

**Rapport**

**R80:1982**

# **Icke nätanslutet vindkraftsystem**

**Systemstudie om vindrotordrivna  
värmepumpar**

**Stefan Westberg**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>ser</i>

*R  
ANA*

**Byggeforskningsrådet**

R80:1982

ICKE NÄTANSLUTET VINDKRAFTSYSTEM

Systemstudie om vindrotordrivna värmepumpar

Stefan Westberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
801361-6 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Inst. för Konstruktionsteknik och Produk-  
tionsteknik, LTH, Linköping

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R80:1982

ISBN 91-540-3748-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1982

## INNEHÅLL

	SAMMANFATTNING . . . . .	5
1	INLEDNING . . . . .	9
1.1	Bakgrund . . . . .	9
1.2	Projektbeskrivning . . . . .	9
2	VINDEN SOM ENERGIKÄLLA . . . . .	11
3	VINDDRIVNA VÄRME/KYLSYSTEM . . . . .	13
3.1	Användningsområden . . . . .	13
3.2	Systemlösningar . . . . .	14
3.3	Ekonomiska aspekter . . . . .	15
4	VINDROTORER . . . . .	17
4.1	Kortfattad teori . . . . .	17
4.2	Olika vindrotortyper . . . . .	18
5	VÄRMEPUMPAR . . . . .	21
5.1	Kortfattad teori . . . . .	21
5.2	Kompressorer . . . . .	23
6	UTFÖRDA PROJEKT . . . . .	25
6.1	Inledning . . . . .	25
6.2	System där vindrotorn är direkt- kopplad till en värmepump . . . . .	25
6.3	System där vindrotorn indirekt driver en värmepump . . . . .	33
7	TEKNISKA ASPEKTER PÅ ETT DIREKT- DRIVET VINDROTOR-VÄRMEPUMP- SYSTEM . . . . .	39
7.1	Inledning . . . . .	39
7.2	Dimensioneringsarbetet . . . . .	41
7.2.1	Beräkningsmodell . . . . .	41
7.2.2	Val av optimal driftsvind . . . . .	44
7.2.3	Val av maximalt löptal . . . . .	45
7.3	Inverkan av variabel utväxling . . . . .	46
7.4	Inverkan på utnyttjandetiden . . . . .	48
8	SLUTSATSER OCH KOMMENTARER . . . . .	51
8.2	Tekniska aspekter . . . . .	51
9	BILAGOR . . . . .	53
	Vindrotorkarakteristik	
	Beräkningsexempel	
	Energiproduktion vid olika växelutförande	
	Effektkurvor	
	Energikurvor	
	Energiproduktion, vindmölla	
10	LITTERATUR . . . . .	61



## SAMMANFATTNING

Vindrotordrivna värmepumpar - en systemstudie.

Utvecklingen av vindkraftsystem och värmepumpar har skett separat. I de flesta projekt där vindrotordrivna värmepumpar studerats har bl a därför vindrotorn och värmepumpen fått arbeta mekaniskt oberoende av varandra. På så sätt har konventionella och kommersiellt utvecklade aggregat kunnat användas. En annan väsentlig faktor är att vid anläggningar där elektricitet saknas är behovet sällan enbart värme eller kyla.

I den här rapporten ges en sammanfattning av vad som gjorts inom området under det senaste årtiondet. Systemlösningarna har delats in i två huvudgrupper. I den första gruppen är vindrotorn via ett elektriskt system kopplad till värmepumpen medan vindrotorn i den andra gruppen är mekaniskt förbunden med värmepumpens kompressor.

Användningsområdet för de här systemen är främst inom lantbrukssektorn och i vissa utvecklingsländer där det finns behov av anläggningar för isproduktion. För privat bebyggelse kan åtminstone de direktdrivna systemen inte räkna med någon större marknad. Noterbart är att inga direktdrivna system har provats i praktiken. Orsaken är säkerligen inte enbart av teknisk natur.

Tekniska aspekter på ett direktdrivet vindrotorvärmepumpsystem.-----

Att direkt koppla vindrotorn till värmepumpens kompressor medför en del problem då deras moment-varvtalskarakteristik är helt olika. För vindrotorns drivmoment gäller;

$$M_R = f [V^2 C_Q] \quad (1.1)$$

där  $C_Q$  är en momentkoefficient.

För kompressorn gäller;

$$M_K = \text{konstant} \quad (1.2)$$

Ekv(1.2) är inte helt korrekt då ett visst temperaturberoende finns, men i det här fallet är det försumbart.

Kopplas vindrotorn till kompressorn via en växel med verkningsgraden  $\eta$  erhålles;

$$M_R \omega_R = M_K \omega_K / \eta \quad (1.3)$$

Då utväxlingen  $u = \omega_K/\omega_R$  erhålles med tidigare ekvationer;

$$u = f [V^2 C_Q] \quad (2.1)$$

Är utväxlingen konstant gäller att vindrotorn endast kan arbeta under optimala driftsförhållanden för en förutbestämd vindhastighet.

För att maximera energiproduktionen med de nu givna betingelserna har ett beräkningsprogram tagits fram. Programmet, kallat LINDAR, beräknar effekt, energiproduktion och utnyttjandetid, dvs den tid vindrotorn producerar energi. I programmet finns för närvarande rutiner med vindrotorkarakteristik ( $C_P-\lambda$ ) för två olika vindrotorer. En Darrieusrotor och en horisontalaxlad vindmölla. Vidare finns, av SMHI, uppmätta vindfördelningar för fyra orter i Sverige. Programmet medger drift med konstant och variabelt varvtal, samt med ett av värmepumptillämpningen styrt varvtal.

Beräkningarna visar att ett vindkraftaggregat, i ett system där det är mekaniskt kopplat till kompressorn, för lägre medelvindhastigheter,  $\bar{v} \leq 5$  m/s, producerar ungefär lika mycket energi som om det vore kopplat till en generator och löpte med konstant varvtal. För högre  $\bar{v}$  ökar skillnaden till driftfallet konstant varvtalsfördel. Mest märkbart är detta för Darrieusrotorn. För  $\bar{v} = 7.6$  m/s är exempelvis skillnaden i storleksordningen 10%.

Maximering av energiproduktionen som funktion av vald driftsvindhastighet  $v_{E_{max}}$ , dvs den vindhastighet då vindrotorn arbetar under optimala driftsförhållanden, visar att  $v_{E_{max}}$  alltid är större än den kubiska medelvinden  $\bar{v}_3$ . Om den alltid kunde arbeta med ett optimalt löptal skulle de vara lika.

För att kringgå bekymren med varierande löptal kan en växel med variabel utväxling, en sk variator, kopplas in mellan vindrotor och kompressor. Vindrotorn har då möjlighet att alltid arbeta med optimalt löptal. Med tidigare samband erhålles;

$$\omega_K = f [V^3] \quad (2.2)$$

Det tillåtna vindhastighetsintervallet kommer att bli relativt smalt då kompressorns varvtalsområde är begränsat. Någon större förbättring av energiproduktionen kan inte fås.

Slutsatser, direktdrivna system.

- Driftsvinden  $v_{E_{max}}$  bör väljas noggrannt för att maximera energiproduktionen. Observera att  $v_{E_{max}}$  skall vara cirka 10% större än  $\bar{v}_3$ .

- Växel med konstant utväxling föredrages. Variabel utväxling medför vissa energivinster, men samma vinster kan göras med ökad rotordiameter till en förmodad lägre kostnad.
- Energivinster kan göras med seriekoppling av kompressorer vilka kopplas in allteftersom vindhastighet och drivmoment ändras. En alternativ möjlighet är att använda en kompressor med varierbart moment.
- Då energiproduktionen är mycket ojämn bör systemen användas för att värma/kyla ett energilager.
- Marknaden får bedömmas som mycket begränsad. Ett undantag kan vara utvecklingsländer där det finns behov av mindre anläggningar för produktion av is.





## 1 INLEDNING

### 1.1 Bakgrund

Under det senaste årtiondet har intresset för alternativa energikällor ökat starkt. Orsaken härtill är naturligtvis den chockartade höjningen av oljepriserna under sjuttitalets första hälft.

Ett av de alternativ, eller snarare komplement, som studerats är vindkraften. En mycket gammal energikälla som ännu så sent som på trettitalet var vanlig på exempelvis den amerikanska landsbygden. I och med elnätens utbyggnad kunde vindkraftaggregaten inte längre konkurrera ekonomiskt och intresset försvann helt naturligt. När de ekonomiska förutsättningarna nu ändras, liksom insikten om att de konventionella energikällorna, förutom vattenkraften, är ändliga, har vindkraften åter blivit aktuell.

Den senaste tidens utveckling med stabilisering av energiprisutvecklingen samtidigt som energiförbrukningen har minskat har medfört att intresset för alternativen har svalnat något. Det är emellertid olyckligt om vi åter resignerar och faller in i femtio- och sextitalens alltför optimistiska syn på den framtida energiutvecklingen. Det är därför viktigt att utvecklingen av både de nya och gamla energikällorna fortsätter.

Inom ämnesområdet Konstruktionsteknik vid Linköpings tekniska högskola, LiTH, har forskning inom vindenergiområdet bedrivits sedan 1978. Det är främst den vertikalexlade Darrieusrotorn som studerats, vilket i viss mån framkommer i även det här projektet.

### 1.2 Projektbeskrivning

Projektets målsättning har varit att studera de tekniska aspekterna på ett icke nätanslutet vindrotordrivet värmepumpsystem. Arbetet har inriktats på att studera hur vindrotorn arbetar tillsammans med värmepumpen och hur ett sådant system bör utformas för att erhålla optimal energiproduktion.

Med hjälp av Byggdokumentation och egna kontakter har de tio senaste årens forskning på området studerats, både i Sverige och internationellt.

De inledande avsnitten, kap 2-5, behandlar vindkraften som energikälla. Användningsområden, systemlösningar och de ekonomiska aspekterna för vindrotordrivna värmepumpar diskuteras. Olika vindrotortyper och deras specifika egenskaper beskrivs. Värmepumpprincipen förklaras. Den i värmepumpen ingående kompressorn och dess egenskaper går igenom.

I kap 6 beskrivs ett antal projekt där vindrotordrivna värmepumpar studerats. De har delats in i två grupper.

Den första behandlar system där vindrotorn är kopplad mekaniskt till värmepumpens kompressor, medan i den andra gruppen vindrotorn via ett elektriskt system driver denna.

De hittills omnämnda kapitlen ger en god överblick av vad som gjorts inom området och vilka problemen är i samband med vindrotordrivna värmepumpar.

De tekniska aspekterna på ett direktdrivet system behandlas i kap 7. Arbetsgången för att erhålla en optimal dimensionering beskrivs. Hur valet av olika ingående parametrar inverkar på resultaten analyseras.

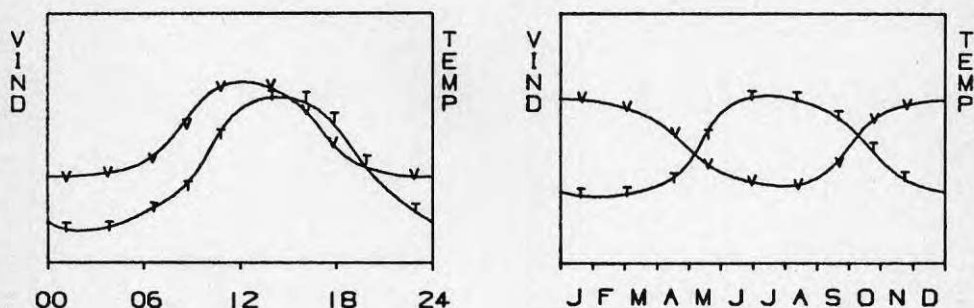
De slutsatser som kan göras och kommentarer till arbetet redovisas slutligen i kap 8.

Min förhoppning är att rapporten skall kunna utgöra en grund för vidare arbeten inom området.

## 2 VINDEN SOM ENERGIKÄLLA

För värmeproduktion är vindenergi en utmärkt form av solenergi beroende på att energiproduktion och energibehov ligger i fas. För en konventionell solenergi-anläggning behövs ett energilager, vattenmagasin t ex, som klarar 60% av årsenergibehovet. För ett liknande system baserat på vindenergi behöver lagret endast klara 15% (Margen 1980).

Figur 6.1 visar hur vind och temperatur varierar dels under året dels under ett normaldygn.



Figur 6.1 Vind och temperaturvariationer under ett normaldygn respektive ett normalår.

En av vindenergis största svagheter är dess oregelbundenhet. För att kringgå det finns tre möjliga alternativ.

För det första genom att parallellt med vindkraft-aggregatet, ha tillgång till andra energigivare som dieselaggregat, elnätet etc.

För det andra genom att lagra vindenergin som produceras när det blåser för att sedan använda den när så önskas.

För det tredje slutligen kan vi välja att enbart använda vindenergin då det blåser. Som exempel kan de gamla möllorna nämnas. I dem maldes mjöl då vindförutsättningarna var gynnsamma. Det här kan förstås ses som en annan form av energilagring. Lagret består av färdigmalen spannmål, dvs mjöl, som kan användas även sen det slutat blåsa.

Vilken metod vi väljer beror främst på till vad energin skall användas.

### 3 VINDDRIVNA VÄRME/KYLSYSTEM

#### 3.1 Användningsområden

Ett vindvärme/kylsystems utförande bestäms huvudsakligen av dess användningsområde. Det är omöjligt att konstruera en generell bästa lösning. Bakgrunden till varför man överhuvudtaget undersöker möjligheten att införa ett vindvärme/kylsystem är att minska uppvärmnings- respektive kylningskostnaderna. Således är de intressanta endast där andra energislag medför högre kostnader eller helt saknas. För Sveriges del innebär det att marknaden för närvarande är mycket begränsad.

Kostnaderna är till viss del politiskt påverkbara genom exempelvis differentierade energiskatter. Även sådana faktorer som miljökrav och den allmänna opinionen inverkar på valet av energiform.

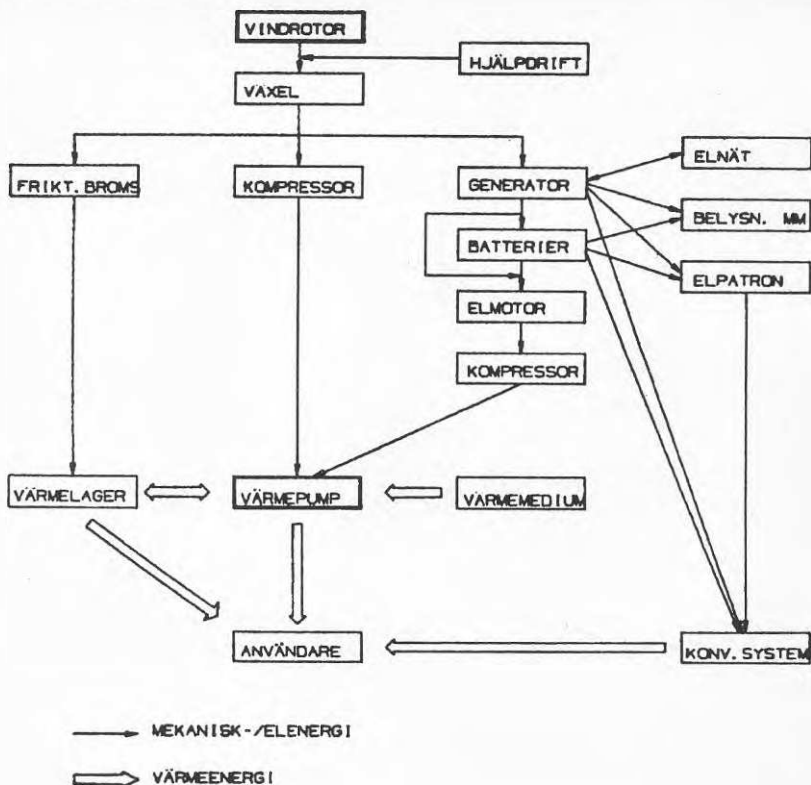
På uppdrag av SIDA har AIB, Allmänna ingenjörbyrån, studerat en vindkraftdriven kylanläggning för Sri Lanka, (Windpowered ice-generating small plant 1980 och Lindblad 1980). På fiskebåtarna behövs is för snabb nedkylning av fångsten. Denna is transporteras idag med lastbil från de större städerna ut till fiskelägena. Anledningen till att isen inte produceras på platsen är att de elektriskt drivna kylaggregaten fungerar mycket otillfredsställande pga att elnätet inte är tillförlitligt. Ett alternativ som prövas är dieseldrivna aggregat. Vindsystemet ses som ett annat intressant alternativ. En liknande anläggning projekteras för Cap Verdeöarna. Den beräknas vara i drift hösten 1982.

Ovanstående två projekt visar på en marknad där dessa energisystem kan få stor betydelse i konkurrens med dieseldrivna system.

I USA har flera system med tillämpningar inom jordbruksområdet studerats och i vissa fall även provats praktiskt. De flesta avser kylning av mjölk, äpplen mm. Anläggningar av den här typen bör, med nuvarande energikostnadsutveckling, ha en relativt stor marknad i jordbruksdistrikt världen över.

För bostadshusuppvärmning kan vindvärme i vissa fall vara ett alternativ. Marknaden får emellertid ännu anses som mycket liten.

## 3.2 Systemlösningar



Figur 9.1 En översikt av olika vindvärmesystem.

Ett vindvärme/kylsystem är ett energisystem där energin i vinden används för att skapa värme respektive kyla. I figur 9.1 visas schematiskt ett antal olika vägar att från en vindrotor skapa värme.

Systemen består av en vindrotor som driver en last där den mekaniska energin omvandlas till värme. Beroende på användningsområdet kan anläggningen göras mer eller mindre komplex. I sin enklaste variant består den av en vindrotor vars utgående axel driver en visp i ett vattenkar. Betydligt högre komplexitet fås genom att låta vindrotorn generera elektrisk energi vilken sedan kan omvandlas till bl a värme.

Antalet projekt där direkt omvandling till värme studerats är få. Detta beror i första hand på att i de flesta fall där vindvärme/kylsystem kan tänkas användas behövs inte enbart värme/kyla utan även elektricitet för belysning etc. Detta medför att system där energin kan lagras i form av elektricitet överväger. Nackdelen med dessa system är främst den höga kostnaden för batterier, såvida inte elnätet kan användas som lager.

Vid omvandlingen från mekanisk energi till värme kan verkningsgraden ökas med en sk värmepump. En värmepump kan sägas vara en maskin som, med lite hjälp, pumpar värme från en låg temperaturnivå upp till en högre, se vidare kap 5. Värmepumpen drivs av en kompressor som i sin tur drivs av vindrotorn direkt eller indirekt via något elsystem. För att erhålla en hög värmefaktor (verkningsgrad) hos värmepumpen bör värmemediet, dvs det medium som kommer att kylas, ha en så hög temperatur som möjligt. Vidare bör temperaturen ligga på en någorlunda jämn nivå. Uteluft är således inte lämpligt ur värmefaktorsynpunkt. Värmemedier som studerats och även använts är bl a jord, frånluft, sjöar och andra vattendrag.

Kombinationen vindrotor-värmepump beskrivs av E. Spero och A. Dybbs (1979) med följande citat:

"The compressor of a heat pump is an excellent wind energy conversion device. It is a flexible nonfrequency non-power level dependant device. By using a wider range of valves, a standard heat pump can be modified to allow for varying refrigerant mass flow rates, as long as these rates are within the capacity of the heat exchanger."

### 3.3 Ekonomiska aspekter

Harper och Garling (1980) har studerat ekonomin för små vindenergisystem. De undersökte vilket högsta pris en användare är villig att investera i en SWECS (Small Wind Energy Conversion System) och jämförde det med de faktiska kostnaderna för kommersiellt tillgängliga aggregat.

För att kunna göra jämförelser med andra energislag gjordes kostnadsberäkningar för en 20-årsperiod. Det motsvarar den kalkylerade livslängden för ett mindre vindkraftverk. Diskontot antogs till 10%. Priset för fossila bränslen antogs öka med 35% under de två första åren, därefter 8% årligen. Elpriset antogs öka med 20% de två första åren, därefter 4% årligen. De förväntade prisökningarna har föreslagits av DOE (US Dept. of Energy) och USDA (US Dept. of Agriculture) och är kostnadsökningar över inflationen. För att erhålla objektiva vindrotordata angående prestanda, effektivitet etc användes de resultat som erhållits vid den av DOE finansierade testanläggningen för SWECS i Rocky Flats, Colorado.

Resultaten visar att för att erhålla ett ekonomiskt lönsamt vindenergisystem bör det vara i drift under större delen av året samt att medianvinden bör överstiga 5.6 m/s. Vinddrivna anläggningar där driften är säsongsbetonad, torkning av spannmål t ex, har således mycket små utsikter att betala sig.

Vindenergisystem där både värme och kyla önskas, dvs transport av värme från något som skall kylas till



något som skall uppvärmas, kan ge bättre lönsamhet. Ett projekt där en anläggning av den här modellen provats redovisas i kap 6.

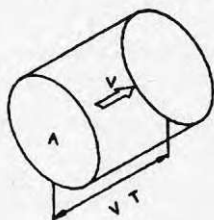
Enligt G. Shephard (1977) är den ekonomiskt mest fördelaktiga vägen direkt omvandling från mekanisk energi till värme. Även små enkla aggregat utan högre effektivitet kan i vissa fall bidra med ett lönsamt energitillskott. Det gäller naturligtvis endast i de fall där elektricitet för andra ändamål, t ex belysning, inte behövs. Den i avsnitt 3.1 beskrivna istillverkningsanläggningen är ett exempel på detta.

## 4 VINDROTORER

## 4.1 Kortfattad teori

$$\text{Vindens kinetiska energi } E_{\text{vind}} = \frac{1}{2} m v^2 \quad (12.1)$$

där  $v$  är vindhastigheten och  $m$  är dess massa. Storleken på den luftmassa som passerar genom vindrotorn är beroende av rotorns svepta area  $A$  och vindhastigheten.



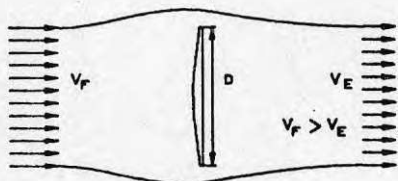
$$m = \rho V = \rho A v t$$

Insättning i (12.1) ger;

$$E_{\text{vind}} = \frac{1}{2} \rho A v^3 t \quad (12.2)$$

Effekten är energi per tidsenhet, dvs;

$$P_{\text{vind}} = \frac{E_{\text{vind}}}{t} = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (12.3)$$



Figur 12.1

Att med en vindrotor tillvarata hela denna effekt är omöjligt. Om så vore fallet skulle vindhastigheten bakom rotorn vara noll och ingen luft fick smita utanför rotorn. Redan på 20-talet visade tysken Betz att det maximalt går att utnyttja 59% (16/27) av vindens hela effekt.

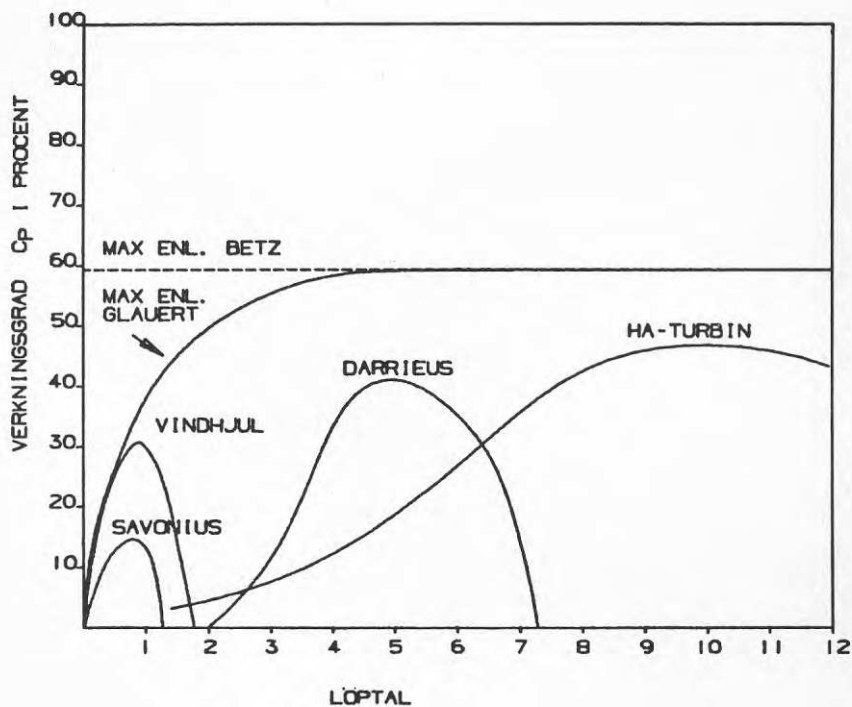
Till detta kommer sedan det faktum att ingen vindrotor är ideal, dvs kommer upp till denna verkningsgrad. Den maximala rotorverkningsgraden är beroende av rotortyp. En aerodynamiskt riktigt utförd fåbladig propellerturbin kan som bäst komma upp till en rotorverkningsgrad på ca 80%. Från rotor till utgående drivaxel tillkommer vissa smärre mekaniska förluster. Totalt sett kan, som mest, ca 45% av vindens energi omvandlas till mekaniskt arbete.

Vindrotorers rotorverkningsgrad varierar även med hur snabbt bladen roterar i förhållande till vindhastigheten. Förhållandet betecknas löptalet  $\lambda$  (eng. Tip-speed Ratio).

$$\text{löptalet} = \frac{\text{rotorradie} \cdot \text{bladens rotationshastighet}}{\text{vindhastigheten}}$$

$$\lambda = \frac{R \omega}{v} \quad (12.4)$$

I figur 13.1 visas hur verkningsgraden varierar med löptalet för några olika rotortyper. Notera att vissa variationer naturligtvis kan förekomma mellan aggregat av samma typ beroende på hur de är utförda.



Figur 13.1 Vindrotorkarakteristik för några vindrotortyper.

#### 4.2 Olika vindrotortyper

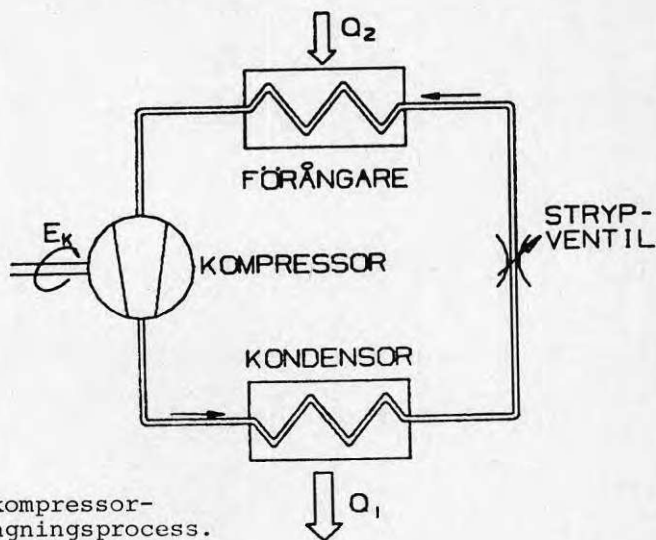
Vindrotorer kan delas in i snabblöpande och långsamt-löpande rotorer. En snabblöpande rotor utnyttjar den lyftkraft som uppstår på bladet om det är aerodynamiskt lämpligt utformat. Verkningsgraden är hög då rotorerna kommit upp i varv medan startmomentet är lågt eller, som för darrieusrotorn, närmast obefintligt. De långsamt-löpande karakteriseras av i det närmaste motsatta förhållanden. Rotorerna utnyttjar vindens dragkraft och de rent dragkraftsberoende har därför högst verkningsgrad vid löptalet 1, dvs då de roterar så att periferihastigheten är lika stor som vindhastigheten.

	HA	VA
Snabblöpande	<p>Aerodynamiskt utformade blad, lyftkraftsberoende.</p> <p>Arbetar vid ett högt löptal, 5-12.</p> <p>Få blad, 2-3 st.</p> <p>Lågt eller inget startmoment, hög verkningsgrad.</p> <p>Användes huvudsakligen för el-producerande system</p> <p>Propellerturbinen</p>	<p>Darrieusrotorn</p> <p>Giromillrotorn</p>
Långsamtlopande	<p>Stor materialåtgång, t ex många blad.</p> <p>Dragkraftsberoende, (huvudsakligen)</p> <p>Arbetar vid ett lågt löptal, 1-3.</p> <p>Stort startmoment, låg verkningsgrad.</p> <p>Mångbladiga vindhjul, t ex vindrosen.</p> <p>Segelrotorn</p>	<p>Savoniusrotorn</p> <p>Anemometern</p>



## 5 VÄRMEPUMPAR

## 5.1 Kortfattad teori



Figur 15.1  
Värmepump, kompressor-  
driven förångningsprocess.

Värmepumpen arbetar, liksom kylprocessen, enligt Carnots kretsprocess. Ett kylskåp tar värme från matvarorna och transporterar den till skåpets utsida, där det blir varmt. En värmepump tar värme från uteluften, marken eller någon sjö och transporterar den till det vi vill värma upp. Det enda som skiljer dem åt är vad som anses vara det primära, kylning eller uppvärmning.

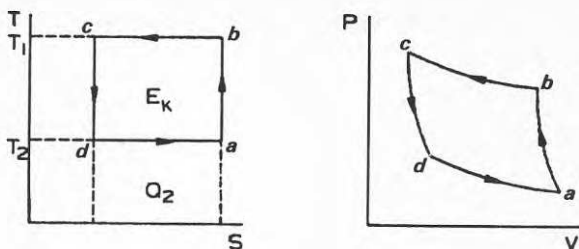
Carnotprocessen kan åskådliggöras i ett T-S diagram.

Allmänt gäller  $TdS = dQ$

där  $T$  = absolut temperatur [K]

$dS$  = entropi [ws/K]

$dQ$  = värmemängd [ws]



Figur 16.1 Carnotprocessen.

- a-b Medlet i värmepumpen, oftast Freon, komprimeras adiabatiskt i kompressorn. Temperaturen ökar från  $T_2$  till  $T_1$ . För detta behöver det mekaniska arbetet  $E_k$  tillföras.
- b-c Värmemängden  $Q_1$  avges isotermiskt vid kondensorn.  
 $Q_1 = T_1 \Delta S$ .
- c-d Med en strypventil tillåts medlet expandera adiabatiskt varvid temperaturen sänks från  $T_1$  till  $T_2$ .
- d-a Värmemängden  $Q_2$  absorberas isotermiskt i förångaren.  $Q_2 = T_2 \Delta S$ .

Värmepumpens effektivitet brukar benämnas värmefaktorn och betecknas  $\phi$ . I engelskspråkig litteratur är beteckningen oftast C.O.P., Coeff. of Performance.

$$\phi = \frac{\text{avgiven värme}}{\text{tillfört arbete}} = \frac{Q_1}{E_k} \quad (16.1)$$

Ur T-S diagrammet erhålles den Carnotska verkningsgraden.

$$\phi_c = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (16.2)$$

I ett verkligt system finns givetvis förluster. Verkningsgraden är främst beroende av temperaturdifferensen  $T_1 - T_2$ , ökad skillnad ger lägre verkningsgrad. Som ett riktvärde kan verkningsgraden väljas i intervallet 0.2-0.6.

En av de vanligaste och även ekonomiskt mest lönsamma processerna är den kompressordrivna förångningsprocessen. Den används i samtliga av de i avsnitt 6 redovisade projekten.

## 5.2 Kompressorer

En kompressor är, som namnet antyder, en maskin där luft, eller någon annan gas, komprimeras. Kompressorer finns i fyra huvudtyper.

Rotationskompressor	arbetsområde	0-3	kW
Kolvkompressor	"	0-250	kW
Skruvkompressor	"	60-1000	kW
Turbokompressor	"	60-	

För värmepumpar användes nästan uteslutande kolvkompressorn.

Det finns öppna respektive hermetiska kolvkompressorer. I en hermetisk kompressor är drivmotorn inbyggd i samma hölje som denna. I de flesta kommersiellt tillgängliga värmepumpar ingår en kompressor av denna typ. För direktdrivna system måste kompressorn vara öppen.

Effekten  $\dot{E}_K$  för att driva kompressorn är proportionell mot slagvolymen per tidsenhet  $\dot{V}_S$ .

$$\dot{V}_S = z n \frac{\pi D^2}{4} s \quad (17.1)$$

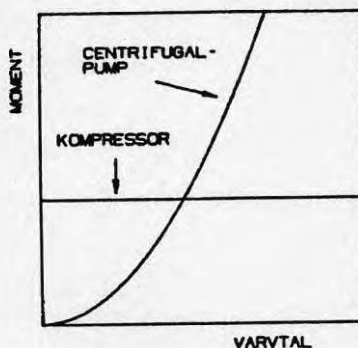
där  $z$  = antal cylindrar  
 $n$  = varvtalet  
 $D$  = cylinderdiameter  
 $s$  = slaglängd

Vanligtvis gäller att ovanstående faktorer förutom varvtalet är konstanta, alltså gäller att effekten  $\dot{E}_K$  är proportionell mot varvtalet  $n$ .

Kompressorns drivmoment  $M_K = \dot{E}_K/n$  ger;

$$M_K = \text{konstant} \quad (17.2)$$

Momentkaraktistiken överensstämmer således inte alls med vindrotorns. Kopplas vindrotorn direkt till kompressorn kommer dess varvtal att variera inom ett stort område. Hur momentet varierar med varvtalet för två olika maskiner framgår av figur 17.1.



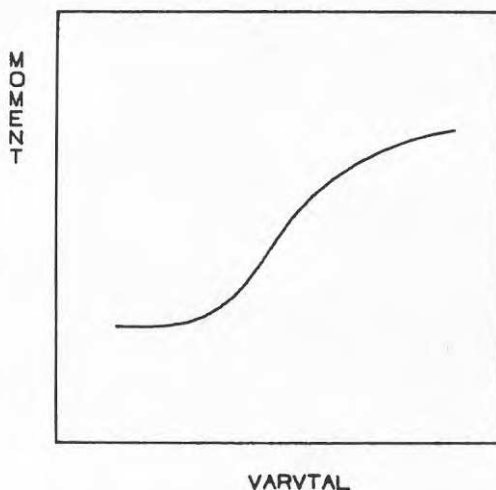
Figur 17.1

Momentet som funktion av varvtalet för en kompressor och en centrifugalpump.



En möjlig väg att minska varvtalsområdet är att variera antalet aktiva cylindrar på kompressorn, alternativt använda flera kompressorer, vilka kopplas in alltefter- som drivmomentets storlek ändras.

Ett undantag från vad som framkommit hittills utgör en speciell rotationskompressor tillverkad av Denco Air Limited i Hereford, England. Kompressorn, med namnet AGR Rotary Vane Compressor, är konstruerad för effekter upp till 40 kW. Mest intressant är att momentet inte är oberoende av varvtalet, utan ökar med detta enligt figur 18.1. Kompressorn ingår i en gasturbindriven värmepumpanläggning och är inte tillverkad för att drivas av en vindrotor. Den verkar emellertid vara mycket intressant för även denna tillämpning.



Figur 18.1 Momentet som funktion av varvtal för AGR Rotary Vane Compressor.

## 6 UTFÖRDA PROJEKT

### 6.1 Inledning

De tio senaste årens forskning inom ämnesområdet har studerats. Det märks mycket tydligt att intresset för vindenergidrivna värme/kylsystem ökade starkt under senare delen av sjuttiotalet. Av det trettiotal rapporter och arktiklar som hittats är alla utom en från 1976 eller senare. Huvuddelen av projekten har genomförts i USA. Det är här framförallt USDA, US Department of Agriculture, som aktivt stöder forskningen på området. De flesta projekten gäller indirekta system, där vindrotorn driver värmepumpens kompressor via något elsystem, men ett direktdrivet studeras för närvarande tillsammans med Cornell University, Ithaca, NY.

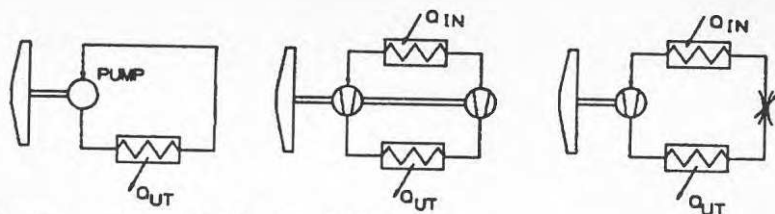
I Europa har intresset varit svalare. Endast sporadiska projekt har genomförts. Vindenergiforskningen har här dominerats av studier av stora vindturbiner för elgenerering.

Litteratursökningen har språkmässigt begränsats till engelska, tyska, franska och de nordiska språken. Detta skulle kunna vara en orsak till att inga projekt utanför Europa och Nordamerika har påträffats. Via internationella kontakter har det emellertid framkommit att den vindenergiforskning som bedrivs i exempelvis Sydamerika, Indien och Kinanästan uteslutande är inriktad på system för bevattning.

Här kommer kortfattat att redogöras för tolv projekt. Sju av dessa har direktdrivna system. Variationen i utförandet mellan de olika projekten är stor. Anledningen till detta är säkert att de tillkommit under samma tidsperiod och ingen tidigare forskning funnits att utgå ifrån. Man ser också att det som styrt utformningen av systemen i första hand är användningsområdet.

### 6.2 System där vindrotorn är direktkopplad till en värmepump

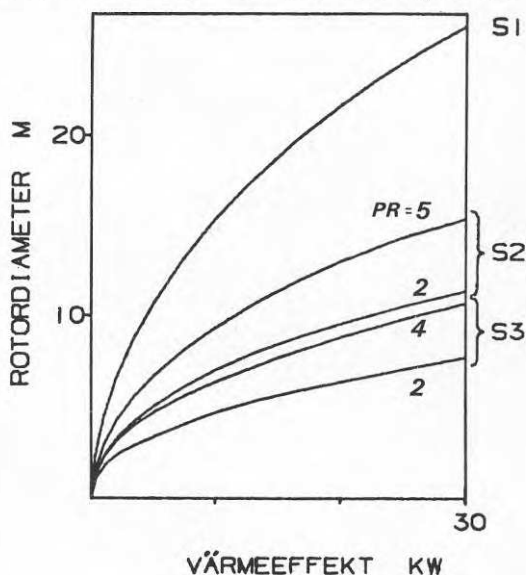
Redan 1971 inleddes en del jämförande studier av olika direktdrivna vindvärmesystem vid University of Sherbrooke, Quebec, Kanada (Delisle och Galanis 1973). Tre olika system analyserades. I system 1 driver en vindrotor en centrifugalpump. Den mekaniska energin omvandlas till värmeenergi vilken tas till vara i en värmeväxlare. System 2 är en sk värmemotor (reverserad Braytoncykel) med arbetsmediet gas (luft). I system 3 slutligen driver vindrotorn en värmepump. I system 2 och 3 tas värme från marken (ytjordvärme).



Figur 20.1 Tre vindvärmesystem.

Vid beräkningarna gjordes vissa antaganden. Bland annat att alla processer är ideala samt att temperaturen i marken och inne i huset är konstant. Effektbehovet antogs vara 22 kW (medel). För att klara detta kräver de olika systemen en minsta vindrotordiameter enligt följande:

- S1 21.8 m
- S2 9.3 m
- S3 6.5 m



Figur 20.2 Erforderlig vindrotordiameter som funktion av effektbehovet.

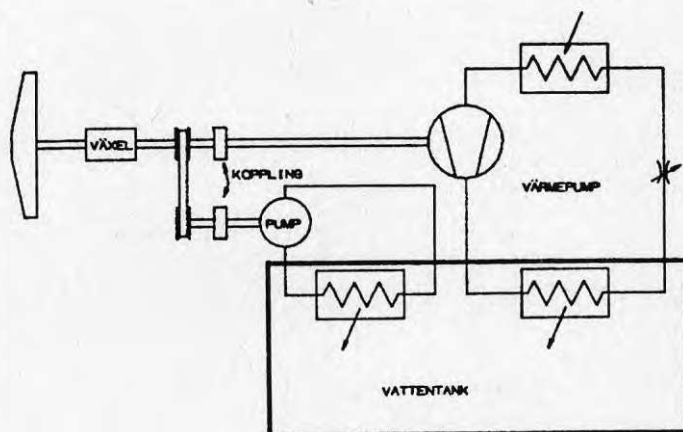
Ur energiproduktionssynpunkt är således ett system med värmepump bäst. Beräkningarna visade att för system 2 och 3 gäller att för ett givet värmebehov måste tryckförhållandet vara litet om vindrotorn är liten. Men ett litet tryckförhållande medför ett lågt värde på temperaturdifferensen mellan förångare och kondensor. Det krävs då stora areor hos dessa, vilket naturligtvis har till följd att kostnaden för dessa blir hög.

System 1 fungerar tillfredsställande för alla vindhastigheter medan system 2 och 3 kräver en minsta vindhastighet på 3.6 m/s. System 1 medför att vindrotorn alltid går med optimalt löptal då vindrotor och pumpkaraktistiken matchar varandra perfekt. Detta förhållande kan erhållas, över vindhastighetsminimum, även för de andra systemen. Det är dock opraktiskt då

stora variationer i massflödet krävs.

Ovanstående påstående är en sanning med modifikation då trögheten i systemet gör att detta ej hinner följa med snabba förändringar i vindhastigheten. Vindrotorn går således inte alltid på optimalt löptal.

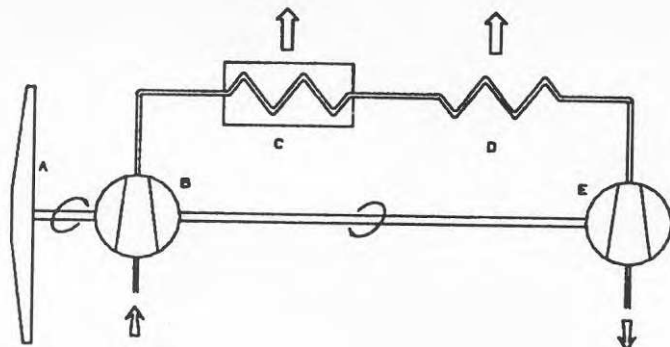
Kompressorns momentkaraktistik är dåligt överensstämmande med vindrotorns. Detta medför att ett system med vindrotorn kopplad direkt till kompressorn endast kan användas under ett begränsat vindhastighetsintervall. En projektgrupp vid Danmarks Tekniska Högskole, (Bothmann 1976) har studerat ett system där vindrotorn förutom kompressorn även driver en centrifugalpump. Denna har, som tidigare omtalats, en med vindrotorn passande momentkurva. När kompressorn ej kan vara inkopplad utnyttjas istället centrifugalpumpen. Det medför att systemet producerar energi inom ett mycket stort vindhastighetsintervall.



Figur 21.1 Vindvärmesystem med värmepump och centrifugalpump.

Ett simuleringsprogram har skrivits. I detta görs vissa förenklingar. Systemet studeras statistiskt, dvs beräkningar görs för timfördelade värden vilket innebär att hänsyn inte tas till vindbyar och andra turbulensfenomen i vinden. Andra studier visar emellertid att denna förenkling ger ett mer konservativt system än det verkliga varför överoptimistiska resultat undviks. Vidare tages inte hänsyn till den av elinstallationer och personer avgivna värmen.

Som utdata från programmet fås ett stort antal olika grafer utvisande i stort sett alla de storheter som kan vara av intresse.



Figur 22.1 Öppen vindrotordriven värmepump.

G.E. Henry (1978) anser att svårigheterna ligger i att konstruera en vindrotor som passar för en speciell vindfördelning, i Henrys fall studeras främst Alaska. Klarar man bara av den biten, anser han, är det inga svårigheter att konstruera ett vindvärmesystem med direkt driven kompressor till en mer eller mindre konventionell värmepump. Detta har dock inte visats i praktiken. Henry föreslår även ett system med en öppen luft-luft värmepump. Vindrotorn A kopplas direkt till luftkompressorn B vilken suger in kall luft utifrån. Trycket ökas adiabatiskt ca 2.5 gånger. Den uppvärmda luften tas tillvara i en varmvattentank mha en värmeväxlare C. Via en luft-luft värmeväxlare D tas värme ut för rumsuppvärmning. Den komprimerade luften kyls ned till strax över rumstemperatur. Med en expansionsmotor E sänks lufttrycket och den därvid frigjorda energin omvandlas till mekanisk energi som återförs systemet.

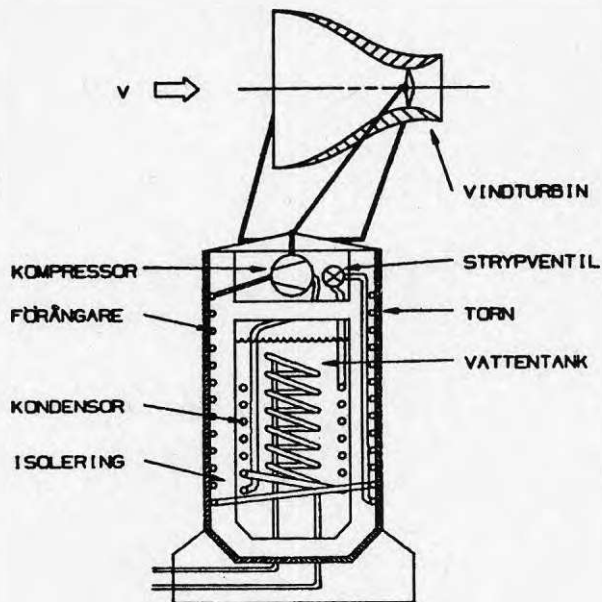
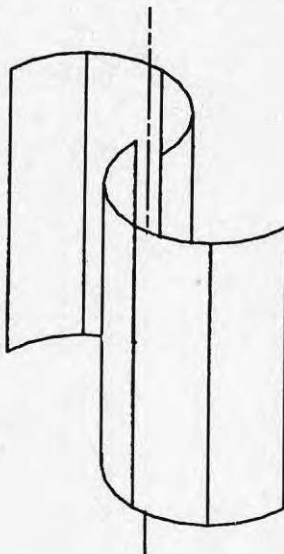
För att producera 100 kW värmeeffekt behöver vindrotorn ge 45.4 kW. För en vindrotor med 30% effektivitet behövs en svept area på ca 150 m<sup>2</sup>, dvs en rotordiameter på 13.8 m.

Den beräknade installationskostnaden, förutom utvecklingskostnader, ligger på 250.000 kr.

Som ett studentprojekt har man vid Brigham Young University studerat energibesparingsåtgärder i hem (Aronson 1978). Projektet finansierades av Armco Steel Co. I ett av delprojekten presenteras en vindrotor driven värmepump. En vindrotor av Savoniustyp är via en växel kopplad till värmepumpens kompressor. Systemet användes som ett komplement till den ordinarie luftkonditioneringen. Studenterna byggde och testade en 2.7 m hög vindrotor. Denna höjduppgift är egentligen helt meningslös då uppgift om rotordiametern saknas. Men med hjälp av det fotografi som finns i artikeln kan diametern uppskattas till ungefär en tredjedel av höjden, dvs 0.9 m. För att erhålla tillräcklig

effekt för en luftkonditioneringskapacitet av ett ton räknar de med en höjd på 9 m (area  $8.1 \text{ m}^2$ ) vid en medianvind av 5.4 m/s. Det vattenlager som krävs för att utjämna energiproduktionen pga vindvariationer beräknas till  $1.8 \text{ m}^3$ .

Figur 23.1 Savoniusrotor.



Figur 23.2 Vindturbindriven värmepump enligt White.

En intressant konstruktion presenteras av P.W. White (1979). Han föreslår ett system där värmepumpen byggs som ett torn. Förångaren placeras strax innanför tornets yttervägg vilket i viss mån verkar som en solfångare. När det blåser kyls tornets utsida ned men vindrotorn producerar mer energi desto mer det blåser. Värmen avges till tornets inre vilket är fyllt med vatten. För att kunna driva kompressorn direkt utan att växla upp varvtalet föreslås en vindrotor med mycket högt varvtal. Vindrotorn består av en relativt liten propeller placerad inuti en huv för att erhålla en hög strömningshastighet. Den här typen av vindrotor har studerats tidigare. (Se t ex De Renzo 1979.) Deras största svaghet ligger i den höga materialkostnaden per utvunnen kW.

Whites värmepumpslösning är inte låst till just denna vindrotor. Det går naturligtvis alldeles utmärkt att koppla till vilket vindrotorsystem som helst.

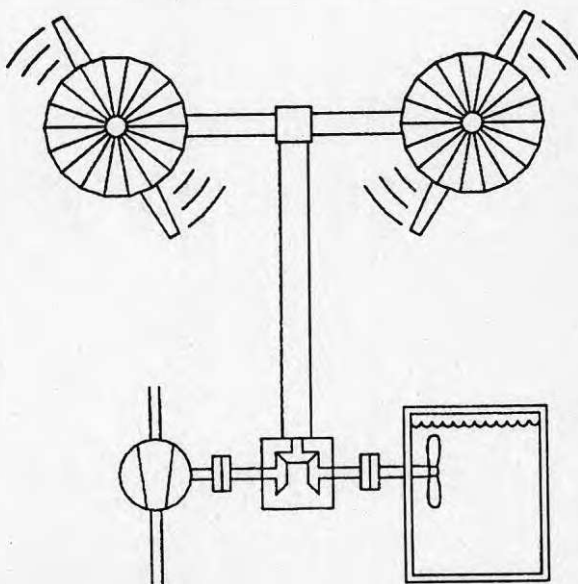
White betonar vikten av att ventilsystemets reglering mycket noga måste anpassas till vindrotorns karaktäristik för att erhålla goda driftsegenskaper hos värmepumpen.

En mycket väl genomarbetad konstruktion som skiljer sig från de övriga vad beträffar värmepumpsutformningen har gjorts av Spero och Dybbs (1979) vid Case Western Reserve University i Cleveland, USA. Systemet är en kombination av solfångare, vindturbin och värmepump. Vindrotorn är direktkopplad till en av värmepumpens två kompressorer och till en vattenbroms (omrörare). En simulering av systemet med uppmätta vind och temperaturvärden (ett värde per timme) har genomförts. Denna visar att konstruktionen medger större energibesparingar än något annat system där enbart sol eller vind utnyttjas. Även kostnaden beräknas bli lägre då solen och vinden matchar varandra så väl att både solfångare och vindrotor kan göras med relativt små dimensioner.

Mot detta talar en artikel i Ny Teknik (Holmström 1979) där både S. Engström och T. Ekenberg anser sig ha kommit fram till att en kombination av alternativa energisystem visserligen producerar mer energi men att denna merproduktion inte betalar den ökade kostnad ett extra energisystem innebär.

Vem som har rätt beror säkerligen på vilka antaganden som gjorts och hur dessa stämmer med de för det aktuella fallet giltiga förutsättningarna.

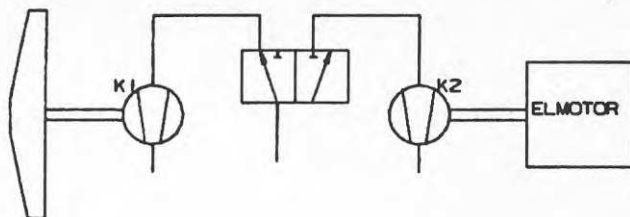
System	Komponentstorlek			Systemkostnad (kr)	Tillförd energi i % av totala	Antal år tills investeringen betalat sig
	vind (m <sup>2</sup> )	sol (m <sup>2</sup> )	lager (liter)			
Sol med värmepump		46.5	4.500	17.750	33	11.1
Vind	21		4.500	18.000	31	11.9
Sol och vind (litet system)	19	46.5	4.500	32.250	52	12.8
Sol och vind (större system)	21	65	10.000	37.500	69	11.4
Vind (stor rotor)	113		8.000	51.000	72	14.7



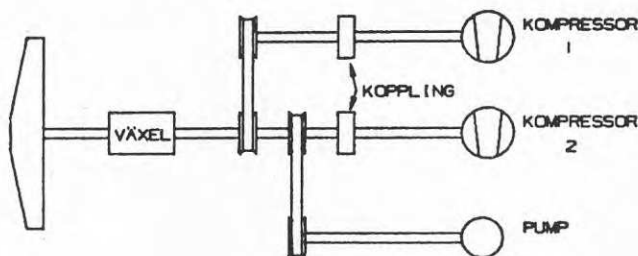
Figur 25.1

En speciell vindrotor har konstruerats. Denna består av två motroterande vindrotorkomplex bestående av en tvåbladig HA-rotor samt ett mindre vindhjul. Detta för att erhålla både hög effektivitet och ett högt startmoment. Då samtidig drift av både kompressor och vattenbroms anses opraktiskt bromsas någon av sidorna. Vid snabb nedbromsning av rotorn kan båda bromsarna aktiveras.





Figur 26.1 Värme pump med dubbla kompressorer, enligt Spero & Dybbs.



Figur 26.2 Vindrotor-kompressorsystem enligt AIB.

En konstruktion där man utnyttjar ett större vindhastighetsområde har studerats av AIB för SIDA:s räkning (Windpowered ice-generating small plant, 1980). Bakgrunden till projektet beskrevs i avsnitt 3.1. De har skisserat en lösning med två kompressorer. Vindrotorn, en tvåbladig HA-turbin, har en diameter på 16 m. Då rotorn ger en effekt av 5 kW beräknas isproduktionen vara ca 90 kg/timme vid en lufttemperatur på 20° C.

Någon ingående kostnadsanalys har inte gjorts, men överslagsberäkningar visar på en investeringskostnad på 150.000 kr. Produktionskostnaden beräknas bli 70 - 100 kr/m<sup>3</sup>, is. Som jämförelse kan nämnas att energikostnaden för ett dieseldrivet system på Sri Lanka ligger på 50 öre/kWh (Lindblad 1980).

En liknande anläggning projekteras för Cap Verdeöarna. En målsättning är att denna skall vara i drift före utgången av 1982.

Notera att inga av de hittills presenterade systemen har testats (officiellt) i praktiken. Övåntade problem när det gäller regleringen kan uppstå.

### 6.3 System där vindrotorn indirekt driver en värmepump

Indirekt drift av värmepumpar med vindrotorer medelst ett elektriskt system verkar kunna få en större betydelse än de direktdrivna. Systemet vindrotor-värmepump sönderfaller här i två mer eller mindre fristående system. Det innebär att konventionella värmepumpar kan användas. En del av de studier som gjorts har även testats praktiskt, med ur teknisk synpunkt goda resultat.

Här kommer även att redovisas en del system som är kopplade till elnätet vilka egentligen inte hör till det här projektet. Att de ändå tas med beror på att de i förekommande fall kan modifieras så att elnätet utbytes mot ett batterilager.

Ett projekt där vindenergi användes för kylning av mjölk och uppvärmning av vatten startades av Kaman Sciences Co., USA, i juli 1977, för att övertas av Colorado State University i november 1978 (Curtis 1978, Abarikwu och Meroney 1980:1,2). Vid Fort Collins, Colorado studeras en farm med 120 mjölkkor. Mjölproduktionen är ca 2700 l/dag. Av dessa kyls 2600 l. För kylningen åtgår 57 kWh el/dag. Farmen behöver också 2300 l vatten för sanitetsändamål. För uppvärmning av vattnet användes 53 m<sup>3</sup> naturgas.

I det nya systemet ingår en vindrotor och ett värmepumpsystem. Vindrotorn, av Darrieusmodell, har tillverkats av Dominion Aluminium Fabricating, (DAF). Rotordiametern är på 6 m medan rotorhöjden är 9 m. Vindrotorn installerades i juli 1977. Med undantag för två funktionshaverier har aggregatet fungerat tillfredsställande. Det första haveriet inträffade i maj 1979 då generatorn dränktes i vatten vid ett skyfall. Vid det andra haveriet, i december 1979, förstördes ett av stagen och vindmätaren under ett oväder med kraftiga vindbyar.

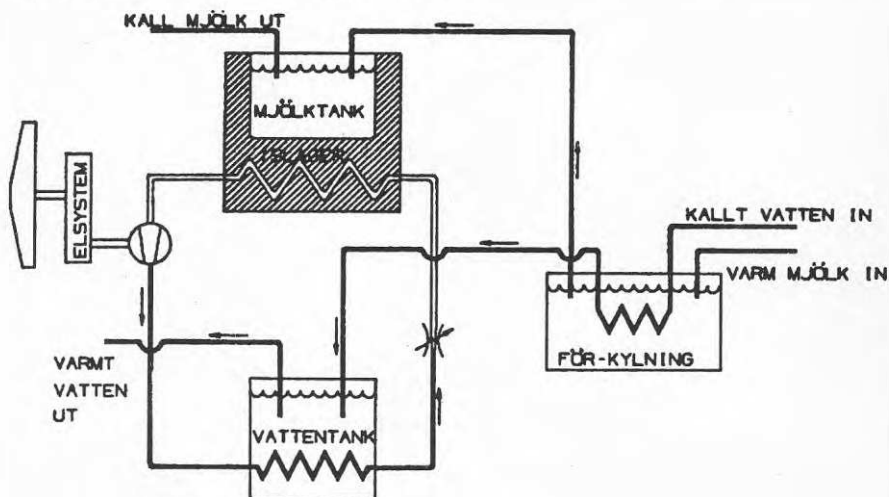
Vindrotorn går med ett konstant varvtal och driver en eller två 3-fas induktionsgeneratorer. Antalet är beroende av vindhastigheten. Den producerade elströmmen synkroniseras i fas med elnätet.

Från början gick rotorn med varvtalet 129 rpm och gav då en maximal effekt på 3.7 kW vid vindhastigheten 12 m/s. Detta var sämre än väntat. För att erhålla mer effekt modifierades systemet genom att tillåta rotorn gå med ett högre varvtal på 167 rpm. Den maximala effekten ökades med detta till 11 kW vid vindhastigheten 16.4 m/s.

Det nuvarande förbättrade systemet står för 24 % av totala elbehovet. För att klara hela elbehovet (100 %) krävs en vindrotor med diametern 12 m och höjden 18 m.

Anläggningen fungerar på följande sätt. Den varma mjölken förkyls först med det inkommande kallvattnet.

Därefter pumpas den över till en kyltank där kyl-effekten kommer från ett islager. Det av mjölken något uppvärmda vattnet pumpas över till en vattentank där vattnet värms upp. Värmepumpen tar värme från islagret och via den av vindrotorn indirekt drivna kompressorn avges värme till vattentanken.



Figur 28.1 Vinddriven kyl- och uppvärmningsanläggning i Colorado.

	Prod. energi (kWh) (under 83 dagar)	Energi/dag (kWh, medel)	Mjölkkyln. kap. (l/dag)	
System 1 $P_{\max} = 3.7 \text{ kW}$	702	3.8	387	437
System 2 $P_{\max} = 11.0 \text{ kW}$	2271	12.4	1252	1415

utan    med  
för-kylning

För en kreatursbesättning på 200 kor kan 40.000 kWh sparas årligen. I pengar motsvarar det 8.000 kr/år vid en energikostnad på 0.20 kr/kWh. Den relativa kostnaden för vindenergiaggregatet kommer att minska med ökande antal kreatur.

Priset vid en serieproduktion beräknas för det 100:e vindkraftaggregatet ligga mellan 28.000 - 62.000 kr. En mycket osäker bedömning således. En uppskalad version som kan klara hela kompressoreffekten beräknas få en kostnad på 170.000 kr. I det fall elnätet ej finns att tillgå krävs att islagret, för orter med likvärdiga vindförhållanden, har en lagerkapacitet på 60 dagar. Ett mycket stort lager som medför vissa praktiska problem.

Införandet av för-kylning av mjölken med rörkylare har givit positivt resultat då energibehovet för mjölkkyllningen minskat med 11.5 %.

Användandet av samma värmepumpsystem för både kylning av mjölk och uppvärmning av vatten är en sund, pålitlig och effektiv lösning. Uppvärmningsenergin har minskat med 89 %.

Ett antal olika förslag på transmission har analyserats.

1. Variabelt varvtal på vindrotorn.  
DC generator.  
DC motor driver en remdriven kompressor.
2. Variabelt varvtal på vindrotorn.  
DC generator.  
DC konvertering till 3-fas AC.  
Existerande 3-fas kompressor.
3. Variabelt varvtal på vindrotorn.  
Synkron 3-fas AC generator.  
Existerande 3-fas kompressor med variabelt varvtal.
4. Konstant varvtal på vindrotorn.  
3-fas induktionsgenerator parallellt med elnätet.  
Existerande 3-fas kompressor.

Direkt mekanisk överföring var inte aktuell då avståndet mellan vindrotorns uppställningsplats och energilagret (islager) var för stort.

De faktorer som inverkar på bedömningen var;

- a) Alternativ 1 och 2 kräver matchning av lasten till effekten.
- b) Då det användas islagret har en fix strypventil kommer alternativ 3 pga kompressorns variabla varvtal att innebära nödvändiga modifieringar av kylsystemet.
- c) Då Darrieusrotorn inte är självstartande kommer alternativ 1, 2 och 3 att kräva separata startmotorer.

Således valdes alternativ 4.

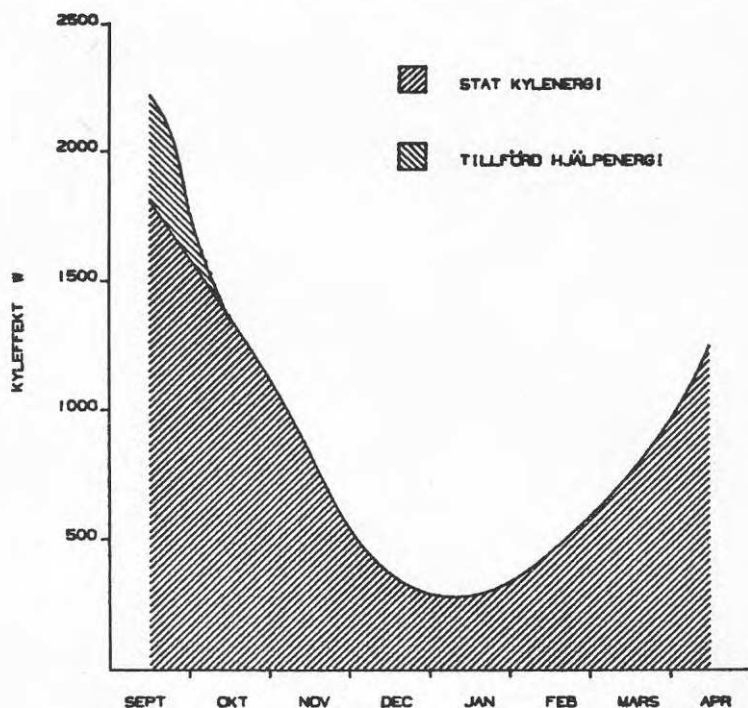
Vid Virginia Polytechnic Institute and State University i Blacksburg, Virginia, USA, har ett vinddrivet kylsystem för lagring av äpplen konstruerats och byggts (Vaughan, Moses et. al. 1978:1,2). Anläggningen installerades i mars 1978. Den består av en vindrotor som driver en 3-fas växelströmgenerator. Elenergin lagras i nickel-kadmium batterier. Lagringskapaciteten är 13 kWh. Ett konventionellt kylsystem användes. Vidare ingår det ett värmelager med kapaciteten 285 kWh och ett kylhus med möjlighet att lagra 18.000 kg äpplen.

Från början undersökte man möjligheten att endast ha ett värmelager och driva kylanläggningen direkt med vindrotorn eller via ett hydraulsystem. Man fann emellertid att det skulle innebära stora svårigheter att matcha lasten till vindrotorn och att detta skulle medföra stora energiförluster.

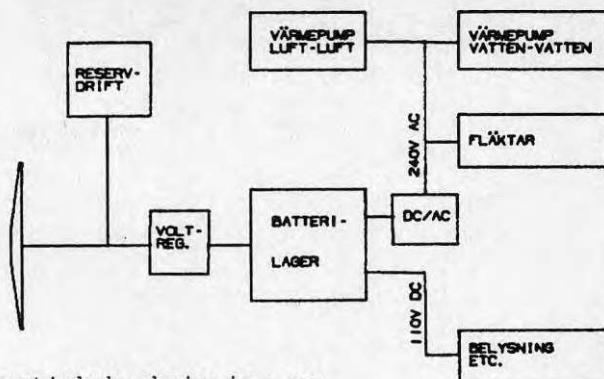
Vindrotorn är en konventionell HA-turbin med rotordiametern 6.6 m. Maxeffekten är 10 kW vid vindhastigheten 13.4 m/s ( $c_p = 0.39$ ). Rotorn är försedd med en varvtalsstyrd bladvinkelreglering vilken även fungerar som ett aerodynamiskt övervarvsskydd.

Kylsystemet har en kompressor på 2.2 kW.

Vid provdriften har man haft en del smärre bekymmer med avfrostningen av förångaren. Detta har senare åtgärdats. Anläggningen är kopplad till elnätet så att extra effekt kan erhållas vid hög belastning. Det är emellertid tänkt att systemet själv skall klara måttligt långa perioder med svaga vindar. Den högsta kylkapaciteten krävs vid nedkylningen under september och oktober. Vindrotorn står då för cirka 75 % av effektbehovet.



Figur 30.1 Erforderlig kyleffekt för lagring av 18 ton frukt.



Figur 31.1 Schematisk beskrivning av elsystemet i the Conservation House.

Praktiska försök med ett sol/vind/värmepumpsystem har genomförts av Seattle City Light, Seattle, USA, (Yamagiwa 1977). Projektet inleddes 1975. Vindrotorn är en trebladig snabbloppande turbin med rotordiametern 5 m. Aggregatet producerar 5.4 kW vid vindhastigheten 13.4 m/s och varvtalet 220 rpm. Vindrotorns likströms-generator är via en DC/AC-konverter kopplad till husets elsystem. Då vindrotorn producerar mer energi än vad som används körs denna energi in på nätet varvid elmätaren går baklänges. Elnätet användes med andra ord som energilager.

Värmepumpen (vatten-luft) är av konventionell typ. Värmen tas från en vattentank på knappt 6.000 l. Vattnet i tanken värms av solanläggningen. Då vädet är sådant att solanläggningen inte kan hålla temperaturen i vattnet över 35°C kopplas värmepumpen in. Genom detta förfarande kan också lägre vattentemperaturer utnyttjas för uppvärmningen. Med hjälp av värmepumpen "höjs" temperaturen. Med en fläkt blåses den vid kondensorn uppvärmda luften ut i lägenheten.

Systemet har fungerat, men lönsamheten har varit dålig. Främsta anledningen sägs vara en för låg medianvind i det aktuella området.

Ett i flera avseenden identiskt system har studerats vid The National Centre for Alternative Technology i Machynlleth, Powys, Wales (Conservation House 1979). Den främsta skillnaden mot Seattle-projektet är att här är huset inte kopplat till elnätet. Den av vindrotorn producerade elenergin lagras i ett batteripaket. Härifrån tas elektricitet till drift av värmepumpens kompressor, fläktar, belysning etc. Vindanläggningen har en märkeffekt på 2 kW och beräknas i medel producera 10 kWh per dag. Batteripaketet har en kapacitet på 20 kWh. Det bör noteras att det här gäller ett lågenergihus med ett effektbehov på en femtedel jämfört med ett konventionellt byggt hus.

För en svensk marknad har en stor anläggning studerats av P. Margen (1980) vid Studsvik Energiteknik. Ett vindkraftverk på 2 MW(el) beräknas producera ca 10 MW värme med hjälp av en värmepump. Anläggningen kan försörja ett bostadsområde i storleksordningen 1.000 hus. Värmen lagras i ett varmvattenmagasin. Då vindenergiproduktionen och värmebehovet ligger väl i fas med varandra behöver endast 15 % av årsenergibehovet lagras. Motsvarande värde för solenergianläggningar är 60 %. En anmärkningsvärt stor skillnad. För att minimera kostnader för elöverföring föreslår Margen att vindrotor och värmepump förläggs till samma ort.

## 7           TEKNISKA ASPEKTER PÅ ETT DIREKTRIVET VIND- ROTOR-VÄRMEPUMPSYSTEM

### 7.1       Inledning

Arbetet har inriktats på att studera hur ett vindrotor-kompressorsystem till en värmepump bör dimensioneras för att erhålla optimal användning.

För beräkningsarbetet har datorprogrammet LINDAR (Linköping Darrieus) använts (Westberg 1981). Programmet har, jämfört med ursprungsversionen, modifierats för att även kunna användas här. Förutom rutiner för värmepumptillämpningen har även tillkommit rutiner för att också kunna behandla horisontalaxlade vindrotorer. De flesta beräkningarna bygger på data gällande för darrieusrotorn, men dessa har jämförts med motsvarande resultat för HA-rotorn och i de fall de uppvisar principiella avvikelser från varandra har detta redovisats.

Programmet LINDAR innehåller av SMHI uppmätta vindfördelningar för fyra representativa orter i Sverige, samt vindrotorkarakteristik för en darrieusrotor och en HA-rotor. Dessa data kommer från gjorda mätningar på en darrieusrotor konstruerad och byggd vid LiTH, Linköpings Tekniska Högskola, samt en HA-rotor utvärderad vid DTH, Danmarks Tekniska Högskola (Westberg & Wier 1980 respektive Bothmann 1976). Vindrotorkarakteristikorna redovisas i bilaga 1. Vid beräkningarna har rotordiametern valts till 10 m.

För värmepumpstillämpningen ingår värden på löptalet och vindhastigheten för godtycklig arbetspunkt samt önskat värde på det maximala löptalet.

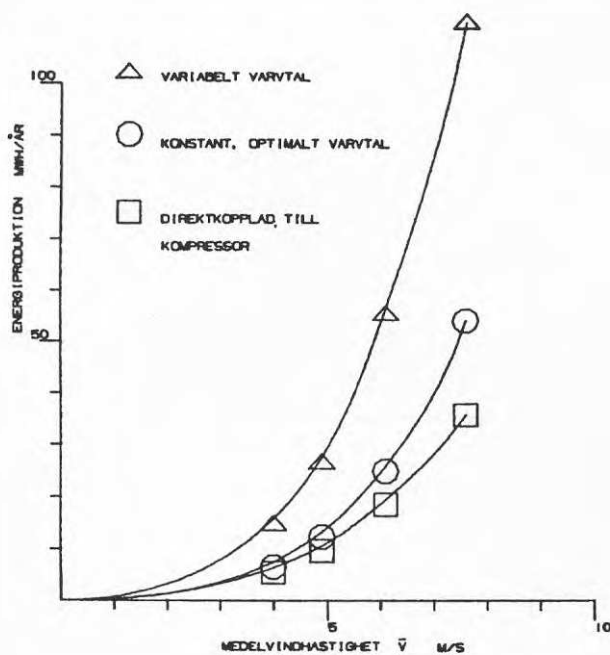
Med givna indata beräknas effekt  $P(v)$ , energiproduktion  $E(v)$  och den procentuella tid vindrotorn levererar energi under valda betingelser.

Innan vi fördjupar oss alltför mycket i dimensioneringsarbetet av det direktkopplade systemet kan det vara av intresse att jämföra detta, ur energiproduktionssynpunkt, med andra driftfall. I figur 34.1 redovisas energiproduktionen som funktion av medelvinden  $\bar{v}$  för tre olika driftfall.

- a. Vindrotorn får löpa med ett variabelt varvtal, dvs med ett optimalt löptal för alla vindhastigheter. Inga varvtals- eller vindhastighetsbegränsningar har införts vilket medför att detta är den övre gränsen för vad vindkraftverket kan producera.
- b. Vindrotorn löper med ett konstant optimalt varvtal. Detta driftfall gäller oftast då vindrotorn driver en generator.
- c. Vindrotorn är kopplad direkt till en kompressor.



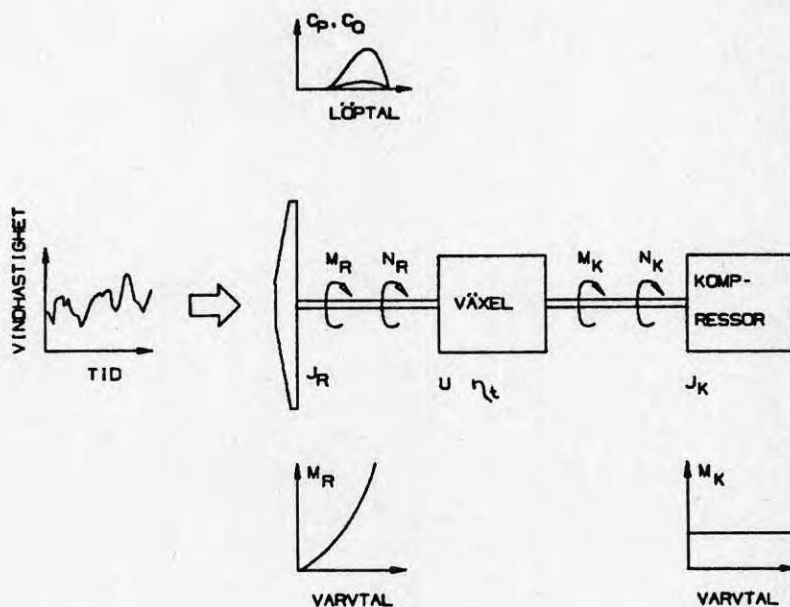
Mest intressant är att jämföra fall b och c. För låga medelvindhastigheter är skillnaden liten varför merkostnaden för ett elsystem mellan vindrotor och värmepump knappast kan betala sig. För platser med höga vindhastigheter är skillnaden större. För tillämpningar där även elektricitet önskas förefaller därför system enligt fall b vara överlägsna.



Figur 34.1 Jämförelse av energiproduktionen för tre olika driftfall.

## 7.2 Dimensioneringsarbetet

## 7.2.1 Beräkningsmodell



Figur 35.1 Ingående storheter i en beräkningsmodell för ett direktdrivet vindrotorvärmepumpsystem.

Systemet direktkopplad vindrotor-kompressor kan matematiskt beskrivas enligt ekv

$$(M_R - J_R \frac{d\omega_R}{dt}) \omega_R = \frac{1}{\eta_t} (M_K - J_K \frac{d\omega_K}{dt}) \omega_K \quad (35.1)$$

Ofta är det tillräckligt att studera systemet statistiskt. Ekv (35.1) kan då förenklas.

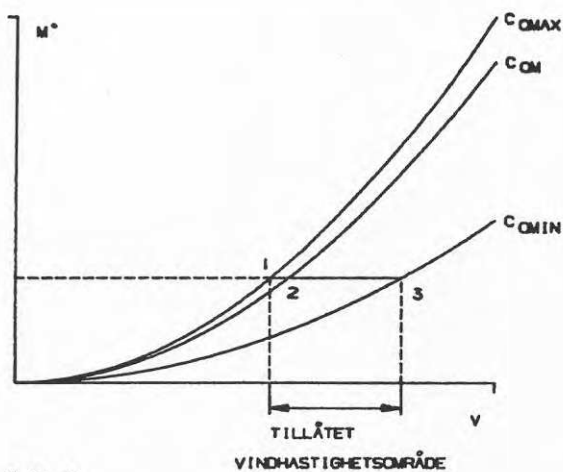
$$M_R \omega_R = \frac{1}{\eta_t} M_K \omega_K \quad (35.2)$$

Det har tidigare visats att momentkaraktistiken för vindrotorer respektive kompressorer vanligtvis är olika. För att jämvikt ändå skall råda måste vindrotorn varje ögonblick ställa in sig på en lämplig driftpunkt på Cp-λ karakteristiken. För att närmare belysa detta studeras vindrotormomentet M<sub>R</sub> som funktion av vindhastigheten. Förkortas alla i tiden konstanta storheter bort kan vi skriva;

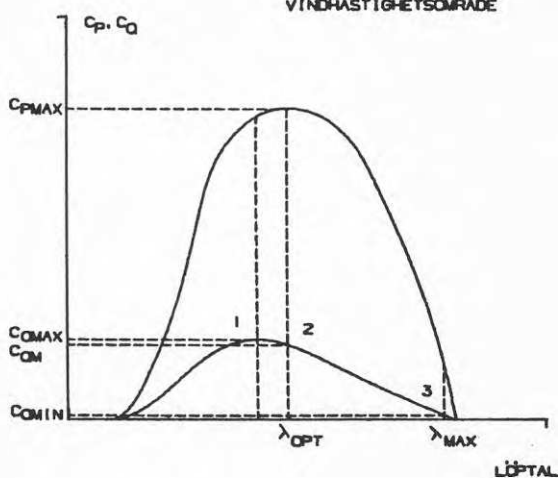
$$M_R^* = \frac{M_R}{0,5 \rho A R} = \frac{V^2 C_p}{\lambda} \quad (35.3)$$

Definiera en momentkoeff.  $C_Q = \frac{C_P}{\lambda}$  ger;

$$M_R^* = v^2 C_Q \quad (36.1)$$



Figur 36.1



Figur 36.2  
Vindrotorkarakteristiken  $C_P - \lambda$ .

Den vågräta linjen för konstant moment i figur 36.1 kan beskrivas matematiskt.

$$M_R^* = v_{\min}^2 \cdot C_{Q\max} = v_{\max}^2 \cdot C_{Q\min} \quad (36.2)$$

I driftpunkt 2 gäller då;

$$M_R^* = v_{\lambda\text{opt}}^2 C_{Qm} = v_{\lambda\text{opt}} \frac{C_{P\max}}{\lambda_{\text{opt}}} \quad (36.3)$$

Den minsta respektive största vindhastighet som kan utnyttjas kan nu skrivas;

$$V_{\min} = V_{\lambda \text{opt}} \sqrt{C_{Qm}/C_{Q\max}} \quad (37.1a)$$

$$V_{\max} = V_{\lambda \text{opt}} \sqrt{C_{Qm}/C_{Q\min}} \quad (37.1b)$$

Löptalssambandet  $\lambda = \frac{R\omega}{V}$  ger  $\omega = f [\lambda V]$

Förhållandet mellan ytterlägena blir då;

$$\frac{\omega_{R\max}}{\omega_{R\min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \cdot \frac{\lambda_{C_{Q\min}}}{\lambda_{C_{Q\max}}} \quad (37.2)$$

Insättning av ekv (37.1) i (37.2) ger efter omskrivning;

$$\frac{\omega_{R\max}}{\omega_{R\min}} = \sqrt{\frac{C_{Q\max}}{C_{Q\min}}} \cdot \frac{\lambda_{C_{Q\min}}}{\lambda_{C_{Q\max}}} \quad (37.3)$$

Då villkoren för ytterlägena har bestämts kan erforderlig vindrotordiameter beräknas.

Effektsambandet  $P = 0.5 \cdot \rho A V^3 C_p$

$$\text{ger den svepta arean } A = \frac{2 P}{\rho V^3 C_p} \quad (37.4)$$

Förhållandet mellan rotordiametern och den svepta arean är beroende av rotortyp.

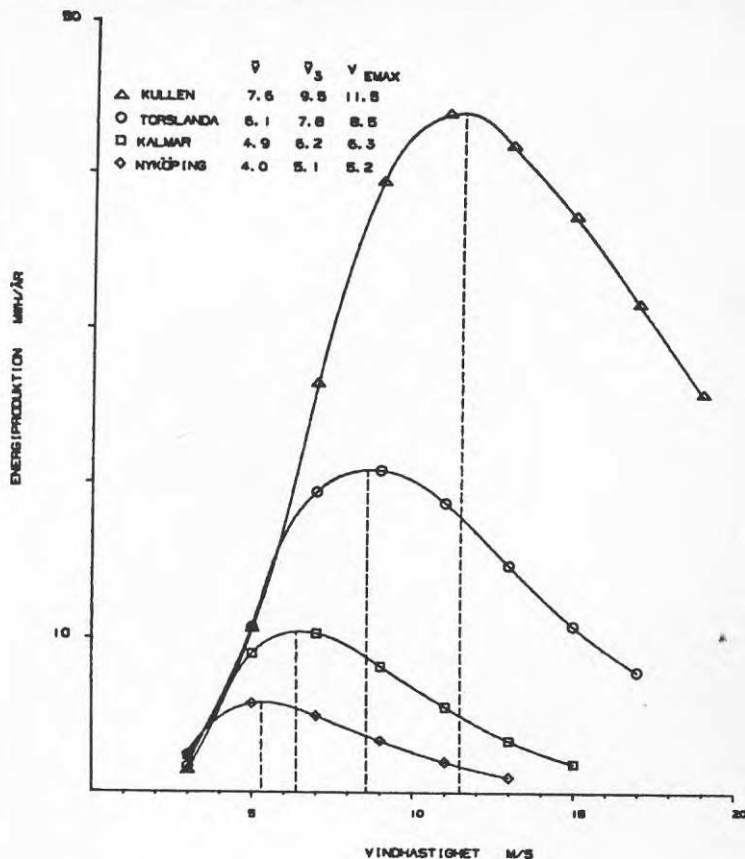
$$\text{För en horisontalaxlad vindrotor gäller; } A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (37.5a)$$

$$\text{För en darrieusrotor gäller; } A \approx \frac{2}{3} D^2 \quad (37.5b)$$

Insättning av de data som gäller i någon driftspunkt ger den sökta diametern. Man kan givetvis även utgå från en given diameter och utföra beräkningarna "baklänges".

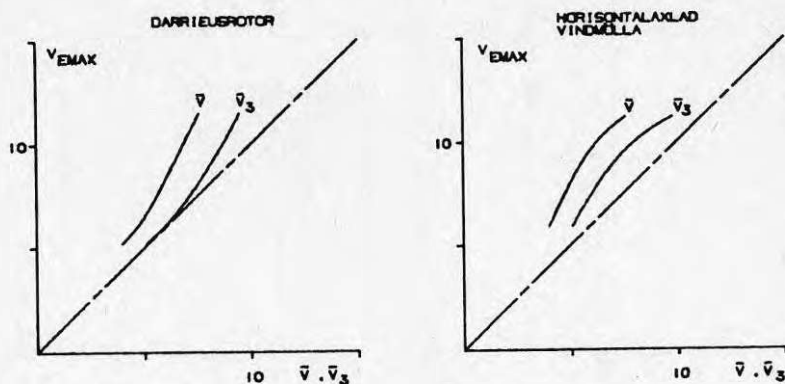
I bilaga 2 visas ett beräkningsexempel.

## 7.2.2 Val av optimal driftsvind



Figur 38.1 Energiproduktion som funktion av vald driftsvind för darrieusrotorn.

För att utnyttja vindrotor och vindfördelning optimalt bör dimensioneringen göras så att rotorn arbetar optimalt vid en viss vindhastighet som medför att energiproduktionen blir maximal. Denna vindhastighet kan vi kalla  $v_{Emax}$ . Det kan tyckas rimligt att  $v_{Emax}$  bör sammanfalla med den vindhastighet som innehåller mest energi för den aktuella vindfördelningen, dvs  $v_3$ . Enligt Bothmann (1976) är så fallet. Beräkningar visar emellertid att  $v_{Emax}$  alltid är större än  $v_3$ . En viss skillnad finns mellan olika rotortyper vilket framgår av figur 39.1. För darrieusrotorn tenderar skillnaden att öka med ökande medelvindhastighet, medan förhållandet för vindmöllan är mera linjärt. För orter med normala vindfördelningar,  $\bar{v} = 4-8$  m/s, kan med acceptabel noggrannhet antas att  $v_{Emax}$  skall vara ca 10% större än  $v_3$ .

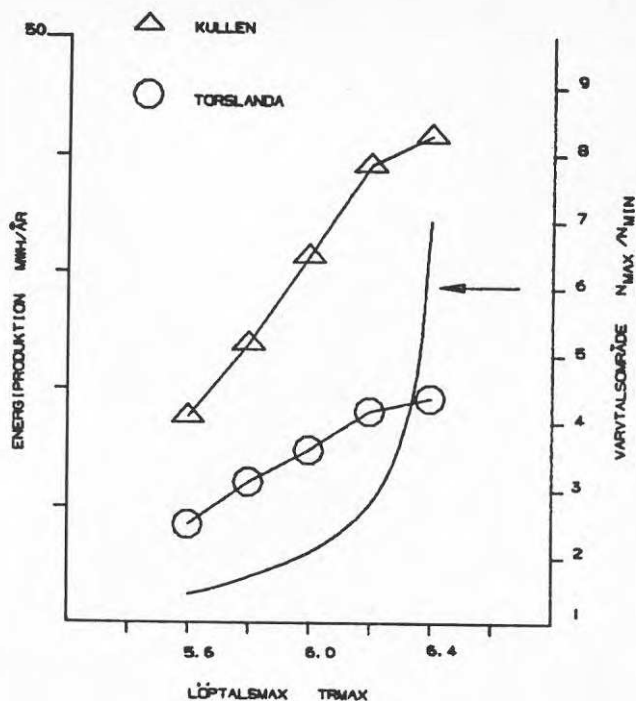


Figur 39.1 Optimal driftsvind  $V_{EMAX}$  som funktion av  $\bar{v}$  och  $\bar{v}_3$ .

### 7.2.3 Val av maximalt löptal

Av figur 36.1 framgår att tillåts  $\lambda_{max}$  öka, dvs  $C_{Omin}$  minska, kommer det tillåtna vindhastighetsområdet att öka uppåt. Följden av en sådan åtgärd blir i första hand att varvtalsområdet ökar vilket ofta möter praktiska hinder då kompressorers varvtalsområde är begränsat. Stora variationer i varvtalet medför även stora massflödesvariationer och därigenom ökade reglerproblem.

Inverkan av ändrade  $\lambda_{max}$ -värden på energiproduktionen har beräknats för två olika vindfördelningar. Resultatet visas i figur 40.1. Det framgår att energiproduktionen ökar med ökat  $\lambda_{max}$ -värde upp till en viss nivå. Varvtalsförhållandet  $\omega_{max}/\omega_{min}$  ökar här mycket snabbt.

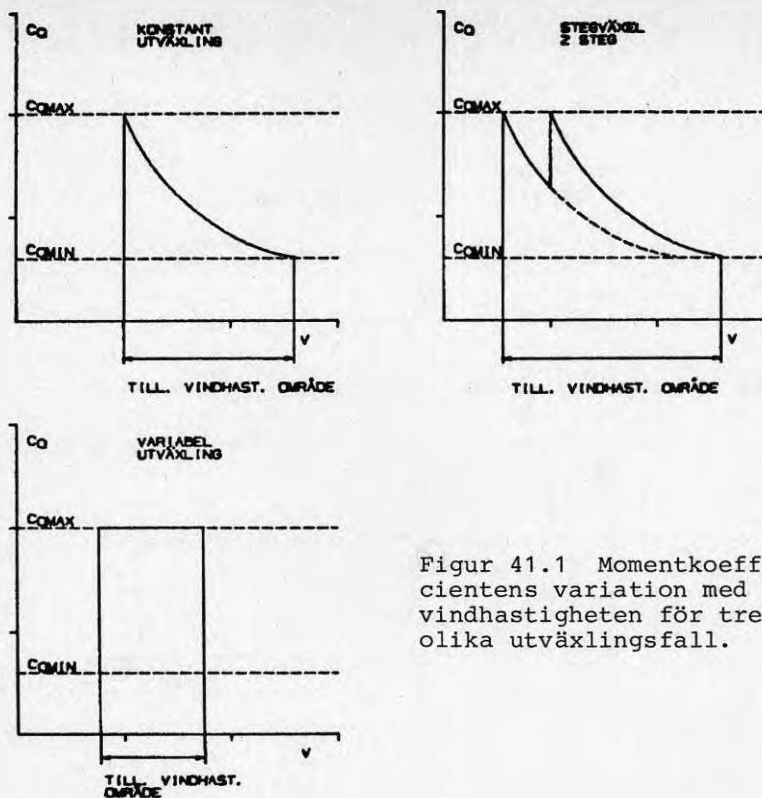


Figur 40.1 Inverkan av valt maximalt löptal (darrieusrotorn).

### 7.3 Inverkan av variabel utväxling

I avsnitt 7.2.1 visades att då utväxlingen mellan vindrotor och kompressor är konstant måste driftpunktens läge på  $C_p-\lambda$  karakteristiken variera. Vindrotorn kommer att löpa med optimalt löptal för endast en vindhastighet.

Om vi istället väljer en växel med variabelt utväxlingsförhållande, en sk variator, mellan vindrotor och kompressor kan rotorn få arbeta under optimala driftförhållanden alltid.



Figur 41.1 Momentkoefficientens variation med vindhastigheten för tre olika utväxlingsfall.

Enligt ekvation (35.2) kan utväxlingen skrivas som;

$$u = \frac{M_R}{M_K} \cdot \eta_t \quad (41.1)$$

insättning av  $M_R = 0,5 \rho A R V^2 C_Q$  ger

$$u = f [V^2 C_Q] \quad (41.2)$$

Löper vindrotorn alltid på optimalt löptal gäller

$C_Q = C_{Qm} = \text{konstant}$ , dvs

$$u = f [V^2] \quad (41.3)$$

$u = \omega_K / \omega_R$  samt löptalssambandet

$\omega_R = \lambda V / R$  ger

$$\omega_K = f [V^3] \quad (41.4)$$

Kompressorns varvtal kommer att öka mycket snabbt med ökande vindhastighet. Följden blir att det tillåtna vindhastighetsområdet blir mycket begränsat.



Beräkningar visar att energiproduktionen kan bli större med variabelt varvtal. Ett exempel visas i bilaga 3. En variator, alternativt en stegväxel, kräver emellertid viss reglerutrustning samt medför en högre installationskostnad. För åtminstone mindre och medelstora aggregat (-50 kW) kommer den ökade energiproduktionen sannolikt inte att betala sig. En billigare lösning är säkert att öka rotordiametern något om mer energi önskas.

Figur 41.1 visar exempel på hur momentkoefficienten  $C_Q$  varierar med vindhastigheten för driftfallen konstant, variabel respektive stegvis konstant utväxling.

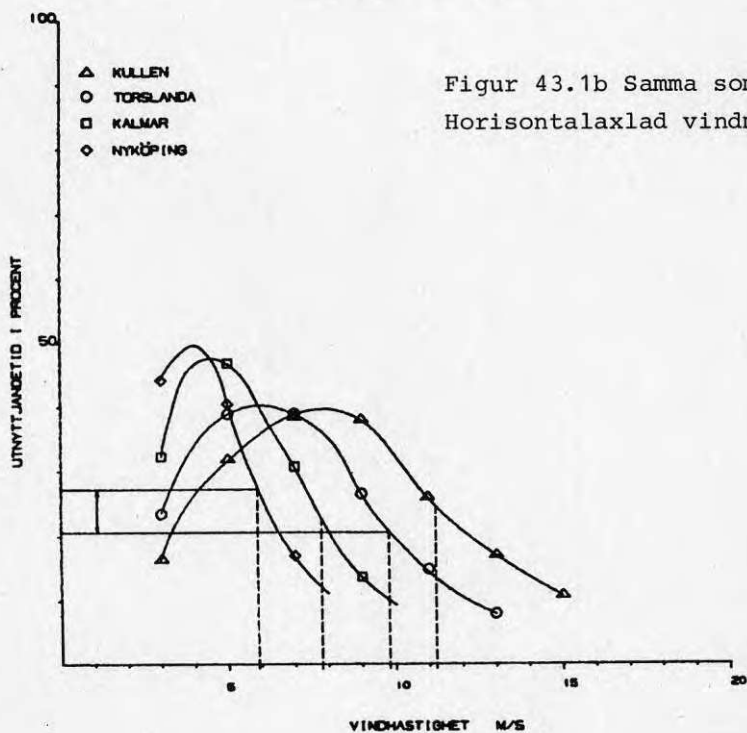
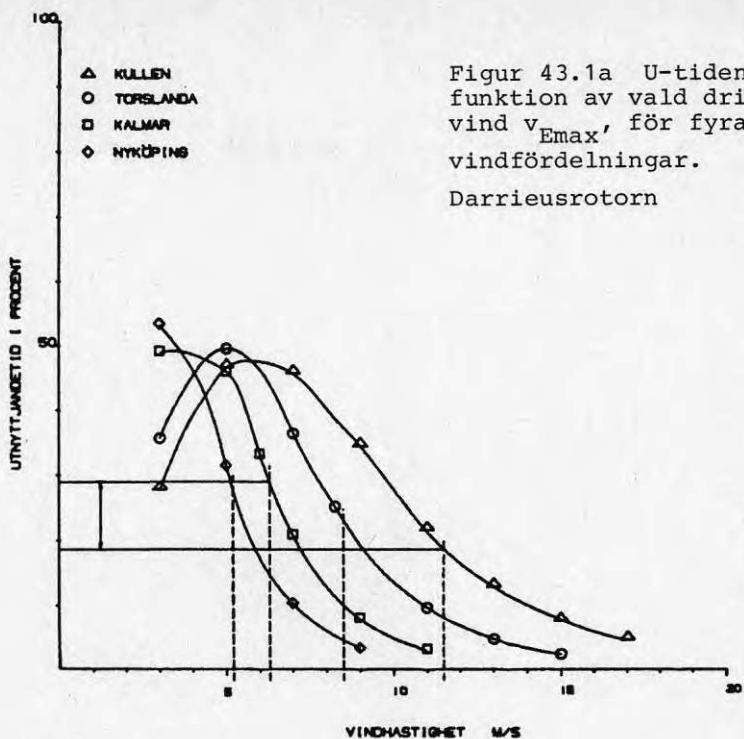
#### 7.4 Inverkan på utnyttjandetiden

På grund av att vindenergin har ett kubiskt förhållande till vindhastigheten kommer den optimala driftsvinden  $v_{E_{max}}$  inte att sammanfalla med den vindhastighet som ger energiproduktion under längst tid.

Beräkningarna visar att för maximal energiproduktion kommer utnyttjandetiden att ligga mellan 20-30%. Av figur 43.1a och b framgår att förhållandena är ganska lika oberoende av vindrotormodell.

Att vindrotorn endast producerar energi under en fjärdedel av tiden medför att det krävs antingen stor lagerkapacitet eller någon alternativ drivkälla.

Perioderna med låga vindhastigheter är inte jämnt fördelade under året, se kapitel 2. Beroende på tillämpningen, värme eller kyla, inverkar det på erforderlig lagerkapacitet.





## 8 SLUTSATSER OCH KOMMENTARER

## 8.1 Allmänt

Forskning kring och utveckling av vindkraftsystem sker i ett flertal länder. Framförallt studeras större aggregat och sk windfarms, dvs anläggningar med flera aggregat. De nya fåbladiga, snabbloppande vindturbinerna med hög verkningsgrad lämpar sig för elproduktion.

Värmepumpar, dels mindre för enskilda fastigheter dels större för regional användning, beräknas få stor spridning under 80-talet. I stort sett samtliga är utrustade med elmotordrivna kompressorer. Elmotordriften ger enkel reglering av värmepumpen då varvtalet är konstant.

Vindkraften och värmepumparna har utvecklats var för sig vilket naturligtvis inverkar på de systemlösningar som valts. I samtliga projekt där praktiska undersökningar kommit till stånd har vindrotorn och värmepumpen arbetat mekaniskt oberoende av varandra.

Marknaden för system där vindrotorn är direktkopplad till kompressorn verkar vara mycket begränsad.

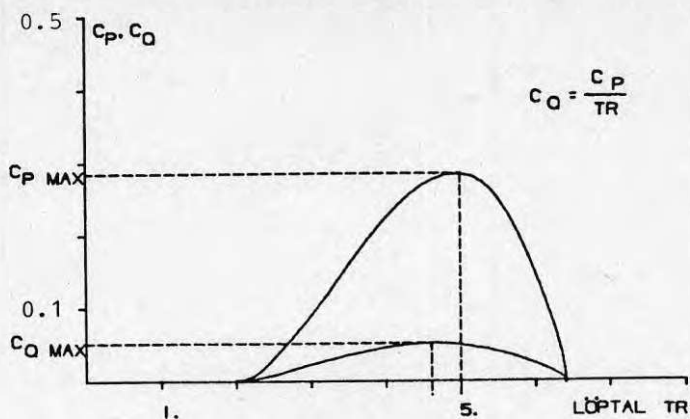
## 8.2 Tekniska aspekter

Den tekniska analysen av ett direktdrivet system visar på följande:

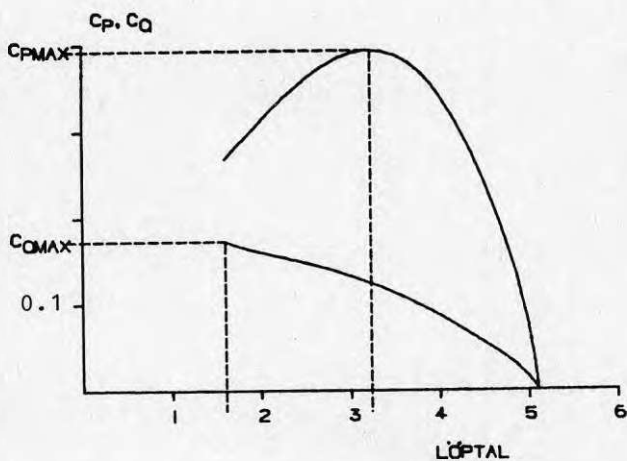
- För att maximera energiproduktionen bör vindrotorn arbeta med optimalt löptal vid en vindhastighet som är högre än den kubiska medelvinden  $\bar{v}_3$ . Hur mycket högre beror på vindrotortyp och aktuell medelvindhastighet  $\bar{v}$ .
- En enkel växel med konstant utväxling är att föredra. Dels blir installations- och regleringskostnaderna lägre, dels är de eventuella energivinsterna som kan göras, med modifieringar av utväxlingen, relativt obetydliga.
- Modifieringar av kompressorn så att drivmomentet kan ändras kan öka vindrotorns energiproduktion väsentligt, samt medge mindre lagringskapacitet. Liknande resultat kan erhållas med seriekopplade kompressorer vilka kopplas in allteftersom vindhastigheten och därmed vindrotormomentet ändras.



## BILAGA 1



Uppmätt vindrotorkarakteristik för en Darrieusrotor konstruerad och tillverkad vid Linköpings Tekniska Högskola, LiTH. I mätningen inkluderades en generator varför värdena är ca 20% för låga. (Westberg & Wier 1981)



Uppmätt vindrotorkarakteristik för en horisontalaxlad vindmölla vid Danmarks Tekniske Højskole i Köpenhamn. (Bothmann 1976)

## BILAGA 2 Beräkningsexempel.

Dimensionering av vindrotordiameter och växel.

Antag ett system med en vindrotor av Darrieusmodell med data enligt bilaga 1.

För kompressorn gäller: moment  $M_K = 20 \text{ Nm}$   
varvtalsområde 500-3000 rpm

Transmissionens verkningsgrad är 90%.

Den aktuella vindfördelningen antas vara sådan att  $v_{E\max} = 11.5 \text{ m/s}$ . (motsvarar Kullen i Skåne)

$$\begin{aligned} \text{Väljes } \lambda_{\max} \text{ till 6.2 erhålles } C_{Q\min} &= 0.0151 \\ C_{Qm} &= 0.0587 \\ C_{Q\max} &= 0.0614 \end{aligned}$$

Tillåtet vindhastighetsområde kan beräknas med ekv. (37.1)

$$v_{\min} = 11.2 \text{ m/s}$$

$$v_{\max} = 22.7 \text{ m/s}$$

Ekv. (37.3) ger erforderligt varvtalsområde.

$$\frac{\omega_{R\max}}{\omega_{R\min}} = 2.71$$

Kompressorns hela varvtalsområde har ej utnyttjats. Det övre varvtalsområdet har högst kapacitet.

$$\frac{3000}{2.71} = 1107 \text{ rpm}$$

Använt varvtalsområde är 1107-3000 rpm.

Effekten kan beräknas i någon godtycklig driftspunkt. För driftspunkt 3 gäller; (se figur 36.2)

$$P_3 = M_K \omega_{K\max} / \eta = 6981 \text{ W}$$

Med ekv. (37.4) och (37.5b) kan erforderlig rotordiameter beräknas.

$$D = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{2 P_3}{\rho v_{\max}^3 C_P(3)}} = 3.95 \text{ m}$$

## BILAGA 2.1 Beräkning av utväxlingen.

Rotorns vinkelhastighet i exempelvis driftpunkt 3 är;

$$\omega_R = \frac{\lambda_C Q_{\min} v_{\max}}{D/2} = 71.3 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Utväxlingen } u = \frac{\omega_K}{\omega_R} = \frac{3000 \pi/30}{71.3} = 4.4$$

Resultat: Rotordiameter  $D = 3.95 \text{ m}$

Utväxling  $u = 4.4$



BILAGA 3 Jämförelse av energiproduktionen vid olika växelutförande.

Energiproduktionen med en Darrieusrotor enligt bilaga 1 med rotordiametern 10 m har beräknats för tre olika växelutföranden. I beräkningarna gäller en vindfördelning å Kullen med  $v_{Emax} = 11.5$  m/s. Kompressorn har varvtalsområdet 500-3000 rpm.

Fall 1: Växel med konstant utväxling, beräkningsmetod enligt bilaga 2.

Fall 2: 2-stegsväxel. Det högsta växelsteget motsvarar fall 1. Det lägre har valts så att kompressorns hela varvtalsområde har utnyttjats.

Ekv. (37.3) ger;

$$\frac{\lambda_{C_Q}}{C_Q} = \text{konstant} \cdot \frac{1107}{500}$$

Iterering ger  $\lambda_{C_Q} = 6.08$  och  $C_Q = 0.0220$ .

Insättning i ekv. (37.1) ger ny driftsvind.

$$v_{Emax} (\text{steg 1}) = \frac{11.2}{\sqrt{C_{Qm}/C_Q}} = 6.9 \text{ m/s}$$

Nytt  $v_{min} = 6.7$  m/s.

Med en 2-stegs växel har hela varvtalsområdet utnyttjats och det tillåtna vindhastighetsintervallet har utvidgats nedåt till 6.7 m/s.

Fall 3: Variator. Vindrotorn får arbeta med optimalt löptal oberoende av vindhastigheten. Enligt ekv. (41.4) blir det tillåtna vindhastighetsintervallet begränsat. Med ekv. (41.2) och varvtalsförhållandet fås;

$$v = \text{konstant} \cdot (\omega_K)^{3/2} \quad \text{vilket ger}$$

$$v_{min} = 9.7 \text{ m/s}$$

$$v_{max} = 17.6 \text{ m/s}$$

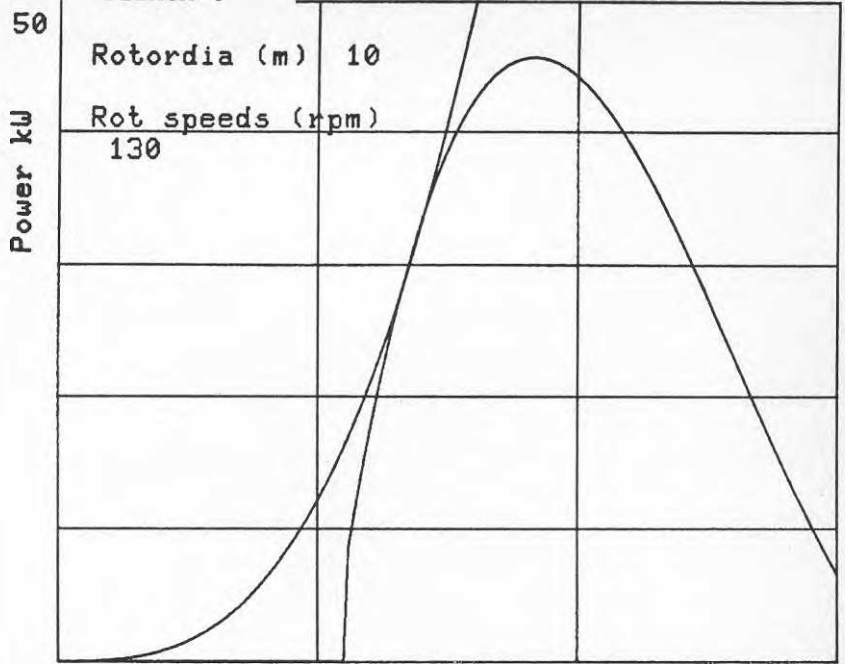
## BILAGA 3.1 Beräkningsresultat

	medeleffekt $P_m$ (kW)	energi- prod. E (MWh)	utnyttjandetid i procent.
Fall 1:	5.4	47.3	21.0
Fall 2:	7.7	67.5	62.8
Fall 3:	6.8	59.7	26.1

Beräkningarna visar fall 2 och 3 ger en ökad energi-  
produktion på ca 43 resp 26%.

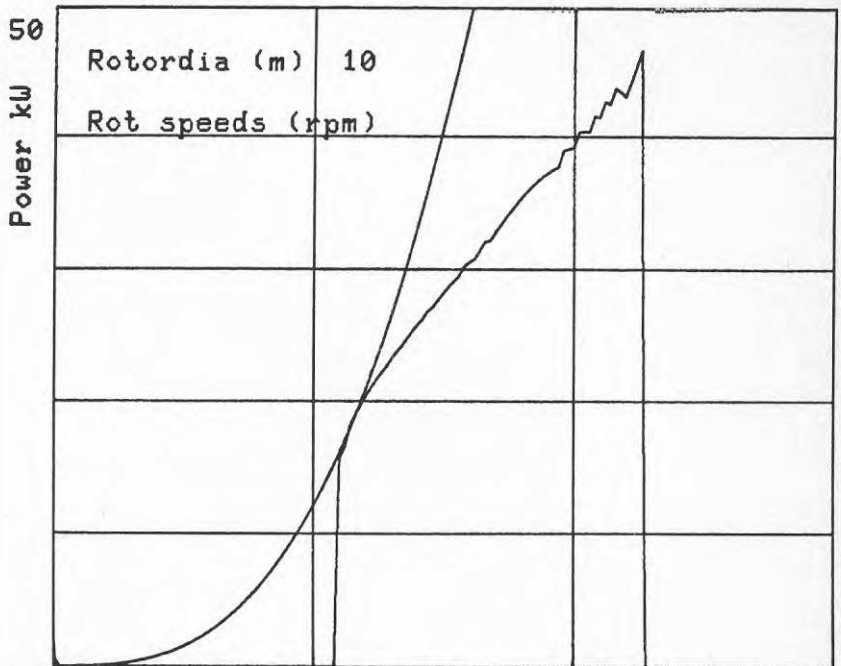
Notera att en ökning av rotordiametern med 1 m ger med  
fall 1 energiproduktionen 57.2 MWh.

## BILAGA 4



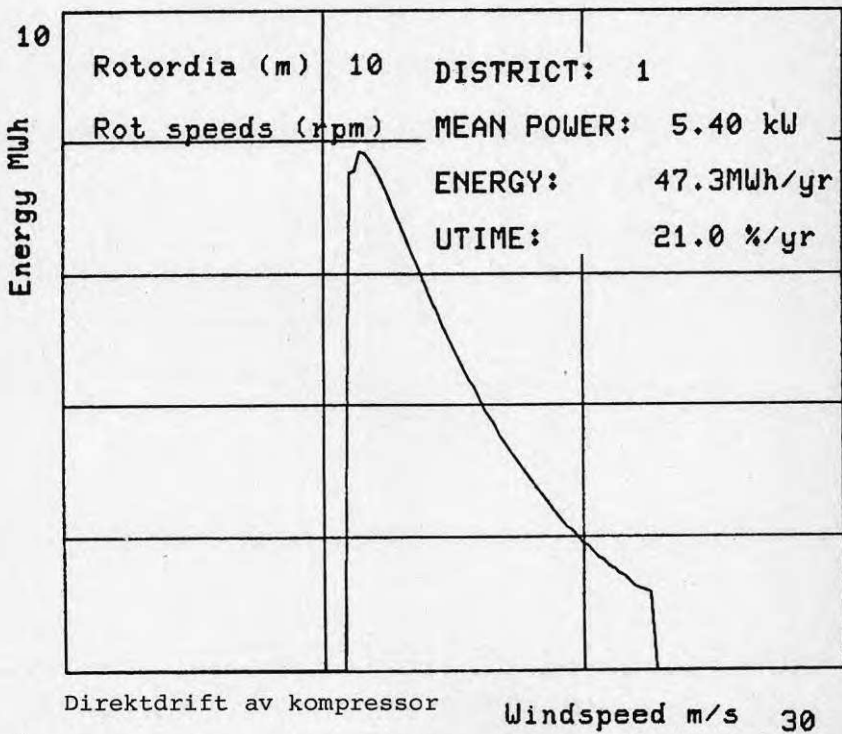
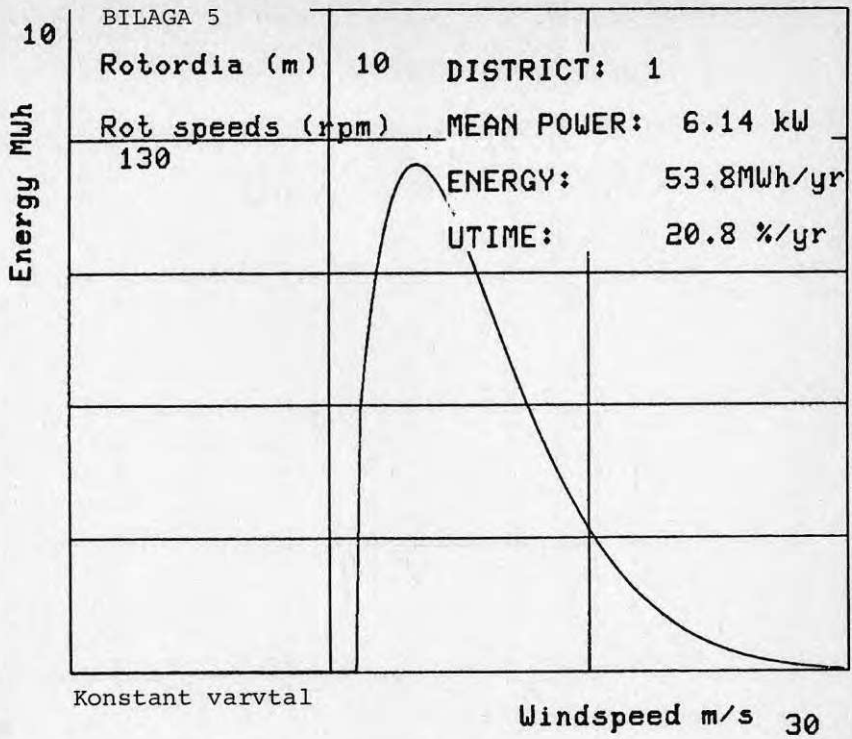
Konstant varvtal

Windspeed m/s 30

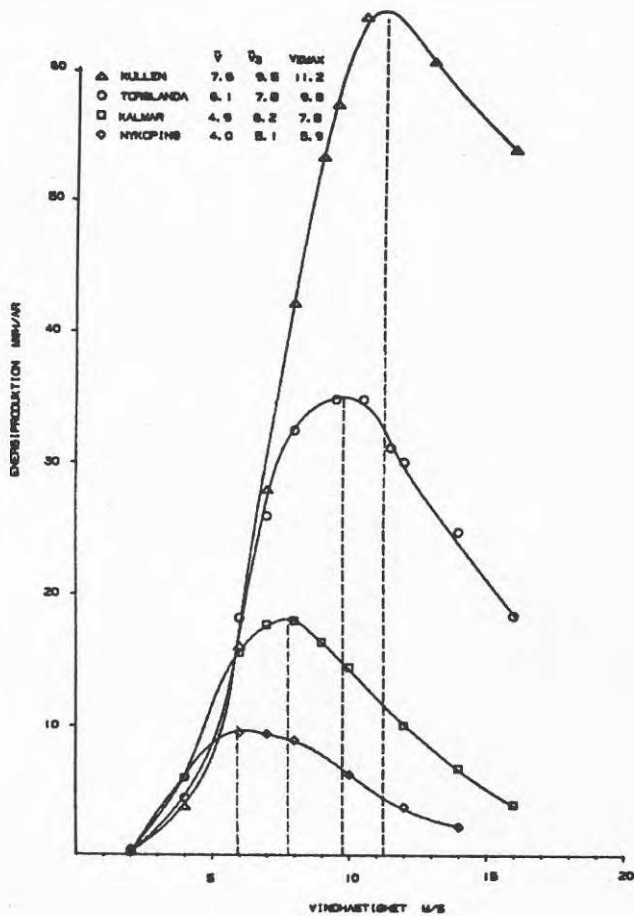


Direktdrift av kompressor

Windspeed m/s 30



## BILAGA 6



Energiproduktionen som funktion av vald driftsvind för en vindmölla. Jämför med figur 38.1 .

Abarikwu, O.I., Meroney, R.N., 1980, "A Study of D.A.F. Darrieus Vertical Axis Wind Turbine at the C.S.U. Dairy Farm", Final Report, Colorado State University, Fort Collins, Colorado 80523.

Abarikwu, O.I., Meroney, R.N., 1980, "Effect of Milk Precoolers and Condenser Water Heaters on Dairy Farm Wind Energy Systems", Colorado State University, Fort Collins, Colorado 80523.

Aronson, R.B., 1978, "Saving Energy in the Home", Mach. Des. v 50 nr. 13.

Bothmann, V., 1976, "Vindmølle til husopvarmning", Danmarks tekniske højskole, lab for energiteknik, rapport RE-76-6.

Curtis, G.B., 1978, "Wind Powered Heat Pump in a Dairy Farm", Application, Final Report, Kaman Sciences Corp., Colorado Springs.

De Renzo, D.J., 1979, "Wind Power, Recent Developments" Noyes Data Corporation, Park Ridge, New Jersey.

Galanis, N., Delisle, A., 1973, "Performance Evaluation of Wind Driven Heating Systems", University of Sherbrooke, Quebec, publ. av AIAA, New York, Intersoc. Energy Convers Eng. Conf. 8th, Proc. pap. University of Philadelphia.

Harper, M.R., Garling, W.S., 1980, "Heating/Cooling Applications", ISES-AS/ET AL Annual Conf. Phoenix.

Henry, G.E., 1978, "Clean Energy: Some Bits and Pieces" Publ. av Hemisphere Publ. Corp. Washington DC, Alternative Energy Sources, Miami Int. Conf., Florida, Dec. 1977.

Holmström, M., 1976, "Kombinerad alternativ-energi ger oekonomisk värme i huset", Ny Teknik (1976) nr. 23 sid. 18-19.

Margen, P., 1980, "Kombinerad sol/vindvärmecentral med årstidslagring", Statens råd för byggnadsforskning, rapport R90:1980.

Shepherd, D.G., 1977, "What Price Wind Power?", Cornell University, New York, Aware nr. 80.

Spero, E., Dybbs, A., 1979, "Solar Assisted and Wind Powered Heat Pump for Residential Dwellings", Case Western Reserve University, Cleveland, ASME pap. nr. 79-WA/HT-33.

Vaughan, D.H., Moses, H.L., Blanton, J.C., Baldwin, J.D., 1978, "Design of a Wind-Powered Cold Storage Facility", Va Polytech. Inst. & State Univ., Blacksburg, Publ. av Univ. of Mo-Rolla, Conf. Energy Proc. 5th, p. 71-83.

Vaughan, D.H., Moses, H.L., O'Brien, W.F., 1978, "Application of Wind Power to Refrigerated Apple Storage", Va Polytech. Inst. & State Univ. Blackburg, Publ. av ASAE St. Joseph, Michigan.

Westberg, S., Wier, P-U., 1980, "Slutrapport, Darrieus LiTH", LiTH-IKP-R-163, NE 5061 391, Linköping.

Westberg, S., 1981, "LINDAR - Ett grafiskt datorprogram för energiberäkningar på vindkraftaggregat", LiTH-IKP-S-157, Linköping.

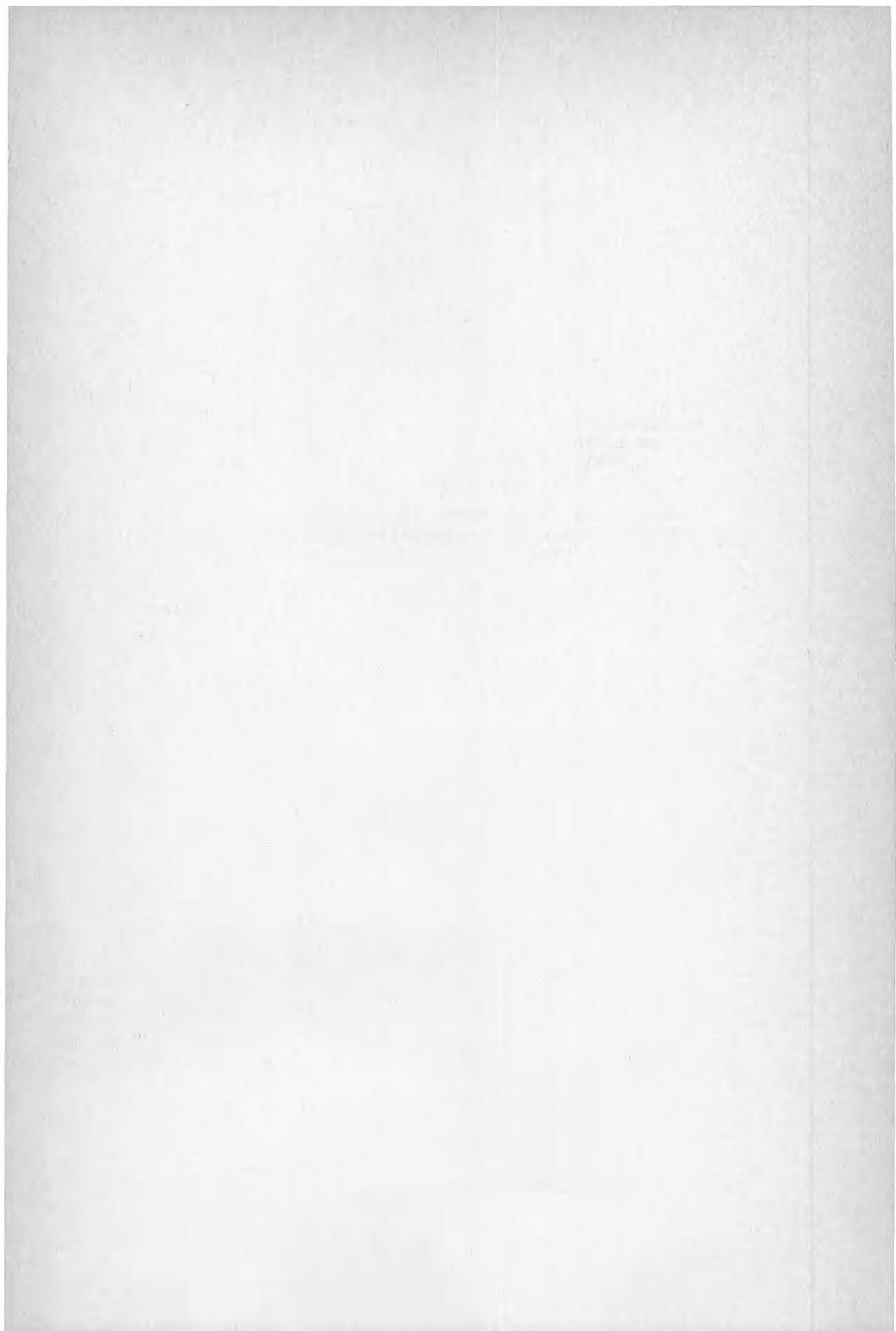
White, P.W., 1979, "Proposal for Generating Heat from Wind Energy for Domestic and Other Uses", Ur Energy for Industry, publ. av Pergamon Press, New York och Oxford, England.

Yamagiwa, A., 1977, "Experimental Evaluation of a Solar/Wind-Powered Space Heating and Hot Water Heating System in the Pacific Northwest", Seattle City Light Wash., Publ. av ANS La Grange Park, Proc. Intersoc. Energy Convers, Eng. Conf, 12th, Washington DC.

Conservation House, 1979, informationsmaterial från National Centre for Alternative Technology, Machynlleth, Powys, Wales.

Lindblad, L., 1980, "Istillverkning med vindkraft i U-länder", Industribyrå, SIDA, Stockholm (opublicerat PM).

Wind-Powered Ice-Generating Small Plant, 1980, AIB, Allmänna Ingenjörbyrå AB, Stockholm (opublicerat manuskript).







Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
801361-6 från Statens råd för bygnadsforskning  
till Inst. för Konstruktionsteknik och Produk-  
tionsteknik, LTH, Linköping.

R80: 1982

ISBN 91-540-3748-4

Statens råd för bygnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700580

Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer

Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm

Cirka pris: 25 kr exkl moms