

■ [www.energy.sintef.no](http://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)

**Energianlegg og luftfordeling i 3 klippfisktørker**

SAKSBEARBEIDER(E)

Ola Jonassen og Per Magne Walde

OPPDRAKSGIVER(E)

FHL Bacalaoforum

TR NR. TRF6320 *	DATO 2006-02-24	OPPDRAKSGIVER(E)S REF. Arnt Olav Aarseth	PROSJEKTNR. 16X543
ELEKTRONISK ARKIVKODE 060224105312		PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.) Anders Haugland <i>Anders Haugland</i>	GRADERING Fortrolig
ISBN NR. 82-594-3030-4	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.) Anders Haugland <i>Anders Haugland</i>	OPPLAG      SIDER 6              36
AVDELING Energiprosesser	BESØKSADRESSE Kolbjørn Heies vei 1D	LOKAL TELEFAKS 73593950	

## RESULTAT (sammendrag)

Denne rapporten er en del av et 3-årig prosjekt initiert av FHL Bacalaoforum. Den gir resultatene fra målinger og gjennomgang av 3 klippfisktørker sommeren 2005:

- Tørke 1 med langblåst, kontinuerlig tunnel og mekanisert inn- og utmatning av reolene;
- tørke 2 med langblåst kontinuerlig tunnel og tradisjonell løsning for inn- og utmatning og
- tørke 3 med tverrblåst batchtørke.

I denne rapporten gis resultater fra måling av luftfordeling i tunnelene, energibruk til viftene, funksjonalitet og energibruk for varmpumpene og det gis forslag til forbedringer.

Det vises store forskjeller mellom anleggene. I et anlegg passerer en stor del av tørkeluften utenfor reolene med fisk, og dette bidrar til høyt energiforbruk og redusert tørkekapasitet. Alle anleggene har betydelig variasjon i lufthastighet forbi reolene; det er variasjoner fra øverst til nederst på samme reol og det varierer mye fra reoler på en side av tunnelen til den andre siden. Dette bidrar til ujevn tørking og økt behov for å sortere ut slakkfisk som igjen må ettertørkes (ekstra håndtering). 2 av anleggene har varmpumpe med R-22, og dette er et medium under utfasing, og det blir etter hvert vanskelig å opprettholde drift. Varmefaktoren for energianlegget varierer fra 4.6 for det beste anlegget til 3.12 for det minst effektive. Det tverrblåste anlegget har spesielt liten tørkekapasitet og høyt energibehov mot slutten av tørkeperioden. Dessuten er dette anlegget lite optimalt utført med tanke på regulering av ytelse, innretning av vifter mm.

Det er sannsynliggjort at det kan spares betydelig med energi på alle anleggene og at luftstrømningsforholdene kan endres for å oppnå jevnere tørking. På anleggene 1 og 3 er det også mulig å øke kapasiteten.

\* Rapporten er åpnet 2008-02-06\*

## STIKKORD

EGENVALGTE	tørking	energisparing
	klippfisk	varmpumpe

## INNHOLDSFORTEGNELSE

	Side
1	LANGBLÅST, KONTINUERLIG TØRKE MED AUTOMATISK FRAMTREKK AV REOLER ..... 3
1.1	ANLEGGSBESKRIVELSE ..... 3
1.2	UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN ..... 6
1.2.1	Luftmålinger i kanal over himling ..... 6
1.2.2	Målinger i våt ende av tunnelen ..... 6
1.2.3	Målinger i tørr ende av tunnelen ..... 6
1.2.4	Estimat av luftsirkulasjon fra varmepumpens kuldeytelse ..... 7
1.2.5	Målinger på viftene ..... 8
1.3	MÅLT VANNFJERNINGSKAPASITET I TØRKEN ..... 8
1.4	LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN ..... 8
1.5	MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN ..... 10
1.6	ENØK-POTENSIALE OG MULIGE FORBEDRINGER AV ANLEGGET ..... 12
2	LANGBLÅST, KONTINUERLIG TØRKE ..... 13
2.1	ANLEGGSBESKRIVELSE ..... 13
2.2	UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN ..... 13
2.2.1	Målinger i kanal over tørken ..... 13
2.2.2	Luftmålinger ved fordampere ..... 14
2.2.3	Målinger i våt ende av tunnelen ..... 14
2.2.4	Målinger i tørr ende av tunnelen ..... 14
2.2.5	Målinger på tunnelvifter ..... 14
2.3	MÅLT VANNFJERNINGSKAPASITET I TØRKEN ..... 15
2.4	LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN ..... 15
2.5	MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN ..... 15
2.6	ENØK-POTENSIALE ..... 17
3	TVERRBLÅST BATCHTØRKE ..... 18
3.1	ANLEGGSBESKRIVELSE ..... 18
3.2	UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN ..... 18
3.2.1	Målinger av luftstrøm gjennom fordamper og kondensator ..... 21
3.2.2	Målinger på viftene for tunnel-luft ..... 21
3.2.3	Målinger på aggregatviftene ..... 21
3.3	MÅLT VANNFJERNEKAPASITET I TØRKEN ..... 21
3.4	MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN ..... 22
3.5	LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN ..... 26
3.5.1	Beregnet avvanning fra luftmålingene ..... 27
3.6	OPPSUMMERING AV AVVANNINGSKAPASITETEN ..... 27
3.7	ENØK-POTENSIALE OG MULIGE FORBEDRINGER AV ANLEGGET ..... 28
4	OPPSUMMERING ..... 29
4.1	MULIG ENERGISPARING FOR ALLE ANLEGGENE ..... 30
4.2	ANDRE FORBEDRINGSPOTENSIALER ..... 31
5	VEDLEGG ..... 31

## Forord

FHL Bacalaoforum har tatt initiativ til og gjennomfører et prosjekt "Fremtidens klippfiskbedrift". SINTEF Energiforskning AS, avdeling Energiprosesser er utførende institutt. Prosjektet startet i 2005 og er planlagt for en periode på 3 år. Som en viktig del av prosjektet er det gjort målinger på 3 klippfiskanlegg sommeren 2005. Det er gjort målinger for å kartlegge energiforbruk, jevnhet i tørking, luftfordeling over reolene med fisk, og det er brukt et nyutviklet utstyr for hurtig måling av vanninnhold i fisken. I denne rapporten gjennomgås resultater fra anleggsundersøkelsene; varmpumpen og luftsirkulasjonen. Parallelt med denne utgis rapporten "Undersøkelse av tørking av klippfisk i 3 tørker" hvor resultatene fra målinger på fisken før, under og etter tørken er analysert, også resultater fra bruk av den nye berøringsfrie vanninnholdsmåleren. Videre resultater fra prosjektet blir sammenfattet i rapporter etter hvert, og de vil være tilgjengelig fra FHL Bacalaoforum. Rapporter som er under arbeid nå er:

- Laboratorieforsøk i vakuamtørke
- Styringsstrategi for tverrblåste batchtørker
- Laboratorieforsøk for å kartlegge brenning og eventuell skorpedannelse
- Muligheter for automatisk drift av langblåste tunneler
- Resultater fra simuleringer av luftfordeling i både langblåste og tverrblåste tørker

I Tabell 8 er en del nøkkeltall for alle 3 anleggene samlet. Det bemerkes at noen verdier er basert på målinger og andre på katalogdata fra leverandører. Noen målinger, spesielt av lufthastigheter over gitte tverrsnitt (for eksempel tunneltverrsnitt) har gitt varierende resultater. Når dessuten noen størrelser varierer med driften av anleggene, er det i mange tilfeller ikke mulig å gi kun én verdi for en størrelse, og angi denne med god nøyaktighet. Derfor er mange av måltallene som er gitt her midlede verdier fra flere målinger. For eksempel er lufthastighetsmålinger over tverrsnittet i tilluftskanalen vurdert som mer pålitelig enn målingene i selve tunnelen. Viste verdier er derfor å betrakte som et beste estimat ut fra gitte rammebetingelser.

Den kontinuerlige, langblåste tørken med automatisk framtrekk av reoler står hos Nils Sperre AS på Ellingsøy, den andre kontinuerlige tunnelen, fra Alfsen og Gunderson AS, står hos Jangaard Export AS på Kleivane i Ålesund. Der står også den tverrblåste batchtørken fra Frigosistema.

## **1 LANGBLÅST, KONTINUERLIG TØRKE MED AUTOMATISK FRAMTREKK AV REOLER**

### **1.1 ANLEGGSBESKRIVELSE**

Dette anlegget er levert av Optimar i 1999. Videre i rapporten benevnes anlegget "Langblåst Optimar". Det har 5 vogner i bredden og 16 vogner i lengderetningen. Dette er den eneste tørken som finnes av denne typen med hengende reoler med automatisk framtrekk. Figur 1 viser reolene inne i tørketunnelen og figur 2 viser reoler som er kjørt ut av tunnelen. I begge figurene vises deler av skinnesystemet som sitter i himlingen.

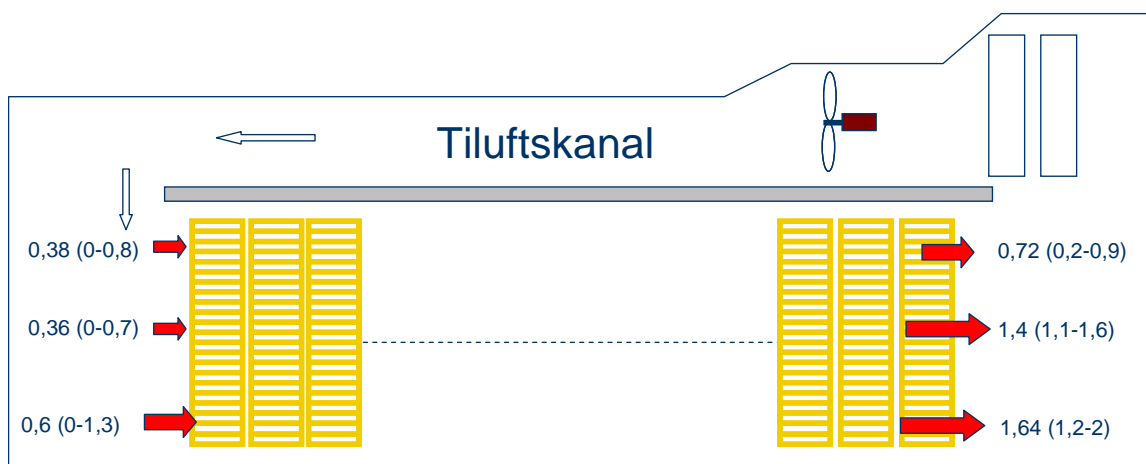


Figur 1. Bilde av hengende reoler i den langblåst tørken fra Optimar. Bildet er tatt i våt ende av tunnelen, der hvor våt fisk lastes inn.

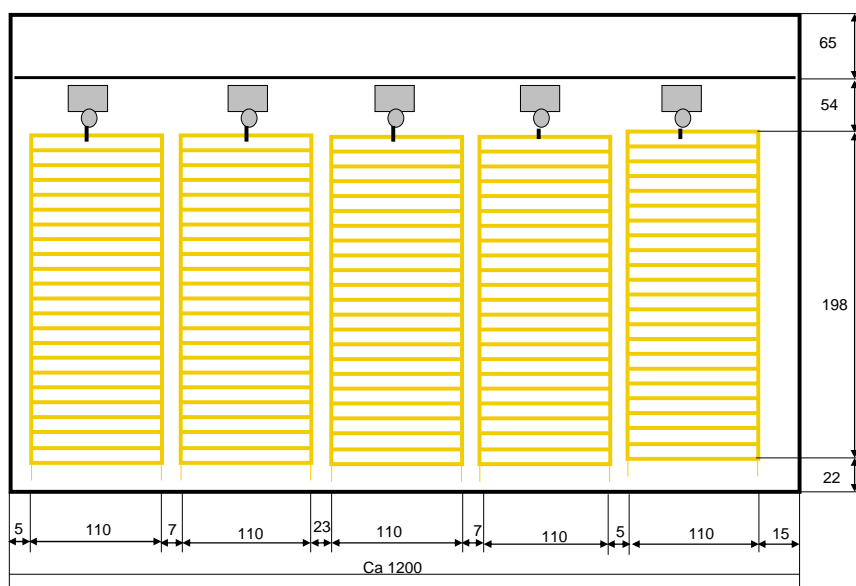


Figur 2. Bilde av hengende reoler ved langblåst tørke fra Optimar. Disse reolene inneholder ferdig klippfisk, og de er kjørt ut av tunnelen og står på vent for tømning av brettene, som foregår automatisk.

Tørken betjenes ved at 2 mann legger fisken på brettene og en mann sorterer fisk som er ferdig tørket. Brettene tømmes automatisk og innkjøring av ferdig fylte reoler og utkjøring av de tørre skjer fra betjeningspanelet for framtrekksutstyret. Det er samme teknologi som brukes i slakteri og i innfrysningstunneler for pelagisk fisk.



Figur 3. Lengdesnitt av langblåst tørketunnel fra Optimar. Lengdene av de røde pilene viser midlere luftfartigheter som ble målt og i parentes angis maksimum og minimum luftfartighet for de 5 vognene i bredden av tunnelen. Målingene tyder på at det går mer luft ut av reolene enn inn mellom dem (til venstre). Dette kan være tilfelle, idet luft kan strømme fra reolene fra spalter over og under reolene. Men målingene kan være misvisende også.



Figur 4. Langblåst tunnel fra Optimar i tverrsnitt. Målene er gitt i cm.

Tørken har 4 større aksialvifter som går på konstant turtall. Disse blåser luft på langs over tunnelen i en kanal, luften snur i den enden av tørken hvor tørr fisk lastes ut slik at luften passerer gjennom reolene med fisk. I den andre enden av tunnelen vender luften opp i himlingen og den passerer først varmpumpens fordamer og videre kondensatoren før den igjen gis ny trykkøkning i viftene. I fordameren kjøles luften under duggpunktet og fuktighet dreneres ut. Luften kjøles i fordameren til omtrent 10 °C. I kondensatoren gis luften oppvarming til ønsket temperatur; omkring 23 °C. Figur 3 viser tunnelen i snitt på langs og Figur 4 i tverrsnitt.

Varmepumpen er et ammoniakkanlegg med en 6-sylinder kompressor. Denne har kapasitetsregulering og kan kjøres på 33, 66 og 100% ytelse. Kondensator for overskuddsvarme og kuldemedie-receiver er felles med kuldeanlegget for fryse- og kjølerom i samme bygget.

Det ble målt på anlegget i perioden 27. juni til 1. juli 2005 og det ble gjort en tilleggsmåling 14. september. Anlegget var i omtrent normal drift i denne perioden, men det var ikke full belastning. Kompressoren var kjørt på 66% ytelse og i deler av måleperioden var ikke tunnelen full.

## 1.2 UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN

Det ble utført målinger over tverrsnittet i tilførselskanal over tørketunnelen, ut fra reolene i den våte enden av tunnelen og luft inn i reolene i den tørre enden av tunnelen. Videre ble disse målte luftmengdene forsøkt sammenlignet med viftekarakteristikk og sammenlignet med luftmengde gitt av kuldeytelsen til varmpumpen. Det er vanskelig og ressurskrevende å bestemme sirkulert luftmengde med nødvendig grad av nøyaktighet. Det er skjevfordelinger av luft, det er turbulens og virvler og til og med tilbakestrømning på enkelte steder. Derfor ble luftmengden funnet fra flere uavhengige målinger og resultatene av disse sammenlignes:

Måling i tilluftskanal: 16.6 m<sup>3</sup>/s

Måling i våt ende av tunnelen: 16.17 m<sup>3</sup>/s

Måling i tørr ende av tunnelen: 15.63 m<sup>3</sup>/s

Estimat fra varmpumpens ytelse: 15.3 m<sup>3</sup>/s

I videre beregninger antas at sirkulert luftmengde var 16 m<sup>3</sup>/s (57.600 m<sup>3</sup>/h) i måleperioden.

### 1.2.1 Luftmålinger i kanal over himling

Kanalen er 0.63 meter høy, 6.12 meter bred og tverrsnittsarealet er 3.86 m<sup>2</sup>. Gjennomsnittlig lufthastighet ble funnet til 4.3 m/s som en veid middelvei av 11 målinger fra traversering i kanalen. Dette gir en volumstrøm på 16.6 m<sup>3</sup>/s.

### 1.2.2 Målinger i våt ende av tunnelen.

Dette er målinger av luft som strømmer ut av tunnelen; mellom reoler og i spalter. Tabell 1 viser luftstrømningsarealer i tunneltverrsnittet og middelveier for lufthastigheter gjennom reolene (mellom hyllene) og for spaltene over, under, mellom og ved siden av reolene. **Vi ser at bare 61.6 % av luften passerer over fisken mens 38.4 % passerer i spalter og ikke bidrar til tørkingen.** Rommet over reolene har klart størst tverrsnittsareal men der er lufthastigheten ganske lav og 9.7 % av luften strømmer forbi her. Derimot i den lave spalten ved gulvet (22 cm) er hastigheten høy og 18.49 % av luften passerer der ifølge denne målingen.

Tabell 1. Fordeling av luftstrøm i de ulike delene av tunneltverrsnittet i våt ende, hvor luften strømmer ut av tunnelen.

spalter	I reolene (mellom hyller)	Mellom reolene	Over reolene	Under reolene	Sum
Areal (m <sup>2</sup> )	7.95	1.23	2.65	1.35	13.18
Lufthastighet. (m/s)	1.25	1.43	0.59	2.22	
Luftstrømning (m <sup>3</sup> /s)	9.96	1.65	1.57	2.99	16.17
Luftstrømning i % av total	61.6	10.2	9.71	18.49	100

### 1.2.3 Målinger i tørr ende av tunnelen.

Dette er målinger av luft som strømmer inn i tunnelen; mellom reoler og i spalter. Tabell 2 viser luftstrømningsarealer i tunneltverrsnittet og middelveier for lufthastigheter gjennom reolene (mellom hyllene) og for spaltene over, under, mellom og ved siden av reolene. Vi ser at

fordelingen av luftstrømmer er ganske lik med den våte enden av tunnelen, Tabell 1. Det ser ikke ut til at strømningsmønsteret ender seg mye gjennom tunnelen.

Tabell 2. Fordeling av luftstrøm i de ulike delene av tunneltverrsnittet i tørr ende, hvor luften strømmer inn i tunnelen.

spalter	i reolene (mellom hyller)	Mellom reolene	Over reolene	Under reolene	Sum
Areal (m <sup>2</sup> )	7.95	1.23	2.65	1.35	13.18
Luftshastighet (m/s)	1.16	1.39	0.56	2.46	
Luftstrømning (m <sup>3</sup> /s)	9.19	1.66	1.47	3.31	15.63
Luftstrømning i % av total	58.8	10.6	9.4	21.2	100

#### 1.2.4 Estimat av luftsirkulasjon fra varmpumpens kuldeytelse

Varmepumpens kompressor har ifølge produsenten en kuldeytelse på 365 kW ved full ytelse og 236 kW ved 2/3 ytelse som var aktuelt i måleperioden, se Vedlegg 2. Dette er ytelser ved målte fordamp- og kondenseringstrykk og aktuelle verdier for underkjøling og overhetning. Midlede verdier for lufttilstander i måleperioden er gitt i Tabell 3.

Tabell 3 For forklaring av størrelsene som er brukt, se tegnforklaring i Vedlegg 1.

tilstand	t (°C)	rf (%)	x (kg/kg t.l.)	h(kJ/kg t.l.)	v (m <sup>3</sup> /kg t.l.)
1	22.7	31.0	0.0053	36.332	0.851
2	19.4	48.0	0.0067	36.423	0.843
3	10.5	67.2	0.0053	23.95	0.806

Tilstand 1 er luft inn på tunnel; etter kondensator og vifte.

Tilstand 2 er luft ut av tunnel.

Tilstand 3 er luft etter varmpumpens fordamp.

I dette driftspunktet er tunnelens termiske virkningsgrad  $dx/dh$  0,112 (gram vann/kJ)

Verdiene i Tabell 3 er basert på målinger 29. juni. For luft av tilstand 1 brukes midlet verdi av 52 punktmålinger i tunnelens tørre ende, og for tilstand 2 midlet verdi av 14 målinger i den våte enden. For tilstand 3, luft etter fordamp, ble det forsøkt målt (10 °C) men det er lite atkomst til rommet mellom varmevekslerne og målingen er usikker. Derfor er tilstand 3 basert på samme absolutte fuktighet som tilstand 1 og plassert på rett linje, i Mollierdiagrammet, mellom punkt 2 og tilstanden ved fordampoverflaten (-1 °C og 100% rf) samt en geometrisk betraktning.

Sirkulert luftmengde kan finnes ved:

$$\dot{G}_{\text{luft}} = \frac{Q_0}{h_{\text{luft},1} - h_{\text{luft},3}} = \frac{236}{36.423 - 23.95} = 18.92 \text{ kg t.l. / s} \quad \text{likning (1)}$$

Som omregnet til volumstrøm blir:

$$\dot{V}_{\text{luft}} = \dot{G}_{\text{luft}} \cdot v_{\text{luft}} = 18.92 \cdot 0.806 = 15.25 \text{ m}^3 / \text{s} \quad \text{likning (2)}$$

Indeksene refererer til tilstandspunktene som forklart under Tabell 3.



### 1.2.5 Målinger på viftene

Det er installert 4 aksialvifter for å sirkulere luften i tunnelen. Luftmengden ble forsøkt bestemt fra målinger på viftene. Diagram for ytelse, kraftforbruk og data for viftene er gitt i Vedlegg 3. Kraftforbruket på viftene kan leses av fra diagram som funksjon av luftstrøm men denne kurven er så flat at den kan ikke brukes til å finne luftstrøm fra målt kraftforbruk. Videre lyktes det ikke å få en god måling av trykkoppbygging over viften og det ble derfor ikke funnet en luftmengde på denne måten.

Hvis vi derimot går inn i viftekarakteristikken med den luftmengden som ble målt på andre måter; 57.600 m<sup>3</sup>/h for alle viftene, 14.400 m<sup>3</sup>/h for en vifte, ser vi at dette tilsvarer en trykkoppbygging over viftene på ca 380 Pa. Kraftforbruk ved denne driftstilstanden kan avleses til ca 3.4 kW pr. vifte.

Kraftforbruk til viftene ble målt til 12 kW samlet for alle 4. Dette var svært stabilt.

### 1.3 MÅLT VANNFJERNINGSKAPASITET I TØRKEN

Mengden vann som fjernes fra fisken kan bestemmes på minst 3 forskjellige måter:

1. Vanninnhold på inn- og utgående fisk til tørken kan måles og totalmengde fisk registreres
2. Hvis tilstandene på tørkeluften og sirkulert luftmengde er kjent, kan opp- eller avfuktningen (over henholdsvis tunnel og fordamper) av luften beregnes
3. Drenert vannmengde fra varmpumpens fordamper kan måles.

Metode 1 er omstendelig og upraktisk idet det er nesten umulig å måle vanninnhold på andre fisker enn de som ligger i innmatnings- eller utmatningsenden av tunnelen. Det er ikke adkomst inne blant de andre reolene. Det blir ikke nøyaktig nok å registrere en midlere verdi for vanninnhold på våt og tørr fisk for dette varierer for mye.

Metodene 2 og 3 ble benyttet og resultatene sammenlignet. Fra Kapittel 1.2. har vi at sirkulert luftmengde er 16 m<sup>3</sup>/s og vi har luftfuktighetene fra Kapittel 1.2.4. Da kan vi finne et estimat for vannfjerningen:

$$\dot{m}_{\text{vann}} = \dot{G}_{\text{luft}} \cdot \Delta x_{\text{luft}} = \frac{\dot{V}_{\text{luft}}}{v_{\text{luft}}} (x_{\text{luft},2} - x_{\text{luft},1}) = \frac{16}{0.85} (0.006698 - 0.00531) = 0.0261 \text{ kg / s}$$

Ligning (3)

Dette tilsvarer 94 kg/h.

Vannstrømmen ble også forsøkt målt ved å sette målebeger under dreneringsrøret fra fordamperens dryppanne. Det er 2 dreneringsrør og de er montert slik at målingene blir vanskelige. Det ene røret, hvor det aller meste av vannet renner ut, er et rustfritt rør med sveiste bend og overganger, og det er fastmontert på veggen. Dette ender noen cm nedi et sluk og det må derfor brukes bare et lite målebeger som blir fullt på omtrent 30 sek. Videre er det en del grums i dryppannen og dette tetter tidvis (delvis) igjen innløpet til rørene slik at fordeling av vannmengden mellom de 2 rørene veksler og strømmingen blir ujevn. Det ble forsøkt målt drenert vannmengde på flere tidspunkter og den målingen som virket riktigst gav 69.7 kg/h. Det antas at beregningen av kondensert vannmengde er mer pålitelig.

### 1.4 LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN

Tilstandene på tørkeluften er gitt i Tabell 3. Dette kan illustreres i Mollier-diagram for fuktig luft, se Figur 5.

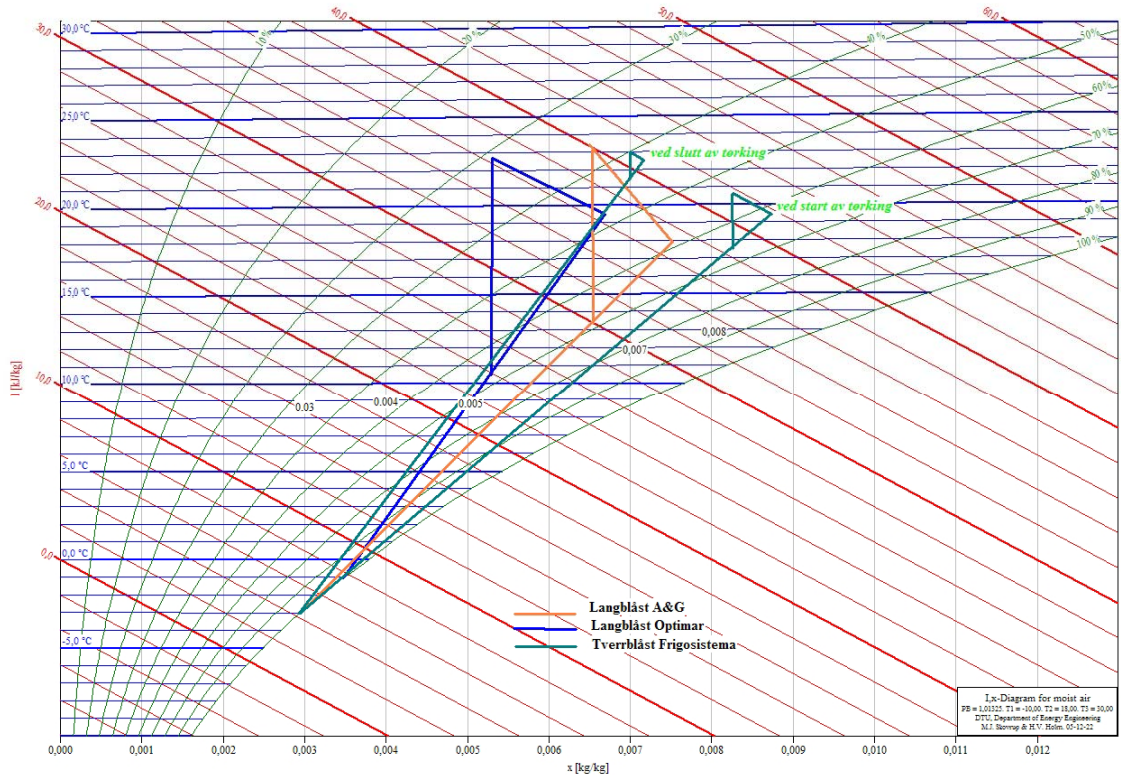
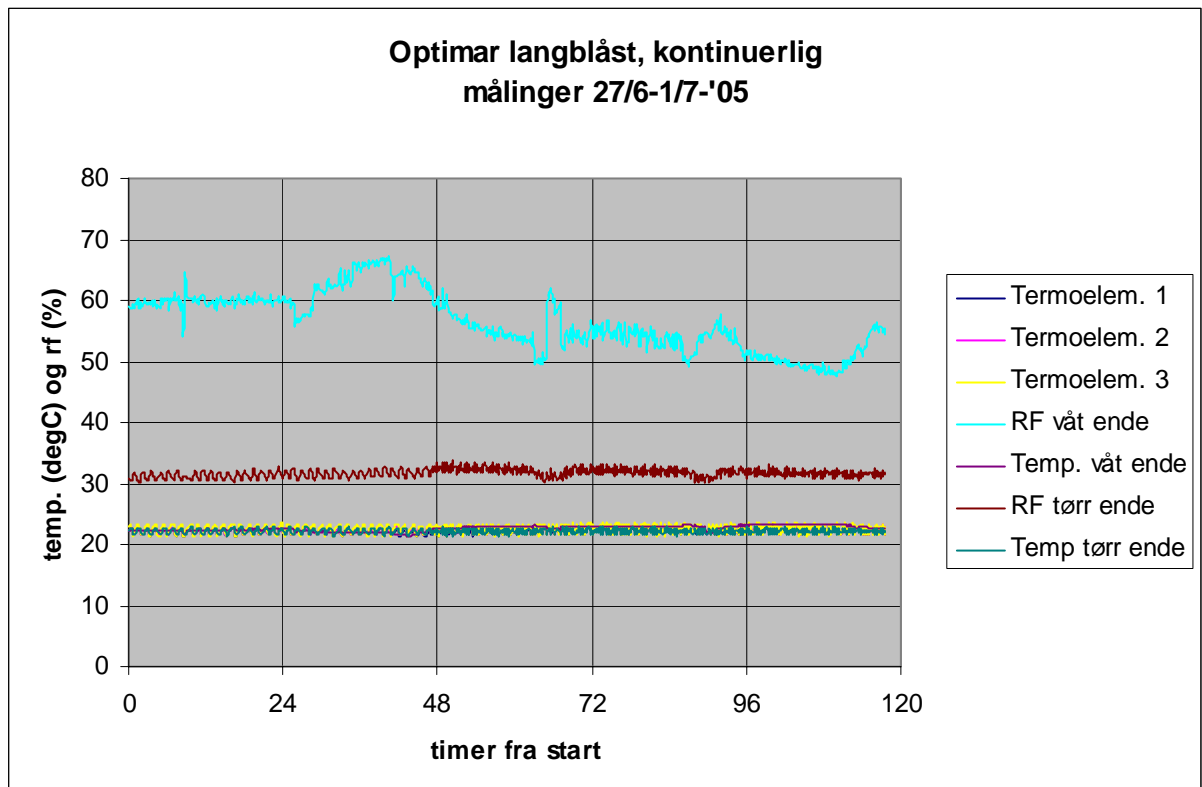


Fig 5. Mollierdiagram for fuktig luft. Prosessen for tørkeluften er tegnet inn for alle 3 tørkene som ble undersøkt. Forløpet til luften gjennom tørketunnelen Langblåst A&G følger i virkeligheten tilnærmet linje for konstant entalpi. Avviket som vises i dette diagrammet viser unøyaktighet ved måling.



Figur 6. Automatiske målinger i tørketunnelen på langblåst tørke fra Optimar 27/6 til 1/7 2005.

Figur 6 viser målinger i tunnelen over 5 døgn. Fra figuren kan det leses at temperaturstyringen i tørken er svært stabil. Graden av oppfuktning av tørkeluften varierer en del, dette kommer av

driftsmønster. Når mange reoler med våt fisk lastes inn går fuktigheten på utgående luft opp. Varmepumpen gikk på 67 % kapasitet men leverte likevel nesten helt stabil fuktighet på luft inn til tunnelen. Det ble valgt å bruke et middel av manuelt målte verdier til beregningen av kapasitet. Middelverdier fra kurvene kunne vært brukt, det tilsvarer en tidsmidling over 5 døgn. Det viste seg at de manuelle målingene også varierte, mest fordi luftens tilstand varierer over tunneltverrsnittet, mens målingene i Figur 6 tilsvarer fast monterte følere med måling i faste punkt. For eksempel varierte den manuelt målte fuktigheten ut av tunnelen mellom 37 og 60 % over tverrsnittet, mens den for gitt plassering av måler for automatisk registrering varierte som vist i figuren mellom 48 og 72 h (RF våt ende i Figur 6). Videre kan vi fra figuren lese at temperatur og fuktighet på luft inn til tunnelen er stabil. Målingen for temperatur på luft ut av tunnelen virker usannsynlig og brukes ikke i beregningene. Tilsvarende temperatur var funnet å variere mellom 18 og 21.9 °C med middelverdi på 19.35 °C fra manuelle målinger.

Tunnelens termiske effektivitet, forholdet  $dx/dh$  for tørkeluften, se Tabell 3, er 1.4 (gram vann/kg t.l.)/(12.47 kJ/kg t.l.) = 0.112 gram vann/kJ. Dette er et måltall som er sammenlignbart med tilsvarende fra andre tørker. Hvis all tørkeluften i tunnelen ble styrt over fisken, ville dette forholdstallet blitt mye høyere.

## 1.5 MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN

I perioden 27/6 til 29/6 ble det gjort flere manuelle målinger av effekt tilført kompressormotor, suge- og leveringstrykk på kompressor og flere temperaturer: sugegass, trykkør, kondensat, kondensat etter HT-flottør, tørkeluft foran og etter kondensator og fordampner. Aktuell kapasitet eller antall sylindere som var innkoplet på kompressor ble notert. Det ble også gjort en måling 14/9.

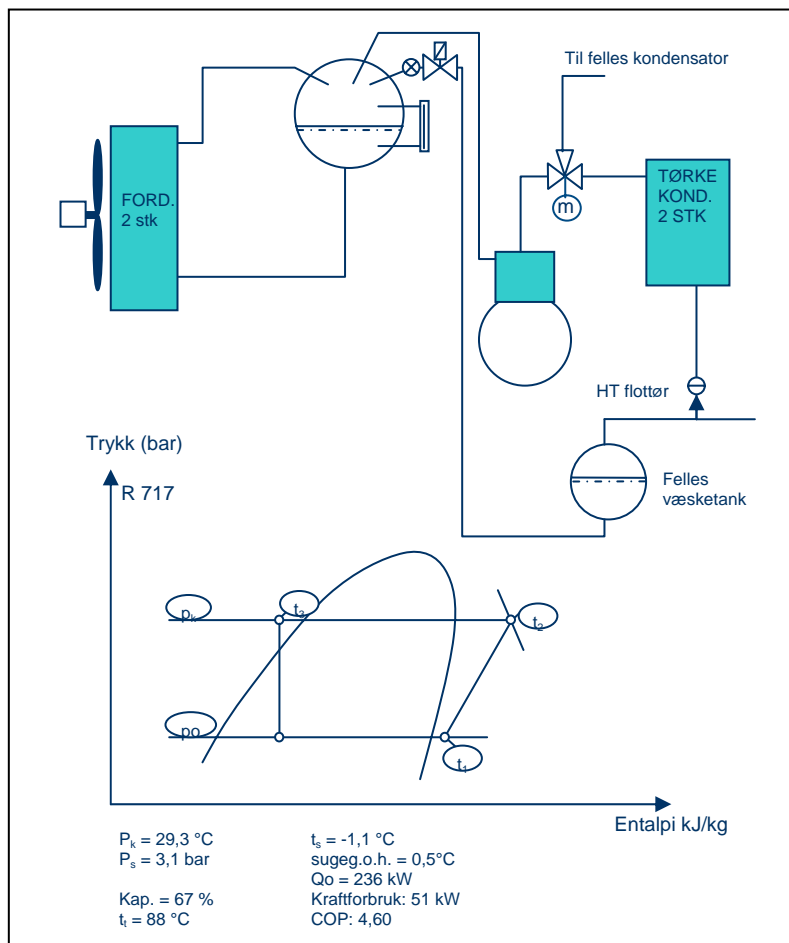
Figur 7 viser varmpumpens hovedkomponenter og prosessens arbeidsdiagram.

Aktuelle målte verdier for varmpumpen ble lagt inn i kompressorfabrikantens beregningsprogram for 67% ytelse (målinger 27/6 til 1/7) og 100% ytelse tilsvarende målinger 14/9 og utskriftene fra disse beregningene ligger i Vedlegg 2.

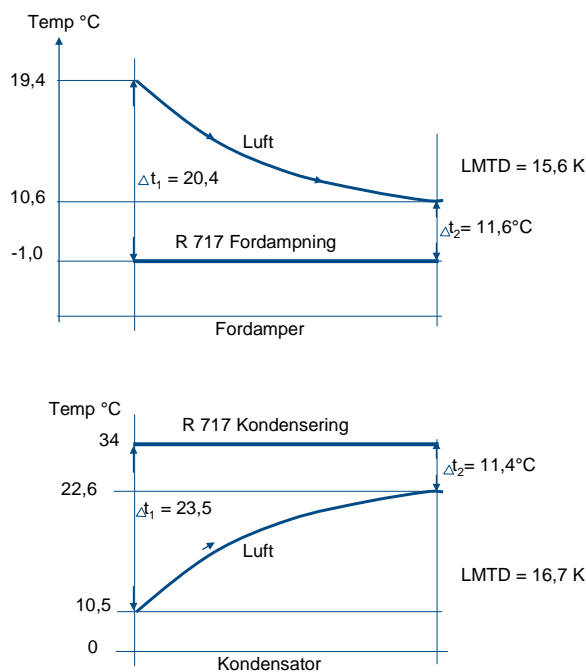
Beregningene viser at effekttilførselen burde vært henholdsvis 47.4 kW ved 67 % kapasitet og 67.7 kW ved 100 %. Målinger ved 67 % kapasitet viser effekt tilført kompressormotor 51.25 kW i snitt; altså omtrent 8 % høyere enn beregnet. Motorstrømmen ble målt på 2 kontaktorer; den ene merket K5, den andre K5D. Strømmen i K5 var stabil på 42.6 kW og i K5D varierte den syklisk mellom 6.5 og 10.8 kW.

Resultater fra kompressorleverandørens beregningsprogram med korrigert motorstrøm gir disse verdiene:

- Antall sylindere innkoplet: 4 av 6
- Kuldeytelse: 236 kW
- Effektbehov: 51.25 kW
- Varmefaktor COP: 4.60



Figur 7. Prinsipielt rørskjema og prosess/arbeidsdiagram for varmepumpen i den langblåste tørken fra Optimar.



Figur 8. Temperaturbilde ved varmepumpens fordamper (øverst) og kondensator (nederst).

Beregning av (logaritmisk) midlere drivende temperaturdifferanse for kondensator er gitt ved (se også Figur 8):

$$LMTD_{kond} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{23.4 - 11.4}{\ln \frac{23.4}{11.4}} = 16.7K \quad \text{likning (4)}$$

Forklaring av lufttilstander er gitt i Tabell 3.  
Tilsvarende for fordamperen:

$$LMTD_{ford} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{20.4 - 11.5}{\ln \frac{20.4}{11.5}} = 15.6K \quad \text{likning (5)}$$

Dett er ganske høye drivende temperaturdifferanser. Hvis varmevekslerne ble installert med større areal, kunne disse verdiene vært lavere, fordampningstrykket høyere, kondenseringstrykket lavere og kraftforbruket lavere. Dette kan optimeres i forhold til økt investeringskostnad. Med høyere energipriser, vil økonomisk optimalt areal bli større. Men dette er allikevel ikke så høye verdier at det bør vurderes nye og større varmevekslere i dette anlegget.

## 1.6 ENØK-POTENSIALE OG MULIGE FORBEDRINGER AV ANLEGGET

*Tunnelvifter* som går på 1400 rpm kunne byttes ut med mer effektive langsomtroterende vifter.

*Tunnelen:* målingene viser at omtrent 40-50% av luften kortsluttes. Ved å tvinge mer av sirkulert luft gjennom reolene vil tørkekapasiteten økes eller viftearbeid og kuldeytelse kan reduseres om en ønsker å beholde dagens kapasitet på anlegget. Dette er helt klart største sparepotensialet i anlegget, og det er enkelt å forbedre.

*Kuldeanlegget* ser ut til å være fornuftig dimensjonert og driftet. Varmevekslerne (fordampere og kondensatorer) kunne hatt større areal, det ville gitt lavere kondenseringstrykk og høyere fordampningstrykk og litt besparelse i tilført effekt til kompressor. Potensialet i besparelse er ikke så stort at varmevekslerne bør skiftes, men det kan regnes på økonomisk optimal varmevekslerflate for senere tilsvarende installasjoner. Med høyere energipris vil det være lønnsomt å investere i større varmevekslere.

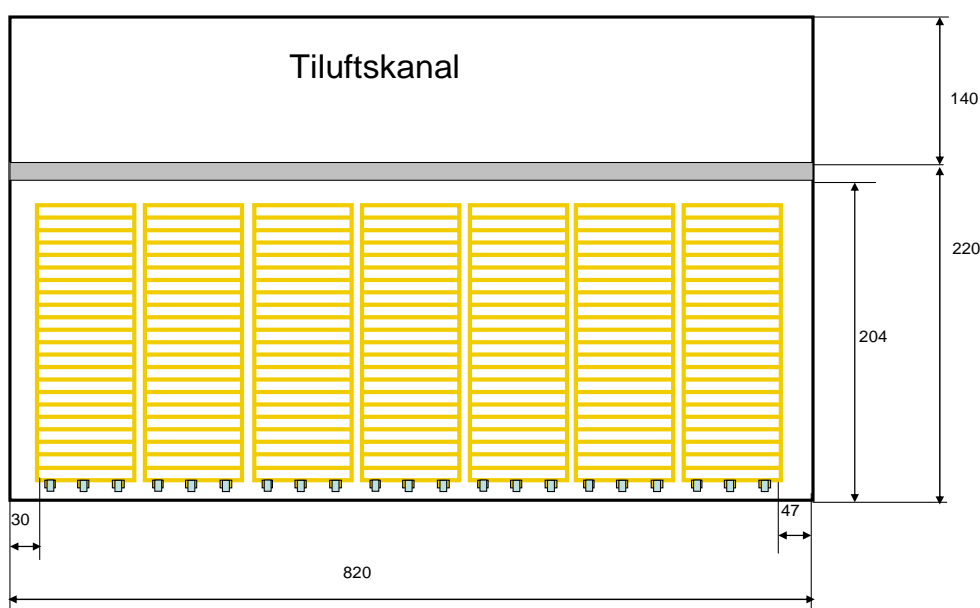
Oppsummering av forbedringspotensialer:

- Bygge buffer for innmatning til tunnelen. Og arrangere for automatisk trekking av vogner. Ved manuell styring av inn-utkjøring skal det godt gjøres å få til en optimal fylling og dermed optimal utnyttelse av anlegget.
- Stoppe lekkasjeluft i tunnelen. Mye av tørkelufta går utenfor vognene; anslagsvis 50%. Det er kjørt en simulering hvor det er tettet for luftlekkasjer over, under og/eller foran/bak vognrekkene. Resultater fra dette rapporteres separat.

## 2 LANGBLÅST, KONTINUERLIG TØRKE

### 2.1 ANLEGGSBESKRIVELSE

Dette anlegget ble levert fra Alfson og Gunderson as (A&G) i 1982. Dette er en stor tørke med 7 vogner i bredden og 22 vogner i lengden. Vognene skyves inn og trekkes ut manuelt, men det er en hjelpeanordning for å skyve vognrekkene framover i tunnelen. Tørken er ellers prinsipielt lik med det langblåste anlegget fra Optimar. Figur 3 viser konstruksjonen i lengdesnitt. Lengdene på pilene for lufthastigheter gjelder ikke for dette anlegget. Figur 9 viser målsatt skisse av tunnelen i tverrsnitt. Tørken betjenes av 2 mann som skyller saltfisk og legger på brett. Når et antall vogner er ferdig lastet, trekkes ferdig klippfisk ut i tørr ende og saltfiskvogner settes inn i våt ende. Når disse trilles inn i tunnelen skråstilles de en stund for at overflatevann skal renne av.



Figur 9. Tverrsnitt av langblåst tørke fra A&G.

### 2.2 UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN

Målingene i tunnelen, i både våt og tørr ende, var vanskelige. Luftstrømmene var noe ujevnt fordelt og de endret størrelse/fordeling under målingene. Det ble gjort for få målinger til at det kan gis et estimat for samlet luftmengde som ikke har gått gjennom vognene. Målingene i tilluftskanal og ved fordampere synes å gi mest pålitelige resultater og en estimert luftmengde på 20 m<sup>3</sup>/s brukes i videre beregninger av ytelser mm.

#### 2.2.1 Målinger i kanal over tørken

Det ble gjort målinger med propellmåler 14/9 på i alt 35 punkter. En veid midling av lufthastighetene gav middelverdien 1.95 m/s. Kanaltverrsnittet er 1.22 x 8.20 m<sup>2</sup> og beregnet luftsirkulasjon blir 19.6 m<sup>3</sup>/s.



Figur 10. Bilde av tørketunnelen fra A&G, fra våt ende. Det mekaniske arrangementet for fremføring av vognrekkene gjennom tunnelen vises oppe ved tilluftskanalen.

### 2.2.2 Luftmålinger ved fordampere

Det ble gjort målinger med propellmåler 14/9 på i alt 43 punkter. Midlere lufthastighet i ene fordampere var 2.69 m/s, i den andre 2.48 m/s. Tverrsnittsarealene er 1.22 x 3.2 m<sup>2</sup> som er det samme for begge batteriene og samlet luftmengde blir derfor 20.17 m<sup>3</sup>/s.

### 2.2.3 Målinger i våt ende av tunnelen

Det ble målt hastigheter for tørkeluft som strømmer ut av tunnelen forbi vognene ved 3 av i alt 7 vogner. Gjennomsnittshastigheten ble beregnet til 0.73 m/s for vogn 1, 1.41 m/s for vogn 4 (i midten) og 0.51 m/s for vogn 7 (ytterste mot produksjonshall). Fra disse middelverdiene ble det beregnet et estimat for luftsirkulasjonen gjennom alle vognene på 7.33 m<sup>3</sup>/s. Dette er åpenbart for lite, selv om det er noe "lekkasje"luft som ikke passerer gjennom vognene.

### 2.2.4 Målinger i tørr ende av tunnelen

Tilsvarende som for tunnelens våte ende, ble målte lufthastigheter benyttet til å finne et estimat for samlet luftmengde som strømmer ut av tunnelen fra øverste vognrekke: 13.55 m<sup>3</sup>/s. Dette er også vurdert til å være mindre enn virkelig luftstrøm.

### 2.2.5 Målinger på tunnelvifter.

Det er installert 2 tunnelvifter av typen PMD 100, AG-nr: 928739. Viftenes karakteristikker er gjengitt i Vedlegg 4. Trykkstigningen over viftene ble målt til 65 mmVS. Denne trykkstigningen indikerer en sirkulert luftmengde på 15.000 m<sup>3</sup>/h pr. vifte fra viftekaraktistikken; tilsvarende 8.33 m<sup>3</sup>/s for begge viftene ved turtall 1400 rpm. Siden både målingene av trykkdifferansen og avlesningene i diagrammet er usikre, ble det valgt å ikke bruke dette resultatet i videre beregninger.

Effektforbruket til viftene ble målt til 8.72 kW og 8.79 kW.

### 2.3 MÅLT VANNFJERNINGSKAPASITET I TØRKEN

Det var en del slam i dryppannene under fordampene og svært variabel vannstrøm i dreneringsrøret. Det var undertrykk i rommet ved fordampene og det bygget seg opp væskesøyle i drensør som ble tømt periodevis. Derfor ble ikke vannfjerningskapasiteten målt på denne måten.

Det ble ikke montert automatisk måleutstyr i denne tunnelen for logging av temperaturer og luftfuktigheter.

tilstand	t (°C)	rf (%)	x (kg/kg t.l.)	h(kJ/kg t.l.)	v (m <sup>3</sup> /kg t.l.)
1	23.3	36.2	0.0064	39.957	0.854
2	17.8	59.1	0.00749	36.870	0.838
3	12.8	70	0.0065	29.00	

Tabell 4. For forklaring av størrelsene som er brukt, se teksten under Tabell 3.

I dette driftspunktet er tunnelens termiske virkningsgrad  $dx/dh$  0,139 (gram vann/kJ)

Verdiene i Tabell 4 for tilluften i tunnelen (tilstand 1) framkommer som en midling av 12 manuelle målinger 6. juli og tilsvarende en midling av 14 punkter for luft av tilstand 2. Varmeinnholdet i luften (entalpien) burde vært omtrent uendret gjennom tunnelen, med bare en beskjeden reduksjon som tilsvare varmetapet. Varmetapet var lite gjennom yttervegg (dette var en varm sommerdag), da er det noe mer gjennom vegg mot produksjonslokalet. Om det er luftlekkasjer til/fra tunnelen er ikke undersøkt. Hvis det var satt inn mange kalde vogner med våt fisk fra produksjonslokalet kort tid før målingene, kan det forklare noe av fallet i entalpi. Men det meste av angitt differanse i entalpi mellom tilstandene 1 og 2 i Tabell 4 må skyldes feilmåling. Tilstand 3 i Tabell 4 framkommer som krysningspunktet av 2 linjer i Mollierdiagrammet (Figur 5); linjen med samme vanninnhold som punkt 1 og linjen mellom punktene 2 og fordamperoverflaten.

Fra kapittel 2.2. har vi at sirkulert luftmengde er omtrent 20 m<sup>3</sup>/s og med lufttilstandene fra Tabell 4 kan vi finne et estimat for vannfjerningen:

$$\dot{m}_{\text{vann}} = \dot{G}_{\text{luft}} \cdot \Delta x_{\text{luft}} = \frac{\dot{V}_{\text{luft}}}{v_{\text{luft}}} (h_{\text{luft},2} - h_{\text{luft},1}) = \frac{20}{0.85} (0.00749 - 0.0064) = 0.0256 \text{ kg/s}$$

Ligning (6)

Dette tilsvare 92.3 kg/h.

### 2.4 LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN

Tilstandene på tørkeluften er gitt i Tabell 4. Dette kan illustreres i Mollier-diagram for fuktig luft, se Figur 5

### 2.5 MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN

Varmepumpen har 4 semihermetiske kompressorer, type DWM Copeland D6RP2 3500-ESL. Slagvolum er 106.6 m<sup>3</sup>/h. Denne kompressortypen er utgått fra produksjon og det har ikke lyktes å få kapasitetsdata fra leverandør. Arbeidsmedium er R-22.

Figur 11 viser varmpumpens hovedkomponenter og prosessens arbeidsdiagram.

7. og 8. juli ble det målt effekt tilført kompressormotorer, suge- og leveringstrykk på kompressorer (avlest på fastmonterte manometre) og flere temperaturer: sugegass etter fordampere og etter sugegassvarmevekslere, trykkrørene, kondensat fra dumpingskondensatorer og fra tunnelkondensatorer, kondensat fra receiveere og kondensat etter sugegassvarmevekslere og tørkeluft foran og etter kondensatorer og fordampere.



I arbeidsdiagrammet for R-22 i Figur 11 er vist middelverdier for mange av de nevnte målepunktene. Kompressormotorenes kraftforbruk ble målt til (midlede verdier fra 9 målinger): 19.7, 22.4, 20.7 og 21.8 kW. Samlet effektforbruk for kompressorene var dermed 84.6 kW.

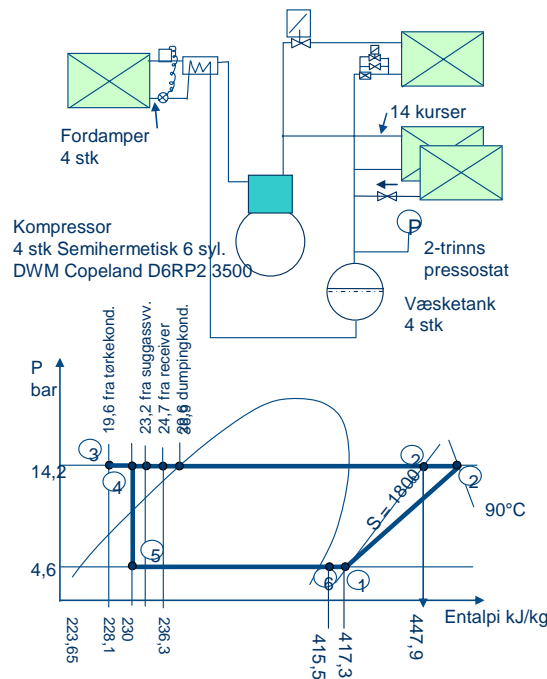
Kuldeytelsen kan beregnes fra lufttilstandene i Tabell 4 og sirkulert luftmengde fra kapittel 2.2:

$$Q_0 = \dot{V}_{\text{luft}} \cdot \rho_{\text{luft}} (h_{\text{luft},2} - h_{\text{luft},3}) = 20 \cdot 1.2 \cdot (40.0 - 29.0) = 264 \text{ kW} \quad \text{ligning (7)}$$

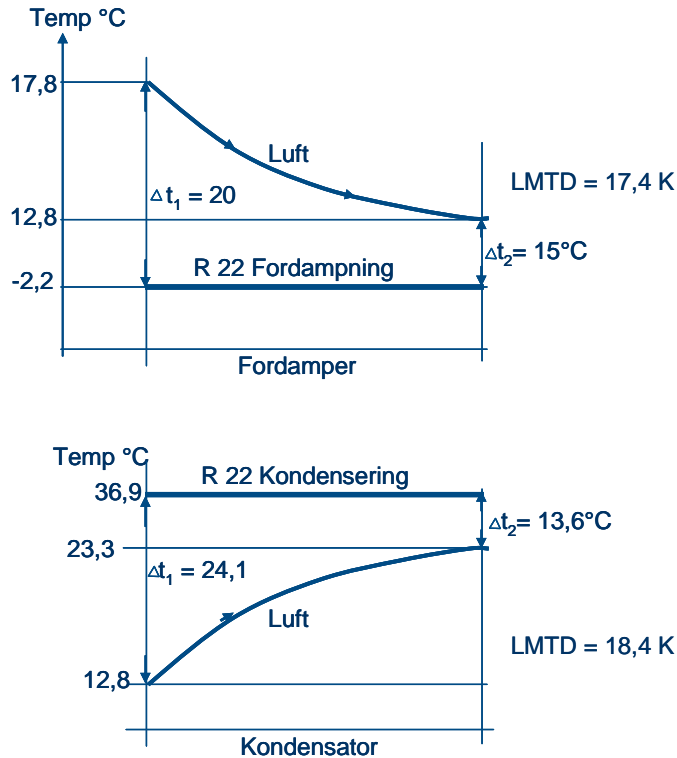
Nøkkeltall for varmepumpens drift er:

- Kuldeytelse: 264 kW
- Effektbehov: 84.6 kW
- Varmefaktor COP: 3.12

Varmefaktoren COP er mye lavere enn Optimar-anlegget. Delvis kommer dette av at ammoniakk (Optimar) har teoretisk høyere varmfaktor enn R22, delvis er kompressoren på Optimaranlegget mer effektiv og varmevekslerne der gir mindre temperaturlap. Dette kan for en stor del komme av tilsmussede varmevekslerflater, men også ulik flatebelastning. Dette er ikke sammenlignet for disse 2 anleggene.



Figur 11. Prinsipielt rørskjema og prosess/arbeidsdiagram for varmepumpen i den kontinuerlige tørketunnelen fra A&G.



Figur 12. Temperaturløse ved varmepumpens fordampner (øverst) og kondensator (nederst). Beregninger av varmevekslerens drivende temperaturredifferanser er gjort likt med ligningene (4) og (5).

## 2.6 ENØK-POTENSIALE

Tunnelviftene arbeider ved 1400 rpm og mer langsomtrotterende vifter gir høyere virkningsgrad.

Nå har ikke tilstrekkelig data på kjølekompressorene vært tilgjengelig for å beregne ytelse slik at denne er beregnet fra luftens sirkulasjon og tilstander. Når en tar i betraktning at R-22 ikke er energimessig optimalt medium, og hurtigløpende semihermetiske kompressorer (1450 rpm) ikke kan forventes å gi samme energivirkningsgrad som større industrielle maskiner, er beregnet COP for denne varmepumpen god. Med et moderne anlegg med for eksempel ammoniakk og med større varmeoverførende areal på kondensator, kunne COP vært høyere og energiforbruket lavere. COP for "Langblåst tørke Optimar" med en moderne ammoniakk varmepumpe, ble tilsvarende funnet å være 4.6, se Kapittel 1.5.

Tunnelen er den lengste og den som gir høyest oppfuktning av tørkeluften blant de målte anleggene, det vises i Figur 5 hvor den er avmerket med rødt. Det er allikevel mulig å oppfukte tørkeluften mer enn de 59% som ble målt. Teoretisk maksimal fuktighet er 76%. Tunnelens termiske effektivitet  $dx/dh$  er  $1.09 \text{ (gram vann/kg t.l.)} / (7.87 \text{ kJ/kg t.l.}) = 0.139 \text{ gram vann/kJ}$  med tall fra Tabell 4.

### 3 TVERRBLÅST BATCHTØRKE

#### 3.1 ANLEGGSBESKRIVELSE

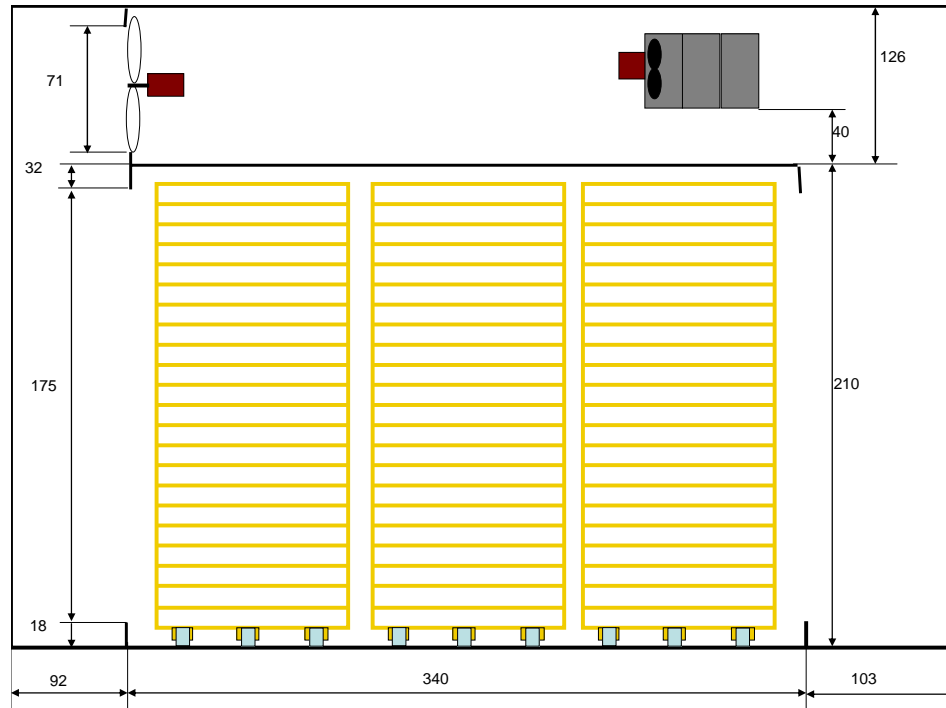
Dette anlegget er levert fra portugisiske Frigosistema. Tunnelen rommer 3 vogner i bredden og 8 vogner i lengden. Tunnelen er 12.6 m lang og rommet for vognene er 3.4 m bredt. Luften sirkuleres på tvers gjennom tunnelen av 12 aksialvifter. Noe av luften passerer gjennom de 2 luftbehandlingsaggregatene hvor den nedkjøles, fukt utfelles og den oppvarmes. Disse 2 aggregatene er tilknyttet ett kompressoraggregat. Kuldemedium er R22. Rotasjonsretningen snues jevnlig for tunnelviftene for å veksle strømningsretningen. Tunnelviftene er montert slik at for annenhver vifte er riktig strømningsretning mot høyre, og for den andre halvparten av viftene er dette mot venstre. De 2 luftbehandlingsaggregatene har 3 aksialvifter hver og disse roterer i samme retning alltid. Tørken betjenes ved at 2 mann forbereder til en kjøring ved å skylle og legge saltfisk på brett, nok til å fylle 24 vogner. Vognene trilles inn i tørken, porten lukkes og tørken startes. Normalt vil den være i drift omtrent 4 dager før tørkingen avbrytes og vognene trilles ut. Det er fullt mulig å gå inn i tørketunnelen og ta prøver av fisk for å sjekke vanninnholdet underveis i tørkeforløpet. Den midterste av de 3 vognradene er vanskelig tilgjengelig for å ta prøver. Figurene 13 og 14 viser tørketunnelen.



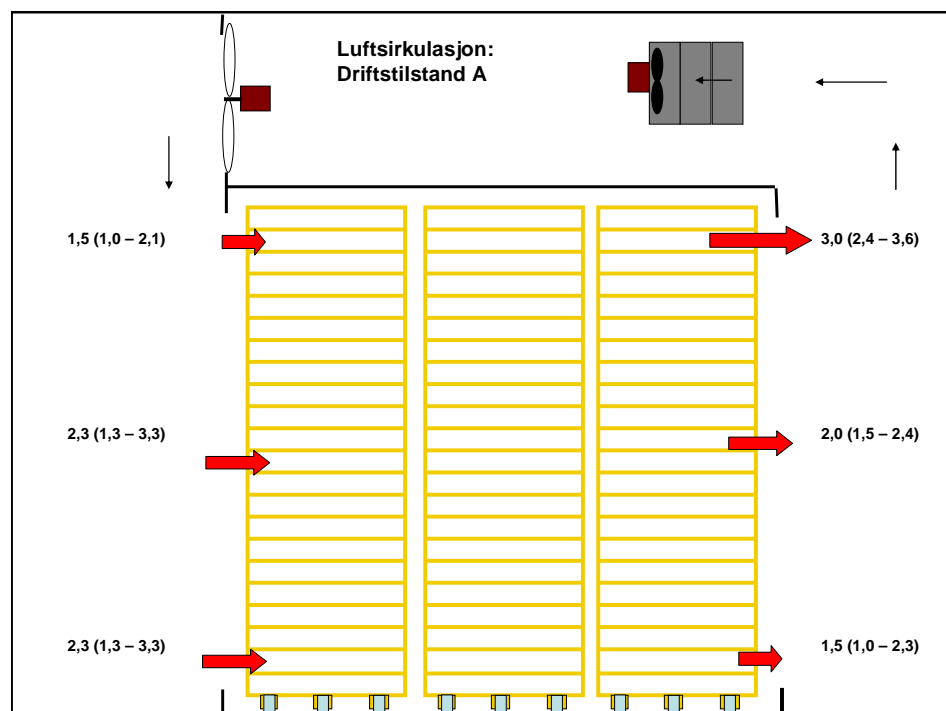
Figur 13. Tverrblåst batch tørketunnel fra Frigosistema.

#### 3.2 UNDERSØKELSE AV LUFTSIRKULASJONEN I TØRKEN.

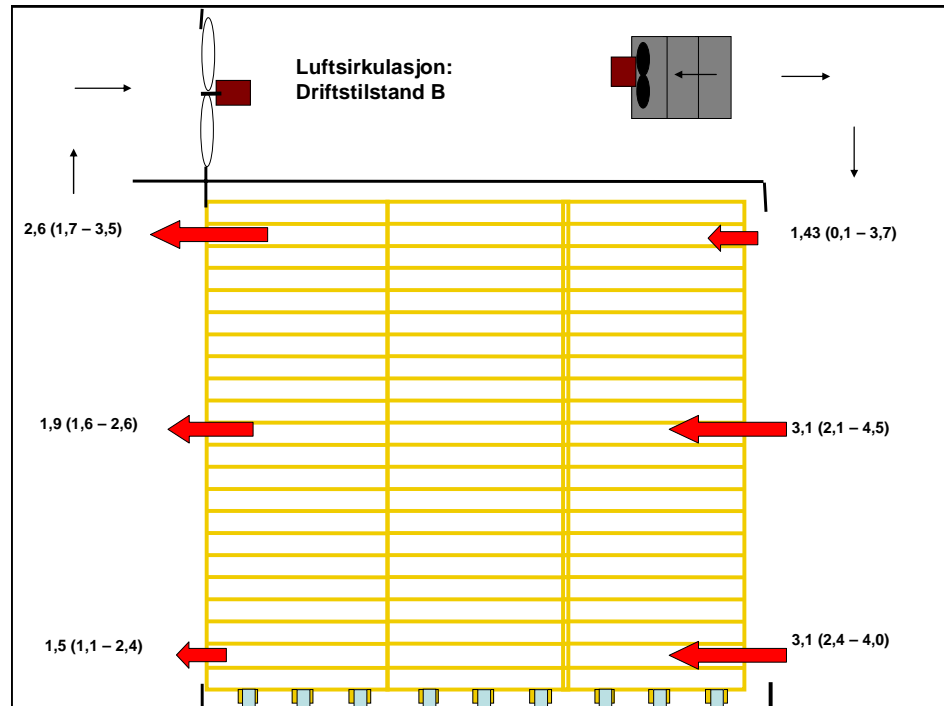
Det ble gjort en rekke punktmålinger med lufthastighetsmåler for å finne hvor mye luft som sirkulerer gjennom tunnelen i begge driftsmodus; A) når tunnelviftene og aggregatviftene sender luften i samme retning, og B) når disse arbeider i motsatt retning.



Figur 14. Målsatt skisse av tverrblåst tørketunnel i tverrsnitt. Luftbehandlingsaggregatet ( det er 2 slike etter hverandre i tunnelens lengderetning) er vist i grått. Det inneholder fra venstre vifte, kondensator og fordamper. ”Vifteside” er til venstre, ”kompressorside” til høyre.



Figur 15. Luftsirkulasjon illustrert i driftstilfelle A hvor tunnelvifter og aggregatvifter blåser luften i samme retning: fra høyre mot venstre over himling. Pilenes lengde angir midlere, målt lufthastighet og tallene i parentes angir maksimal og minimal lufthastighet som ble målt i denne høyden.



Figur 16. Luftsirkulasjon illustrert i driftstilfelle B hvor tunnelvifter blåser luften fra venstre mot høyre over himlingen og aggregatvifter blåser luften i motsatt retning. Lufthastigheter er angitt slik som i Figur 15.

I Tabellene 5 og 6 vises midlede verdier for lufthastigheter som ble målt i hhv driftstilstand A og B samt beregnet volumstrøm av luften for hver av vognene. Tørken ble igangsatt tirsdag 5. juli kl. 16:00. Disse manuelle luftmålingene ble gjort påfølgende dag ca 24 timer etter start. Det var beregnet at hver vogn har et strømningsverrsnitt på  $1.73 \text{ m}^2$ . Tunnelen var ikke helt fylt ved porten og derfor ble halvdelen av tunnelen lengst bort fra porten benyttet til disse målingene.

Tabell 5. Midlede verdier for målte lufthastigheter i driftstilstand A og beregnede luftmengder

Vogn nr.	Målt på vifteside		Målt på kompressorside	
	v (m/s)	V ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	v (m/s)	V ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
5	1.87	3.234	2.03	3.517
6	1.97	3.407	2.07	3.581
7	1.83	3.176	2.23	3.869
8	2.33	4.043	2.35	4.071

Tabell 6. Midlede verdier for målte lufthastigheter i driftstilstand B og beregnede luftmengder.

Vogn nr.	Målt på vifteside		Målt på kompressorside	
	u (m/s)	V ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	u (m/s)	V ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
5	1.57	2.714	2.13	3.696
6	2.37	4.100	2.63	4.562
7	1.73	3.003	3.07	5.316
8	1.90	3.292	2.70	4.678

Ved å summere beregnede luftmengder for vognene 5..8 i tabellene 5 og 6, finner vi, ved å multiplisere med 2, sirkulert volumstrøm av tørkeluft i hele tunnelen:

Driftstilstand A: fra målinger på kompressorside:  $30.08 \text{ m}^3/\text{s}$   
 fra målinger på vifteside:  $27.72 \text{ m}^3/\text{s}$

Driftstilstand B:	fra målinger på kompressorside:	36.50 m <sup>3</sup> /s
	fra målinger på vifteside:	26.22 m <sup>3</sup> /s

Målingene gir ganske sprikende resultater, og beregnede luftmengder gjenspeiler store variasjoner i målte lufthastigheter. Især på kompressorsiden i driftstilstand B er det mange lokale strømninger fordi luften går motsatt vei gjennom batteriene i forhold til tunnelen. Det antas derfor at dette er den minst pålitelige av de beregnede luftmengdene (36.5 m<sup>3</sup>/s). For videre beregninger brukes disse luftmengdene: Driftstilstand A: 29 m<sup>3</sup>/s, driftstilstand B: 26 m<sup>3</sup>/s.

### 3.2.1 Målinger av luftstrøm gjennom fordamper og kondensator

Det ble onsdag 6. juli foretatt 9 målinger av hastigheter på luft som strømmer gjennom fordamper og kondensator på hver halvdel av batteriene. Ved driftstilstand A er midlet lufthastighet 2.12 m/s og det tilsvarer 3.61 m<sup>3</sup>/s luftgjennomstrømning i hvert batteri, til sammen 7.22 m<sup>3</sup>/s for begge batteriene. Batterienes frontareal er 2.5 x 0.68 m<sup>2</sup>. Tilsvarende verdier for driftstilstand B ble funnet til 1.2 m/s og 2.04 m<sup>3</sup>/s og samlet for begge batteriene 4.08 m<sup>3</sup>/s. Dette viser at 25% av luften som sirkulerer i tunnelen passerer aggregatene i driftstilstand A og ca 16% i tilstand B. Sagt på en annen måte, sirkulerer luften i gjennomsnitt 4 ganger i tunnelen for hver gang den passer aggregatene i driftstilstand A og 6.4 ganger i tilstand B.

### 3.2.2 Målinger på viftene for tunnel-luft

Tunnelviftene er av type S&P Tipo HCBT/6-710/H. Beskrivelse, måltall og karakteristikk er gitt i Vedlegg 5. Viftene har ytre rotordiameter 710 mm. Viftemotorene har 6 poler og nominelt turtall er 900 rpm. Effektforbruket for vifter med riktig rotasjonsretning ble målt til 0.93, 0.80 og 0.90 kW (dette var viftene 1, 3 og 5 fra porten ved måletidspunkt) med middelerverdi 0.88 kW. Tilsvarende for vifter som roterer motsatt retning var 0.65, 0.59 og 0.63 kW (hhv viftene 2, 4 og 6) med middelerverdi 0.63 kW. Dette er 72 % av effektforbruket til vifter som roterer riktig. En samlet måling av vifteeffekter viste:

Viftene 1, 2, 3, 4:	3.2 kW
Viftene 5, 6, 7, 8:	3.3 kW
Viftene 9, 10, 11, 12:	3.3 kW

Med et samlet effektbehov på 9.8 kW.

Ved å bruke karakteristikken for viftene, gitt i Vedlegg 5, og trykkøkningen som ble målt 14/9 i driftstilstand A til 60 Pa, ser vi at nominell luftstrøm er 13.500 m<sup>3</sup>/h. For de 6 viftene som roterer riktig retning blir dette en samlet luftstrøm på 81.000 m<sup>3</sup>/h. De 6 viftene som roterer motsatt av det de er bygd for, yter erfaringsmessig omtrent 30 % av full luftstrøm; til sammen ca 24.300 m<sup>3</sup>/h. Samlet luftstrøm fra alle viftene blir dermed omtrent 105.300 m<sup>3</sup>/h eller 29,25 m<sup>3</sup>/s. Dette stemmer bra med estimat fra måling i driftstilstand A, se Kapittel 3.2.1.

### 3.2.3 Målinger på aggregatviftene

Hvert av de 2 aggregatene med kondensator og fordamper har 3 aksialvifter av typen Ziehl-Abegg FE050-VDK.4I.6. Disse viftene kan kobles for 1340 eller 1000 rpm. I denne installasjonen brukes 1340 rpm. Målinger viste et samlet kraftforbruk på alle 6 viftene på 4.85 kW eller 808 W for hver vifte. Karakteristikk og opplysninger om viftene er gitt i Vedlegg 6.

## 3.3 MÅLT VANNFJERNEKAPASITET I TØRKEN

Kapasiteten for vannfjerning er størst i begynnelsen av tørkeforløpet i en batch-tørke og avtar deretter. Det hadde vært ønskelig med kontinuerlige vannmålinger fra start av tørking til slutt, men det ble ikke funnet tid til å gjennomføre.

Det ble samlet opp vann fra dryppannen for begge aggregatene ved 3 tidsperioder:

- 14. september, når det var igjen 1 dag av tørkeforløpet, ble det målt 25 liter vann fra kl. 11:34 til kl. 12:41. Dette tilsvarer 22.4 liter/h.
- 6. juli, 1 døgn etter start av en batch, ble det målt en vannmengde tilsvarende 39.1 kg/h.
- 9. desember ble det oppsamlet vann fra tørken tilsvarende en kapasitet på 20 kg/h. Dette var nærmere slutten av et tørkeforløp med omtrent 2 døgn igjen til avslutning av tørkingen. Det ble tørket stor fisk i denne omgangen, med størrelse 2 til 3 kg og total tørketid 5 døgn, mens de andre målingene ble tatt mens fisk på omtrent 1 kg ble tørket. Denne har tørketid omtrent 3 døgn.

### 3.4 MÅLINGER PÅ VARMEPUMPEN

Figur 17 viser varmepumpens hovedkomponenter. Dette er et R22-anlegg. Der vises også en noe uvanlig løsning for regulering av anlegget. Kondensatorene er delt i 2 på kuldemediesiden og hver del har sitt separate væskedrensrør med magnetventil. Dette brukes slik at ved høy nok temperatur i tunnelen blir den ene magnetventilen stengt og tilhørende del av kondensatoren fylles med væske og denne delen settes ut av funksjon. Utførelsen av kondensatoren er illustrert i Figur 18. Når varmevekslerarealet reduseres med hhv 62.5 % eller 37.5 % vil kondensatortrykket stige. Dette benyttes til at en reguleringsventil åpner for mer varmgass til dumpingskondensator. Nedstrøms av reguleringsventilen er det montert 2 pressostater innstilt på ulike trykk. Disse brukes mest sannsynlig til å styre innkoplet vifteeffekt på dumpingskondensatoren.

Det er ikke optimalt å regulere temperaturen på denne måten fordi en i betydelige deler av tiden bruker bare deler av installert kondensatorareal og dermed opprettholder høyere trykk enn nødvendig. Denne løsningen gir også øket behov for væskebuffer i receiver. Dette er ikke ønsket, spesielt i betraktning av at tilgangen på R22 er regulert og det blir stadig vanskeligere å erstatte tapt fylling. Tilsvarende løsning med kuldemedium R404a, R407C e.a. er heller ikke gunstig pga høye miljøavgifter.

Effekt tilført kompressormotor er målt i flere perioder i tiden 5. – 7. juli med variasjon innen 24.9-26.05 kW. Kompressoren er en DWM Copeland D8DH1-5000. Dette er en 8-sylinder maskin med slagvolum 151 m<sup>3</sup>/h. Installert kompressor har ikke ytelsesregulering, men det kan leveres på denne type kompressor.

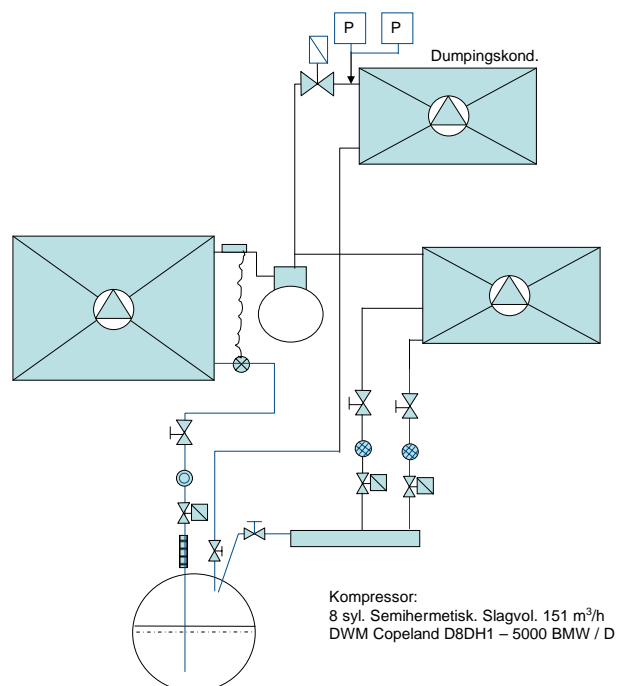
Det er tilgjengelig ytelsestabeller for kompressoren som er brukt i dette anlegget. Det er gjort en beregning av ytelsen på varmepumpen basert på målinger 14. september kl. 13:43, se Figur 19. På dette tidspunktet viste presisjonsmanometrene (som ble koblet opp for disse målingene) 3.4 og 12 bar, som tilsvarer metningstemperaturer -3.7 °C og 33.4 °C. Nærmeste driftstilfelle i ytelsestabellene er -5 °C i fordampning og 30 °C i kondensering.

Ytelsestabellen gir disse verdiene:

Kuldeytelse: 111 kW

Sirkulert mengde kuldemedium: 629 g/s

Kondenseringsytelse: 134 kW



Figur 17. Hovedkomponenter i kuldeanlegget på tverrblåst tørke.

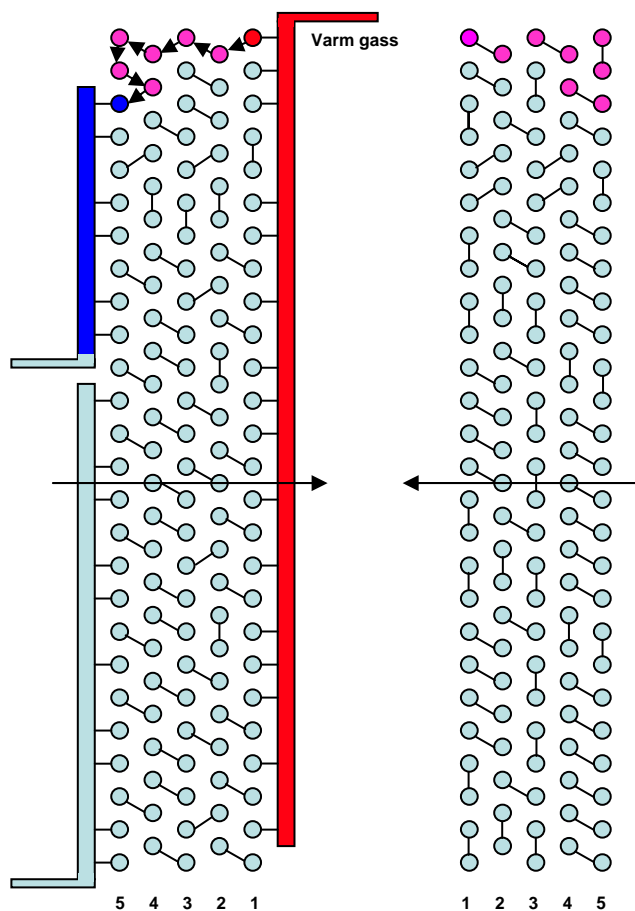
Videre kan disse størrelsene beregnes fra katalogtilstand:

Sugetrykk: 4.21 bar abs.  
 Kondenseringstrykk: 11.91 bar abs.  
 Trykkforhold: 2.83  
 Avsugd volum: 0.0366 m<sup>3</sup>/s  
 (Volumetrisk) leveringsgrad: 0.874  
 Teoretisk kraftbehov: 16.96 kW  
 Virkelig kraftbehov: 23.38  
 Isentropisk virkningsgrad: 0.726  
 Sirkulert mengde kuldemedium: 0.6293 kg/s

Med utgangspunkt i katalogdata og målinger, ble disse verdiene funnet:

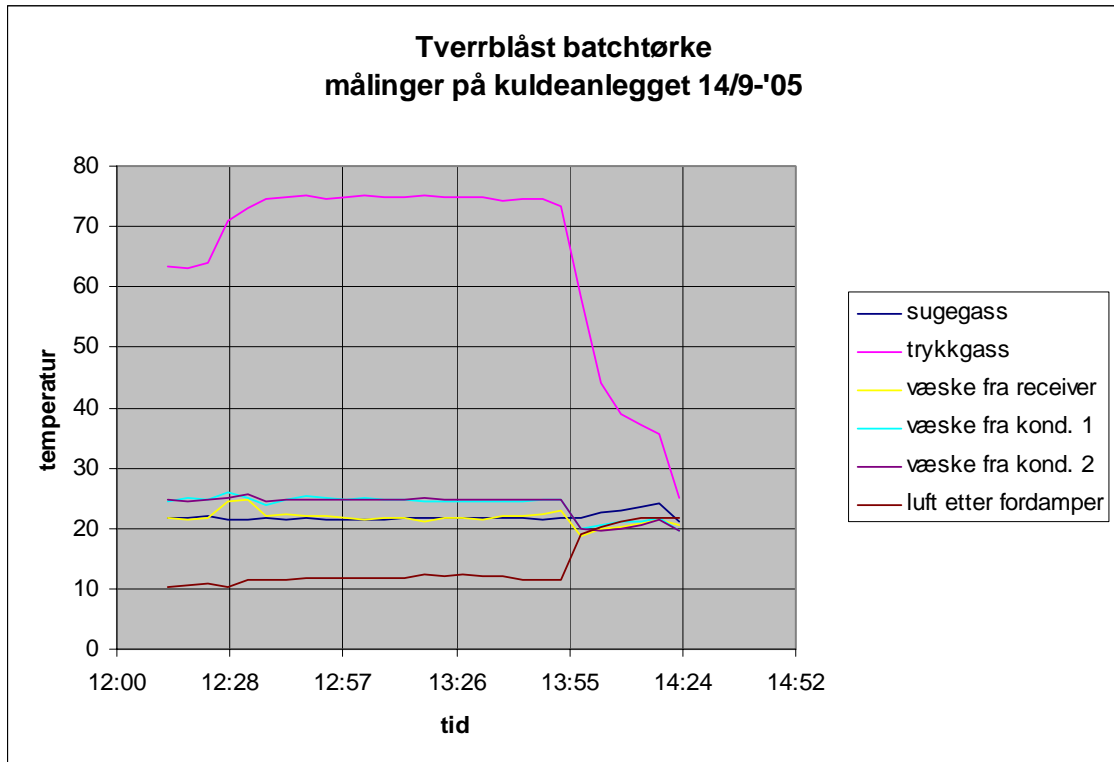
Sugetrykk: 4.4 bar abs.  
 Leveringstrykk: 13 bar abs.  
 Trykkforhold: 2.95  
 Antatt temperatur på gass ved sugetilstand: +5 °C  
 Spesifikt volum for gass ved +5 °C/4.4 bar: 0.0555 m<sup>3</sup>/kg  
 Kondensat fra receiver: 22.2 °C (mye underkjøling, mye vaske i kondensator)  
 Sirkulert mengde kuldemedium: 0.6579 kg/s  
 Kuldeytelse: 120 kW  
 Teoretisk kraftbehov: 19.76 kW  
 Virkelig kraftbehov beregnet fra ytelsestabell: 27.2 kW (målt kraftforbruk: 24.9 kW)  
 Varmepumpens COP: 4.4 basert på beregnet kraftforbruk  
 Varmepumpens COP: 4.8 basert på målt kraftforbruk





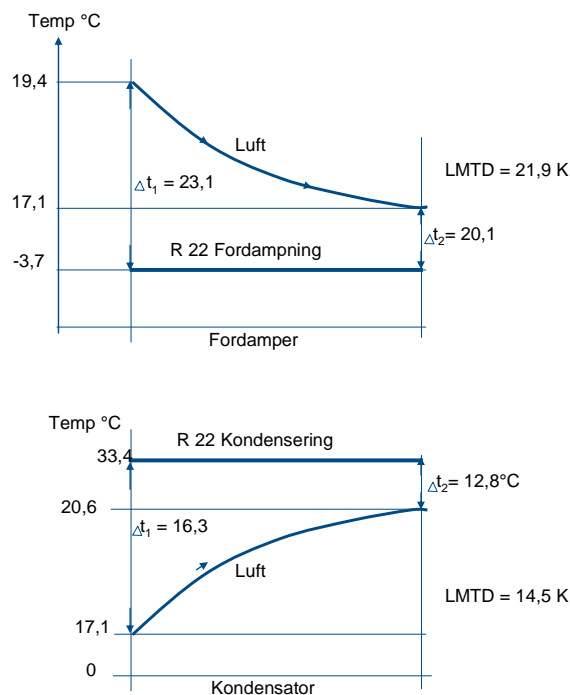
Figur 18. Utførelse av kondensator. Væskesiden i kondensatoren er delt i 2 deler med hhv 6 og 10 kurser. Figuren til venstre viser kondensator sett inn fra den enden med rørbend hvor vi har samle- og fordelingsstøkkene, figuren til høye er sett inn fra motsatte ende. Luftretningen er vist med den svarte pilen. Hver av de rosa sirkene viser ei rør i en og samme kuldemediekurs. Det er altså 8 rør i serie for kuldemediet.

|



Figur 19. Automatiske målinger på varmepumpen. Kompressoren stoppet 13:55. Dessverre er denne måleperioden for kort til å få med skiftninger i luftretning, reaksjon på avstengning av magnetventil i væskedreneringsrør, trinning av vifter på dumpingskondensator og eventuell periodisk stillstandsperiode for kompressor. Ved måleperioden var det igjen 1 døgn av tørkingen, og det var fisk med størrelse omkring 1 kg.

Temperaturer ved kondensator og fordampner er vist i Figur 20.



Figur 20. Temperaturer ved fordampner og kondensator i tverrblåst batch tørke. Beregninger av varmevekslerens drivende temperaturdifferanser er gjort likt med ligningene (4) og (5). Temperaturdifferansen for fordampneren vurderes å være for høy i forhold til økonomisk optimalt.

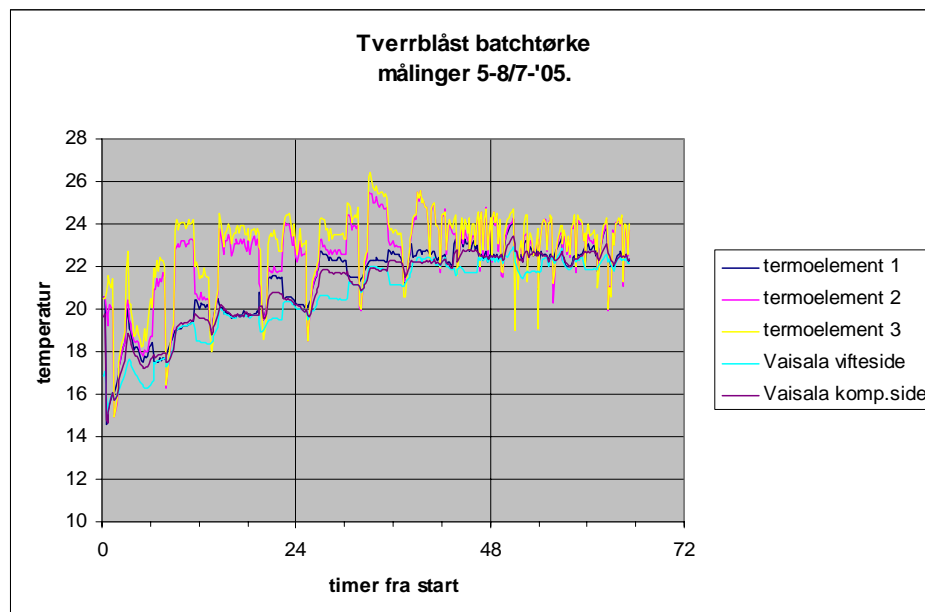
### 3.5 LUFTPROSESSEN I TØRKEN OG I VARMEPUMPEN

Et sett av tilstandsverdier for tørkeluften basert på manuelle målinger onsdag 6. juli er gitt i Tabell 7. Lufttilstand 1, tørkeluften foran tunnelen er en midling av 24 målepunkt og den er gitt i Tabell 7. For lufttilstand 2 ble det gjort langt færre målinger. Derfor er tilstand 2 basert på en beregning ut fra estimert kuldeytelse i kapittel 3.4. Tilstand 2 er gitt samme entalpi som tilstand 1. Videre er tilstand 3 bestemt å ligge på den rette linjen mellom tilstand 2 og tilstand for mettet luft med samme temperatur som rørveggen på fordampoverflaten, -3 °C. Tilstandene 3 og 1 har samme vanninnhold. Dette gir nok opplysninger til at Tabell 7 kan fylles ut. Målingene ble gjort omtrent et døgn etter start av tørkingen, og viftene sirkulerte luften gjennom vognene fra vifteside til kompressorside (driftstilfelle A). Disse 3 lufttilstandene er vist i Mollierdiagrammet i Figur 5 med grønn farge, figuren lengst ut til høyre i diagrammet. Videre kan det stilles opp et anslag for hvordan anlegget går når kapasiteten er på det minste mot slutten av tørkeperioden. Da er tilluftstemperaturen ca 23 °C og ved å regne 20 kg/h, se Figur 23, i kapasitet og uendret fordampningstemperatur, blir diagrammet som vist i grønn farge, til venstre. Tørrest luft er anslått å være ca 40 % fra høyre del av kurven i Figur 22.

Tabell 7. For forklaring av størrelsene som er brukt, se teksten under Tabell 3.

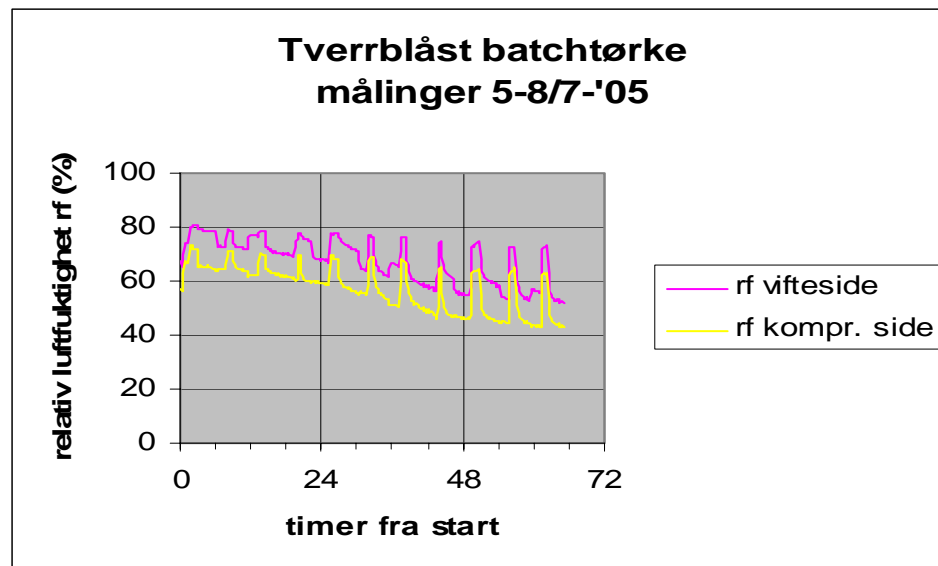
tilstand	t (°C)	rf (%)	x (kg/kg t.l.)	h(kJ/kg t.l.)	v (m <sup>3</sup> /kg t.l.)
1	20.6	54.8	0.00826	41.63	0.848
2	19.4	62.3	0.00874	41.68	0.844
3	17.1	68	0.00826	38.096	0.820

I dette driftspunktet er tunnelens termiske virkningsgrad  $dx/dh$  0,134 (gram vann/kJ). Tilsvarende kan  $dx/dh$  beregnes for driftstilstand mot slutten av tørkeforløpet til 0.119 gram vann/kJ, illustrert med den venstreliggende grønne prosessen i Figur 5.



Figur 21. Målinger av temperaturer i tørkeluften i perioden 5. til 8. juli ved bruk av Vaisala-målere (temperatur og fuktighet) og termoelementer (temperatur). Målingene startet samtidig med igangkjøring med ny batch i tørken.

I Figur 21 ser vi at temperaturen i tørken startet lavt, omkring 16 °C og stabiliserte seg omkring 23 °C først etter omtrent 2 døgn. De mange hakkene på målekurvene henger sammen med blant annet at luftretningen snur jevnlig og videre at kompressoren stoppet og startet i måleperioden.



Figur 22. Målte relative fuktigheter i tørkeluften i perioden 5.-8. juli. Spissene på kurvene representerer sannsynligvis perioder hvor kompressoren står.

I Figur 22 kan en tydelig se at tørkeluften blir gradvis tørrere ettersom tiden løper fra start.

### 3.5.1 Beregnet avvanning fra luftmålingene

Resultater fra målinger og beregninger av luftstrømmer og –tilstander, se tabell 7, kan benyttes til å beregne avgitt vannmengde:

$$\dot{m}_{\text{vann}} = \dot{G}_{\text{luft}} \cdot \Delta x_{\text{luft}} = \frac{\dot{V}_{\text{luft}}}{v_{\text{luft}}} (x_{\text{luft},2} - x_{\text{luft},1}) = \frac{(29 + 26)/2}{0.85} (0.00874 - 0.00826) = 0.0155 \text{ kg/s}$$

Ligning (8)

Som tilsvarer 56 kg vann/h. Beregningen er basert på målt tilstand i tørkeluften foran tunnelen (måling 6. juni, se Tabell 7), kuldeytelse 120 kW og sirkulert luftmengde som er middelverdien målt ved driftstilstandene A og B.

## 3.6 OPPSUMMERING AV AVVANNINGSKAPASITETEN

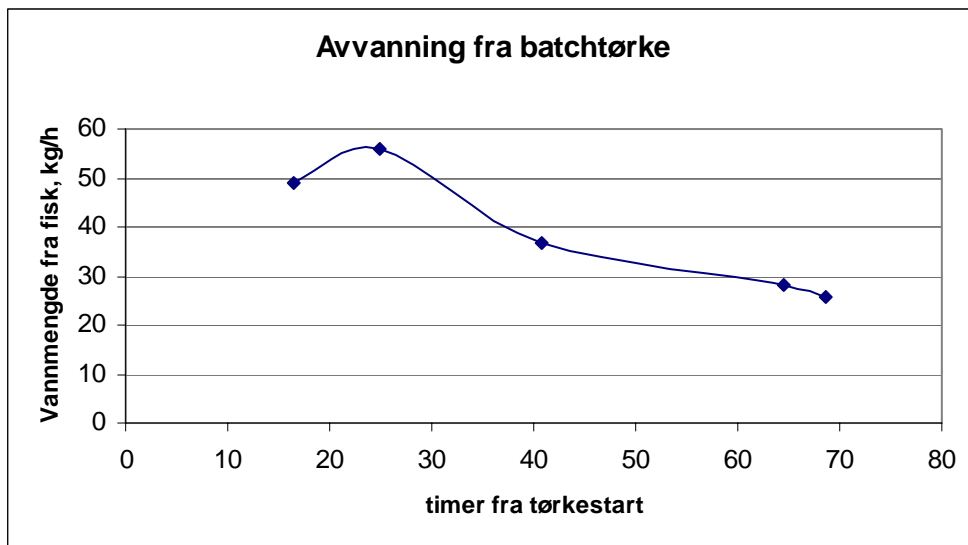
I Tabell 8 er målingene med oppsamling av vann sammenlignet for 3 ulike driftstilfeller

Tabell 8. Målinger av oppsamlet vann fra dryppanne under fordampere.

Tidspunkt for måling	Målt avvanning kg/h	Størrelse fisk	Når i tørkeforløpet
6. juli	39.1	ca 1 kg	1 døgn etter start
14. september	22.4	ca 1 kg	1 døgn før slutt
9. desember	20	ca 2-3 kg	2 døgn før slutt

Vi ser at målt mengde oppsamlet vann i Tabell 8 varierer mye og avviker betydelig fra beregningen i Kapittel 3.5.1.

I SINTEF-rapport *Undersøkelse av tørking av klippfisk i 3 anlegg* vises målinger og beregninger fra fisk i samme perioder og det gis en beregning av vann som avgis fra fisken i en tørkeperiode i denne tørken, se Figur 23.



Figur 23. Beregnet mengde vann avgitt fra fisk i en tørkeperiode i uke 27 i batchtørken. Dette gjelder små fisk.

Vi ser fra Figur 23 at vann-avgivelsen fra fisken varierer mye fra start til slutt i tørkeforløpet, med et maksimum på ca 57 kg/h etter omtrent 18 timer. Dette er oppsummering av målinger i uke 27 (5. – 8. juli) hvor det ble tørket små fisk. I tillegg til at fisken avgir vann, fjerner anlegget også vann som ligger i dammer på gulvet og små dammer på fiskens overflate fordi fisken var skylt/dyppet i vann før den settes inn på tørken. Den fisken vi veide, som gir grunnlaget for Figur 23, var uten fritt vann på overflaten, i form av 'dammer'. Derfor er det å vente at vannmengden som tørken fjerner fra tunnelen er høyere enn det vi registrerte at fisken avga, i den første perioden. Hvor lenge det kan være vann på overflaten vet vi ikke, men det er minst ett døgn kanskje omkring 1 ½ før det meste er tørket opp. Derfor kan det tenkes at beregnet tørkekapasitet på 55 kg/h fra Kapittel 3.5 kan være riktig i tidlig del av tørkeforløpet.

I Figur 23 antydes at fisken avgir mer vann per tidsenhet etter ca 24 timer enn ved første veiing etter start, og det kan tenkes å komme av at i starten er relativt mye av tørkens kapasitet opptatt med å fjerne vann fra dammer og lignende og tilsvarende mindre registreres fjernet fra fisken, som illustrert ved de 5 punktene i kurven.

En grov midling av målepunktene i Figur 23 antyder at avvanningen i snitt vil være i størrelsesorden 40 kg/h.

### 3.7 ENØK-POTENSIALE OG MULIGE FORBEDRINGER AV ANLEGGET

Halvparten av tunnelviftene roterer i motsatt retning av hva de bygd for. Kraftforbruket til disse viftene ble målt til 72 % av effektforbruket til vifter som roterer riktig. Volumstrøm fra viftene som roterer feil er ikke målt, men det anslås til 30 % av full ytelse. Dermed hadde 8 vifter som roterer riktig gjort samme virkning og deres samlede kraftforbruk er 7040 W, i forhold til dagens situasjon med effektbehov til viftene på 9800 W. Reversering av luftstrømmen kan løses ved å for eksempel bygge viftene inn i en ramme som kan vendes 180 °.

Det er også unødvendig bruk av energi når tunnelviftene og aggregatviftene arbeider mot hverandre. Dette kan løses ved at fordamper og kondensator skifter funksjon når luftretningen i tunnelen endres, og at derfor luftretning gjennom aggregatene også kan skifte.

Varmepumpen har en løsning for temperaturregulering som ikke er energioptimal. Valgte løsning gir unødvendig høye kondenseringstrykk og dermed kraftbehov for kompressoren. Det virker som spesielt fordampere kunne vært bygget med større varmevekslende flate. Dette vil øke fordampningstrykket og derfor også varmpumpens COP.

Andre forhold av betydning for energibehovet:

- Det er en uheldig løsning at luft gjennom batterier går feil vei i forhold til tunnelluft i driftstilstand B. Dette gir lave lufthastigheter, høyere kondensatortrykk og lavere sugetrykk for kompressoren.
- Det ser ut til at temperaturreguleringen ikke fungerer godt, vi målte lufttemperatur ca 16 °C fra start, gradvis økende til 23 °C etter 2 døgn. Dette gir redusert tørkekapasitet.
- Kompressoren ser ut til å stoppe 1 time hver 6. time også i starten: dette gir redusert tørkekapasitet.
- R22 er langt kommet i utfasing og blir vanskelig å få tak i.
- Erstatningsmedium for nye tørker fra Frigosistema er R404a som har miljøavgift ca 600 kr/kg. Av den grunn burde anlegget hatt mindre fylling.
- Det er en merkelig temperaturstyring med avstengning av kondensatorflate. Dette ser ut til å gi upresis regulering og det forhøyer energiforbruket.

Generell sammenligning mellom lang- og tverrblåst tunnel skal gjøres senere og rapporteres separat.

## 4 OPPSUMMERING.

Tabell 8. Nøkkeltall for alle 3 tørkene.

	<i>Langblåst Optimar</i>	<i>Langblåst A&amp;G</i>	<i>Tverrblåst Frigosistema</i>
Lufthastighet i fritt tunneltverrsnitt m/s	0.95	1.20	1.13
Sirkulert luftmengde m <sup>3</sup> /s	16	20	29/26 A/B
Tverrsnittsareal tunnel m <sup>2</sup>	2.74x6.12= 16.77	2.04x8.2= 17.73	12.6x2.10= 26.46
Antall vogner	5 x 16	7 x 22	8 x 3
Oppfuktning av luften (g vann/kg t.l.)	1,49	1,1	0.35 (0.16-0.55)
Målt/beregnet vannfjerning kg/time	94	92.3	Ca 43 (20-56)*
Tunnelens termiske effektivitet dx/dh (gram vann/kJ)	0.112	0.139	0.134 (tidlig) 0.119 (seint)
Energiforbruk kW			
- Vifter	12.00 – 19%	17.40 – 17%	14,65 – 37%
- Kompressor(er)	51.25 – 81%	84.60 – 83%	24.90 – 63%
- Totalt	63.25	102.00	39.55
Kuldemedium	R717	R22	R22
Kuldeytelse kW (målt)/beregnet	236	264	120
COP	4.60	3.12	4.0***
SMER	1.49	0.90	1.09 (0.51-1.72)**
Energiforbruk, estimert kWh/år	455.400	734.400	284.760

Energiforbruk på årsbasis er utregnet fra 7200 driftstimer. Vannfjerning for batchtørken varierer med tiden fra start av tørkingen. Når målingene ble gjort på batchtørken var hele kondensatorarealet aktivt og dette gir høyeste COP.

\*: 43 kg/time er beregnet fra avgitt vannmengde fra fisk (40), med et lite tillegg for vann fjernet fra dammer på gulv, fisk mv., (22.5-40) er 2 målinger av drenert vannmengde fra varmpumpens fordampere og beregnet fra kuldeytelsen.

\*\* : Beregnet fra verdiene for vannfjerning i linje 1.

\*\*\*: Effektbehovet til viftene på aggregatene, 4.85 kW, er lagt til kompressoreffekten.

Tabell 9. Logaritmisk midlere drivende temperaturdifferanse LMTD for varmevekslere i de 3 anleggene.

LMTD	<i>Optimar</i> Kontinuerlig langblåst	<i>A&amp;G</i> Kontinuerlig langblåst	<i>Frigosistema</i> Batch tverrblåst
Fordamper	15.6	17.4	21.9
Kondensator	16.7	18.4	14.5

#### 4.1 KONKLUSJONER ENERGISPARING FOR ALLE ANLEGGENE

De vanligst anvendte viftene roterer med 1400-1500 rpm med motor med 2 polpar. Tunnelviftene på tverrblåst tunnel har motor med 3 polpar og 900-1000 rpm. Generelt er mer langsomt roterende vifter mer energieffektive, men de koster vanligvis litt mer i innkjøp. Valg av riktig viftehastighet vil være en økonomisk optimalisering. Elementer som trekker i retning av å velge mer effektive vifter er lang driftstid og stadig økende energipriser.

Normalt effektive vifter med turtall 1420 rpm har en virkningsgrad omkring 64%, mens vifter med turtall 850 rpm ofte ligger omkring 85%. Dette gir en energibesparelse på 22.5% ved å skifte til 850 fra 1420 rpm. Viftene med turtall 850 rpm er større og koster anslagsvis 45% mer i innkjøp. Med et strømforbruk til tunnelvifter på 15 kW kan det anslagsvis spares 3.3 kW. Hvis driftstiden er 7200 timer/år blir dette en besparelse på 23760 kWh/år.

Design av tunnel og vogner kan optimaliseres for å hindre luft i å ikke passere forbi fisken. Det kreves energi til drift av både vifter og kuldeanlegg som skal behandle denne luften uten at den bidrar til vannfjerning fra fisken. Målinger tyder på at opptil 50% av luftsirkulasjonen i tunnelene er uvirksom, men her er det store forskjeller mellom anleggene. Ofte er det bare enkle grep som skal til for å stoppe uønskede luftstrømmer.

Varmepumpen må designes og driftes riktig for å hindre sløsing med energi. Det er viktig at det brukes kuldemedier som er egnet for temperaturområdet klippfisketørkene arbeider i. Det har vært stor utvikling av kuldemedier de senere årene og det er i dag mer å holde rede på ved valg av medium enn det var for noen år siden. 2 av de undersøkte anleggene er R22-baserte. Dette er et medium som utfases på grunn av miljøskadelige forhold, og det vil være slutt på import av R22 etter 2010. Det er derfor særdeles lite framsynt å investere i R-22 anlegg i dag, og eksisterende anlegg med dette mediet må konverteres om ikke lenge. Det tredje anlegget går på ammoniakk, og dette er et naturlig forekommende stoff som ikke har restriksjoner eller avgifter på grunn av miljøeffekter. Videre er ammoniakk et termodynamisk egnet medium i aktuelle anlegg, det betyr at det teoretiske kraftbehovet (når man ser bort fra virkningsgrad på kompressor og varmevekslingstap i fordamper og kondensator) er av de aller laveste for dette mediet. Ammoniakk vil av den grunn være et foretrukket medium i fremtidige anlegg hvis det er viktig å

holde energiforbruket lavt. Dessverre er det ikke like god tilgang på kompressorer til ammoniakk som for de andre mediene og det er lite erfaringer med ammoniakkanlegg som er så små som varmpumpen i den tverrblåste tørken. Andre forhold som kan komme inn på energisiden fra valg av medium, er at noen nye blandingsmedier, f.eks R407C har betydelig glide, dvs de fordamper og kondenserer over et temperaturområde og ikke ved en gitt temperatur. Dette må tas hensyn til ved konstruksjon av varmevekslerne og ved drift (etterfylling av anlegg etter lekkasje).

For batchtørker kommer spesielt styringen av anlegget inn som viktig element i energiforbruket. Det er en optimaliseringsoppgave å bruke riktig temperatur på tørkeluften i start av tørkeforløpet i forhold til senere stadier, likeså å velge riktig strømning av luften. Denne kan, ut fra tørketekniske forhold, reduseres i de senere stadier av tørkeforløpet. Men en slik reduksjon må skje uten at det oppstår dødsoner i tunnelen. Videre kan kompressoren helst kunne kapasitetsreguleres etter behov, og det er viktig å finne en optimal kapasitet og hvilket målepunkt denne skal styres etter, vanligvis fuktinnhold i luft.

Tverrblåste tunneler er mer energikrevende enn langblåste. Tverrblåste tunneler har langt større energiforbruk til vifter og noe større til drift av varmpumpen i forhold til tørkekapasitet og dette blir ekstra dominerende mot slutten av tørkeperioden.

Det er viktig å rengjøre varmevekslerflatene regelmessig. Noe partikler vil alltid løsrives fra fisken og følge tørkeluften. Mye av dette vil avsettes på fordamperflaten fordi luftstrømmen møter denne først, og fordi denne flaten er våt. Belegg og smuss på flatene vil fort senke varmeoverføringssevnen og fordampetrykket vil synke og varmpumpens kapasitet vil avta. Spesifikk ytelse eller COP for varmpumpen avtar dermed.

## 4.2 ANDRE FORBEDRINGSPOTENSIALER

Alle anlegg bør bygges slik at man kan gå oppe på himlingen og gjøre rein varmevekslerene Dette har betydning for hygiene og driftsøkonomi, foruten fare for plugging av drenerør. Det beste ville vært om det var mulig å vaske eller spyle varmevekslerne med vann.

## 5 VEDLEGG

### Vedlegg 1. Tegnforklaring

COP: (varmpumpe) coefficient of performance; varmfaktor

$\dot{G}_{luft}$ : massestrøm luft (kg/s)

h: entalpi, varmeinnhold: (kJ/kg)

LMTD: drivende temperaturforskjell for varmevekslere, logaritmisk utregnet (K)

$\dot{m}_{vann}$ : massestrøm vann (kg/s)

rf: relativ fuktighet (%)

t: temperatur (°C)

t.l.: tørr luft

$\dot{V}$ : volumstrøm (m<sup>3</sup>/s)

v: spesifikt volum (m<sup>3</sup>/kg tørr luft)

Q<sub>0</sub>: Kuldeytelse (kW)

x: absolutt fuktighet (kg vanndamp/kg tørr luft)

Δ: Differanse


P: tetthet (kg/m<sup>3</sup>)



**Vedlegg 2a Fra Sabroe beregningsprogram for kompressor SMC 106L på full ytelse**

Sabroe MatchMaster Program COMP1


Page 1 of 1

		<h2>Sabroe</h2> <h3>Refrigeration Plant Computation</h3> <p>Version 15.00</p>	
File : Sperre	Ref : OLA	Page : 1	
Date : 2005/09/20	Time : 15.39.16		
User : INSTITUT FOR KULDETEKNIKK	Print : MIE ver. 6.0.2900.2180		
Prog : COMP1/004716			
<b>SINGLE STAGE COMPRESSOR</b>			
compressor type	SMC 106 L	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	-1.0 deg.C
compressor load	100.0 %	condensing temperature	34.0 deg.C
drive shaft speed	1460.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
drive type	direct	non useful suction superheat	0.0 K
suction line loss	0.5 K	total liquid subcooling	4.0 K
discharge line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	4.0 K
total cooling capacity	364.9 kW	total power consumption	67.7 kW
total heating capacity	428. kW	coeff. of performance (cooling)	5.39
equipment for head cooling	thermo pump or water		
equipment for oil cooling	included		
motor:	Schorch - 110 kW - 400V/50Hz/IP23/280S		
start-up:	star/delta		
errors and warnings:			
The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900. Performance measurements according to ISO-917			

**Vedlegg 2b Fra Sabroe beregningsprogram for kompressor SMC 106L på 66.7% ytelse**

Sabroe MatchMaster Program COMP1

Page 1 of 1

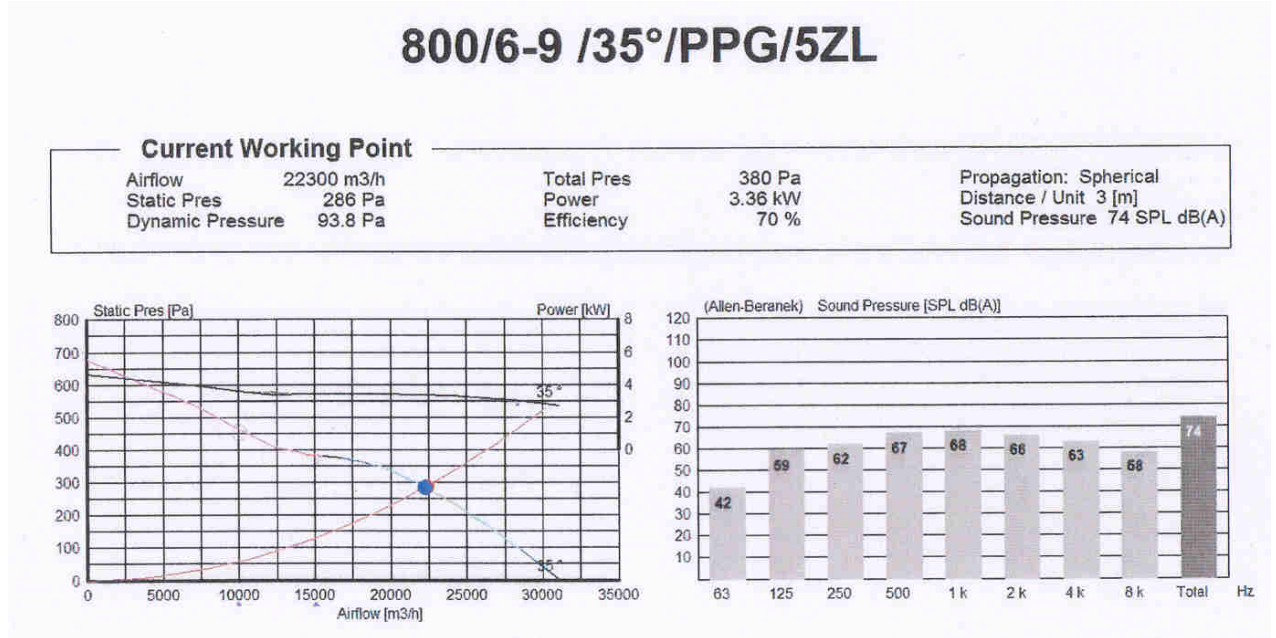
		<h2>Sabroe</h2> <h3>Refrigeration Plant Computation</h3> <p>Version 15.00</p>	
File : Sperre	Ref : OLA	Page : 1	
Date : 2005/09/21	Time : 07.12.55		
User : INSTITUT FOR KULDETEKNIKK	Print : MIE ver. 6.0.2900.2180		
Prog : COMP1/304716			
<b>SINGLE STAGE COMPRESSOR</b>			
compressor type	SMC 106 L	refrigerant	R 717
number of compressors	1.00	evaporating temperature	-1.0 deg.C
compressor load	66.7 %	condensing temperature	34.0 deg.C
drive shaft speed	1460.0 RPM (list)	total suction superheat	0.0 K
drive type	direct	non useful suction superheat	0.0 K
suction line loss	0.5 K	total liquid subcooling	4.0 K
discharge line loss	0.0 K	condenser liquid subcooling	4.0 K
total cooling capacity	236.0 kW	total power consumption	47.4 kW
total heating capacity	280. kW	coeff. of performance (cooling)	4.98
equipment for head cooling	thermo pump or water		
equipment for oil cooling	included		
motor:	Schorch - 110 kW - 400V/50Hz/IP23/280S		
start-up:	star/delta		
errors and warnings:			
The tolerance of all performance data issued for the products is according to EN-12900. Performance measurements according to ISO-917			

**Vedlegg 3 Data på tunnelvifter i kontinuerlig langblåst tørke, Optimar.**

Installert type vifte: BPH 80 P

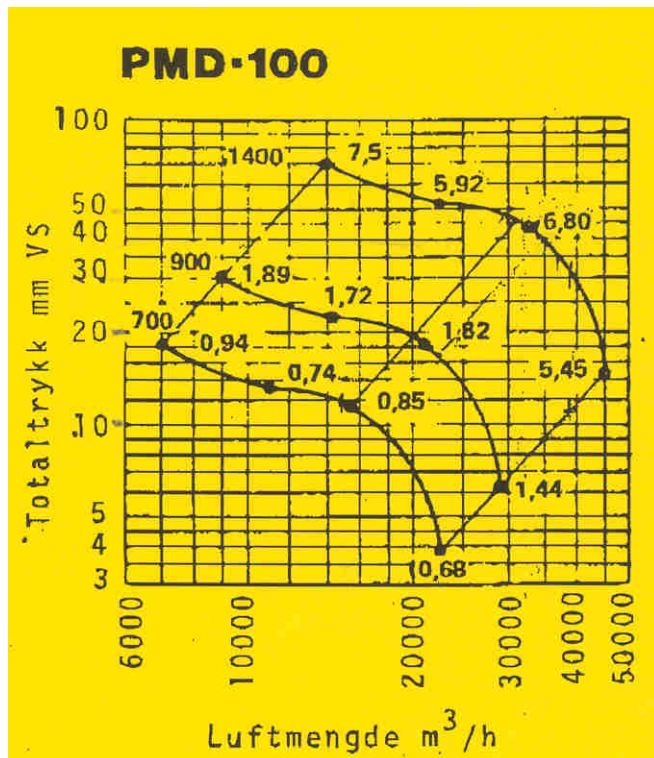
Motor 3 fase 230/400V 50 Hz 4 kW 1440 rpm

Viftehjul 800/6-9/35gr./5ZL/PAG/A/28-8

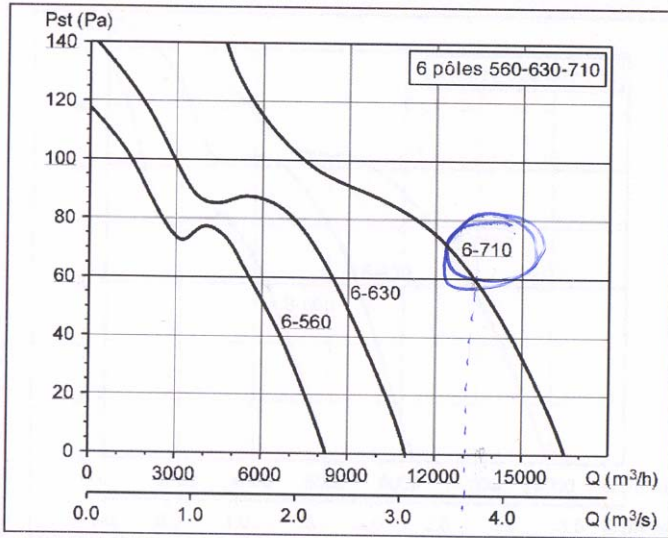


**Vedlegg 4 Diagram for tunnelvifte i kontinuerlig, langblåst tunnel A&G**

Installert type vifte: PMD 100 med turtall 1400 rpm



**Vedlegg 5 Diagram for tunnelvifter i tverrblåst batchtørke**  
 Installert type vifte: 6-710



**Vedlegg 6 Diagram for aggregatvifter i tverrblåst batchtørke.**  
 Installert type vifte: FE 050.VDK.4I.6

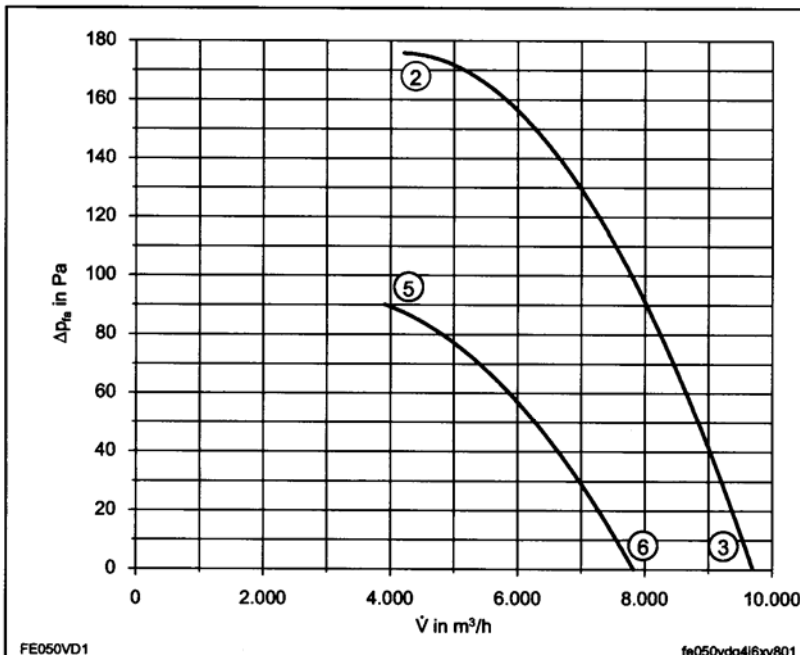
**FE050-VD\_4I\_**

**Leistungsdaten**  
**Performance data**

3~ 400 V ± 10% Δ/Y 50 Hz

$P_1$	0,78/0,55	kW
$I$	1,35/0,94	A
$n$	1340/1000	min <sup>-1</sup>
$I_A$	4,7/1,6	A
$C_{400V/Komp.}$	3	μF
$t_R$	60	°C

**Kennliniendaten**  
**Characteristic data**



	U	I	P <sub>1</sub>	n	L <sub>WA</sub>
	V	A	W	min <sup>-1</sup>	dB
②	400	1,35	780	1340	76
③	Δ	1,15	620	1390	76
⑤	400	0,94	550	1000	69
⑥	Y	0,79	470	1130	71

$P_{d2}$	$1,17 \cdot 10^{-6}$	$\dot{V}$
----------	----------------------	-----------

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

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