

Energisparing og energiøkonomisering ved trelasttøking

av Magnar Eikerol

FORORD

Rapporten omhandler en teoretisk studie av energi/energiøkonomisering ved trelasttørking. Siden prisene på olje og elektrisk kraft har steget kraftig de siste år, har interessen for trevirkets biprodukter til fyringsformål økt. Ved trelastproduksjon har det tradisjonelt blitt overskudd på biproduktene (bark og flis). Men den stigende verdi som biproduktene har som brensel gjør det også aktuelt for sagbrukene å redusere sitt eget forbruk gjennom energiøkonomisering. Dette kan først og fremst skje ved reduksjon av varmebehovet ved kunstig tørking.

Oslo, august 1981.

NORSK TRETEKNISK INSTITUTT

SAMMENDRAG

Hensikten med denne rapport er å gi et bilde av hvilke energimengder som skal til for å tørke trelast i kammer og kanalanlegg. Av tilført varme til et kammer går ca. 3 % til oppvarming av anlegg og inventar, 7 til 15 % til oppvarming av tørkegodset, 21-27 % til oppvarming av friskluft, mellom 60 og 42 % av tilført varme går med til fordampning av vann og transmisjonsvarmen utgjør i mellom 8 og 12 %, alt etter utetemperatur. Fordampningsvarme og oppvarming av friskluft utgjør den varmemengde som går i avtrekkslufta. Om sommeren utgjør dette 81 % og om vinteren 69 % av tilført varme til tørken. På årsbasis utgjør energimengden i avtrekkslufta 75% av tilført energi.

Motivert ut ifra stadig økende energipriser på elektrisitet og olje, og dermed større etterspørsel etter trevirkets biprodukter for alternativ fyring, er det beskrevet noen metoder for utnyttelse av energien i avtrekkslufta. Enten kan avtrekkslufta benyttes som lavtemperaturside i en varmpumpe eller ved varmeveksling med frisklufta til tørkene. I vårt tenkte kammer på 85 m³ trelast vil en varmeveksler med nødvendig utstyr koste ca. kr. 45.000,- (1980). Spart energimengde pr. år er 320 000 kWh. Dersom anlegget skal nedbetales på 5 år og med en intern rente på 14% må prisen være ca. 0,40 kr. pr. kg. tørt biprodukt. 1 lm³ tørt biprodukt veier ca. 150 kg, slik at en pris pr. lm³ på kr. 60,- vil nedbetale en varmeveksler med 14 % intern rente på 5 år.

Et mulig annet alternativ for utnyttelse av avtrekksvarmen er oppvarming av vekstshus. Dersom planter vil tåle denne lufta med sitt innhold av maursyre etc. kan kanskje sagbrukene bli "tomatprodusenter" også. En nærmere undersøkelse om dette lar seg realisere vil bli gjennomført.

INNLEDNING.

Denne rapport behandler energiforbruket ved tradisjonelle kammer- og kanaltørker. Det blir pekt på forskjellige sider av energiforbruket og hvilke tiltak som kan gjøres for å minske dette eller utnytte energien bedre. Energiøkonomisering og energisparing er ikke helt det samme. Med energisparing i videste forstand menes reduksjon av energibruk, uansett kostnad. Med energiøkonomisering menes også energisparing, men begrenset til tiltak som er lønnsomme.

På bakgrunn av dagens høye energipriser tar også rapporten for seg lønnsomheten ved innstalleringen av varmevekslere til trelasttørkene.

HVA ER ENERGI?

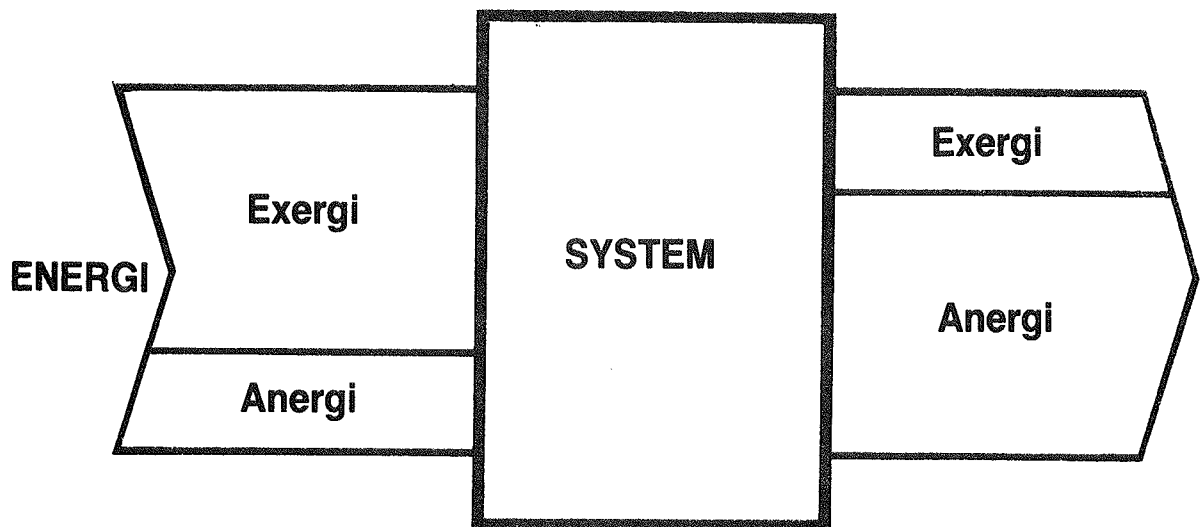
Energi kan hverken skapes eller ødelegges, bare omvandles fra en form til en annen. Dette er loven om energiens bevarelse. Et viktig moment i denne forbindelse er energikvalitet, fordi alle energiformer ikke er likeverdige. Verdien av en gitt mengde energi er i henhold til 2. lov i termodynamikken (loven om energiens forringelse) bestemt av den mengde arbeide som derved kan utføres. Mens en ved elektrisk energi teoretisk kan utføre en arbeidsmengde som er like stor som den overførte energi, vil en ved overføring av varme bare kunne omgjøre en del av energien til arbeid mens resten må overføres til omgivelsene som verdiløs energi. Vi kan derfor si at energi egentlig består av to deler, exergi og anergi. Exergi er den andelen som helt kan omdannes til enhver annen energiform: mens resten er anergi. Høy energikvalitet innebærer stor andel exergi, f.eks. er elektrisk energi og mekanisk energi oppimot 100 prosent exergi. Andre energiformer har lavere exergiandel.

Exergiandelen E i en arbeidsmengde som foreligger i form av varme Q er

$$E = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q$$

T er energistrømmens temperatur uttrykt i Kelvin(K) og T_0 er omgivelsestemperatur også uttrykt i Kelvin ($0^\circ\text{C} = 273\text{K}$.) For eksempel er $20^\circ\text{C} = 273 + 20 = 293\text{K}$.

Energi-kvalitet kommer sannsynligvis til å bli et sentralt punkt i den fremtidige energidiskusjon. Det vil få stadig større betydning å velge en energikvalitet som i størst mulig grad er tilpasset formålet.



Figur 1 forteller at vi tilfører energi av høy energikvalitet, f.eks. olje. Denne blir f.eks. brukt til forbrenning og produksjon av damp i en dampkjel. Dampen går igjennom en dampturbin som igjen driver en generator for produksjon av elektrisk strøm. (Kjel, turbin, generator = system). Som vi ser blir bare en liten del av det som kommer ut av systemet elektrisk strøm (exergi), mens den største delen (anergi) går tapt i skorstein, strålevarme, lavtemperatur energi etter turbin etc.

EKSEMPEL PÅ ENERGIREGNSKAP FOR TRELASTBRUK

Hittil har det vært foretatt svært få undersøkelser omkring energiforbruk ved trelastbruk. I en svensk undersøkelse (1) opplyses det at el.forbruket er 68 kWh/m³ trelast og oljeforbruket ca 40 l pr. m³. Dette var mens oljekrisen sto på sitt verste og før omlegging til mere bark- og flisfyringsanlegg. Dette utgjør en energimengde på $68 + [40 \cdot 0,82 \cdot 41000/3600] = 68 + 365 = 433 \text{ kWh/m}^3$ trevirke.

I en dansk undersøkelse (2) oppgis tall i mellom 484,7 til 650 kWh/m³ trelast for hardved bare i varmekonsum.

I en undersøkelse på et norsk sagbruk ble varmekonsumet til tørkene funnet å være 326,5 kWh/m³ trevirke og elektrisitetsforbruket 63 kWh/m³ trevirke. Det norske sagbruket henter 86 % av sin energi i fra bark og flis, 11 % i fra elektrisitet og bare 3 % fra diverse oljeprodukter. Figur 2 viser et diagram fra undersøkelsen som viser hvordan energien fordelte seg.

Som vi kan se går nærmere 61 % av tilført energi til trelasttørkene og derfor vil vi i denne rapport gå inn på spesielt trelasttørkene og se nærmere på denne store energiforbrukeren til sagbrukene.

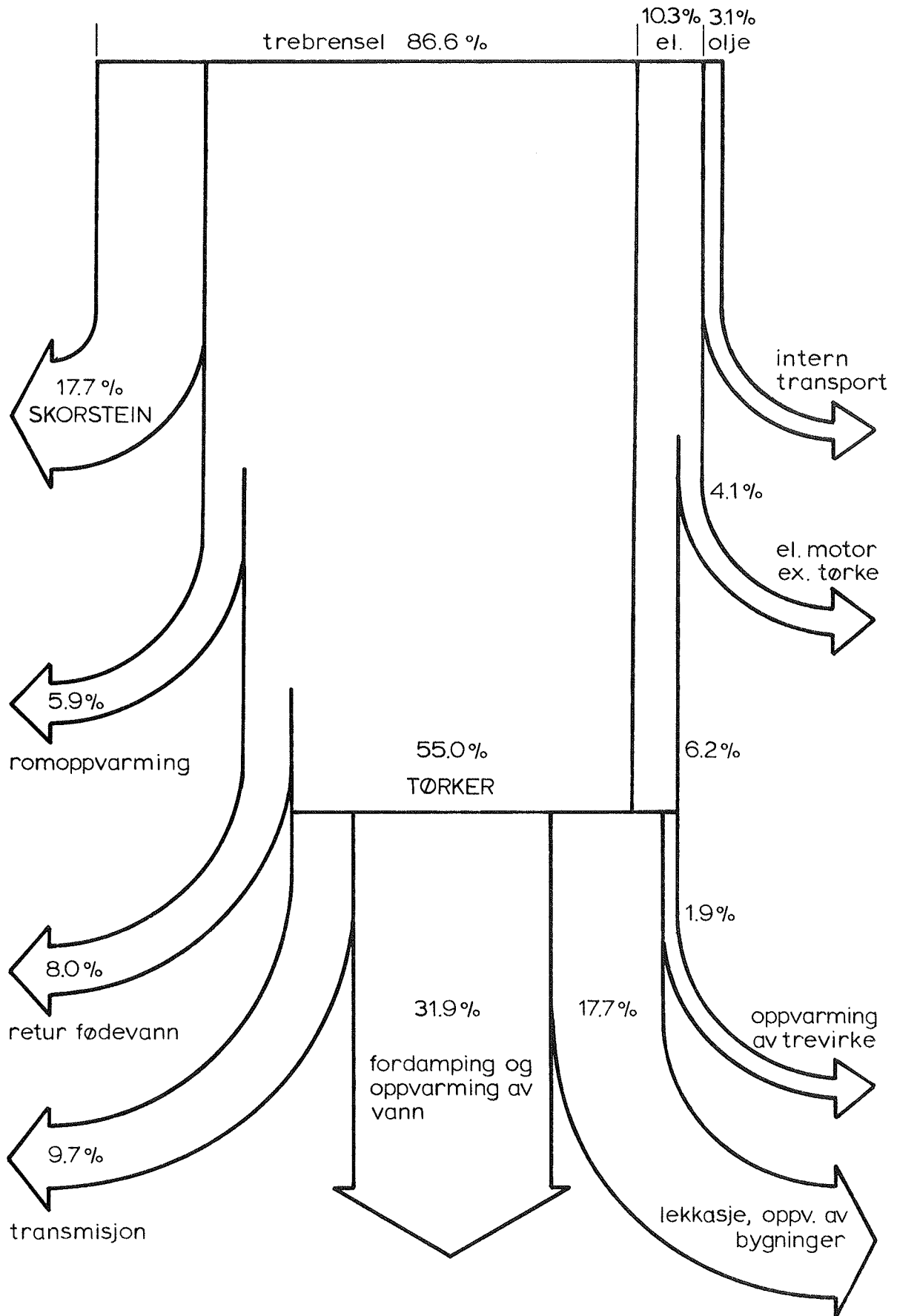


Fig. 2. Fordelings-diagram som viser energiforbruket i % på et norsk trelastbruk.

DET TEORETISKE VARMEBEHOV VED TRELASTTØR KING.

Ca 80 % av trelastbrukene har idag anlegg for kunstig tørking av trelast. Av tørketyper er kammertørka den mest utbredte, og er vanlige for små og middelstore bruk, mens kanaltørka har vunnet innpass ved de større bruk.

Energibehovet ved kunstig tretørking påvirker lønnsomheten til tørkeprosessen betydelig og gir også et mål for bedømmelse av "godheten" på tørkeanlegget ved forskjellige anleggstyper. Energibehovet gir videre grunnlag for beregning av tørkekostnader, planlegging og dimensjonering av fyrhus. Med unntak av kondensasjonstørking og høyfrekvenstørking er energikilden vanligvis varme i form av varmt vann eller damp.

Ved oppstilling av varmebalansen må vi ta hensyn til at varmebehovet er avhengig av flere faktorer: treslag, trefuktighet, fuktighetsinnhold, og temperatur i kammeret. Delvis må tallene anslås og dette gir selvfølgelig en unøyaktighet i sluttresultatene.

Ved utregning av varmebalansen bruker vi såkalt spesifikt varmeforbruk, dvs. antall energienheter som skal til for å fjerne 1 kg vann. Varmen medgår ikke bare til fordampning av vann og sprengning av det hygroskopiske bundne vann, men også til oppvarming av tørkebygning med utstyr, strø og trelast, oppvarming av frisk luft og til dekning av varmetap.

I denne sammenheng definerer vi en virkningsgrad som gir forholdet mellom nødvendig varme til ren fordampning av vannet og den totale tilførte varmemengde.

$$1) \eta_w = \frac{(G_{V1} - G_{V2}) h_{fg}}{\Sigma Q}$$

$G_{V1} - G_{V2}$ = massen av fordampet vann [kg]
 h_{fg} = Spesifikk fordampningsvarme [kJ/kg]
 ΣQ = Total tilført varmemengde [kJ]

Denne virkningsgraden er ikke å betrakte som et absolutt mål. Nødvendig tilført varmemengde er bl.a. avhengig av årstid: temperaturforskjellen mellom inne i tørkeanlegget og ute er mindre om sommeren enn om vinteren. Tørketiden kommer også inn. Kort tørketid og små temperaturdifferanser gir til følge mindre varmetap og derav bedre virkningsgrad (η_w). Ved motsatte forhold (lang tørketid og stor temperatur forskjell blir virkningsgraden dårligere. I varmebalansen må vi derfor behandle både sommer- og vinterforhold.

VARMEBALANSE FOR KAMMERTØRKE (ET BEREGNINGSEKSEMPEL)

Tørken består av ett kammer hvor trelasten blir satt inn enten med truck eller tralle, og hvor tørkeklimaet forandres gradvis under tørkingens forløp etter et visst tørkeskjema.

Luftsirkulasjonen blir besørget av vifter. Den beste plassering for disse er i et eget vifterom over eller til side for trelasten og flere små vifter gir jevnere luftfordeling enn få store. Det kan nevnes at det finnes vifter med 2-hastighetsmotorer. Etter at fibermetingen er nådd har lufthastigheten liten betydning for tørkehastigheten slik at viftehastigheten kan reduseres og på denne måte spare elektrisk energi. Se figur 3.

Tørkelufta blir tilført varme ved at damp eller varmtvann strømmer gjennom varmebatterier inne i tørka.

I vedlegget er fremgangsmåten for utregning av varmebalansen gjennomgått i detalj. Her vises bare sammenstillingen og utregning av virkningsgraden.

Tørkehastighet

%/min

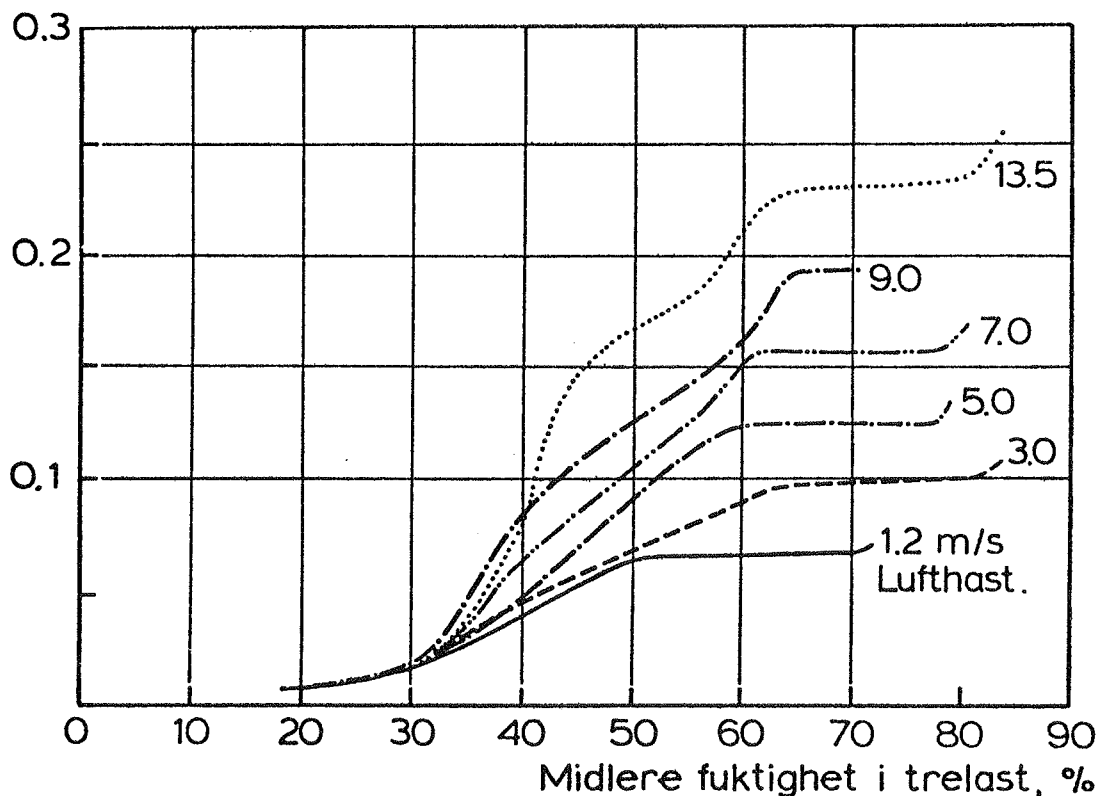


Fig. 3. Tørkehastigheten avhenger av lufthastigheten.
(KOLLMAN 1961)

	sommer		vinter	
	$1 \cdot 10^6$ kJ	%	$1 \cdot 10^6$ kJ	%
Oppvarming av anlegg.				
Q kammer	1,63		3,02	
Q tilbehør	0,18		0,34	
Q strø	0,06		0,10	
Q transmisjons- varme i opv.	0,24		0,49	
Σ I	2,11	2,7	3,95	3,5
Oppvarming av tørkegods				
Q tre + vann	5,56	7,2	17,08	15,5
Σ I + II	7,67		21,03	
Oppvarming av friskluft				
Q luft	16,15	20,8	29,65	26,9
Σ I + II + III	23,82		50,68	
Fordampningsvarme	46,50	60,0	46,50	42,2
Sprengningsvarme	0,35	0,5	0,35	0,4
Σ I + II + III + IV	70,67		97,53	
Transmisjonsvarme under tørking	6,80	8,8	12,54	11,5
Σ I - V	77,47	100,0	110,07	100,0

+ elektrisk energi til viftene, mellom 7 og 10 % av tilført varme.

TABELL 1. Sammenstilling av varmebalansen for en kammertørke (50 mm gran fra 70 % og ned til 17 % slutfuktighet, 85,12 m² trelast.

(Σ = sum. Q = varmemengde).

Varmeforbruket til å fordampe 1 kg vann blir da:

$$\text{sommer: } \frac{77,77 \cdot 10^6 \text{ kJ}}{19400 \text{ kg}} = \underline{3993 \text{ kJ/kg}} \quad (954 \text{ kcal/kg})$$

$$\text{vinter: } \frac{110,07 \cdot 10^6 \text{ kJ}}{19400 \text{ kg}} = \underline{5674 \text{ kJ/kg}} \quad (1355 \text{ kcal/kg})$$

Grenseverdiene for virkningsgraden

$$\text{sommer: } \frac{46,50 \cdot 10^6}{77,47 \cdot 10^6} \cdot 100 \% = \underline{60,0 \%}$$

$$\text{vinter: } \frac{46,50 \cdot 10^6}{110,07 \cdot 10^6} \cdot 100 \% = \underline{42,20 \%}$$

Varmebalanse for kanaltørke

En kanal er gjerne sammensatt av to eller flere soner. Et eksempel på 2 soners lengdesirkulasjonstørke er vist på figur 4. (Svenska Fläktfabrikken AB)

- | | |
|-------------------------|---|
| 1 = Cirkulationsfläktar | 7 = Värmeåtervinning |
| 2 = Värmebatterier | 8 = Givare för torr och våt temperatur |
| 3 = Tilluftfläkt | 9 = Givare för statiskt tryck |
| 4 = Frånluftfläkt | 10 = Rullbanor och lastbalkar för virkespaket |
| 5 = Tilluftspjäll | |
| 6 = Frånluftspjäll | |

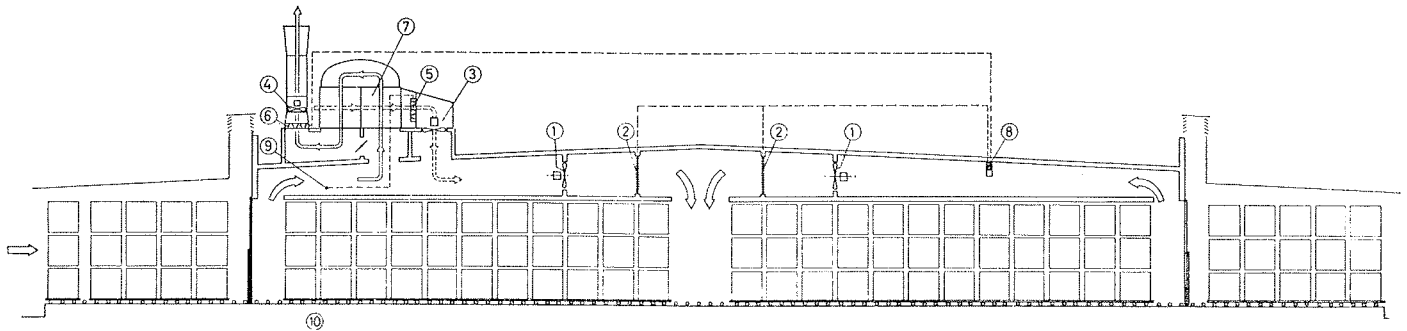


Fig. 4. 2 soners lengdesirkulasjonskanal

Denne tørke-typen er beregnet på bruk, som for å utnytte kapasiteten, bør tørke mer enn 15000m³ relativt ensartet trelast årlig.

Forskjellen på kanaltørker og kammertørker er at i kanaltørker blir klimaet holdt konstant på de forskjellige steder i rommet, og trelasten blir forflyttet til stadig skarpere klima. I kammertørker blir trelasten stående rolig, mens klimaet varieres over tid til tørkingen er ferdig. Dette medfører at ved kammertørker blir stadig tørrere luft sluppet ut i ventilasjon, mens ved kanaltørke blir avtrekksluften sluppet ut ved omtrent metning hele tiden. Derfor trengs det mindre energi i gjennomsnitt over en tørkecharge, for å fjerne 1 kg vann ved tørking i kanal.

De forskjellige poster er de samme som ved varmebehovsundersøkelser ved kammertørker. Dvs. oppvarming av bygningen og trelast, transmisjonsvarme, lekkasjevarme og ventilasjonsvarme. Ved 15°C sommertid er det spesifikke varmeforbruk 3670 kJ/kg (876 kcal/kg) fjernet vann og ved 20°C vinterstid er den spesifikke varmemengden 5060 kJ/kg (1208 kcal/kg) fjernet vann. Tallene er hentet fra svenske opplysninger (3) og gjelder 50 mm furu fra 85 % startfuktighet og ned til 18 % slutfuktighet. Våttemperaturen er konstant lik 38°C. Sammenlignet med det teoretiske utregnede spesifikke varmeforbruk for kammertørker ser vi at tallene for kanaltørker ligger litt lavere. Dette skyldes som sagt at avtrekkslufta ved kanaltørker har en konstant relativ fuktighet nær 100 %, mens kammertørkene mot slutten av tørke-prosessen slipper ut stadig tørrere luft (RF = 65%).

Virkningsgraden

$$\begin{aligned} \text{sommer: } & \frac{46,50 \cdot 10^6 \text{ kJ}}{71,20 \cdot 10^6 \text{ kJ}} = 100 \% = \underline{\underline{65,3 \%}} \\ \text{vinter: } & \frac{46,50 \cdot 10^6 \text{ kJ}}{98,16 \cdot 10^6 \text{ kJ}} = 100 \% = \underline{\underline{47,36 \%}} \end{aligned}$$

Som man kan se av figur 4 er det enkelt å innstallere en varmeveksler på kanaltørker og det fremgår av de samme undersøkelser at man reduserer varmeforbruket med ca. 20 % ved utetemperatur + 5°C, ca. 25 % ved ÷ 20°C og ca. 30 % ved - 40°C, ved bruk av varmeveksler. Ved utetemperatur ned til ÷ 20°C kan varmeveksling skje direkte med kald frisk luft på den ene siden og rå, varm avtrekksluft på den andre siden. For lavere temperaturer må man først forvarme frisk-luften slik at det kondenserte vannet ikke forårsaker igjen-frysing av varmeveksleren.

Vi skal i et senere kapittel se nærmere på hvilke varme-gjenvinningsmuligheter som finnes på markedet i dag.

HVOR KAN DET SPARES/GJENVINNES ENERGI I FORBINDELSE MED TØRKEPROSESSEN ?

I det etterfølgende vil enkelte poster i varmembalansen til kammertørka bli nærmere behandlet.

Transmisjonsvarme

Som det framgår av varmembalansen forsvinner rundt 10 % av tilført varme ut gjennom bygningen i løpet av tørkeperioden i form av transmisjonstap. Denne varmemengden kan reduseres ved tykkere isolasjon og spesielt nevnes isolering ned mot grunnen. I vårt eksempel går ca. 75 % av transmisjonsvarmen ned i grunnen, og vi kan dermed lett se at isolering også her vil redusere transmisjonsvarmen. Hadde hele tørk vært uisolert hadde transmisjonsvarmen utgjort ca. 25 % av tilført varme.

Både på eldre og nyere trelasttørker er ofte isolasjonen for dårlig. Dette gir seg utslag i betydelig kondens på innsiden av tørkekammeret, og skaper store problemer for klimareguleringen i tørka. Også av denne grunnen bør derfor tørker isoleres godt slik at det er mulighet med en ordentlig regulering av klimaet.

Hva som er "tilstrekkelig" isolasjon er vanskelig å svare på. Hvorvidt det er lønnsomt med tykkere isolasjon vil kunne regnes ut dersom en kan registrere hvor mye tørkeskadene og varmeforbruket er redusert etter isolering. Slik kan en finne ut om det har foregått en energiøkonomisering. Et vanlig krav som bør stilles idag er at K -verdien bør være under $0,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, helst med mot $0,3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Dette vil man oppnå med 10 cm mineralull.

Ved å unnlate å isolere tilførselsledningene for varmt vann/damp til tørkene kan man få et betydelig varmetap. Som eksempel kan nevnes at varmetapet fra "svart" uisolert rør med diameter 200 mm og temperatur 100°C vil være 1,67 kW pr. løpemeter rør. Ved å isolere dette røret med f.eks. 150 mm mineralullmatte vil varmetapet reduseres til ca. 40 W/m. Isolasjonen reduserer med andre ord varmetapet med opptil 98 %. Undersøkelser indikerer at varmetapet fra tidligere isolerte anlegg også er betydelig. Varmetapet skyldes faktorer som skader, mangler, feil og forringelse, og gal dimensjonering. På undersøkte rørgater har det vist seg at de nevnte skader har forårsaket opptil 40 % av varmetapet. (Ref. (4)).

Ved vurdering av den økonomisk riktige isolasjonsstandard ved nye og eksisterende anlegg, bør man være oppmerksom på at økende energipriser rettferdiggjør høyere kapitalkostnader til isolasjon. Det gjelder generelt både for rør og tanker.

Tabell 2 viser økonomisk isolasjonstykkelse ved forskjellige rørtemperaturer (4).

DN (nominell diameter på røret i mm)	Isolasjonstykkelse i mm ved forskjellige rørtemperaturer (°C)			
	50-100 °C	100-150 °C	150-200 °C	200-250 °C
32	50	50	60	80
50	60	60	80	100
80	60	80	80	100
100	80	100	100	120
150	100	100	120	120
200	100	100	120	120
250	100	100	120	120

Tabell 2. Tabell over økonomisk isolasjonstykkelse. (Tilnærmede verdier for priser gjeldende i 1979).

Lekkasjevarme

Med lekkasjevarme menes den varmemengde som forsvinner ut gjennom utettheter i tørkene, gjerne mellom porter og vegg. Lekkasjevarmemengden er vanskelig å måle. I de teoretiske beregningene er den ikke medtatt, mens de svenske opplysningene regner med at 5 % av tilført varme lekker ut. Lekkasjevarme fra selve tørkene er lite ønskelig idet det medfører at regulering av luftfuktighet og temperatur blir vanskeligere. Derfor er det viktig at tørkene tettes godt.

Oppvarming av bygninger og inventar.

Fra energiregnskapet ser vi at 3 % av varmen medgår til oppvarming av bygningen og inventaret. Denne varmemengden er regnet ut i fra at bygningen hadde omgivelsestemperatur da trelasten ble satt inn i kammeret.

Dersom det går lang tid i mellom hver charge som settes inn slik at bygningen blir helt avkjølt, må denne varmemengden til hver gang. Nå er det relativt sjelden at ett kammer står alene, som regel står flere kammer ved siden av hverandre. Disse vil da som oftest være i forskjellige stadier i tørkeprosessen slik at bygningen holder seg relativt varm selv om et kammer står tomt over et tidsrom. Et annet moment som bør iaktas er at dersom det er "sprengkaldt" ute og kammerporten åpnes mens det fremdeles er maksimal varme innvendig, så kan betongveggene bli utsatt for så store temperaturspenninger at de kanskje kan sprekke opp og derved ødelegge diffusjonssperresjiktet. Dette kan igjen føre til at fuktighet trenger inn i betongen og tære opp armeringen. Derfor bør varmen slås av i god tid før porten åpnes slik at både trelasten og kammerbygningen får tid til å "kondisjonere" seg. Og når først porten er åpnet bør tømning og fylling av kammeret skje så raskt som mulig, slik at ytterligere varme-tap unngås.

Oppvarming av trelast

Mot slutten av tørkeprosessen vil trelasten ha en temperatur som er i nærheten av den tørre temperaturen, f.eks. for et kammer ca. 55° C. Denne varmemengden bør i enkelte tilfeller kunne utnyttes.

Ved fingerskjøtingsanlegg f.eks. kreves det at trelasten har en temperatur på 15° C før den går inn i produksjons-linjen. Ved fornuftig planlegging kan derfor trelasten tas direkte fra tørkene og plasseres der fingerskjøtingsprosessen foregår. På denne måten kan vi altså unngå å måtte varme opp trelasten på nytt før fingerskjøting, samtidig som varme til romoppvarming vil kunne reduseres.

Ventilasjonsvarme

Ventilasjonsvarmen er den varmemengden som forsvinner i avtrekkslufta fra tørka. Den er sammensatt av oppvarmet frisk luft og fordampningsvarme fra vannet i lufta. Denne varmemengden utgjør ca. 75 % (80 % som sommeren, 69 % om vinteren) av all tilført varme til tørka. Av denne kan varierende mengde gjenvinnes eller kanskje utnyttes til andre formål.

UTNYTTELSE AV VENTILASJONSVARMEN, VARMEGJENVINNINGSSYSTEMER FOR AVTREKKS LUFT.

I det følgende er det gjengitt de mest vanlige metoder med en kort beskrivelse og fremheving av deres fordeler. (4)

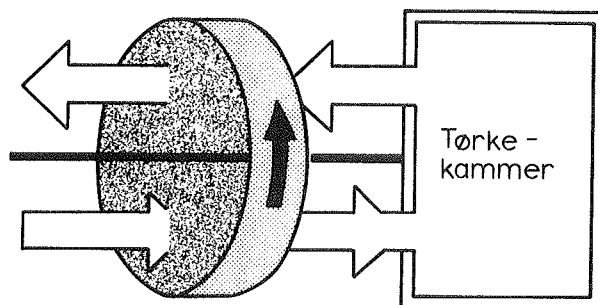


Fig. 5. Roterende varmeveksler.

Den roterende varmeveksler er et luftgjennomslipplig og varmemagasinerende hjul som overfører varme fra avtrekksluften ved å rotere gjennom den varme og kalde luften. Fordelen er stor energigjenvinning og mulighet for fuktighetsoverføring.

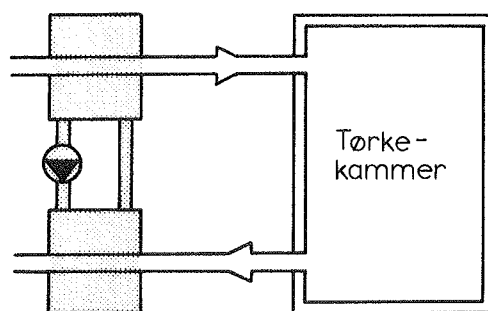


Fig. 6. Væsk koblede varmevekslere.

I væsk koblede varmevekslere er batteriene plassert i både avtrekksluft og tilførselsluft. Mellom batteriene innstalleres en lukket pumpe sirkulasjonskrets med vann/glykol. Varme gjenvinnes ved at vann/glykol sirkulerer mellom batteriene. Fordelen er at batteriene kan plasseres helt uavhengig av hverandre og at det er relativt lett å innstallere i eksisterende anlegg.

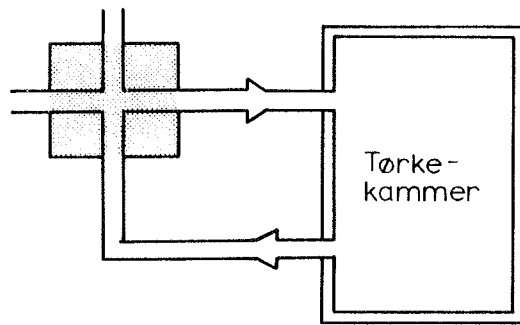


Fig. 7. Varmeveksler luft-luft.

I varmeveksleren (luft-luft) skjer varmevekslingen direkte fra avtrekkslufta til tilførselsluften. Varmevekslene er ofte utført som plate- eller rør varmevekslerene.

Fordelene ved denne type er at den har ingen bevegelige deler og derfor funksjonssikker. Det er også enkelt vedlikehold.

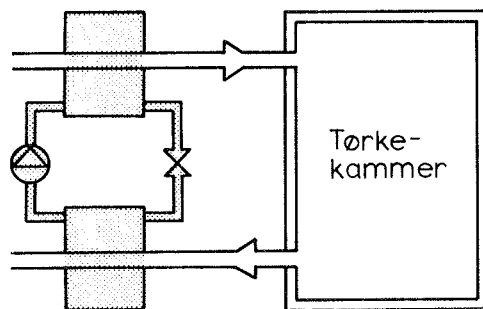


Fig. 8. Varmepumpe.

Varmepumpen består av et kjøleanlegg der kondensatorvarmen utnyttes for oppvarming av tilførselsluften. Fordelen er at den avgir mer varme enn tilført effekt.

Av disse metoder ansees de to sistnevnte som mest anvendelige for avtrekkslufta fra tørkene, og får derfor en nærmere presentasjon.

Varmevekslere luft-luft.

Luft-luft varmevekslere har lenge hatt en bred anvendelse innen prosessindustrien, fremst i samband med tørkeanlegg i papir- og celluloseindustrien. To hovedtyper anvendes, dels platevarmevekslere, dels rørvarmevekslere. Avhengig av luftens temperatur og korrosivitet utføres varmevekslerene av forskjellige materialer.

Platevarmeveksleren er oppbygd av rektangulære plater slik at det dannes kanaler mellom dem. Annenhver kanal er åpen for den varme avtrekkslufta og annenhver for frisklufta. Strømningsretningene i to kanaler som ligger inntil hverandre danner en vinkel på 90° (krysstrøm), se figur 9.

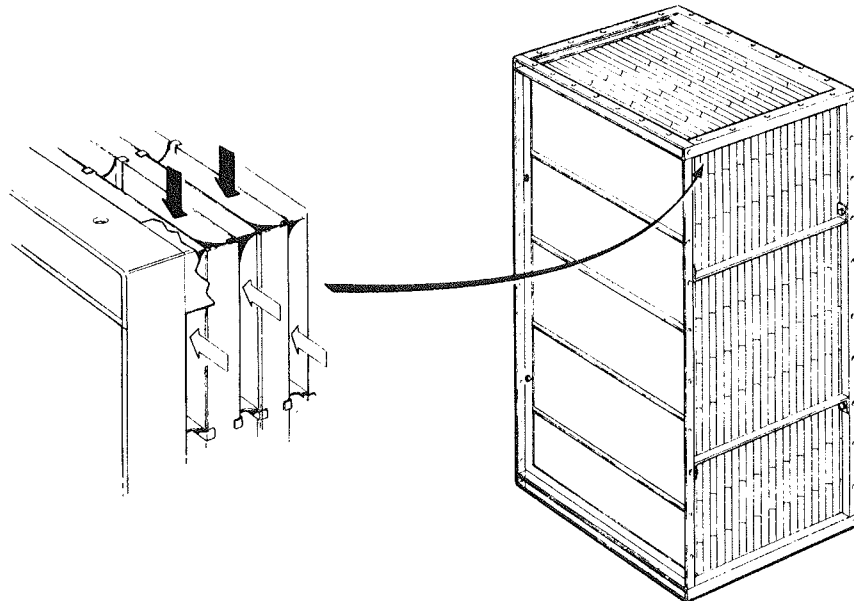
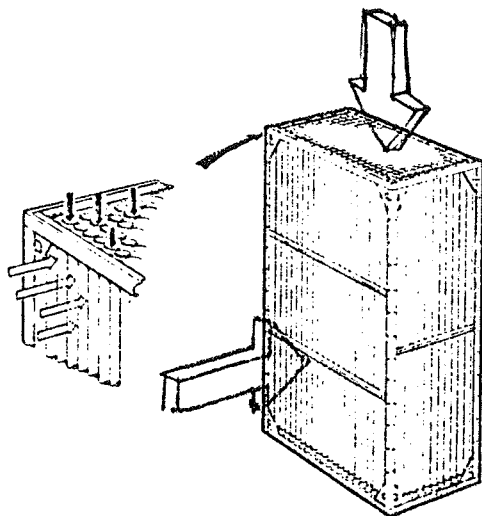
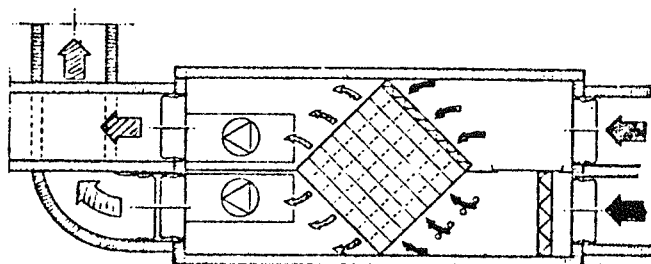


Fig. 9. Platevarmeveksleren kan bygges opp med kropp av aluminium, rustfritt eller syrefast stål samt med ramme av stål, aluminium eller rustfritt stål.

Rørvarmeveksleren er oppbygd av rør hvor igjennom det ene mediet ledes. Det andre mediet ledes omkring rørene i krysstrøm se fig. 10



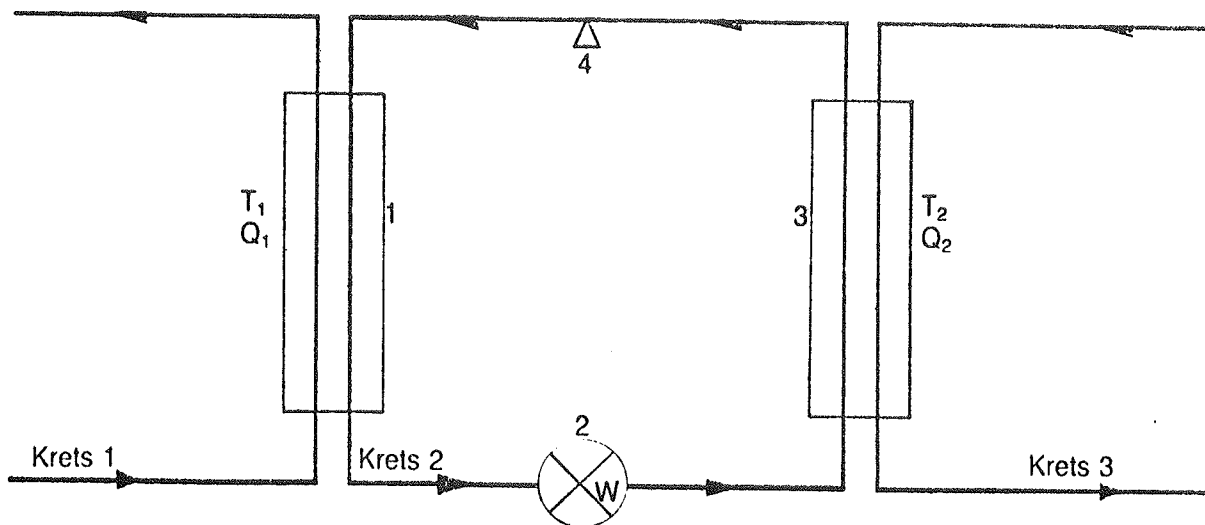
Figur 10. Rørvarmeveksler med rør av syrefast stål og ramme av rustfritt stål, eller rør og ramme av syrefast stål. Finnes også i glass.



Figur 11 viser en prinsippskisse for varmegjennvinningsaggregat med krysstrøm varmeveksler.

Varmepumpe

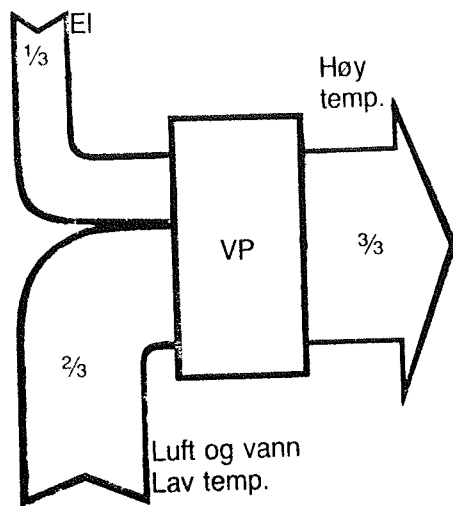
En varmepumpe fungerer i prinsipp på samme måte som et kjøleskap. I motsetning til kjøleskapet er det produksjon av varme som er det vesentlige. Arbeidsmåten kan forklares på følgende måte. Se også figur 12.



Figur 12

En væske med lavt kokepunkt går i en lukket krets (krets 2 på figuren). Det mediet som skal avgi varme, i vårt tilfelle, den varme avtrekksluften, går i krets 1. Dette mediet går med temperaturen T_1 inn i en varmeveksler (fordamper). T_1 er høyere enn varmepumpevæskens kokepunkt (Freon 12) og denne går derved over i dampform ved lavt trykk. Dampen suges inn i kompressoren (2) og komprimeres der til høyt trykk. Dette fører samtidig til en økning av temperaturen i dampen. Denne "høytrykksdampen" går nå inn i en ny varmeveksler (kondensator) hvor den nå avgir sin varme til det mediet som skal varmes opp (krets 3). Dette kan f.eks. være vann til romoppvarming, eller forvarming av vann inn på en kjele eller forvarming av forbrenningsluften til en forbrenningsovn. Væsken i krets 2 vil, etter at den har avgitt sin varme, kondensere og gå igjennom en trykkreduksjonsventil (4) (strupeventil) tilbake til fordamperen igjen. Slik sirkulerer krets 2.

En moderne varmepumpe gir vanligvis to til tre ganger mer varmeenergi enn det den krever for å holdes i drift. For å drive prosessen kreves det imidlertid tilførsel av elektrisk energi. Denne elektriske energi finnes i hovedsak igjen som varme på det høyeste temperaturnivået. Varmepumpa avgir altså en nyttbar varmemengde som er tilnærmet lik summen av opptatt varme i fordamperen og tilført elektrisk energi. Dette er forsøkt illustrert i figur 13.



Figur. 13. Varmestrøm for en varmepumpe
2/3 av varmen tar fra avtrekkslufta
1/3 av varmen kommer fra elektrisiteten
som driver kompressoren.

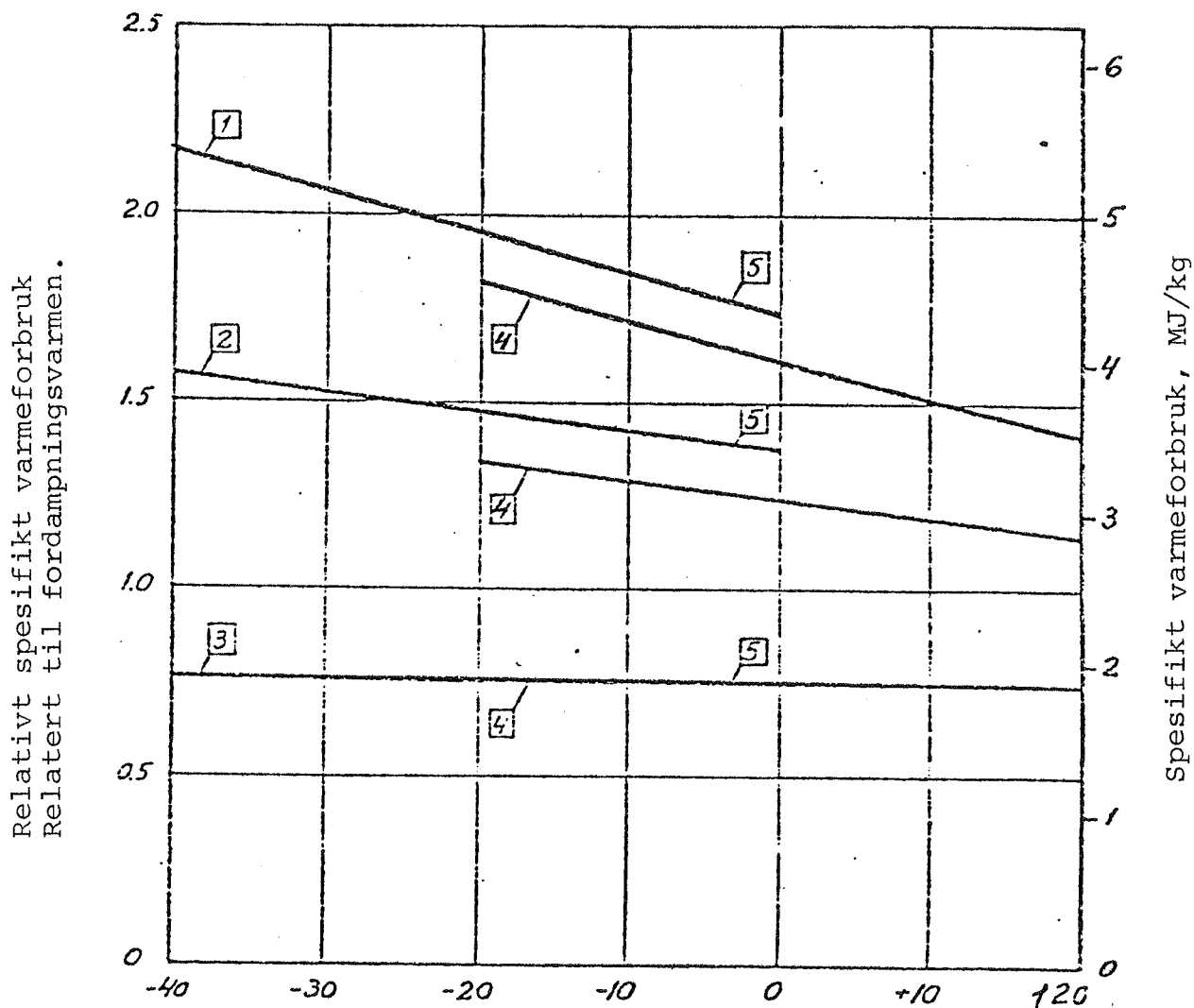
Kostnadene ved innstallering av varmepumpe avhenger av hvilken varmemengde som skal avgis. For 400 kW anlegg vil prisen være ca. 900 kr./kW avgitt varme, mens for et 1400 kW's anlegg vil prisen være ca. 600 kr/kW avgitt varme. (1980-priser).

ANDRE METODER FOR UTNYTTELSE AV VENTILASJONSVARMEN.

Sammensatte kanaljørker

Professor L. Malmquist (5) har i et foredrag foreslått en spesiell metode for utnyttelse av ventilasjonsvarmen i forbindelse med kanaljørker. Forutsetningen er at man har 3 kanaler ved siden av hverandre av typen "FB-virkestork." Yttertørkene for tørking av plank opererer med en våt temperatur på 60°C . Den midterste tørka som tørker bord, opererer ved 30°C i våt temperatur? Planketørkene er oppvarmet på vanlig måte (varmt vann). Bordtørka er oppvarmet med avtrekksluft fra planketørkene ved platevarmegjenvinnere. Videre blir avtrekkslufta fra planketørkene etter at den har passet varmevekslerene med tilførselsluft til bordtørken, blandet med avtrekkslufta fra bordtørken og ført til en ny varmeveksler. Den tjener til forvarming av friskluft til bordtørka. Den blandede luftmengden fra planketørkene og bordtørken vil etter å ha passert denne varmeveksleren enten kunne benyttes til friskluft til planketørkene igjen eller til forvarming av trelasten. Et sånt sammensatt kanalanlegg hevdes å gi et mindre varmeforbruk enn vanlig tørking i kammer og kanal. Se figur 14. Anlegget antas å bli vanskelig reguleringsmessig og dersom ikke hele anlegget med kanaler og varmeveksler isoleres svært godt vil det antakelig oppstå kondensproblemer.

- 1 Kammer tørke
- 2 Lengde sirkulasjonskanal
- 3 Lengde sammensatt kanal
- 4 Ufrosset trelast
- 5 Frosset trelast



Figur 14. Spesifikt varmeforbruk relatert til fordampningsvarmen og varmeforbruket i MJ/kg vann fordampet for kammertørke uten gjenvinning, for lengdesirkulasjonskanal med gjenvinning og for sammensatte kanaler ved forskjellige utetemperaturer. For tørking av 50 mm rå furu. Våttemperatur 45° for vanlig kammer og kanal. Store tørkeenheter.

Oppvarming av veksthus med avtrekkslufta fra tørkene?

Dette kan tenkes utført på flere måter. Den enkleste, at avtrekkslufta kan benyttes direkte til oppvarming, vil bli gjenstand for en nærmere undersøkelse. Spørsmålet er nemlig om plantene tåler denne lufta direkte. Hvis plantene tåler avtrekkslufta med sitt innhold av forskjellige syredamper, kan en kammertørke (85 m³ trelast) teoretisk varme opp ca. 400 m² om vinteren (100 % virkningsgrad).

Dersom plantene ikke tåler direkte kontakt med avtrekkslufta kan avtrekkslufta f.eks. varmeveksles med uteluft som siden kommer inn i veksthuset. Med denne metoden kan man drive på konvensjonelt vis med karbondioksyd (CO₂)tilsetning etc. Ved bruk av avtrekkslufta direkte hvor²gjennomstrømningen vil være i størrelsesorden 1 m³/s, vil CO₂innholdet bli umulig å regulere. Ved ren varmeveksling blir imidlertid ikke lufta varmet opp tilstrekkelig slik at oljefyring må anvendes i tillegg. Dette kan imidlertid unngås ved bruk av varmpumpe. Fordamperen blir plassert i avtrekksluftas kanal og kondensatoren inne i veksthuset.

VARMEGJENVINNING MED VARMEVEKSLER, LØNNER DET SEG?

Dette spørsmål kan være aktuelt ved f.eks. fjernvarmeanlegg eller at sagbruket vurderer større tørkeanlegg og må i denne forbindelse investere i ny og større forbrenningsovn.

Man kan også spørre seg hva vi må verdsette varmen til, før det lønner seg å investere i en varmeveksler for reduksjon av eget varmeforbruk?

Kjøp av en platevarmeveksler til kammertørka som er brukt som eksempel i rapporten vil koste 21 700 kr. Nødvendig tilleggsutstyr (defrostere, vifter samt tilførselskanaler) vil koste 23 700 kr., slik at totale investeringskostnader vil bli 45 400 kr. utenom arbeid. De to viftene krever elektrisk energi, tilsammen 1,5 kW. Levetiden på anlegget settes til 10 år. Spart energimengde pr. år er utregnet til 320 000 kWh med en temperatur-virkningsgrad på varmegjenvinneren lik 0,65 om vinteren og 0,45 om sommeren.

Vi vil kreve en intern rente på 14 % av investeringen. Videre vil vi anta at vedlikehold og elektrisitet til viftene vil utgjøre 10 % av investert kapital, og at disse omkostningene øker med 6 % pr. år. Energiprisen ved evt. salg fra sagbruk regner vi konstant i 5 år framover.

Hvilken pris må det være på varmen for at anlegget skal være nedbetalt på 5 år?

Med en intern rentefot på 14 % vil 45 400 kr. idag, om 5 år være verdt 87 414 kr. Vedlikehold og strømutfgifter er steget fra 4540 (10% av investeringen i år 0) til 5731 kr.

$$(V = \sum_{n=0}^4 4540 \cdot 1,06^n)$$

De totale investeringer pluss vedlikehold og strømutfgifter vil om 5 år være: 87414 + 4540 + 4812 + 5101 + 5407 + 5731 = 113 000 kr. Spart energimengde vil være 320 000 kWh · 5 = 1.600 000 kWh. Dersom vi får 7 øre pr. kWh vil altså investeringene i dag forrente seg med 14 % pr. år. og anlegget vil være nedbetalt på 5 år inklusive årlige vedlikehold- og strømutfgifter.

Referanseliste

1. Teknisk kontakt, Sveriges Skogindustriforbund
Tekn. avd. nr. 59-1974.
2. Driftstekniske forhold ved kunstig tretørking,
Teknologisk institutt, avd. for tretørking.
Sak nr. 77-2214112. Danmark.
3. Svenska Träforskningsinstitutet,
Analys av modern virkestørkning, Del 2.
Lars Malmqvist, Meddelande serie B nr. 285. TTB: 52
4. Olje og energidep. OED 1013 B hefte C, mars 1980.
5. Lars Malmqvist.
Lumber design and technology for energy savings.
Udine (Italy) 13.-17. nov. 1978.

VEDLEGG 1

HVORDAN MÅLES ENERGI?

Internasjonalt er man blitt enige om å måle energi i joule (J) (uttales jul). Når det gjelder elektrisitet brukes også watt-timer, eller Wh.

[1 joule (J) = 1 watt-sekund (Ws) = 1 newton-meter (Nm)]

Ved større energimengder er joule eller watt-timer for små enheter. For å unngå altfor mange nuller bruker man forstavelserne:

k: kilo = 1.000 = tusen
 M: mega = 1.000.000 = million
 G: giga = 1.000.000.000 = milliard
 T: tera = 1.000.000.000.000 = 1.000 milliarder
 P. peta = 1.000.000.000.000.000 = 1 million milliard

FOR ELEKTRISK ENERGI BRUKES FORSTAVELSENE PÅ FØLGENDE MÅTE:

1 kWh, kilowatt-time = 10^3 Wh = 1.000 Wh
 1 MWh, megawatt-time = 10^3 kWh = 1.000 kWh
 1 GWh, gigawatt-time = 10^6 kWh = 1 million kWh
 1 TWh, terawatt-time = 10^9 kWh = 1 milliard kWh

For effekt (energi pr. tidsenhet) gjelder følgende:

1 J/s = 1 W

1 kcal/h = 1.163 W

Følgende enheter kan også nevnes:

1 kalori = 1 cal = 4,186 J
 (1 kWh = 860 kcal)

1 BTU (British Thermal Unit) = 1055 J

OMREGNINGSAKTOR MELLOM ULIKE ENHETER FOR ENERGI OG ENERGIVARER.

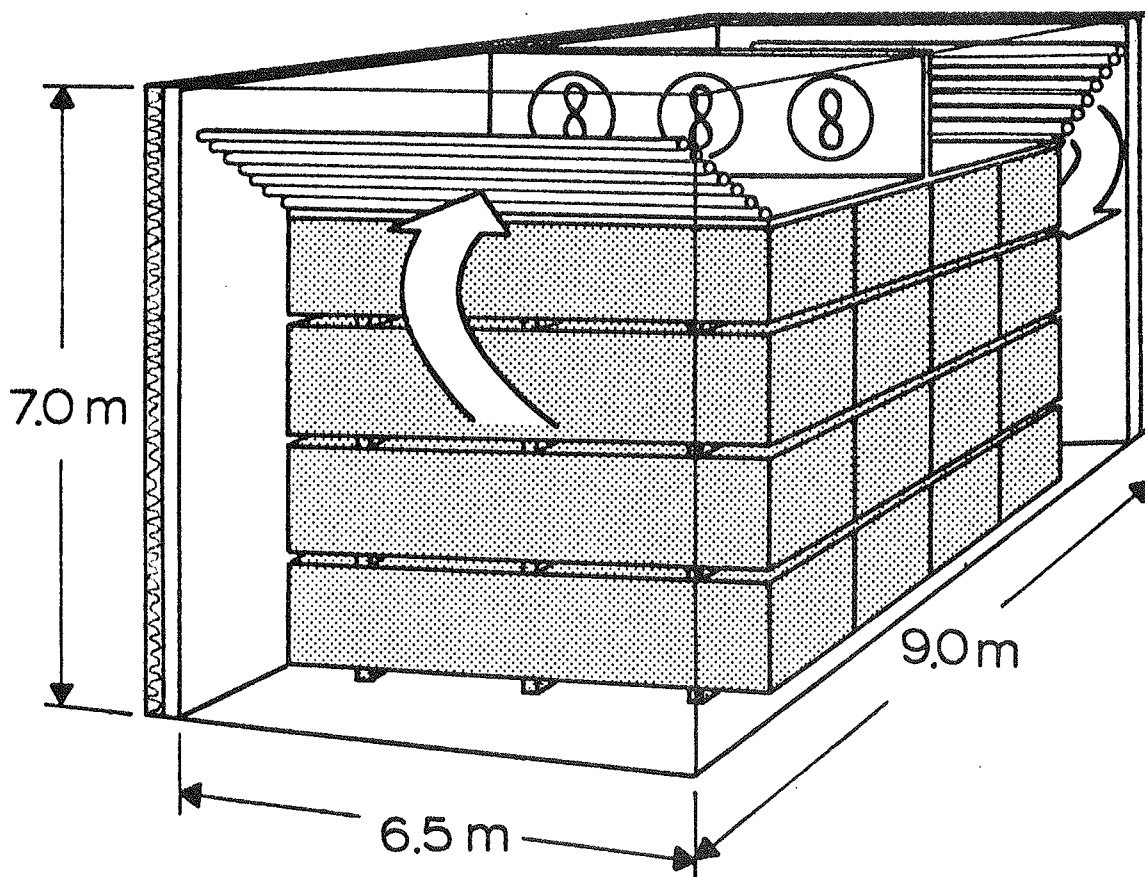
	MJ	kWh	toe	m ³ naturgass	fat råolje
1 MJ, megajoule	1	0,280	0,0000234	0,0268	0,000173
1 kWh, kilowatt-time	3,60	1	0,0000842	0,0965	0,000624
1 toe, tonn oljeekvivalent	42.700	11.900	1	1.140	7,40
1 m ³ naturgass =	37,3	10,4	0,000874	1	0,00646
1 fat råolje (159 l) =	5.700	1.600	0,135	54,7	1

VEDLEGG 2

Beregning av det teoretiske varmebehov for kammertørker.

I beregningene er det gjort følgende forutsetninger:

Ett tørkekammer med dimensjoner (høyde X dybde X bredde)
7,0 x 9,0 x 6,5 m



- Trelasten som tørkes er gran, 50 mm.
 - Det benyttes tørkeskjema som anbefalt fra NTI (Utredning nr. 48), $U_{slutt} = 17\%$
 - sommerstid er utetemperaturen $+15^{\circ}\text{C}$
 - vinterstid er utetemperaturen -20°C
- Kammerbygningen består av 200 mm betong og 100 mm isolasjon. Porten er av aluminium og er fylt med 100 mm isolasjon. Taket av tre er isolert med 100 mm isolasjon.

Egenvekten på betong er 2300 kg/m^3 , spesifikk varmekapasitet er $0,75 \text{ kJ/kg}$. Tilført varmemengde til et stoff følger ligning 2.

$$2) \quad Q = G \cdot C \cdot \Delta\theta$$

$Q =$ varmemengde i kJ (kcal)
 $G =$ masse [kg]
 $C =$ spesifikk varmekapasitet [kJ/kgK]
 $\Delta\theta =$ temperaturdifferens [°C]

Siden de spesifikke varmekapasiteter for isolasjon er små og vekten er lav antar vi at mesteparten av "oppvarmingsvarmen" går i betongen.

For å finne massen av betongen må vi først finne volumet.

$$\begin{aligned}
 \text{Vegger: } & 2 \cdot 7 \cdot 9 \cdot 0,2 + 6,5 \cdot 7 \cdot 0,2 = 34,3 \text{ m}^3 \\
 + \text{ gulv: } & 9 \cdot 6,5 \cdot 0,2 = 11,7 \text{ m}^3 \\
 & \underline{\quad\quad\quad 46,0 \text{ m}^3}
 \end{aligned}$$

$$\text{Masse betong: } 46,0 \text{ m}^3 \cdot 2300 \text{ kg/m}^3 = \underline{105\ 800 \text{ kg}}$$

I henhold til tørkeskjema er maksimum temperatur når vi skal tørke ned til 17 % slutfuktighet 56°C .

Utvendig er temperaturen $+15^\circ\text{C}$ som sommeren og $\div 20^\circ\text{C}$ om vinteren.

Vi antar at $\Delta\theta$ er $\frac{56-15}{2} = 20,5 \text{ }^\circ\text{C}$ om sommeren og

$$\frac{56-\div 20}{2} = 38 \text{ }^\circ\text{C} \text{ om vinteren.}$$

Nødvendig varmemengde for oppvarming av tørkekammeret blir da

$$\text{sommer: } Q \text{ kammer: } 105\,800 \cdot 0,75 \cdot 20,5 = \underline{1,63 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

$$\text{vinter: } Q \text{ kammer: } 105\,800 \cdot 0,75 \cdot 38 = \underline{3,02 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

Oppvarming av tilbehør.

Mellomtak, lysinnredning, vifter etc.

Vi antar at massen av dette er 3000 kg og spesifikk varmekapasitet er 1,5 kJ/kg K.

$$\text{sommer: } Q \text{ tilbehør} = 3000 \cdot 1,5 \cdot (56-15) = \underline{0,18 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

$$\text{vinter: } Q \text{ tilbehør} = 3000 \cdot 1,5 \cdot (56+20) = \underline{0,34 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

Oppvarming av strø.

Det ligger 5 strø mellom hvert plankelag.

Strøet har følgende dimensjon: 25x40x1400 mm: $0,0014 \text{ m}^3$

Hver pakke er 1,2 m høy. 4 pakker er i høyden i kammeret og 4 pakker i dybden.

$$3) \text{ Antall strø: } Z_s = \frac{H}{h + s} \cdot n \cdot p \text{ [stk]}$$

Z_s = antall strø

H = nyttbar stabelhøyde [mm] [pakkehøyde]

h = høyde på strøet [mm]

s = tykkelsen på planken [mm]

n = antall strø pr. lag

p = antall stabler

$$Z_s = \frac{1200}{25 \times 50} \cdot 5 \cdot 16 = \underline{1280 \text{ stk.}}$$

Vi antar at fuktighetsinnholdet i strøet er 10 % og densiteten er 475 kg/m^3

Dette gir de følgende "strømase"

$$0,0014 \cdot 1280 \cdot 475 = 851,2 \text{ kg}$$

Midlere varmekapasitet for trevirke med kjent fuktighetsinnhold kan regnes ut etter følgende formel:

$$4) \quad C_u = \frac{u + 0,324}{1 + u} \text{ kcal/kg}$$

$$C_{10\%} = \frac{0,1 + 0,324}{0,1 + 1} = 0,385 \text{ kcal/kg} \cdot 4,187 \text{ kJ/kcal} = 1,61 \text{ kJ/kg}$$

Varmemengde til oppvarming av strø:

$$\text{sommer: } Q \text{ strø: } 851,2 \cdot 1,61 \cdot (56-15) = \underline{0,06 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

$$\text{vinter: } Q \text{ strø: } 851,2 \cdot 1,61 \cdot (56+20) = \underline{0,10 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

Oppvarming av vann og tørt trevirke.

Trevirket opptar følgende volum når vi antar at gjennomsnittsplanken er 4,75 m lang.

$$5) \quad V_u = l_{st} \cdot b_{st} \cdot d \cdot m \cdot p$$

$V_u =$ volum i fuktig trevirke i m^3

l_{st} = stabellengde [m] d = tykkelsen av trevirket i m
 b_{st} = stabelbredde [m] m = antall lag
 p = antall pakker

$$V_u = 4,75 \cdot 1,4 \cdot 0,05 \cdot 16 \cdot 16 = 85,12 \text{ m}^3$$

Gjennomsnitts startfuktighet settes lik 70 %.
 Den totale masse blir når tettheten (densiteten) settes lik 430 kg/m^3 tørt trevirke:

$$1,7 \cdot 430 \cdot 85,12 = \underline{62222,7 \text{ kg}}$$

Da tørkingen og dermed også oppheting av tørkegodset går i enkelte trinn, er det ikke riktig å si at nødvendig varmemengde er temperaturdifferansen mellom start og høyeste slutttemperatur multiplisert med vannmengden og spesifikk varmekapasitet. Dette fordi en bestemt vannmengde forsvinner mellom hver gang temperaturen forhøyes.

Tørkeprogram:

Trinn	Fuktighet %	Tørketemperatur (°C)	Vannmengde som fjernes (kg)
1	70-40	42,5	10 980,5
2	40-35	44,0	1 830,0
3	35-30	45,0	1 830,0
4	30-25	47,0	1 830,0
5	25-20	51,0	1 830,0
6	20-17	56,0	1 098,0
	17-0*	56,0	6 222,3*
			<u>25 620,8</u>

*Den vannmengden som blir i trevirket oppvarmes også.

Sommerforhold gir da følgende varmemengde.

Q tre (Uo)	=	36 600 kg · 1,38 kJ/kg C (56-15)	=	2,07 · 10 ⁶ kJ
Q vann (0-17%)	=	6 222,3 · 4,187 (50-15)	=	1,07 · 10 ⁶ kJ
Q vann (17-20%)	=	1098,0 · 4,187 (56-15)	=	0,19 · 10 ⁶ kJ
Q vann (20-25%)	=	1830,0 · 4,187 (51-15)	=	0,28 · 10 ⁶ kJ
Q vann (25-30%)	=	1830,0 · 4,187 (47-15)	=	0,25 · 10 ⁶ kJ
Q vann (30-35%)	=	1830,0 · 4,187 (45-15)	=	0,23 · 10 ⁶ kJ
Q vann (35-40%)	=	1830,0 · 4,187 (44-15)	=	0,22 · 10 ⁶ kJ
Q vann (40-70%)	=	10 980,5 · 4,187 (42,5-15)	=	1,26 · 10 ⁶ kJ
				<u>5,56 · 10⁶ kJ</u>

Ved beregning av nødvendig varmemengde under vinterforhold må det tas i betraktning at mye av vannet er frosset til is. Dermed må først isen varmes opp til smeltetemperatur, så må det tilføres smeltevarme og så vanlig oppvarming.

Vi antar p.g.a. svelletrykket at bare 85 % av vannet er frosset til is.

Spesifikk varmekapasitet for is er 2,1 kJ/kg °C
Smeltevarme for is er 332 kJ/kg.

Nødvendig varmemengde under vinterforhold.

Q is (-20-0°C)	=	26 621 · 0,85 · 2,1 · (0÷÷20)	=	0,91 · 10 ⁶ kJ
Q is smeltevarme :		25 621 · 0,85 · 332 ·	=	7,23 · 10 ⁶ kJ
Q tre (÷20-56 °C) :		36 600 · 1,38 · 76	=	3,84 · 10 ⁶ kJ
Q vann (0-17%)	=	6222 · 4,187 · (56-0) ·	=	1,46 · 10 ⁶ kJ
Q vann (17-20%)	=	1098 · 4,187 · (50-0) ·	=	0,26 · 10 ⁶ kJ
Q vann (20-25%)		1930 · 4,187 · (51-0) ·	=	0,39 · 10 ⁶ kJ
Q vann (25-30%)		1830 · 4,187 · (47-0) ·	=	0,36 · 10 ⁶ kJ
Q vann (30-35%)		1830 · 4,187 · (45-0) ·	=	0,35 · 10 ⁶ kJ
Q vann (35-40%)		1830 · 4,187 · (44-0) ·	=	0,34 · 10 ⁶ kJ
Q vann (40-70%)		10 980,5 · 4,187 · (42,5-0)	=	1,95 · 10 ⁶ kJ
				<u>17,08 · 10⁶ kJ</u>

Nødvendig varmemengde for oppvarming av trelast blir altså 3 ganger større om vinteren enn om sommeren.

Oppvarming av friskluft.

Luftmengden som må til for å fjerne vannet fra trevirket er avhengig av temperaturen og relativ luftfuktighet.

Vi kaller fuktigheten før trestabelen X_1 og luftfuktigheten etter for X_2 .

Vi har da at

$$6) \quad L \cdot (X_2 - X_1) = W$$

L = Luftmengde i kg

$X_2 - X_1$ = forskjell i vannmengde lufta inneholder før og etter stabel. [kg vann/kg luft]

W = vannmengde [kg]

X_1 finnes fra psykrometertabell eller Mollierdiagram

X_2 er fastlagt ved observerte verdier for de forskjellige trinn i tørkeprosessen.

Sommerstid er temperaturen satt til + 15 °C og relativ luftfuktighet (RF) til 70 %.

Vinterstid er temperaturen satt til +20°C og relativ luftfuktighet (RF) til 90 %.

Dette gir da X_1 sommer lik 0,0073 kg vann/kg tørr luft og X_1 vinter lik 0,0008 kg vann/kg tørr luft.

Relativ fuktighet ut av stabel	trinn	absolutt vannmengde X_2 kgvann/kg luft
RF = 0,95	1	0,044
= 0,85	2	0,043
= 0,80	3	0,04270
= 0,75	4	0,04145
= 0,70	5	0,04200
= 0,65	6	0,0413

Spesifikt vannopptak blir i [kg vann/kg tørr luft]

$$\Delta X = X \text{ etter stabel } (X_2) - X \text{ før stabel } (X_1)$$

sommer: trinn 1	0,044 - 0,0073	= 0,0367
" 2	0,043 - 0,0073	= 0,0357
" 3	0,0427 - 0,0073	= 0,0354
" 4	0,0425 - 0,0073	= 0,0352
" 5	0,0420 - 0,0073	= 0,0347
" 6	0,0413 - 0,0073	= 0,034
 vinter: trinn 1	 0,044 - 0,0008	 = 0,0432
" 2	0,043 - 0,0008	= 0,0422
" 3	0,0427 - 0,0008	= 0,0419
" 4	0,0425 - 0,0008	= 0,0417
" 5	0,0420 - 0,0008	= 0,0412
" 6	0,0413 - 0,0008	= 0,0405

Luftmengden finnes nå fra lign. 6 og nødvendig varmemengde finnes ved hjelp av lign. 7.

$$7) \quad Q_L = L \cdot c_p \cdot \Delta\theta$$

L = Luftmengde i kg
 c_p = spesifikk varmekapasitet for luft 1,0 kJ/kg °C
 $\Delta\theta$ = temperaturdifferens

Sommer:

Trinn	ΔX [kg/kg]	W[kg]	L [kg]	$\Delta\theta$ [°C]	Q_L [kJ]
1	0,0367	10 980,5	299196	(42,5-15)	$8,23 \cdot 10^6$
2	0,0357	1 830	51260	(44-15)	$1,49 \cdot 10^6$
3	0,0354	1 830	51695	(45-15)	$1,55 \cdot 10^6$
4	0,0352	1 830	51989	(47-15)	$1,66 \cdot 10^6$
5	0,0347	1 830	52738	(57-15)	$1,90 \cdot 10^6$
6	0,0340	1 098	32294	(56-15)	$1,32 \cdot 10^6$
		19 400	539172		$16,15 \cdot 10^6$

Vinter:

Trinn	ΔX [kg/kg]	W[kg]	L [kg]	$\Delta\theta$ [°C]	Q_L [kJ]
1	0,0432	10 980,5	254178	(42,5+20)	$15,89 \cdot 10^6$
2	0,0422	1 830	43365	(44+20)	$2,78 \cdot 10^6$
3	0,0419	1 830	43675	(45+20)	$2,84 \cdot 10^6$
4	0,0417	1 830	43885	(47+20)	$2,94 \cdot 10^6$
5	0,0412	1 830	44417	(51+20)	$3,15 \cdot 10^6$
6	0,0405	1 098	27111	(56+20)	$2,06 \cdot 10^6$
		19 400	456632		$29,65 \cdot 10^6$

Fordampningsvarme.

Fordampningsvarme er den varmemengde som skal til for å få vannet som væske over i dampform. Mens dette pågår vil temperaturen på vannet være konstant. For de forskjellige trinn i tørkeprosessen vil da fordampningsvarmen bli:

$$h_{fg} = \text{fordampningsvarme [kJ/kg]}$$

Trinn	W [kg]	h_{fg} [kJ/kg]	temperatur °C	Q Ford [kJ]
1	10980,5	2405	42,5	$26,41 \cdot 10^6$
2	1830	2395	44	$4,38 \cdot 10^6$
3	1830	2393	45	$4,38 \cdot 10^6$
4	1830	2389	47	$4,37 \cdot 10^6$
5	1830	2380	51	$4,36 \cdot 10^6$
6	1098	2370	56	$2,60 \cdot 10^6$
				<u>$46,50 \cdot 10^6$ kJ</u>

Etter R.J. Katz kan sprenningsvarmen beregnes etter

$$8) \quad q_s = \frac{22 \cdot u}{0,07 + u} \text{ kcal/kg tresubstans.}$$

q_s = varme for å frigjøre
hygroskopisk bundet
vann, spesifikt.
 u = trefuktighet

Denne varmemengde kommer i tillegg etter at fibermetningspunktet er nådd

$$u_{\text{fibermetning}} = 30 \% (0,3). \quad \text{Sluttlufttigheten} = 17 \% (0,17)$$

$$q_s = \frac{22 \cdot 0,3}{0,07 + 0,3} - \frac{22 \cdot 0,17}{0,07 + 0,17} = 17,84 - 15,58 = 2,2545 \text{ kcal/kg tre}$$

$$= \underline{9,44 \text{ kJ/kg tre}}$$

$$Q_s = G_T \cdot q_s = \underline{0,35 \cdot 10^6 \text{ kJ}}$$

Transmisjonsvarme.

Transmisjonsvarme vil si den varmen som går igjennom veggene, gulvet og taket, dessuten også gjennom porten. Transmisjonsvarmen er proporsjonal med temperaturdifferansen etter følgende formel.

$$9) \quad q_{tr} = k \cdot A \cdot (t_i - t_u)$$

t_i = temperatur innvendig
 t_u = temperatur ute
 k^u = varmegjennomgangstall. [W/m²°C]

k beregnes slik

$$10) \quad \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_u}$$

α = varmeovergangstall
 d = tykkelsen på de enkelte sjikt veggen består av
 λ = varmeledningstallet i de enkelte sjikt.

Kammeret som gir grunnlaget for denne beregning er på 200 mm betong, 100 mm mineralull, 1 mm aluminium kledning.

α_i er varmeovergangstallet innvendig, vanligvis er dette tallet rundt 8 m²°C/W, men er avhengig av lufthastighet, temperaturdifferens etc. Ved lufthastighet $V > 2$ m/s er $\alpha_i = 14$ m²°C/W. I denne beregningen benyttes innvendig varmeovergangstall lik 14 m²°C/W og utvendig 25 m²°C/W mot fri luft.

For betong er varmeledningstallet (λ) 1,74 W/m°C, for mineralull er varmeledningstallet (λ) 0,041 W/m°C, på aluminium er varmeledningstallet 229 W/m°C.

Varmegjennomgangstallet gjennom veggene blir da:

$$\frac{1}{k_{vegg}} = \frac{1}{14} + \frac{0,2}{0,041} + \frac{0,001}{229} + \frac{1}{25}$$

$$= 0,07 + 0,1149 + 2,439 + 0 + 0,04 = 2,67 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$k_{vegg} = 0,375 \text{ m}^2\text{°C}$$

For porten er varmegjennomgangstallet

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{14} + \frac{0,1}{0,041} + \frac{1}{25} = 2,55 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$k_{port} = 0,39 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

Taket antas å ha samme varmegjennomgangstall som porten

$$k_{\text{tak}} = 0,39 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}.$$

Gulvet består av 200 mm betong uten noen isolering under. Varmegjennomgangstallet blir da

$$\frac{1}{k_{\text{gulv}}} = \frac{1}{14} + \frac{0,2}{1,74} = 0,07 + 0,115 = 0,186 \Rightarrow k_{\text{gulv}} = 5,36 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

De forskjellige areal blir.

Vegger:	$2 \cdot 7 \cdot 9 + 6,5 \cdot 7 + 1,5 \cdot 6,5$	=	171,5 m ²
tak	$: 6,5 \cdot 9$	=	58,5 m ²
gulv	$: 6,5 \cdot 9$	=	58,5 m ²
port	$: 5 \cdot 6,5$	=	32,5 m ²

For å beregne transmisjonsvarmen må vi også vite hvor lang tørketid det er på hvert trinn i tørkeprosessen.

Oppvarmingstid	:	6 timer
1. trinn 42,5 °C	:	48 timer
2. trinn 44,0 °C	:	10 timer
3. trinn 45,0 °C	:	14 timer
4. trinn 47,0 °C	:	20 timer
5. trinn 51,0 °C	:	24 timer
6. trinn 56,0 °C	:	26 timer

Fra 70 % startfuktighet er ned til 17 % tar det altså 148 timer

Transmisjonsvarme under oppvarmingsperioden blir:

$$\text{sommer: } Q_{\text{opv.}} = (k_{\text{vegg}} \cdot A_{\text{vegg}} \cdot \Delta t + k_{\text{port}} \cdot A_{\text{port}} \cdot \Delta t + k_{\text{tak}} \cdot A_{\text{tak}} \cdot \Delta t + k_{\text{gulv}} \cdot A_{\text{gulv}} \cdot \Delta t) h$$

$$h = \text{tid [s]}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{opv.}} &= (0,375 \cdot 171,5 + 0,39 \cdot 32,5 + 0,39 \cdot 58,5 + 5,36 \cdot 58,5) (42,5 - 15) (3600 \cdot 6) \text{ [J]} \\ &= 243 \cdot 10^6 = \underline{0,24 \cdot 10^6 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

Vinter: Grunnen under gulvet antas å ha temperatur ÷ 10 °C

$$\begin{aligned} Q_{\text{opv.}} &= ((0,375 \cdot 171,5 + 0,39 \cdot 32,5 + 0,39 \cdot 58,5) (42,5 + 10) + 5,36 \cdot 58,5 (42,5 + 10)) \\ &\quad (6 \cdot 3600) = 486 \cdot 10^6 \text{ J} = \underline{0,49 \cdot 10^6 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

Transmisjonsvarmen under selve tørkingen blir:

sommer:

$$\begin{aligned}
 1. \text{ trinn: } & (0,375 \cdot 171,5 + 0,39 (32,5 + 58,5) + 5,36 \cdot 58,5) \cdot \\
 & (42,5 - 15) \cdot 3,600 \cdot 48 = 1,95 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 2. \text{ trinn: } & (\quad) (44 - 15) \cdot 3,600 \cdot 10 = 0,43 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 3. \text{ trinn: } & (\quad) (45 - 15) \cdot 3,600 \cdot 10 = 0,62 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 4. \text{ trinn: } & (\quad) (47 - 15) \cdot 3,600 \cdot 10 = 0,95 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 5. \text{ trinn: } & (\quad) (50 - 15) \cdot 3,600 \cdot 10 = 1,28 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 6. \text{ trinn: } & (\quad) (56 - 15) \cdot 3,600 \cdot 10 = 1,57 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 \hline
 & = 6,80 \cdot 10^6 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Vinter:

$$\begin{aligned}
 1. \text{ trinn: } & ((0,375 \cdot 171,5 + 0,39(32,5 + 58,5)(42,5 + 20) + \\
 & (5,36 \cdot 58,5)(42,5 + 10)) 3,6 \cdot 48 = 3,89 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 2. \text{ trinn: } & (\quad) (44 + 20) + 1313,56 \cdot \\
 & (44 + 10) 3,6 \cdot 10 = 0,83 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 3. \text{ trinn: } & (\quad) (45 + 20) + (\quad) (45 + 10) \cdot \\
 & 3,6 \cdot 14 = 1,19 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 4. \text{ trinn: } & (\quad) (47 + 20) + (\quad) (47 + 10) \cdot \\
 & 3,6 \cdot 20 = 1,75 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 5. \text{ trinn: } & (\quad) (51 + 20) + (\quad) (50 + 10) \cdot \\
 & 3,6 \cdot 24 = 2,25 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 6. \text{ trinn: } & (\quad) (56 + 20) + (\quad) (56 + 10) \cdot \\
 & 3,6 \cdot 26 = 2,63 \cdot 10^6 \text{ kJ} \\
 \hline
 & = 12,54 \cdot 10^6 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

	sommer		vinter	
	$1 \cdot 10^6$ kJ	%	$1 \cdot 10^6$ kJ	%
Oppvarming av anlegg.				
Q kammer	1,63		3,02	
Q tilbehør	0,18		0,34	
Q strø	0,06		0,10	
Q transmisjons- varme i opv.	0,24		0,49	
Σ I	2,11	2,7	3,95	3,5
Oppvarming av tørkegods				
Q tre + vann	5,56	7,2	17,08	15,5
Σ I + II	7,67		21,03	
Oppvarming av friskluft				
Q luft	16,15	20,8	29,65	26,9
Σ I + II + III	23,82		50,68	
Fordampningsvarme	46,50	60,0	46,50	42,2
Sprengningsvarme	0,35	0,5	0,35	0,4
Σ I + II + III + IV	70,67		97,53	
Transmisjonsvarme under tørking	6,80	8,8	12,54	11,5
Σ I - V	77,47	100,0	110,07	100,0

+ elektrisk energi til viftene, mellom 7 og 10 % av tilført varme.

Sammenstilling av varmebalansen for en kammertørke (50 mm gran fra 70 % og ned til 17 % slutfuktighet, 85,12 m² trelast.

VEDLEGG 3

ØKONOMISKE BETRAKTNINGER

- Referanse: Brancheenergianalyse, Teknologisk Institutt,
Avd. for treteknikk, Danmark. Mai 1979.

ACGP - Et økonomisk verktøy.Introduksjon

Det er vanlig å bedømme investeringer ut fra økonomiske overveielser, idet men utfra et begrenset investeringsbudsjett velger å foreta den eller de investeringer, som er "mest lønnsomme" eller har "størst nåverdi" - eller hvilken ordterminologi man måtte anvende.

I denne del av kapitalet beskrives en metode til lønnsomhetsberegning, ved hvilken det er mulig å bedømme en investerings-lønnsomhet i avhengighet av den fremtidige prisutvikling, når tilbakebetalingstiden og den økonomiske levetid er kjent. Det er mulig å ta hensyn til de årlige vedlikeholdskostnader (f.eks. servicekontrakter) og statstilskudd.

Ved investering i energibesparende foranstaltninger kan man skjelve mellom ingeniørens og investors oppgave. Det er ingeniørens oppgave å fremlegge et så korrekt teknisk-økonomisk grunnlag som mulig - hvilende på de forhold han kjenner til dvs. tekniske kjensgjerninger, tekniske erfaringer og det prisnivå som eksisterer på det tidspunkt grunnlaget fremlegges. Det er derimot beslutningstakerens oppgave å foreta sin investering ut fra sine egne politisk-økonomiske forhold, herunder å bedømme den fremtidige prisutvikling, skattelovgivning, minste akseptable forrentning osv.

Ved hjelp av enkle diagrammer kan investor gis muligheter for å undersøke lønnsomheten av en gitt investering ut fra sin egen prognose angående prisutviklingen.

Definisjoner

- A: Omkostninger pr. år ved år 0 kr/år
- B: Besparelser pr år, ut fra prisnivået ved investeringens innføring kr/år
- C: Nåverdien av de årlige omkostninger i levetiden
- I: Den nødvendige investering ved innføring av nytt anlegg kr/år
- n: Levetid
- a: Årlig endring i omkostninger %
- b: Årlig endring i besparelse %
- I/B: Tilbakebetalingstiden år
- r: Intern rentefot: størrelsen av denne, r%, for en viss investering, fastsettes i beregningene ved en nåverdi-beregning, (tilbake-føring med renter r%) av alle fremtidige, årlige besparelser og omkostninger til investeringspunktet, kalt år 0.

Den beregnede verdi av $r\%$ er her den som forårsaker at summen av nåverdiene for de årlige besparelser, minus summen av nåverdiene for de årlige omkostninger er lik den investerte kapital. Hvis den interne rentefot, således definert, for en gitt investering er større enn den akseptable, kan investeringen foretas.

Normalt vil en investering være lønnsom hvis den interne rentefot er større en lånerenten, som er den årlige prosentvise avgift, for å disponere over kapitalen.

Nåverdien av en inntekt (besparelse B) som inntreffer som 2 år, er avhengig av den anvendte rentefot. Hvis renten $r=10\%$, vil nåverdien kunne beregnes som

$$B \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{r}{100}\right)^2} = B \cdot \frac{1}{1,1^2} = 0,826 B \quad \text{Dvs. 1 kr. i}$$

besparelse om 2 år, er i dette øyeblikk verdt ca 83 øre.

På denne måte kan man, år for år beregne nåverdien av de angitte besparelser. Den rentefot som medfører at summen av nåverdiene av alle årlige besparelser og de årlige omkostninger i anleggets økonomiske levetid, blir lik med investeringen, kalles som før nevnt den interne rentefot. Denne kan ofte være vanskelige å utregne, men ved hjelp av såkalte ACGP-diagrammer blir det en enkel sak.

ACGP-diagrammer

ACGP betyr "Annual Changes with Geometric Progression", dvs. årlige endringer med like store prosentuelle forandringer i årene 0 til n , f.eks. "10% prisstigning pr. år" for den forbrukte energi.

Beslutningstakeren må lage en prognose for de årlige, prosentuelle forandringer i omkostningene ($a\%$ p.a.) og for tilsvarende forandringer i besparelsene ($b\%$ p.a.), som skyldes energiprisenes utvikling.

Diagrammene er utformet på en slik måte at man enkelt kan finne den interne rentefot for forskjellige prognoser for a og b .

Eksempel

For et gitt foranstaltning oppgis en tilbakebetalingstid på 5 år, en økonomisk levetid på 10 år, samt en årlig vedlikeholdsutgift på 10% av investeringen:

$$\begin{aligned} \text{Man har da:} \quad & \frac{I}{B} = 5 \text{ år} \\ & n = 10 \text{ år} \\ & \frac{I}{A} = 10 \text{ år} \end{aligned}$$

Man forventer i dette tilfelle 40% statstilskudd, hvilket betyr at I/A og I/B skal multipliseres med 0,6 i de videre beregninger

$$I/B = 5 \cdot 0,6 = 3 \text{ år}$$

$$I/A = 10 \cdot 0,6 = 6 \text{ år}$$

$$n = 10 \text{ år}$$

Ut fra disse opplysninger kan investor anvende ACGP-diagrammet for $n = 10$ år.

Før diagrammet kan anvendes, (se neste side), må investor vurdere:

- 1: Den årlige prisutviklingen, b% pr. år for besparelsen, dvs. for energiprisen. La oss for eksempel anta at b vurderes til 10%.
- 2: Den årlige prisutvikling for de årlige omkostninger, a% pr. år for vedlikehold. a vurderes i eksemplet til 6%.
- 3: Den minst akseptable, interne rentefot settes av beslutningstakeren til 16% i dette tilfelle.

Fremgangsmåten er følgende:

1. Trekk en loddrett linje gjennom a-6% (vannrett akse) til skjæring med r-16%
2. Trekk en vannrett linje gjennom skjæringspunktet til skjæring med den loddrette, venstre akse. Her avleses forholdet mellom nåverdien C og den årlige omkostning

$$A: \frac{C}{A} = 6,3$$
3. Trekk en linje gjennom b = 10% (vannrett akse, alt. 2) til skjæring med kurven r = 16%
4. Trekk så en vannrett linje gjennom skjæringspunktet til skjæring med den loddrette, venstre akse, hvor vi avleser

$$\frac{I + C}{B} = 7,5$$

Vi har nå 2 uttrykk: 1) $\frac{I + C}{B} = 7,5$ 2) $\frac{C}{A} = 6,3$

$$I + C = 7,5 B \quad C = 6,3 A$$

$$I + 6,3 A = 7,5 B$$

Fra de opprinnelige opplysninger har vi at $\frac{I}{A} = 6$ eller $A = I/6$ som innsettes i uttrykket

$$I + 6,3 A = 7,5 B$$

$$I \cdot \left(1 + \frac{6,3}{6}\right) = 7,5 B$$

eller

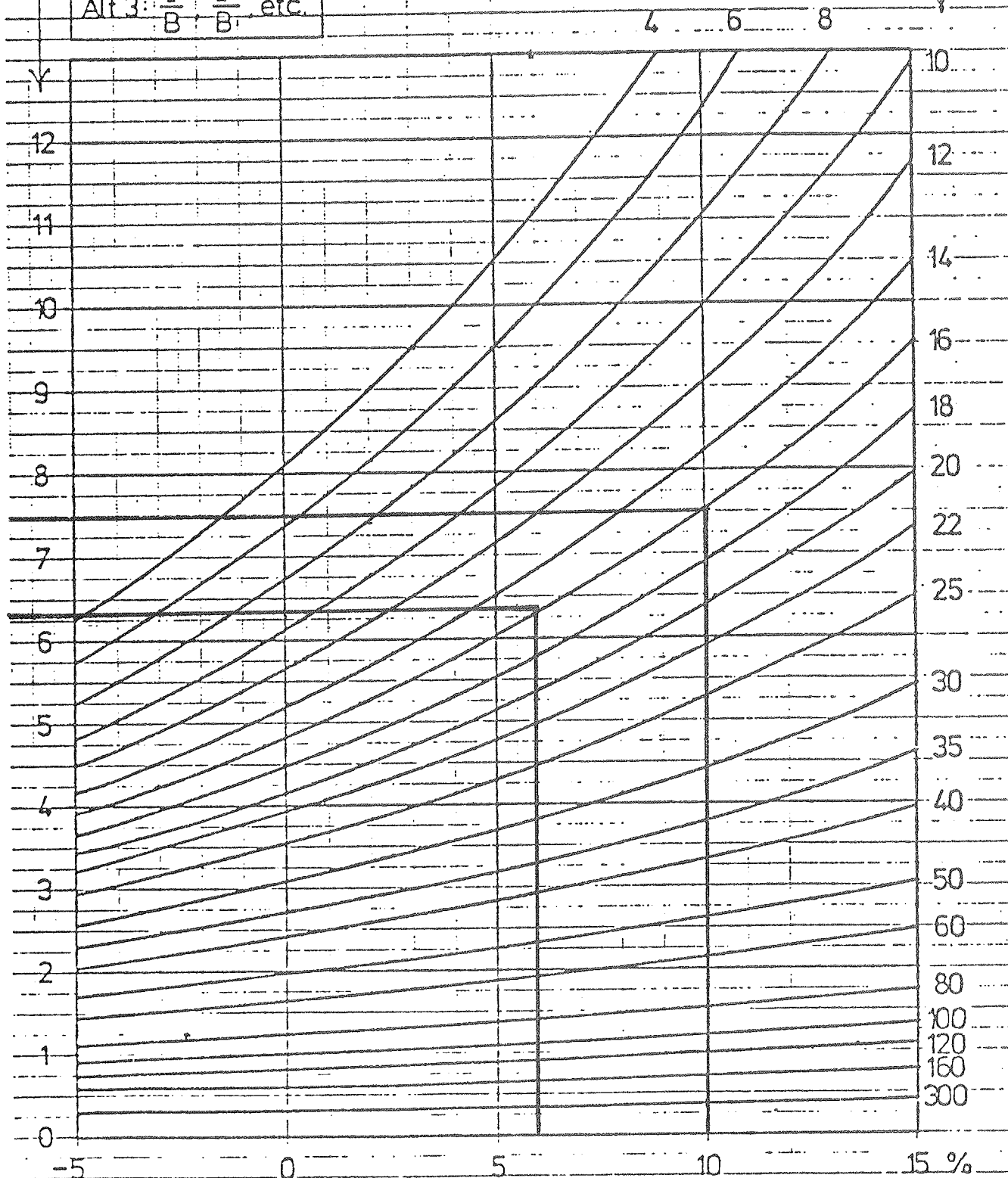
$$I/B = \frac{7,5}{2,05} = 3,7 \text{ år.}$$

ACGP - DIAGRAM nr. 2

Levetid $n = 10$ år

Alt. 1:	$\frac{C}{A}$	2:	$\frac{I+C}{B}$
Alt. 3:	$\frac{I}{B}$		$\frac{I}{B}$ etc.

$r\%$



Alt. 1: a% — Alt. 2 og 3: b%

Herav fås som resultat at den interne rentefot 16% oppnås under de anvendte prisforhold, såfremt tilbakebetalingstiden er 3,7 år.

Den virkelige tilbakebetalingen var, når tilskuddet tas i betraktning, kun 3 år. Dvs. investering kan foretas.

Uten tilskudd ville investeringen ha vært 5 år, dvs. den ville ikke ha vært lønnsom under de angivne forhold.