 % av kuldebehovet og dette er

en ikke uvanlig drift i industrien. For denne type utstyr er det stort behov for reguleringsutstyr som styrer båndhastighet/oppholdstid og viftebruk for bedre utnyttelse av utstyr og energi.

3.4.2 Energibehov ved kontinuerlige frysing

Tilsvarende som for lager er det for overslag av kuldeanleggets energibehov beregnet en Carnot virkningsgrad (teoretisk ideell prosess) fra systemets fordampings- og kondenseringstemperatur. Det er da forutsatt en midlere fordampningstemperatur på -40 °C og kondensering ved 25 °C som gir:

$$\varepsilon_c = \frac{(t_0 + 273)}{(t_k - t_0)} = \frac{-40 + 273}{25 - (-40)} = 3,59$$

Eksempel:

Forutsatt rimelig godt kuldesystem vil effektiviteten i forhold til Carnot-virkningsgraden være i størrelse $\eta_c = 0,4 - 0,45$ og kuldeanleggets effektfaktor være ca. $\varepsilon = 1,5$. Med et beregnet kuldebehov på $118,0\text{ kW}$ for 1000 kg/time vil kuldeanleggets energibehov være i størrelsesorden: **$W_{komp.} = 0,118/1,5 = 0,079\text{ kWh/kg}$. I tillegg utgjør vifter $30/1000 = 0,03\text{ kWh/kg}$ og totalt forbruk er da: $W = 0,079 + 0,03 = 0,109\text{ kWh/kg}$.**

Om kapasiteten for fryseren utnyttes bare 50% ble belastningen anslått til $74,95\text{ kWh}/500\text{ kg} = 0,15$ og med konstant anleggs effektivitet er: **$W_{komp.} = 0,15/1,5 = 0,1\text{ kWh/kg}$. Siden vifteeffekten er uforandret utgjør den $30/500 = 0,06\text{ kWh/kg}$ og totalt forbruk er da: $W = 0,1 + 0,06 = 0,16\text{ kWh/kg}$. Det vises også her til DEL 4. KULDESYSTEM.**

3.4.3 Periodisk ("batch") kjøle-/fryseutstyr

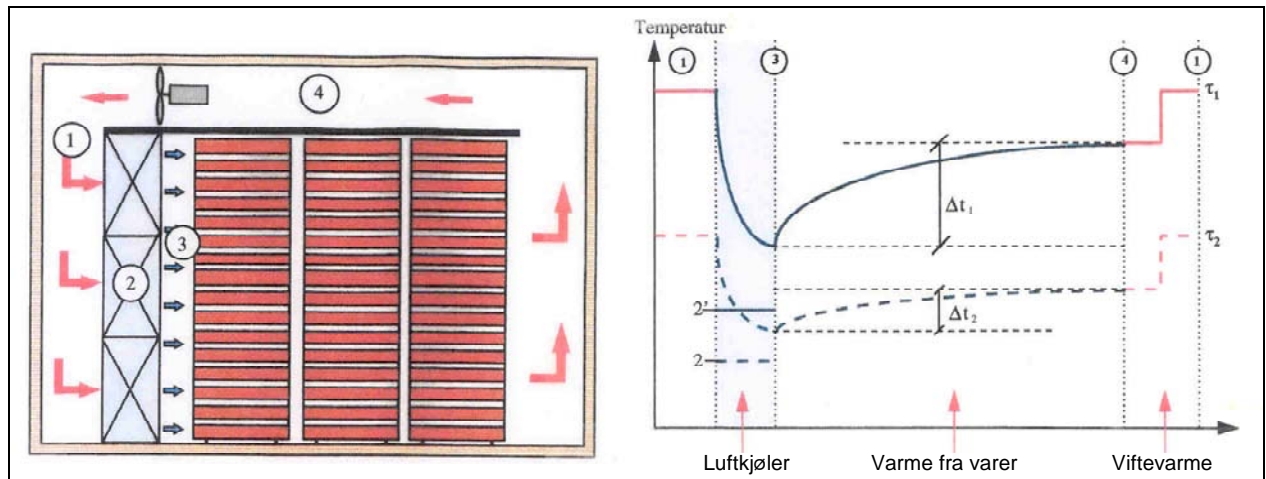
Med periodisk prosessering regnes her systemer hvor varene mates inn over en lengre periode til utstyret er fullt og prosessen med varmfjerning startes. Alle produkter og utstyr har da nær den samme og høy temperatur og en får en svært høy varmestrøm fra varen. En får deretter en rask reduksjon i varmestrømmen avhengig av kuldesystemets ytelse, produktstørrelse, emballasje, mv. Tilsvarende for kontinuerlig utstyr gis den nødvendige kuldeytelse i hovedsak av varebelastning (ofte $60 - 90\%$) og energi for varmetransport(vifter, pumper, mv.) Kuldebehovet vil derfor ved konstant fryse temperatur variere sterkt med frysetiden og dimensjonering etter maksimalbehovet vil være uøkonomisk. En velger derfor en ytelse hvor anlegget dekker kuldebehovet over frysetiden og tillater at anlegget balanserer seg ut (ytelse kuldeanlegg = kuldebehov) ved at frysertemperaturen blir høyere (temperaturforskjellen avtar og derved varmestrømmen – kuldeytelsen øker noe). Når varmestrømmen fra varene avtar vil fordampertemperaturen synke om kompressorkapasiteten ikke reduseres, etter hvert til lavere verdi enn dimensjonerende temperatur. Dette er nødvendig for å ta igjen tapt temperaturforskjell i starten, men begrenses ofte av en satt nedre temperatur (lavt sugetrykk og problem med dette). Valg av ytelse et ofte etter "tommeltottregler" med lite beregning og omtanke og er en vesentlig kilde til høyt energiforbruk.

Ved siden av selve dimensjoneringen er bruk og drift av systemet svært viktig, spesielt vil styring av sugetrykket ved ytelsesregulering som ved skrukompresorer gi lav virkningsgrad og store energitap. Samtidig blir ikke viftekapasitet redusert slik at en "pøser" inn vifteenergi som fjernes med et lite effektivt kuldesystem. Ved anlegg med flere fryserer på samme kuldesystem er det helt avgjørende for effektiviteten av disse startes syklisk slik av toppbelastningen fordeles over dagen.

Ved siden av langt bedre utnyttelse og lavere energiforbruk unngås en markert effekttopp som øker kostnaden noe avhengig av tariffer.

Utforming, arrangement og sirkulasjonsarrangement for kjøle og fryseutstyr er en kritisk faktor. Spesielt frysetunneler synes lite gjennomtenkt og beregnet. Energiforbruket til vifter er høyt, 30 – 50 % (og mer) av kuldebelastningen er ofte målt. Hovedårsakene er flere og skyldes utforming og dimensjonering og bruk/drift. Figur 6 viser en vanlig og grei utforming samt temperaturforløp i tunnelen. Kald luft etter luftkjøleren (pkt. 3) opptar varme når den stryker over varmere vare og får da en temperaturstigning (Δt) og gjennom vifta tilføres mer varme før lufta kjøles igjen. Tidlig i prosessen (τ_1) når varen er varm overføres mye varme, temperaturstigningen (Δt_1) blir stor og belastningen på kuldesystemet gir høyere temperatur. Når prosessen går mot slutt er varmestrømmen lavere og med lik luftmengde blir derved (Δt_2) lite og viftevarmen relativt større. Dimensjonering av form på tunnel, varetype og emballering, stuingsmåte i tunnel og luftmengde/vifter (valg viftetype) som gir rimelig temperaturstigning og tilpassing av viftebruk under frysing er sentralt for energibruk.

De fleste eksisterende tunneler er bygget på stedet av isolasjonsentreprenør og tilpasset paller, reoler, emballasje, produkt mv. og avhengig av tilgjengelig plass. Koordinering med leverandør av kuldeinstallasjon og vifter, luftsirkulasjon og styring,/drift av disse er helt avgjørende for totalløsningens effektivitet og energibruk. I første rekke må tunnelverrsnitt være tilpassetvarer og frysearrangementslik at luften styres over vareoverflaten hvor den skal ta opp varme. All luft som sirkulerer utenom varene, ”falskluft”(langs gulv, tak, vegger mellom reoler, mv.) som ikke bidrar til varmeopptak er tap av to årsaker. 1: Installasjon av viftekapasitet og derav energibruk er bortkasta siden lufta ikke bidrar til varmeoverføring. 2: Falskluft som ikke eller lite har opptatt varer kald og ved blanding (i vifter og trykkammer) av luft som har tatt opp varmen og varmet blir denne kjølt. En taper derved temperaturforskjell i fordampner og dette krever større fordampnerflate eller lavere fordampertemperatur. Tilsvarende tap får en ved varierende luftstrøm over varene slik at en får varierende varmeopptak og temperaturer etter varene. Styring av luftstrømmen i tunneler er en hovedutfordring som en ved tidligere aktivitet i pelagisk bedrift har vist kan forbedres betydelig ved beregninger, simulering ved dataprogram og assistert med målinger. Et slikt program vil kunne utvikles ved ønske/behov ved videreføring av dette prosjektet. Det blir da tatt hensyn til brukervennlighet og bruk til driftsplanlegging og styring av anlegg.



Figur 6. Prinsippskisse av vanlig arrangement i frysetunnel og lufttemperaturer ved start av prosess (τ_1) og mot slutten (τ_2).

Som skissert i figur 6 vil varmeopptaket forårsake temperaturstigning av luften og derved redusere frysertemperaturen for etterfølgende varer jo lengre tunnelen er og derved også forlenge frysetiden i denne del ("varene" henger" igjen). I første del av kjølig/frysing vil varmestrømmen være høy (se fig. 5) og gi stor temperaturstigning, men som avtar og ved slutten være minimal om luftstrømmen ikke reduseres. Styring av viftekapasitet er derfor et svært viktig tiltak for å redusere energibruken i tunneler og innsetting av frekvensstyring og optimalisering av luftstrøm med frysetiden vil ved de fleste tunneler være et viktig energisparetiltak.

De fleste tunneler er dimensjonert ut fra ett eller flere hovedprodukt/anvendelser og mengde. Luftmengde beregnes ut fra frysetid ved gitt temperatur, lufthastighet/varmeovergang til varen og lysåpning (luftareal i tunneltverrsnitt) eller oftest enklere (for leverandøren) på tomt tverrsnitt. Lysåpningen/avstandene mellom varene må da tilpasses lengden på tunnelen (luftstrømlengde over vare) slik at temperaturstigningen gir akseptabelt jevn frysetid for hele tunnelen med lavest mulig energibruk. En slik teknisk – økonomisk gjennomregning er lite vanlig og krever kunnskap, erfaring og et betydelig arbeid. Vanligvis er midlere temperaturstigning anslått til 3 – 5 °C og en opererer med "langblåst" eller "tverrblåst" etter om en benytter viftene på lengste eller korteste side. Det må forlanges en beregning i alle fall som gjennomsnitt for luftstrømlengde og temperaturstigning. For å lette slik beregning arbeides med en enkel modell for simulering av temperaturer i tunnelen avhengig av vare, emballering.

Med en riktig dimensjonering av tunnelen for hovedanvendelsen er bruk og driftsforhold avgjørende for energieffektiviteten. Stuing og innlasting av varene ifølge forutsetning ved dimensjonering vanligvis nødvendig for å oppnå maksimal kapasitet. Ved del last eller bruk for avvikende produkter må stuing og bruk av vifter vurderes ut fra frysetid og kuldebehov og tilgjengelig kompressorer/kapasiteter. For å utføre nødvendige beregninger av frysetid og varmestrøm er kunnskap om produkt og emballering, stuing, mv., effekt av lufthastighet på varmeoverføring fra overflater en forutsetning. For styring av luftmengden er oftest frekvensstyring av vifter ønskelig for en energimessig god løsning og opprettholdelse av jevn luftfordeling. Videre er det spesielt viktig at kuldesystemet kan reguleres effektivt, dette kan ofte være et problem hvor en av investeringsmessige forhold har en lite fleksibel maskinpark med i alt vesentlig store

skrukekompressorer. Energieffektiviteten ved denne type kompressorer ved delast regulering med sleide og endring av kompresjonsgrad

3.5 KULDEBEHOV FRYSETUNNELER

Ved kjøle/fryseapparater som fylles med ukjølt vare og kjøles/fryses over en tidsperiode ("batch", periodisk, gruppe – savner godt norsk navn) vil som man har vist (avsnitt 4.2) være svært varierende avhengig av varmeovergang, emballering, produktform, stuing, mv. Bestemmelse av optimal kuldeytelse for denne type utstyr er derfor vanskelig. Tradisjonelt blir dette ofte gjort på erfaring eller etter enkle beregninger noe som ofte krever øket frysetid og derved lavere kapasitet enn forutsatt, for høyt energibruk, feilinvesteringer i anlegg, mv. Det er derfor viktig at en fokuserer på dette, spesielt ved økende energikostnader og krav til effektivitet og ytelse av utstyret.

I tillegg til belastningen fra varene (se 4.1) vil varenes emballasje, frysestativ/reoler/paller og annet utstyr kjøles ned og kreve kuldeytelse. I den første del av frysingen vil dette belaste og overslagberegning av dette vil vise behovet for ekstra ytelse. Den vanlige enkle beregning er å beregne varebelastning og øvrige kuldebehov i tunnel og fordele det over beregnet/målt frysetid ved midlere lufttemperatur forutsatt ved frysetidsberegningen. Om frysetiden er kortere enn tilgjengelig tid til neste fylling kan denne temperatur heves noe eller lavere lufthastighet. Lasten fordeles over lengre tid og dette vil spesielt kunne redusere maksimallast og belastningstopp for elektrisitet. Dette krever litt mindre eller mer på totalenergi avhengig av viftebruken og viftestyring. (forutsette at øket frysetid ikke gir kvalitetsproblem).

Luftmengden i tunnelen bestemmes fra ønsket/akseptert temperaturstigning av luften gjennom tunnelen:

$$Q_{\text{last}} = c_{\text{luft}} \cdot \rho_{\text{luft}} \cdot V_{\text{luft}} \cdot \Delta T_{\text{luft}} \quad \text{eller} \quad V_{\text{luft}} = Q_{\text{last}} / c_{\text{luft}} \cdot \rho_{\text{luft}} \cdot \Delta T_{\text{luft}} \quad [m^3/s],$$

hvor

Luftens spesifikke varme: $c_{\text{luft}} = 1,005 \text{ kJ/kg}$

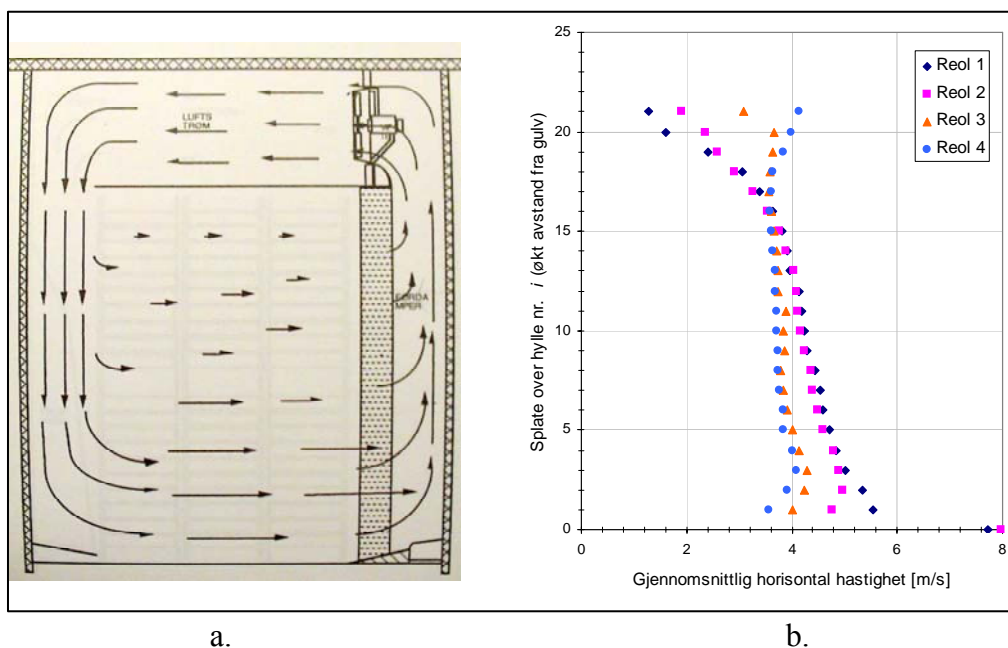
$\rho_{\text{luft}} = 1,276 \text{ kg/m}^3$ ved 0°C og $1,46 \text{ kg/m}^3$ ved -35°C (generelt: ved T er $c_{\text{luft}} T = 1,276 \cdot T_0/T$ [kg/m^3]) For å unngå stor forskjell i frysetid mellom luftinnløp og utløp bør ΔT_{luft} holdes liten og vanligvis dimensjoneres den til $3 - 5^\circ\text{C}$. Om settes til $\Delta T_{\text{luft}} = 4^\circ\text{C}$ vil luftmengde pr. 1 kW ytelse ved -35°C være: $V_{\text{luft}} = 1/1,005 \cdot 1,46 \cdot 4 = 0,17 \text{ m}^3/\text{s}, \text{kW}$. En RIKTIG utformet tunnel og stuing skal netto lysareal av luftkanaler (dvs. tverrsnitt i luftretningen - frontarealet av emballerte varer, reoler mv.) gi benyttet lufthastighet i beregningen av frysetid. Begrepene "tverrblåst" og "langblåst" er en sterk forenkling av tunnelform.

Ut fra sirkulert luftmengde og beregnet trykktap gjennom vare, i fordemper og kanaler velges vifter tilpasset midlere driftstilstand. Energiforbruket til vifter er ved slike tunneler betydelig og hele energien omsettes i tap/varme som må fjernes og belastes kuldeanlegget. For mange tunneler ligger beregnet viftebehovet på $25 - 30\%$ av midlere totalt kuldebehov. Målinger har imidlertid ofte vist betydelig høyere verdier selv med full tunnel og er derfor en vesenlig faktor for totalt energiforbruk. Som en har sett (figur 5.) varierer varmestrømmen mye under frysingen og derved også temperaturstigningen. Ved start av frysingen er derfor ΔT_{luft} betydelig større enn ønskelig og gir betydelig bidrag til lang frysetid ved luftutløp. Mot slutten av frysingen er temperaturøkningen liten og unødvendig energi tilføres, ofte utgjør dette $80 - 90\%$ av kuldebehovet. Om viftene kjøres etter at varene er nær frysertemperatur er $95 - 99\%$ av belastningen fra disse. Bruk av *frekvensstyrte vifter og optimalisering av luftmengder/energibehov, frysetider, frysertemperaturer, mv. er derfor*

svært viktig for optimalisering av energibruk ved tunneler. Beregninger og målinger viser også at bruk av diffusorer for reduksjon av støttap etter viftene gir klare energibesparelser.

Den ujevne belastning og medfølgende elektrisitet forbruk og høy nettleie/avgift og må forsøkes redusert mest mulig. Ved store tunneler som lastes over lang tid bør en arrangere tunnelen i seksjoner som fylles slik at de startes etter som disse fylles. Ved flere tunneler må disse startes etter hverandre på samme måte. Det er også ønskelig med et styresystem for all energibruk som prioriterer bruken og reduserer/stopper ikke nødvendige forbruk.

Målinger på en rekke tunneler samt beregninger og simuleringer med dataprogram viser at luftfordelingen mellom varene i tunnel er en hovedutfordring. Lufthastighetene styres av trykkforskjellene og friksjonskreftene i luftkanaler.



Figur 7. Målt luftfordeling i en tradisjonell (a.) og beregnet luftfordeling gjennom en tunnel med 4 reoler i luftretningen.

En hovedårsak til den varierende lufthastighet ved de fleste tunneler er forholdene på innløpssiden og spesielt om innløpstverrsnittet er liten. Ved hastighetsøkning blir trykkenergi omsatt til hastighet og derved lavt trykkfall i øverste eskelag og dermed lav hastighet (fig. a.). Ved dårlig lagde tunneler har vi målt undertrykk og tilbakestrømning av luft samt betydelige område med svært liten hastighet. Videre vil avtagende luftmengde nedover redusere hastigheten og omsette hastighetsenergi til trykk og som gir økene lufthastighet i spaltene nedover. Ved god bredde og lav hastighet nedover og jevne luftspalter vil fordelingen bli bedre, men det kan være nødvendig med ledeskovler el. lign. for å få jevn lufthastighet. Videre vil store spalter mellom varer og vegger, tak og golv, mellom reoler, mv. gi lav luftfriksjon og stor lufthastighet av "falskluft" som ikke eller i liten grad opptar varme. Disse to områder er vanlige feil ved tunneler og sammen med feil plassering av paller, varer, varierende eske/vare plassering gir dårlig frysing og stort energiforbruk. De fleste tunneler er bygget for gitte hovedprodukter og kapasiteter, men med sin enkle og anvendelige form brukes de også under andre forhold. Det er da særdeles viktig at varene plasseres slik at all luft tvinges over varene, luftmengde og hastighet tilpasses behovet.

Eksempel: Beregnet energibehov: En vanlig stor frysetunnel for pelagisk fisk i 20 kgs. pappemballasje med midlere frysertemperatur på -35°C og lufthastighet mellom varene på 4 m/s kreve en frysetid på ca. 17 timer. Dette gir da 6 – 7 timer for fylling – tømning av tunnel ved en døgnsyklus for drift, avriming, renhold, mv. Forutsatt 20 % fett i fisken og 5°C ved start frysing og middeltemperaturen -25°C ved slutter varmemengden som må fjernes: $q_{\text{vare}} = h_{+5} - h_{-25} = 265$ kJ/kg. Forutsatt lastekapasitet på 100 tonn/tunnel og belastningen jevnt fordelt over frysetiden vil midlere kuldebehov av varene være: $Q_{\text{vare}} = 265 \cdot 100 \text{ 00} / 17 \cdot 3600 = 433$ kW. I tillegg vil emballasje, reoler, mv. som omtalt tidligere, samt varmetap for tunnel, luftlekkasje mv. kreve ytelse. Dette kan beregnes ved kjent anlegg, med i fryserer er denne belastning relativ liten. Som eksempel er tunneloverflate for en slik tunnel ca. 500 m^2 og forutsatt 200 mm isolerte plater er varmetapet i størrelse ca 4 kW. Ved periodiske (batch) tunneler må reoler, utstyr, mv. kjøles ved hver oppstart og belaste anlegget. I mangel på eksakte verdier har en derfor overslagsmessig satt den totale øvrige belastning til 10 % av varebelastningen eller: $Q_{\text{last}} = Q_{\text{vare}} \cdot (1 + 0,1) = 470$ kW. For at frysetiden skal holdet som forutsatt må midlere temperatur etter gjennomløp av varer holdes nær -35°C og med midlere temperaturstigning gjennom tunnel på 3°C må temperatur være -38°C (er lavt for de fleste NH_3 kuldeanlegg). Nødvendig luftmengde ved disse forhold blir (side 14): $V_{\text{luft}} = 0,17 \text{ m}^3/\text{s}, \text{kW} \cdot Q_{\text{last}} = 79,9 \text{ m}^3/\text{s}$. For å oppnå den beregnede frysetid er lufthastigheten mellom vareoverflatene forutsatt å være 4 m/s og luftkanalenes tverrsnittareal må være: $A_{\text{luft}} = V_{\text{luft}} / 4 = 79,9/4 = 20 \text{ m}^2$. Dette bestemmer tunnelens form. Med pallens langside mot luftstrømmen (1,2 m) og 80 mm mellom eskene vil en med netto 8 m tunnelhøyde få $8/(0,120 + 0,08) = 40$ esker og luftareal mellom disse: $A_{\text{luft-pall}} = (1,2 \cdot 0,08) \cdot 41 = 3,94 \text{ m}^2$. Med 5 paller får en da nødvendig luftareal på $19,7 \text{ m}^2$ (beregnet 20 m^2). Tunnelens form er derved gitt fra beregningen av strømningskravene.

I beregningseksempelen er ikke form på strømningskanaler, trykktap i fordampere, mv. kjent og en har da valgt å anslå er vanlig størrelse på energibehovet for viftene. Settes denne til 25 % av belastningen eller $Q_{\text{vifte}} = Q_{\text{last}} \cdot 0,25 = 470 \cdot 0,25 = \text{ca. } 120$ kW. Dette gir da en totalbelastning på kuldesystemet på $Q_{\text{kulde}} = 470 + 120 = 590$ kW eller med 17 timer frysetid en total belastning på ca. 10 000 kWh eller 0,1 kWh/kg frosset eller 369 kJ/kg mot teoretisk for fisken på 265 kJ/kg.

Dellast er som ved kontinuerlige fryserer problematisk med hensyn til energibruk om en skal oppnå lik frysetid kreves like høy lufthastighet som ved full tunnel og derved omtrent samme vifteenergi. Kuldeanlegget får mindre belastning og drar ned temperaturen raskere noe som reduserer frysetiden noe. Ved NH_3 anlegg reduseres ytelsen raskt og en får driftsproblem ved unormalt lave temperaturer/trykk. Med lavtrykkspressostat reduseres derfor ytelsen, ved sleideregulering på skruer vil dette bare gi dårlig virkningsgrad og omtrent samme energiforbruk som ved full tunnel. Drift ved slike forhold er svært problematisk med hensyn til energibruk og kostnader.

3.4.4 Energibehov ved tunnelfrysing

Tilsvarende som ved kontinuerlig frysing ved $-40^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$ vil en ha Carnot-virkningsgrad på $\varepsilon_c = 3,6$. På grunn av den varierende belastning på kuldesystem vil effektiviteten i forhold til Carnot-virkningsgraden selv med god styring være lavere enn for anlegg med jevn belastning. En har derfor her anslått i størrelse $\eta_{cs} = 0,35 - 0,4$ og kuldeanleggets effektfaktor da være ca. $\varepsilon = 1,3$.

Eksempel:

Med en anslått totalbelastning på kuldesystemet på $Q_{\text{kulde}} = 470 + 120 = 590$ kW og med 18 timer reell frysetid (pga. ujevn frysing, tap, mv) gir dette en total belastning på ca. 10 000 kWh eller 0,106 kWh/kg frosset. Kuldeanleggets energibehov da være i størrelsesorden:

$W_{\text{komp.}} = 0,103/1,3 = 0,082$ kWh/kg. I tillegg utgjør vifter 120 og forutsatt 20 timer bruk av viftene blir $W_{\text{vifter}} = 0,024$ kWh/kg og totalt forbruk blir da:

$W_{\text{tot.}} = 0,082 + 0,024 = 0,106$ kWh/kg.

På grunn i store variasjoner i drift, anleggsoppbygning, viftekapasitet og drift er belastningen på kuldesystemet ganske usikkert. I tillegg har ofte kuldeanleggene skruekompressorer som på grunn av de store variasjoner i varmem strøm fra varene får store variasjoner i ytelsen. Med den vanlige sleidestyring av kompressorytelsen med svært lav effektivitet vil energiforbruket ofte være høyere en dette overslaget. ***Det vises også her til DEL 4. KULDESYSTEM.***

4 KULDESYSTEM

Kuldemedier

Ammoniakk (NH_3) er det mest vanlige medium for litt større kulde/varmepumpeanlegg i Norge og også i havbruksnæringen. Ammoniakk finnes i store mengder i naturen og utslipp/tap har ingen negative effekter på naturen, men kan være ugunstig eller farlig for personer som kommer i kontakt med høye konsentrasjoner mv. Teknisk sett er det et godt kuldemedium med gode varmeoverføringsegenskaper, stor fordampingsvarme mv. Ved bruk av stadig lavere temperaturer for innfrysing og lagring vil en imidlertid ha problem pga. lavt trykk kokepunkt. Ved atmosfærisk trykker er fordampingsstemperaturen $-33,4^\circ\text{C}$ og allerede ved -40°C er undertrykket 0,3 bar og gassens tetthet gir lav volumetrisk kuldeytelse. Ved lave trykk er faren for innsuging av luft stor og dette medfører som kjent lett driftsproblem.

4.1 KOMPRESJONSSYSTEMER

Tilsvarende andre kompresjonssystem, forbrenningsmotorer, mv. suges gass inn ved lavt trykk og komprimerer og leverer denne ved et høyere trykk. Kompressorene karakteriseres ved innsuget volum (slagvolum) og leveringsgraden (λ) som angir effektivitet og avhengig av forholdet mellom kondensatortrykk og fordampetrykk. Energieffektiviteten angis av virkningsgraden (η) som også avhenger av trykkforhold, kompressortype/-utførelse og kompresjonssystemer. Også ytelsen på kompressorene, variasjon av last og driftstiden over året må tas med i betraktningen ved valg av kompresjonssystem.

4.1.1 Ett-trinns kompresjon

Ett-trinns kompresjon gir enkle anlegg og benyttes for moderate temperaturløft, i praksis vanligvis inntil ca. $50 - 60^\circ\text{C}$. For mindre/små anlegg benyttes også ett-trinns kompresjon for større temperaturløft, som for fryseformål. Ved kort driftstid over året vil ett-trinns kompresjon også være aktuelt for industrielle anlegg for større temperaturløft, ut fra en betraktning av totaløkonomi, men anleggene må da sikres mot for høye trykkrørstemperaturer, mv.

Prinsipiell oppbygging med fordamper og en kondensator er vist i figur 8.

4.1.2 To-trinns kompresjon

To-trinns kompresjon benyttes for større temperaturløft, for litt større kommersielle anlegg og industrielle anlegg, og er skissert i Figur 9.

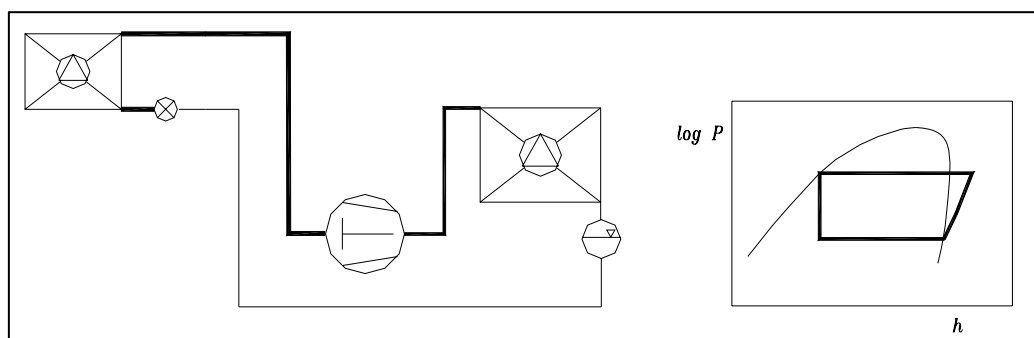


Fig.7. Ett-trinns kompresjon

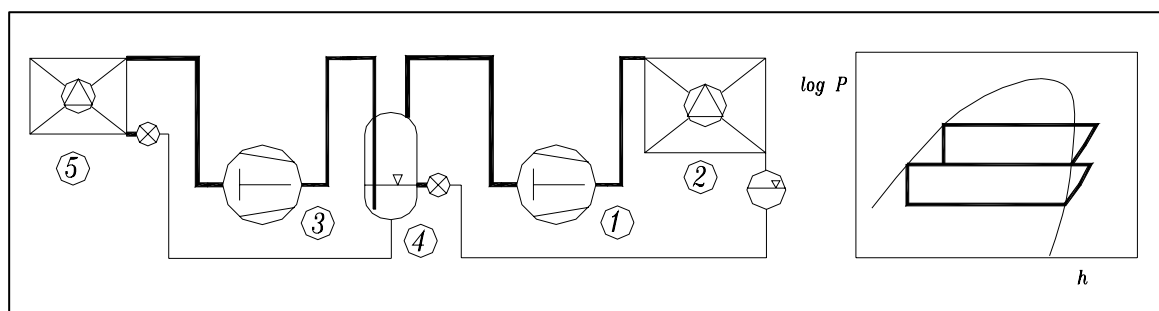


Fig. 8. To-trinns kompresjon

1: Høytrykkskompressor. 2: Kondensator. 3: Lavtrykkskompressor.
4: Mellomtrykksbeholder/mellomkjøler. 5: Fordamper/luftkjøler.

To-trinns kompresjon gir lavere energiutgifter enn ett-trinns kompresjon, i hovedsak på grunn av gassen som dannes ved 1. trinns struping samt kjøling av væska, blir komprimert bare i 2. trinnet og gir lavere totalt energibruk. På grunn av en ekstra tank og reguleringsystem, ekstra rørføring mv. gir anleggene som regel høyere kostnad/kapitalutgifter. Valg av ett-trinns eller to-trinns anlegg må skje på grunnlag av avveining av energi- og vedlikeholdsutgifter mot kapitalutgifter.

Som kompressorer for større kuldeanlegg kan flere typer være aktuelle:

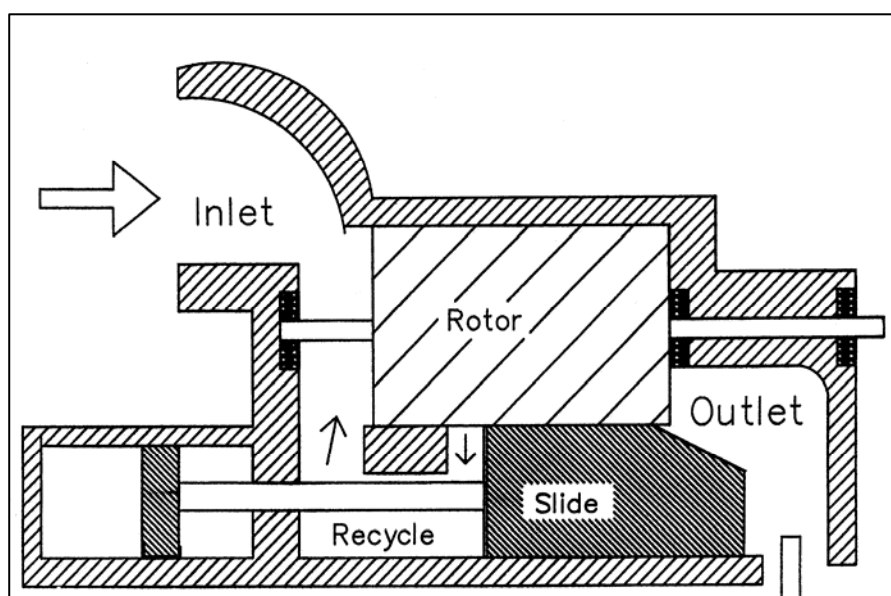
Kompressortyper og regulering

- * Stempelkompressorer, som separate høytrykks- og lavtrykksmaskiner
- * Stempelkompressorer, som sammenbygde to-trinnsmaskiner

- * Skruekompressor, som separate høytrykks- og lavtrykksmaskiner
- * Skruekompressor, som ettrinnsmaskin, eventuelt med mellomtrykksinnsugning

Stempelkompressorer framstilles med slagvolum opp til 1700 m³/h som ettrinns-maskin, og med lavtrykks-slagvolum opp til 1330 m³/h som to-trinnsmaskin. Med NH₃ som kuldemedium gir dette en kuldeytelse på henholdsvis 1100 kW ved -10/35⁰C og 280 kW ved -40/-10⁰C, og kuldeytelse for to-trinnsmaskiner på 200 kW ved -40/35⁰C.

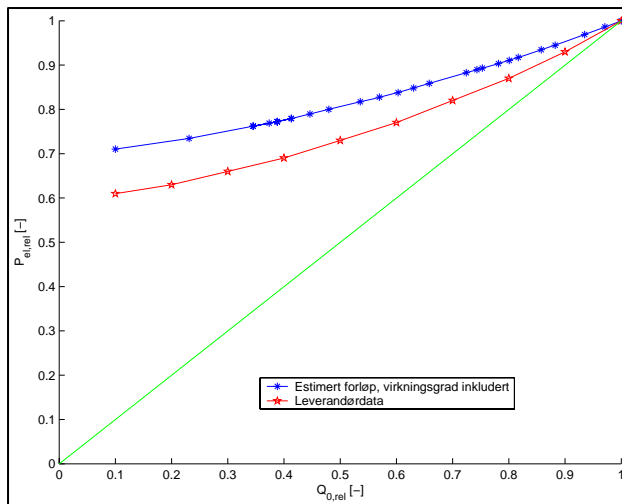
Av skruekompressorer finnes to forskjellige typer. SRM-skruer (Svenska Rotor Maskiner) og Mono-skruen. SRM-skruekompressorer med ytelsesregulering fremstilles med teoretisk innsugningsvolum fra ca. 150 m³/h til ca. 10 000 m³/h, mens Mono skruekompressorer fremstilles fra ca. 650 m³/h til ca. 5 000 m³/h, alle med ytelsesregulering ned til 10% av full ytelse. Uten ytelsesregulering fremstilles SRM-skruekompressorer med teoretisk innsugningsvolum fra ca. 75 m³/h. Skruekompressorer blir ofte valgt når man ønsker en kompressor med stor ytelse, gjerne for innfrysingsformål, og da den kan arbeide i ett trinn i hele det aktuelle trykkområdet, blir kompressoranlegget forholdsvis enkelt. Med kontinuerlig ytelsesregulering lar den seg også lett tilpasse varierende kuldebehov, men denne løsning gir oftest store tap og dårlig effektivitet/stort energibehov. Ett-trinns skruekompressoranlegg har imidlertid høyere effektbehov enn to-trinns skru- eller stempelkompressoranlegg, imidlertid vil en i dag vanligvis ha en "mellomtrykk innsugingsport" som ved fullast gir tilnærmet totrinnsløsning. Denne effekten forsvinner raskt når kompressoren arbeider med ytelsesregulering. Dette er en hovedproblemstilling for de aller fleste innfrysingsanlegg som i dag har periodisk frysing om derav svært varierende kuldebehov og i det alt vesentlige har skrukompressorer med ytelsesregulering med sleide. Dette gir en svært dårlig energiutnyttelse med derav følgende høye energikostnader. Årsaken ligger i konstruksjonen av kompressoren vist skjematisk i figur 9. Skruene har et



Figur 9 Skjematisk skisse av skruekompressor med sleideregulering.

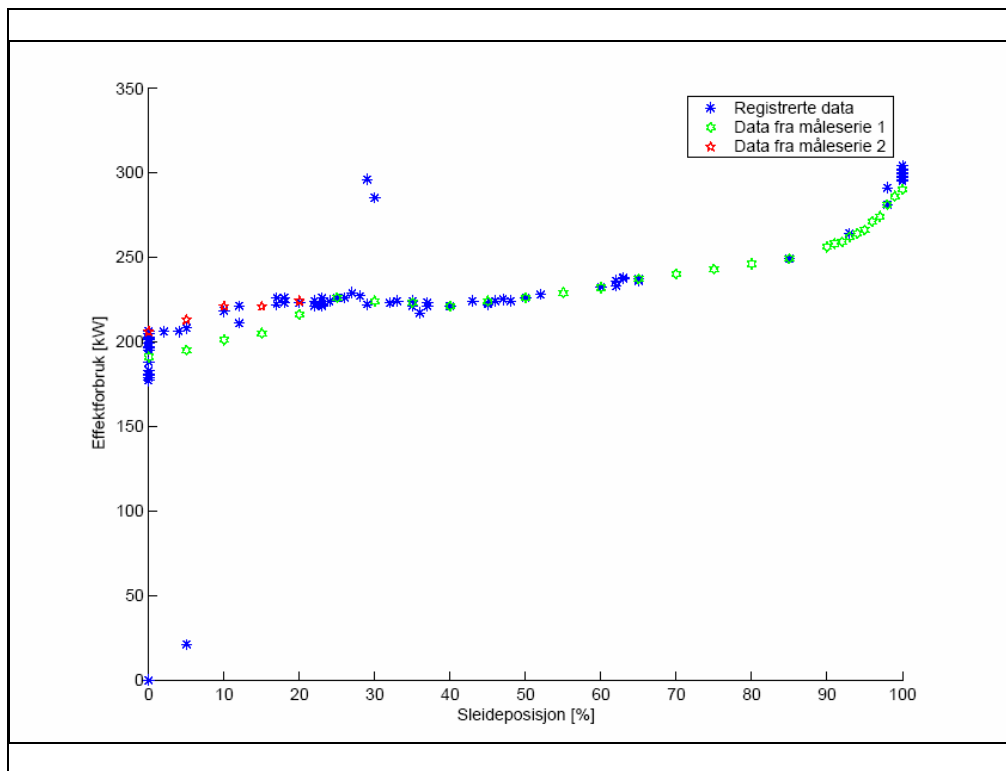
konstant innbygget trykkforhold vanligvis litt under vanlig driftsforhold ved anlegget noe som gir litt energitap. Ytelsesreguleringen skjer ved at en sleide åpner for en tilbakestrømning av gass til sugesiden som vist i figuren. Kompresjonen i skruvolumet blir da mindre, porten for utløp åpnes

ved lavt trykk, gass strømmer da tilbake og ”komprimerer” opp til kondensatortrykket. Dette, sammen med tap i tilbakestrømmingen i sleideporten, gir betydelig energitap ved sleideregulering. I tillegg vil skrukompresorer med ”to-trinns” løsning ved mellomtrykksport (Ecomizer, Superfeed, etc.) for innsugingsåpning i skruen erter ønsket kompresjonsgrad (ikke vist i figuren), ved sleideregulering komme ved stadig lavere trykk og effekten raskt avta. Kompressorleverandørene angir energiforbruket ved dellast og en slik kurve for en ganske ny installasjon er vist i figur 10 (rød kurve). Målinger på et anlegg ved vanlige driftforhold (blå kurve) viser ca. 10 % høyere energiforbruk for elektromotoren enn angitt, trolig på grunn av at el. motorens virkningsgrad ikke er tatt med av leverandøren og at kurven er tatt opp ved ideelt trykkforhold.



Figur 10. Relativt energibehov for skrukompresor med ytelsesregulering ved sleide.

Det er svært viktig å være klar over at sleideregulering gir en svært ulinjer karakteristikk. Målinger på anlegg tidligere viste at ved åpning falt ytelsen svært raskt og allerede ved sleideposisjon 90 % var ytelsen på ca. 50 % ! Ved målinger på det nyeste anlegget var ytelsesmåling ikke mulig, men måling av energiforbruket ved tvungen sleidestyring (figur 11) viser tilsvarende rask fall mellom 100 og 90 % og liten reduksjon videre. Selv om anleggets driftsforhold endres litt under slike praktiske målinger og det knytter seg usikkerhet til metoden indikerer dette at *sleideindikatoren er svært misvisende for ytelsen.*



Figur 11. Energiforbruk på skrukompresor avhengig av sleideposisjon målt ved et foredlingsanlegg

4.2 STYRE, REGULERING OG OVERVÅKINGS (SRO SYSTEMER)

De fleste av dagens kuldesystemer har svært enkle regulerings- og styresystem hvor hver komponent eller anleggsdel kontrolleres uten kommunikasjon med andre deler. Spesielt uheldig er dette når flere komponenter arbeider parallelt uten kommunikasjon. Energimessig er dette spesielt viktig ved kompressorstyring og igjen er utfordringen størst ved skrukompresorer på grunn av reguleringskarakteristikken. De fleste leverandører leverer styresystemer for kompressorene, men ved besøk på anlegg og studie av driftskontroller viser det seg oftest av flere kompressorer går på dellast med stor energibehov. Delvis skyldes dette systemet og delvis at kompressorene styres manuelt ved at driftsansvarig sikrer mye kapasitet i påvente av innlasting/oppstart. Overvåking av drift, kompressorer og energibruk mv. er stort sett mangelvare og blir i alle fall lite benyttet for oppfølging.

Dette er et område svært viktig å få satt i gang utviklingsarbeide for å få ned energibruken og sikre data som er nødvendig for dokumentasjon av produktene i et kvalitetssikringsystem. Aktivitetene vil bli startet i et foreslått BIP prosjekt hvor FHL er en viktig part.

SINTEF Energiforskning AS
Adresse: 7465 Trondheim
Telefon: 73 59 72 00

SINTEF Energy Research
Address: NO 7465 Trondheim
Phone: + 47 73 59 72 00