



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



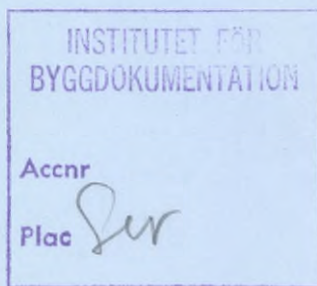
Rapport

R104:1987

Konvertering av gruppcentraler

— Fliseldning contra värmepumpar

Jan Nordling
Mikael Ahlström



BYGGDOK

Institutet för byggdokumentation
Hälsingegatan 47
113 31 Stockholm, Sweden
Tel 08-34 01 70
Telefax 08-32 48 59

Byggeforskningsrådet

R104:1987

KONVERTERING AV GRUPPCENTRALER
- FLISELDNING CONTRA VÄRMEPUMPAR

Jan Nordling
Mikael Ahlström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841014-4
från Statens råd för byggnadsforskning till AF-Energi-
konsult AB, Stockholm.

REFERAT

I studien görs en ekonomisk jämförelse mellan konventionell oljeeldning och fliseldning. Tre fliseldningsalternativ har jämförts dels enbart fliseldning, dels fliseldning i kombination med olika typer av värmepumpar.

Värmekällan för värmepumparna utgörs i båda fallen av rökgaskondensering. De olika värmepumptyperna är absorptionsvärmepump respektive ångturbindriven kompressorvärmepump.

Anläggningsstorleken, för de olika tekniska lösningarna, är maximalt 2 MW samt 0,8 MW. Gruppcentralernas storlek är 6 MW respektive 2,5 MW producerad värmeeffekt kallaste vinterdagen (DUT). Spetslasten ombesörjs i samtliga alternativ av befintliga oljepannor.

För att bli särskilja anläggningarnas dellastegenskaper, vilka kan vara ekonomiskt utslagsgivande, har energiberäkningarna gjorts med hjälp av månadsvisa varaktighetsdiagram.

I alternativet med ångturbindriven kompressorvärmepump har en ganska enkel anläggningsuppbyggnad använts, med låga ζ -värden. Det har antagits att det inte finns ekonomiskt utrymme för t ex flerstegsturbiner i dessa små storlekar.

De ekonomiska beräkningarna är utförda med nuvärdesmetoden. Jämfört med konventionell oljeeldning uppvisar samtliga tre alternativ, i båda storleksklasserna, relativt god lönsamhet. Den mest lönsamma investeringen är en renodlad flisaneläggning. Därefter är absorptionsvärmepump i kombination med flispanna med de i utredningen gjorda antaganden, att rekommendera, rent lönsamhetsmässigt.

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

R104:1987

ISBN 91-540-4808-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm
Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

- 1 SAMMANFATTNING
 - 2 INLEDNING
 - 3 VÄRMEUNDERLAG I MINDRE FJÄRRVÄRMENÄT OCH VÄRMECENTRALER
 - 4 MILJÖ- OCH ARBETARSKYDDASPEKTER
 - 5 ÅNGTURBIN MED DIREKTKOPPLAD VÄRMEPUMP
 - 5.1 Ångcykeln
 - 5.2 Ångturbindriven kompressorvärmepump
 - 6 ABSORPTIONSVÄRMEPUMP
 - 7 RÖKGASKYLNING SOM VÄRMEKÄLLA TILL VÄRMEPUMP
 - 8 EKONOMISK KALKYL
 - 8.1 Tekniska förutsättningar
 - 8.2 Energibalans
 - 8.3 Investeringskostnader
 - 8.4 Driftkostnader
 - 8.5 Lönsamhetsbedömning
 - 9 REFERENSER
- Bilaga 1 ÅRSVISA DRIFTKOSTNADER
- Bilaga 2 MÅNADSVISA VARAKTIGHETSDIAGRAM

1. SAMMANFATTNING

I studien görs en ekonomisk jämförelse mellan konventionell oljeeldning och fliseldning. Tre fliseldningsalternativ har jämförts dels enbart fliseldning, dels fliseldning i kombination med olika typer av värmepumpar.

Värmekällan för värmepumparna utgörs i båda fallen av rökgaskondensering. De olika värmepumptyperna är absorptionsvärmepump respektive ångturbindriven kompressorvärmepump.

Anläggningsstorleken, för de olika tekniska lösningarna, är maximalt 2 MW samt 0,8 MW. Gruppcentralernas storlek är 6 MW respektive 2,5 MW producerad värmeeffekt kallaste vinterdagen (DUT). Spetslasten ombesörjs i samtliga alternativ av befintliga oljepannor.

För att bli särskilja anläggningarnas dellastegenskaper, vilka kan vara ekonomiskt utslagsgivande, har energiberäkningarna gjorts med hjälp av månadsvisa varaktighetsdiagram.

I alternativet med ångturbindriven kompressorvärmepump har en ganska enkel anläggningsuppbyggnad använts, med låga α -värden. Det har antagits att det inte finns ekonomiskt utrymme för t ex flerstegsturbiner i dessa små storlekar.

De ekonomiska beräkningarna är utförda med nuvärdesmetoden. Jämfört med konventionell oljeeldning uppvisar samtliga tre alternativ, i båda storleksklasserna, relativt god lönsamhet. Den mest lönsamma investeringen är en renodlad flisanläggning. Därefter är absorptionsvärmepump i kombination med flispanna med de i utredningen gjorda antaganden, att rekommendera, rent lönsamhetsmässigt.

2. INLEDNING

I samband med den framtida kärnkraftsavvecklingen diskuteras ofta småskalig kraftvärme. För små gruppcentraler är det dock troligt att en sådan lösning ofta inte är tekniskt genomförbar och inte ekonomiskt försvarbar.

Vid effektivisering av värmeproduktion i gruppcentraler är eldrivna kompressorvärmepumpar fortfarande ekonomiskt försvarbara. I framtiden med kärnkraftsavveckling och ökande elpriser blir andra tekniska lösningar aktuella. Dessa kan vara bl a diesel- eller gasmotordrivna kompressorvärmepumpar, absorptionsvärmepumpar osv.

Denna studie skall behandla möjligheterna till värmeproduktionseffektivisering av mindre gruppcentraler med inhemskt bränsle. Tanken är också att kommersiellt tillgänglig teknik skall utnyttjas.

Tre olika tekniska lösningar studeras. Dessa är:

1. Fliseldad ångpanna med turbindriven kompressorvärmepump.
2. Fliseldad hetvattenpanna med absorptionsvärmepump.
3. Konventionell fliseldad hetvattenpanna.

Alternativ 1 och 2 är försedda med rökgaskylare som värmekälla för värmepumparna.

Även om de ingående komponenterna i alternativ 1 är väl beprövade så är anläggningskonceptet oprövat. Framför allt i dessa små effektklasser vilket även i hög grad gäller alternativ 2.

3. VÄRMEUNDERLAG I MINDRE FJÄRRVÄRMENÄT OCH VÄRMECENTRALER

För att bedöma antalet framtida kommunalt ägda hetvattencentraler samt värmecentraler för bostadsområden har en av VAST utförd utredning utnyttjats. Här har potentialen för samproduktion av elenergi och värme bedömts fram till mitten av 1990-talet.

I tabell 3.1 redovisas det uppskattade värmeunderlaget år 1995 i mindre fjärrvärmesystem för olika storleksklasser.

I tabell 3.2 redovisas på liknande sätt värmeunderlaget i större värmecentraler. Här omfattar basmaterialet de 350 största värmecentralerna som år 1982 förbrukade mer än 800 m³ oe per central och år. De 250 största av dessa återfinns huvudsakligen hos allmännyttiga bostadsföretag (36%), sjukhus (27%) och Fortifikationsförvaltningen (13%).

Tabell 3.1 Värmeunderlag år 1995 och ungefärlig anläggningsstorlek för små kraftvärmelanläggningar. Mindre fjärrvärmenäät.

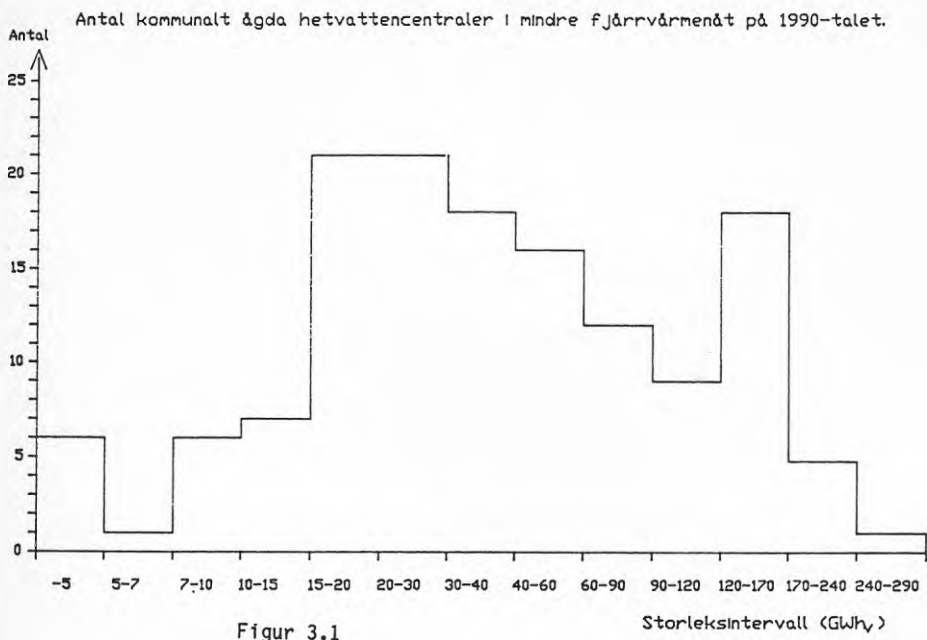
Storleks- klass GWh v	Antal i klassen st	Värme- underlag GWh/år	Eleffekt cirka MW
-20	41	527	0-1
20-60	55	1 955	1-3
60-290	45	5 745	3-25
Totalt	141	8 230	

Tabell 3.2 Värmeunderlag år 1995 och ungefärlig anläggningsstorlek för små kraftvärmelanläggningar. Större värmecentraler.

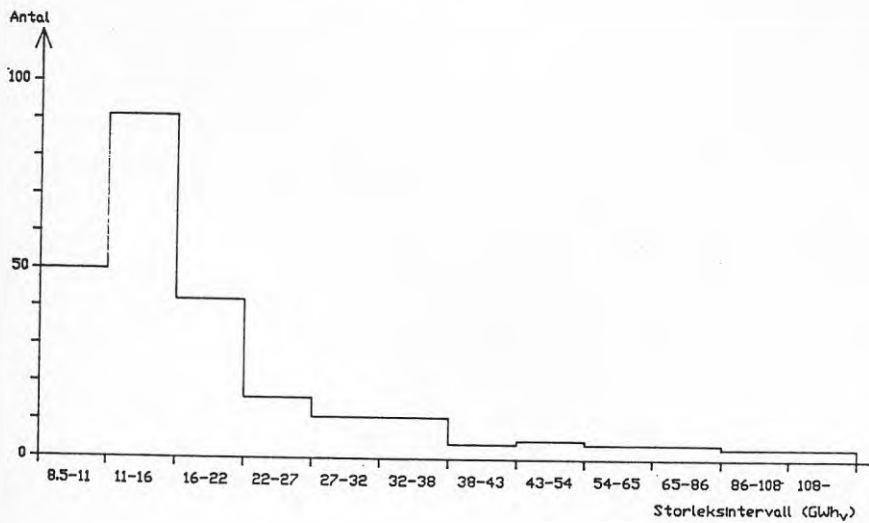
Storleks- klass 1000 m ³ (oe)	Antal i klassen st	Värme- underlag GWh /år	Eleffekt cirka MW
0.8-2.5	200	2 156	0-1
2.5-8.0	33	1 084	1-3
8.0-	6	504	3
Totalt	239	3 750	

I figur 3.1 och 3.2 visas antalet kommunalt ägda hetvattencentraler, respektive värmecentraler, som funktion av klassstorlek i form av stapeldiagram.

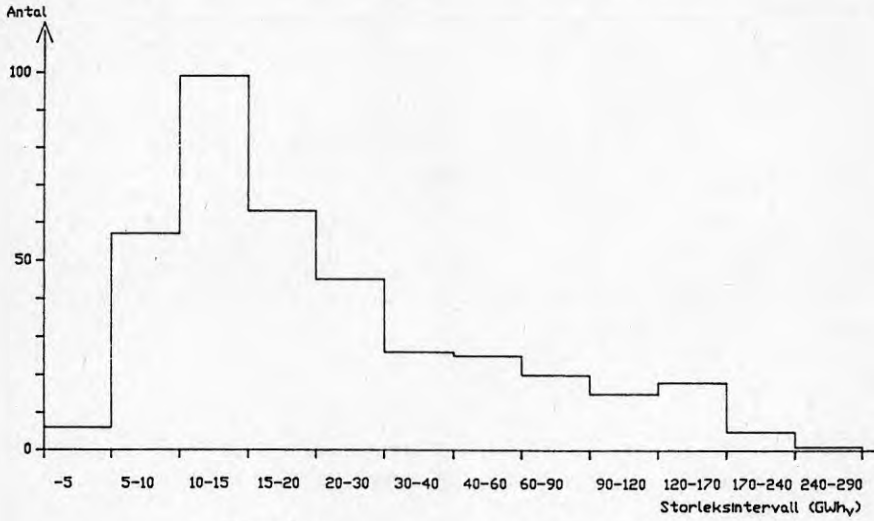
I figur 3.3 och 3.4 redovisas det summerade antalet hetvattencentraler och värmecentraler respektive dess värmeunderlag.



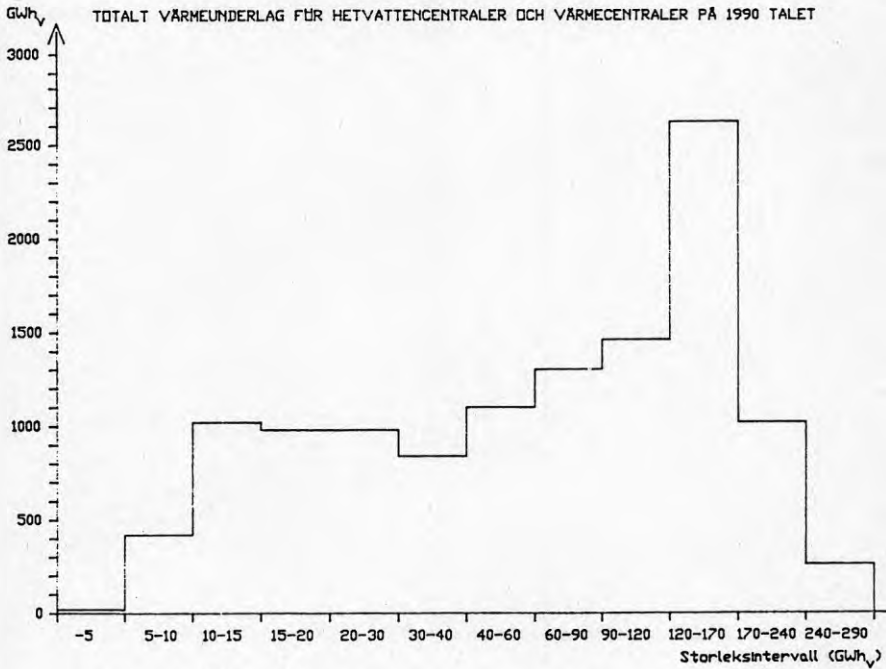
ANTAL VÄRMECENTRALER PÅ 1990 TALET



TOTALT ANTAL HETVATTENCENTRALER OCH VÄRMECENTRALER PÅ 1990 TALET



Figur 3.3



Figur 3.4

Ur figur 3.3 och 3.4 kan utläsas att ett markant stort antal hetvattencentraler och värmecentraler finns representerade i storleksklasserna 5-30 GWh. Däremot är värmeunderlaget relativt konstant i storleksintervallet 10-240 GWh_v, förutom en markant värmeunderlagstopp vid 120-170 GWh_v.

Målsättningen med denna utredning är att belysa de ekonomiska möjligheterna för olika typer av värmepumpinstallationer i mindre gruppcentraler. Därför har två olika värmeunderlag i storleksklasserna 5-30 GWh_v använts i de fortsatta beräkningarna i kapitel 8. Den ena är ett distributionsnät med dimensionerande maxeffekten 6 MW vid DUT. Det motsvarar ett värmeunderlag på ca 16 GWh_v med en utnyttjningstid på 2700 h. Den andra storleken är 2,5 MW med värmeunderlaget 7 GWh_v.

4. MILJÖ OCH ARBETARSKYDDASPEKTER

Små anläggningar är oftast placerade i direkt anslutning till ett bostadsområde. Därmed kommer en konvertering till ex fastbränsle samt installation av värmepump att ge en extra påverkan till omgivningen i form av bl a buller och luftföroreningar.

Nuvarande riktlinjer i form av remissförslag eller praxis angående maximalt tillåtna luftburna utsläpp har sammanställts i tabell 4.1 (sid 8).

Dessutom har ett förslag lagts från Statens Naturvårdsverk om utsläpp av kväveoxider (NO_x) som avses gälla från den 1 juli 1987, se tabell 4.2.

Nyanläggningar i hela landet

Fr o m 1 juli 1987

- med ett årligt utsläpp av kväveoxider

0.05-0.10 g NO_x /MJ tillfört bränsle

Tabell 4.2

Utsläpp av NO_x avser ekvivalent mängd NO_2 .

Riktlinjer för maximalt buller sammanfattas i tabell 4.3.

Typ av buller	Gränser, dBA	Riktlinjer
Externt buller	35-60	SNV Råd och riktlinjer 1978:5
I bostadshus	30-35	Svensk Byggnorm 1980
Inom anläggning		Arbetskyddsstyrelsens anvisning nr 110, 110:1

Tabell 4.3

Av betydelse vid konvertering till fastbränsle är också utökning av bemanningsbehovet i pannanläggningen. Det som reglerar detta är Arbetskyddsstyrelsens anvisning AFS 1985:5. För att inte bemanningen skall bli för betungande är det väsentligt att anläggningen kan automatiseras och drivas med periodisk övervakning vilket kan medges efter särskilt tillstånd. För de fortsatta ekonomiska beräkningarna har periodisk övervakning förutsatts.

BRÄNSLE	TILLFÖRD EFFEKT	Besiktnings- värde	STOFF ¹⁾		Max- värde ²⁾	SVAVEL	Årsmedel- värde ³⁾	KVÄVEOXID (räknat som NO ₂)
			Månadsmedel- värde	Max- värde				
Tjock eldnings- olja	300 MW		1,5g/kg olja ⁴⁾					
	300 MW		1,0g/kg olja ⁴⁾			1.0 vikt% i olja (0,24 g/MJ)		
Kol		15 mg/MJ ⁵⁾	20 mg/MJ	200 mg/MJ	0,24/0,30g/MJ ⁶⁾	0,05-0,10g/MJ ⁷⁾ 0,10-0,17g/MJ ⁸⁾	0,28 g/MJ	
Ved och torv	0,5-10 MW	160/45mg/MJ ¹⁰⁾			0,24g/MJ (torv)	0,05-0,10g/MJ ⁷⁾ 0,10-0,17g/MJ ⁸⁾		
	10-50 MW	45 mg/MJ	60 mg/MJ	200 mg/MJ			11)	
	50 MW	15 mg/MJ	20 mg/MJ	200 mg/MJ				
Avfall ¹²⁾								

"per MJ" avser den tillförda energin, (effektiva värmevärdet).

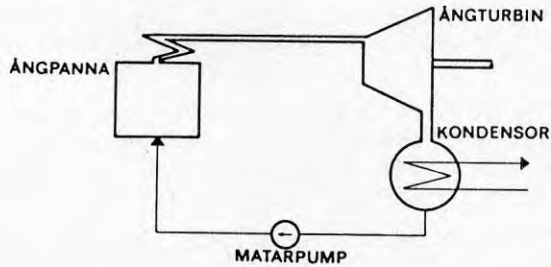
- 1) Stoffvillkoren för fastbränslen kan också uttryckas i mg/m³n torr gas vid 13% CO₂. Nivåerna sätts då till 35, 50, 100, 150 och 500 mg/m³n vilket i stort motsvarar 15, 20, 45, 60, 160 och 200 mg/MJ.
- 2) Enligt förordningen om svavelhaltigt bränsle.
- 3) Riktlinjer enligt beslut i riksdagen 1984.
- 4) Inklusive stark syra. 1,0 och 1,5 g/kg olja motsvarar efter korrektion för stark syra 20 resp 30 mg/MJ.
- 5) För anläggningar 10 MW föreskrivs normalt endast besiktningsvärdet.
- 6) 0,30 g S/MJ t o m 1987 för anläggningar påbörjade före den 1 juli 1983 och med ett årligt svavelutsläpp mindre än 400 ton.
- 7) 0,05-0,10 g S/MJ gäller för anläggningar med ett årligt svavelutsläpp mer än 400 ton.
- 8) 0,10-0,17 g S/MJ gäller för anläggningar med ett årligt svavelutsläpp mindre än 400 ton.
- 9) Tidigare har 0,28 g NO₂/MJ tillfört bränsle föreskrivits för kolpulvereldade anläggningar. I enskilda ärenden har på senare tid vad gäller både pulvereldning och annan koleldning krav på utsläppsvärden kring 0,10-0,20 g/MJ aktualiserats.
- 10) 45 mg/MJ föreslås gälla för anläggningar belägna i tätorter.
- 11) I enskilda ärenden har på senare tid utsläppsvärden kring 0,10-0,15 g/MJ aktualiserats.
- 12) Stoffutsläppet skall normalt begränsas till 50 mg/m³n vid 10% CO₂ (ca 30 mg/MJ) som månadsmedelvärde och 300 mg/m³n vid 10% CO₂ (ca 180 mg/MJ) som maxvärde. Saltsyrautsläppen skall normalt begränsas till 200 mg HCl/m³n vid 10% CO₂ som månadsmedelvärde. Riktlinjer beräknas utkomma 1985.

Tabell 4.1

5. ÅNGTURBIN MED DIREKTKOPPLAD VÄRMEPUMP

5.1 Ångcykeln

Kraftgenerering med hjälp av ångturbinocykel enligt Rankine-processer är sedan länge en väl etablerad teknik. I figur 5.1 visas processen schematiskt.

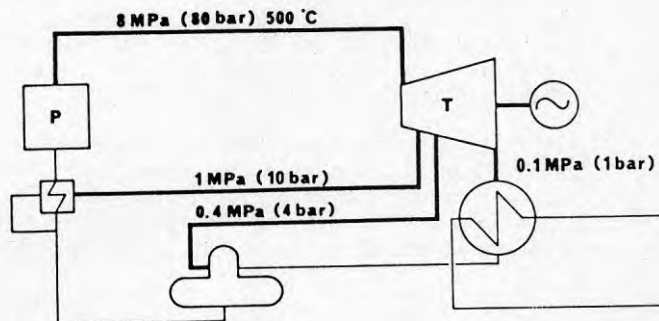


Figur 5.1

En enkel kondenscykel kan inte ge högre verkningsgrad än ca 30% eftersom ångbildningsvärmets går förlorat i kondensorn.

I mer sofistikerade anläggningar kan verkningsgrader på upp till 40% erhållas. Då utnyttjas t ex förvärmning av matarvatten samt mellan överhettning av ångan mellan flera turbinsteg.

Genom att utnyttja den värme som går förlorat i kondensorn kan verkningsgraden höjas markant. En förutsättning för detta är att kondensationen ske vid en högre temperatur. Temperaturnivån som krävs är över 100°C för ett praktiskt utnyttjande. Kondensationen sker då vid övertryck. En sådan turbin där ångexpansionen avslutas vid ett högre tryck än omgivningstrycket kallas mottrycksturbiner. Exempel på en enkel mottrycksanläggning visas i figur 5.2.



Figur 5.2

Vid mottrycksdrift minskar möjlig elproduktion med 10-20% jämfört med elgenerering vid kondensdrift. Det förklaras av att kondenseringen sker vid en högre temperatur. Minskningen av producerad elenergi kompenseras av att motsvarande energimängd nyttiggörs istället som värme i fjärrvärmenätet eller industriprocessen.

5.2 Ångturbindriven kompressorvärmepump

Dagens kompressorvärmepumpar är i Sverige till största delen drivna av elmotorer. Ett fåtal drivs med hjälp av dieselmotorer.

Den minst beprövade drivmotorn till kompressorvärmepumpar är ångturbiner. Anledningen till detta är givetvis den relativt sett höga anläggningskostnaden samtidigt som elpriset i Sverige varit mycket lågt.

En anläggning av det här slaget är installerad och drifttagen i Sverige. Anläggningen är placerad i Arlövs sockerraffinaderi utanför Malmö. I raffinaderiprocesser finns stora mängder spillvärme till förfogande i form av lågtrycksånga med en kondenseringstemperatur av 60-65°C. Spillvärmeeffekten är ca 10 MW.

Värmepumpen består av två förångare som direktkondenserar spillångorna. Turbokompressorn är en tvåstegs radial kompressor med ledskenereglering. Kompressorns driftsvärytal är 4 050 rpm, vilket erhålls från en växellåda direkt från ångturbinens generatoraxel.

Ångturbinen är en högvarvig axialturbin. Turbinen driver förutom kompressorn även en generator via en växellåda. Generators varvtal är 1 500 rpm.

Turbinens avloppsånga kondenseras i en fjärrvärmekondensator som är kopplad i serie efter värmepumpens kondensator. Drivånga till turbinen erhålls från en kolpanna.

En direkt turbindriven värmepump kan utföras antingen med direktdrift över växellåda (enl ovan) eller med drift över generator och elmotor. Den sista varianten, med elmotor, ger sämre verkningsgrad, ca 90 %. Förutom den försämrade verkningsgraden är även investeringskostnaderna högre. Därmed är en direkt axelkopplad kompressor att föredra.

Med anläggningsstorlekar på ca 1 MW värme och däröver, som denna utredning behandlar, är skruv- och turbokompressor de kompressortyper som är aktuella. Vad gäller regleringen av dessa är s k slidreglering vanligast för skruvkompressorn och ledskenereglering vanligast för turbokompressorn.

Vid slidreglering av en skruvkompressor minskar respektive ökar den effektiva rotorlängden varvid en mindre eller större mängd gas inestängs och komprimeras. Slidventilen styrs hydrauliskt med hjälp av kompressorernas smörjöljesystem.

För kapacitetsreglering av turbokompressorn används ledskenor placerade i inloppet till i regel endast det första löphjulet. Med ledskenorna ändras köldmediegasens inströmningsvinkel till löphjulet och därmed den effektiva inströmningsarean.

För turbokompressorer som drivs av förbränningsmotorer eller olika typer av ångmotorer är kapacitetsreglering genom varvtalsreglerig tekniskt möjlig. Nackdelen med denna typ av reglering är att turbokompressorernas tryckhöjd faller vid sänkt varvtal vilket i värmepumptillämpningar, med höga temperaturbehov, oftast är en stor nackdel.

För en skruvkompressor med varvtalsreglering försämras kompressorverkningsgraden drastiskt vid förändrat varvtal, vilket gör varvtalsregleringen utesluten.

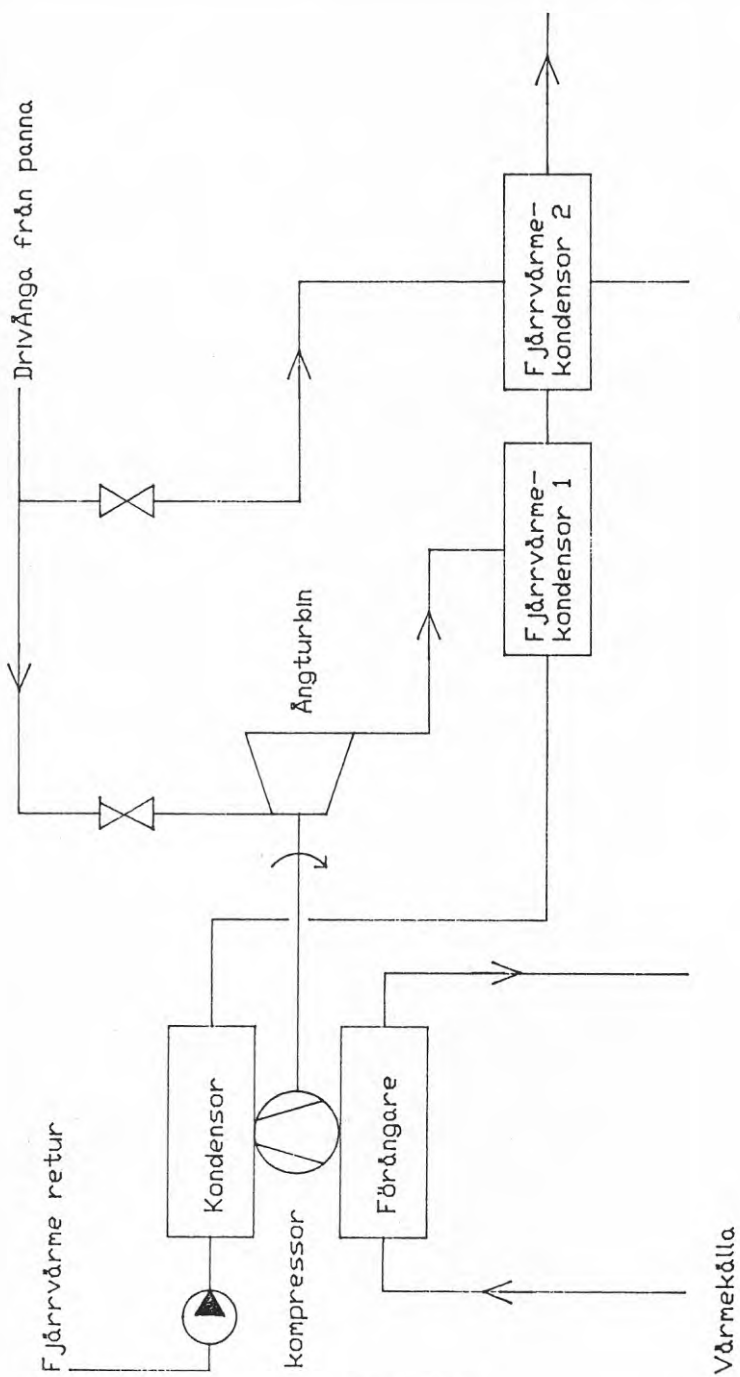
Skruv- och turbokompressorer har en teoretisk reglerbarhet ner till ca 10-30% av maxlast. I praktisk drift brukar nedreglering oftast inte göras till mer än 50% på grund av verkningsgradsförsämring. Om anläggningen består av flera seriekopplade maskiner kan oftast nedreglering ske till under 50% utan större försämring av verkningsgraden (se vidare kap 8).

En ångturbindriven värmepump ger, som tidigare nämnts, möjlighet att komplettera anläggningen med en generator. Den ger en rad fördelar bl a genom att turbineffekten blir oberoende av kompressoreffekten. Turbinens reglerventil kan fritt styra generatorns effekt eller värmeeffekten i turbinkondensorer.

Lönsamheten av en generator kopplad till turbinaxeln måste bedömas från fall till fall. Då bör lönsamheten även vägas mot de drift- och reglerfördelar som en generator ger.

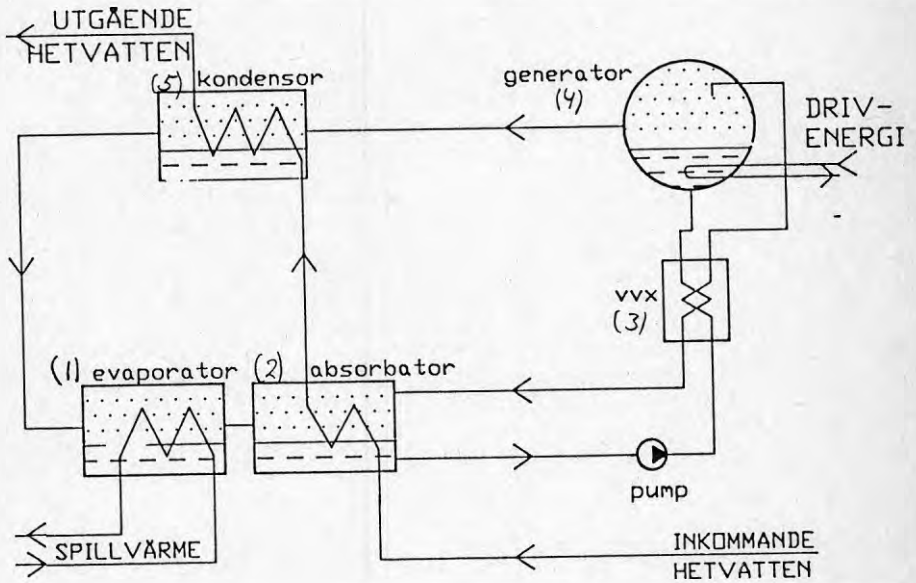
I denna utredning med anläggningsstorlekar på 0.8-2 MW är bedömningen att lönsamheten inte är tillräcklig för att motivera installation av generator i systemet. Ett översiktligt flödeschema över en tänkbar anläggning presenteras i figur 5.2.1.

En nackdel med kompressorvärmepumpar och ångturbiner är den höga ljudalstringen (jmf absorptionsvärmepump). För att uppnå bullerkraven enligt kapitel 4 krävs en kvalificerad ljuddämpning och avvibrering.



Figur 5.2.1

6. ABSORPTIONSVÄRMEPUMP



Figur 6.1

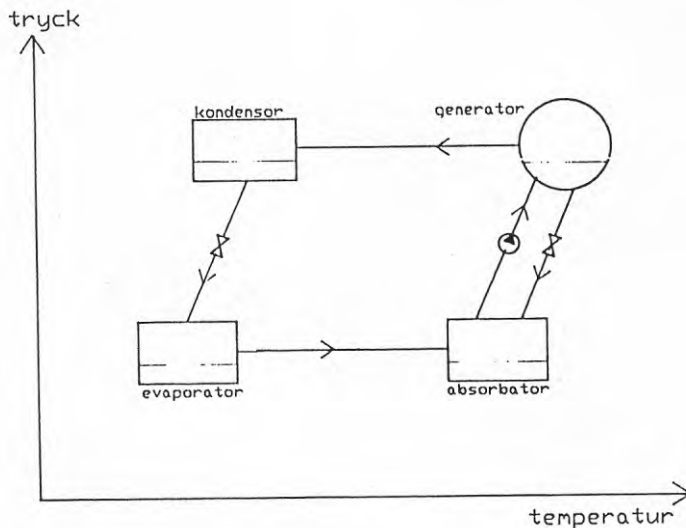
I absorptionsprocessen används ett köldmediepar som utgörs av ett köldmedium och ett lösningsmedel. De vanligaste köldmedieparen är vatten-ammoniak och vatten-litiumbromid (LiBr).

Vatten-LiBr-lösningen är i dagsläget den mest förekommande i kommersiella anläggningar och den som fortsättningsvis kommer att behandlas. Absorptionsprocessen med H_2O -LiBr-lösning, se figur 6.1, går till så att vatten fås att koka i en förångare (1) med hjälp av lågt tryck (100 mmHg) och spillvärme (30-50°C).

Vattenångan absorberas sedan i absorbatoren av den koncentrerade vatten-LiBr-lösningen som kommer från generatoren (4), där det absorberade vattnet kokas av. När lösningen (som behåller vätskefasen) absorberat vattenångan pumpas den från absorbatoren (2) via en värmväxlare (3) till generatoren. Innan inträdet i generatoren förvärms den vattenrika lösningen i värmväxlaren (3) med hjälp av den heta och koncentrerade (vattnet har kokat bort) LiBr-lösningen från generatoren. Den heta "lösningen" tillför också värme i absorbatoren till den inkommande fjärrvärmeturen. I generatoren kokas, som tidigare nämnts, vattnet av.

Detta sker med ånga eller annan värmekälla med hög temperatur. Ångan från generatoren drivs vidare till kondensorn där dess värme upptas av fjärrvärmeturen i ett andra värmväxlarsteg. Därefter strömmar ångan tillbaka till evaporatorn via en stryp-anordning som tillsammans med pumpen efter absorbatoren och en stryp-anordning i den koncentrerade lösningens returledning från generatoren upprätthåller de för absorptionprocessen nödvändiga trycknivåerna, lågt tryck i förångare och absorbatoren samt högre tryck, atmosfärstryck i generator och kondensorn.

I figur 6.2 är absorptionsprocessen inlagd i trycktemperaturdiagram.



Figur 6.2

Absorptionsvärmepumpens värmefaktor kan redovisas på två olika sätt, antingen som:

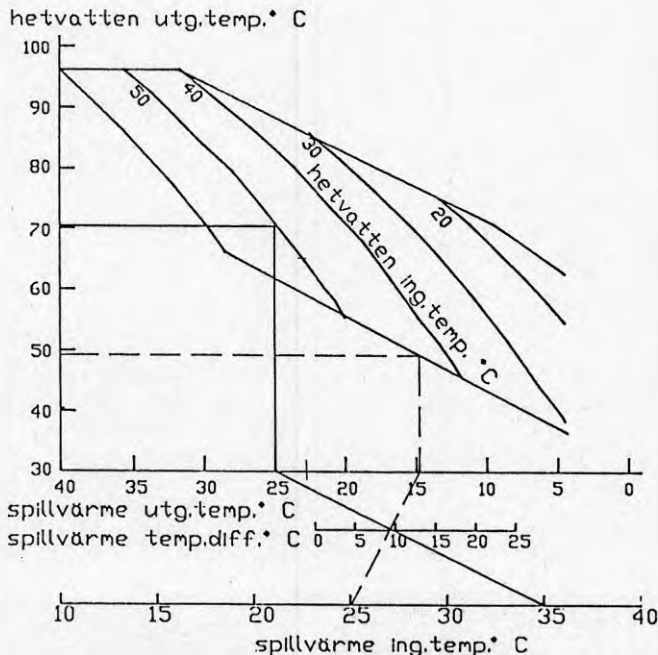
$$\text{processvärmefaktor} = \frac{\text{Avgiven värme}}{\text{Tillgodgjord drivenergi}}$$

eller som:

$$\text{totalvärmefaktor} = \frac{\text{Avgiven värme}}{\text{Tillförd drivenergi}}$$

"Den tillförda drivenergin" omfattar även de förluster som uppstår vid produktionen av drivenergin (exempelvis ångpannan verkningsgrad) och elförbrukningen för de pumpar som krävs i processen. Elförbrukningen är emellertid så låg att den endast påverkar värmefaktorn någon procent, 1 %. I H₂O-LiBr-processen är värmefaktorn 1,6 - 1,7. Deltastegenskaperna är mycket goda och påverkar värmefaktorn måttligt (se vidare kap 8).

Absorptionsvärmepumpens användningsområde är begränsat. För att absorptionsprocessen skall kunna fortgå krävs det att temperaturerna hos spillvärmen, drivången och hetvattnet ligger inom vissa områden. I figur 6.3 som hämtats ur NVS presentationsmaterial för SANYOs absorptionsvärmepumpar är temperaturområdena redovisade och som framgår av diagrammet krävs en hög spillvattentemperatur för att nå en hög hetvattentemperatur och omvänt.



Figur 6.3

Ett exempel

Fjärrvärmens returtemperatur är 50°C. Vid en ingående och utgående temperatur för spillvärmnet på 25°C respektive 15°C ger inte absorptionsvärmepumpen (AVP) något energitillskott, streckad linje, men om spillvärmnet i stället håller en ingående temperatur på 35°C och $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ kan hetvattentemperaturen höjas med hjälp av AVP till 70°C, heldragen linje.

Figur 6.3 skall emellertid inte användas som dimensioneringsunderlag utan utgör endast en information om ungefärliga arbetstemperaturer. De "verkliga" temperaturerna beräknas alltid i varje enskilt fall efter givna förutsättningar och val av AVP.

Den energi som tillförs av AVP:n fördelas som tidigare sagts på två mottagare, evaporatorn och generatoren.

Fyrtio procent (40 %) går åt i evaporatorn för att förångna vattnet från kondensorn och sextio procent (60 %) i generatoren för att koka av det absorberade vattnet från lösningen. Av spillvärmnet och drivenergin åstadkommes i processen värme till hetvattnet. Se fig 6.4.

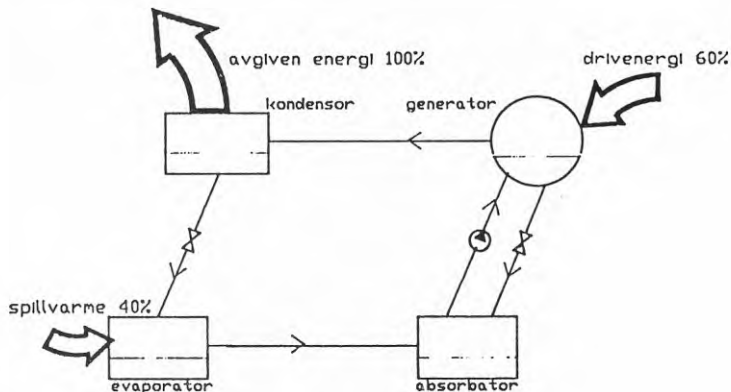


Fig 6.4

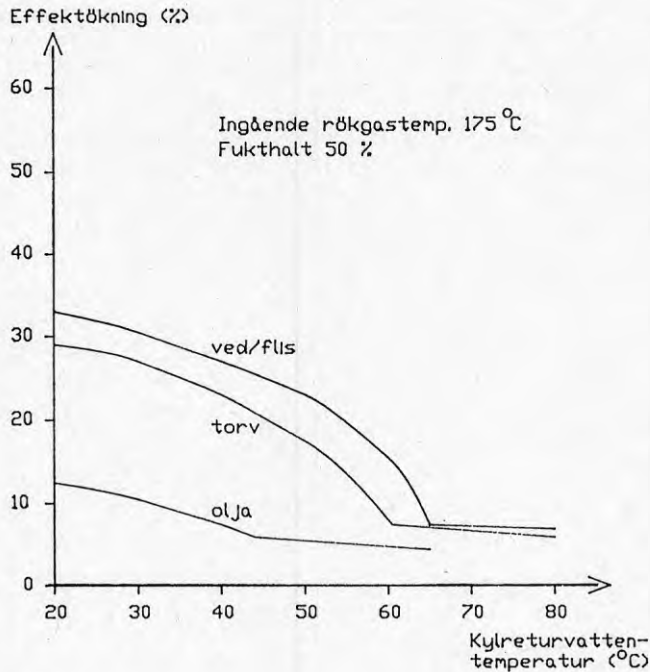
Tillgängligheten hos absorptionsvärmepumpar är mycket hög. Värdet på 98-99 % är ingen ovanlighet. Det kan nämnas att AVP i Trollhättan fungerat helt felfritt under sin drygt tvååriga driftperiod.

Vad som på sikt kan påverka tillgängligheten är att LiBr-H₂O-lösningar är mycket korrosiva. En förutsättning för att undvika korrosion är att AVP:n vakuumsugs med jämna mellanrum.

Ljudnivån hos en absorptionsvärmepump är mycket låg och kräver inga speciella åtgärder för att klara bullernormen.

7. RÖKGASKYLNING SOM VÄRMEKÄLLA TILL VÄRMEPUMP

Genom kylning och avfuktning av rökgaser från förbränningsanläggningar kan en värmeeffekt motsvarande ca 10-35 % av panneffekten tillgodogöras (se fig 7.1). Kylningen kan ske med hjälp av värmepump.



Figur 7.1

De kyltemperaturer som är aktuella vid rökgaskylning med värmepump är ofta mellan 20°C och 30°C. Eftersom denna temperatur är lägre än gasens vattendaggpunkt fås vanligtvis ett surt kondensat, framför allt vid olje- och avfallsförbränning. För att klara denna sura miljö krävs att rökgaskylarens material är anpassat härför. Vanligtvis är dessa gjorda av olika syrafasta stålqualiteter eller teflonbelagt kolstål. Även grafitväxlare finns på marknaden. Om inte rökgaserna värms efter passagen genom kylaren måste oftast även skorstenpipans material vara korrosionsbeständigt.

Genom kylning av rökgaserna till ovan nämnda temperaturer uppnås en viss reningseffekt.

Stoftet i rökgaserna avskiljs till ca 80 %. Med stoftet följer också många tungmetaller samt exempelvis klorider.

Svavlet i gasen avskiljs till en viss del. Det är framför allt SO_3 -delen som avskiljs, vilket medför en svavelrening på 10-30 % vid rökgaskylning.

Enligt kap 4 skall utsläppsvärdena för stoft vid flisförbränning vara 45 mg/MJ i tätort. Detta gäller för mindre pannor, 0,5-10 MW. Värdet 45 mg/MJ motsvarar ca 100 mg/Nm³, vilket en konventionell flispanna försedda med rökgaskylare och cyklonavskiljare klarar.

Svavelvärdet på 0,10 - 0,17 g/MJ som medelvärde, klarar en anläggning enligt ovan utan några speciella åtgärder.

8. EKONOMISK KALKYL

8.1 Tekniska förutsättningar

I det följande skall en ekonomisk jämförelse göras mellan tre olika tekniska lösningar för värmeproduktion i gruppcentraler. Dessa tre lösningar jämförs med en konventionell oljeeldad gruppcentral.

Alt 1 Ångturbindriven kompressorvärmepump. Ångan genereras i en fliseldad ångpanna. Topplasten ombesörjes av en oljepanna.

Alt 2 Absorptionsvärmepump vars värme genereras i en fliseldad hetvattenpanna. Topplasten ombesörjes av en oljepanna.

Alt 3 Fliseldad hetvattenpanna. Topplasten ombesörjes av en oljepanna.

Alt ref Befintlig oljeeldad hetvattenpanna.

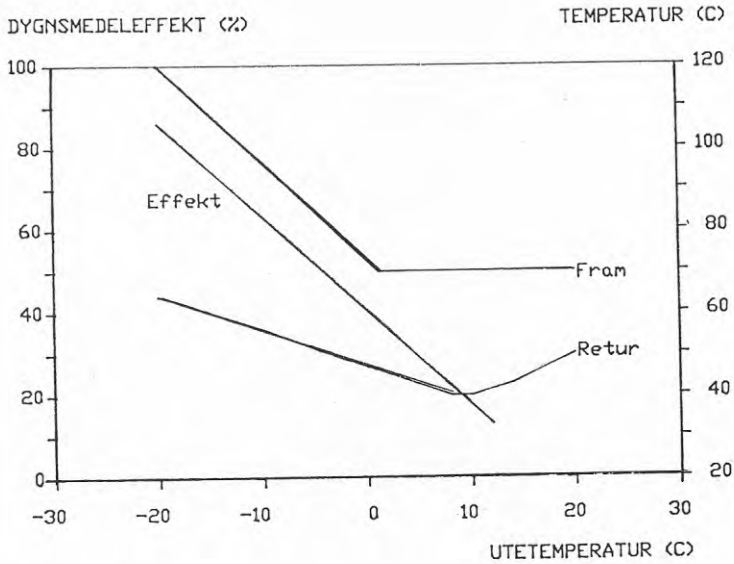
I alt 1 och 2 är en rökgaskylare installerad som värmekälla till värmepumparna. För att klara stoftgränsen 100 mg/Nm^3 i rökgaserna är dessutom en cyklon installerad.

Varje alternativ undersöks vid två olika effektklasser.

A: Producerad maxeffekt (vid DUT) i verk, 6 MW. Den totala effekten från fastbränslepannan och värmepumpen är 2 MW.

B: Producerad maxeffekt, 2,5 MW.
Effekten från fastbränslepannan och värmepumpen är här 0,8 MW.

I fig 8.1.1 visas gruppcentralens dygnsmedeleffekt samt fram- och returtemperatur som funktion av utetemperatur.



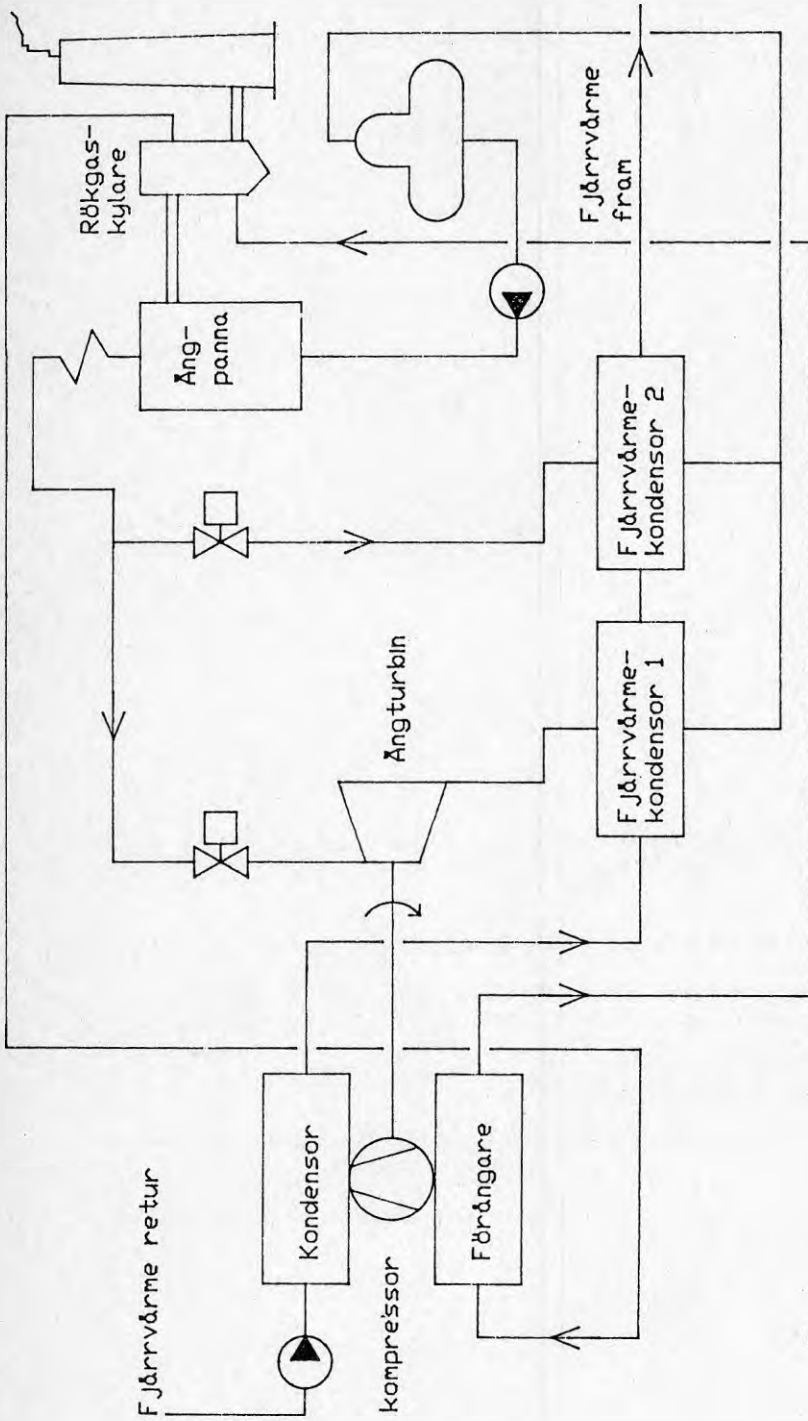
Figur 8.1.1

Alt.1

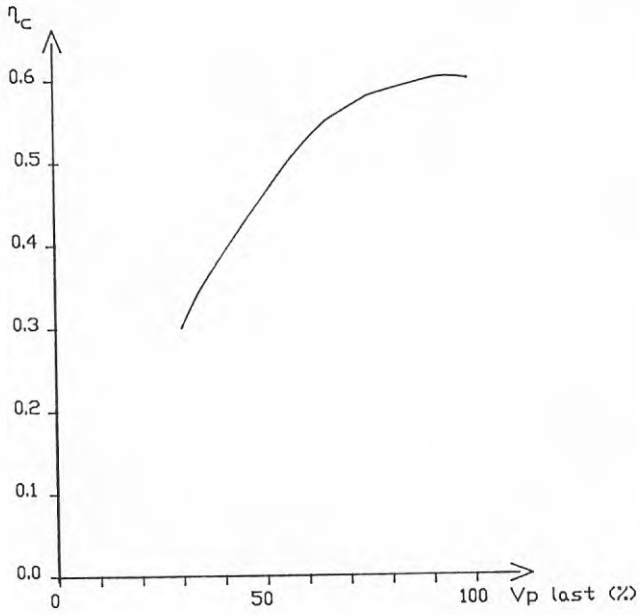
Ett översiktligt flödesschema visas i fig 8.1.2.

Värmepumpen förutsätts vara av skruvkompressortyp. Dess delastegenskaper visas i fig 8.1.3 i form av ungefärlig carnotverkningsgrad som funktion av värmepumplast. Min.lasten för värmepumpen är 50 %. Tillgängligheten för själva värmepumpen är 90 %, totalt inklusive panna och turbin är motsvarande 85 %. Samtliga tillgängligheter är definierade som energitillgänglighet.

Värmepumpens kondenserings-temperatur är 70°C, förångnings-temperaturen är 15°C.



Figur 8.1.2



Figur 8.1.3

Flispannan har en fast sned rost, dess temperaturverkningsgrad är 85 %. Pannans minsta dellast är 30 %, dess tillgänglighet är 95 %.

Oljepannans temperaturverkningsgrad är 90 %.

För rökgaskylaren förutsätts flis med fukthalten 50 %. Rökgasttemperaturen är 175°C och utgående kylvattentemperatur är 20°C.

För effektklass A gäller följande:

Flispannan är försedd med överhettare, dess panndata är 400°C vid 30 bar.

Turbinen är av enstegstyp med en termodynamisk verkningsgrad av ca 45 %. Då erhålles ett -värde

$$\left(\frac{P_{\text{turbin}}}{P_{\text{värme}}} \right) \text{ av } 0,13$$

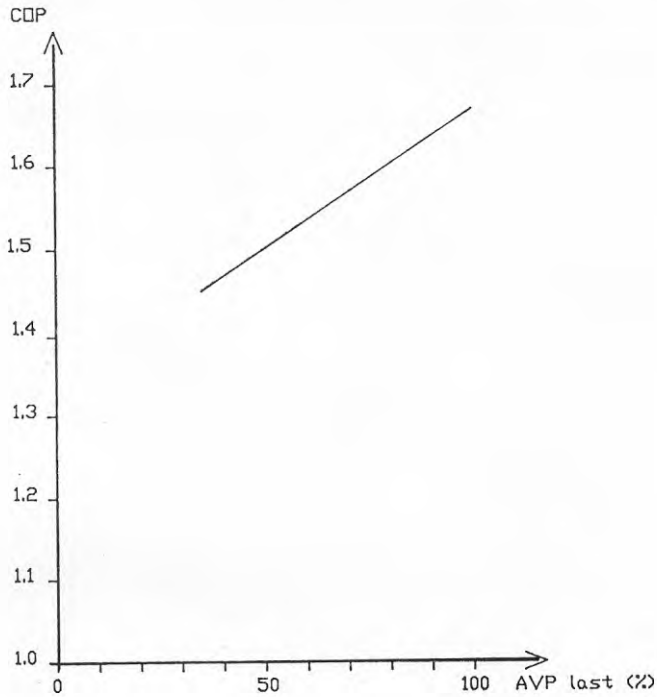


Fig 8.1.5

Flispannan är av hetvattentyp med sned fast rost. Dess temperaturverkningsgrad, tillgänglighet och min.last som i alt 1. Rökgasttemperaturen är 175°C. Flisens fukthalt är 50 %.

För oljepannan se alt 1.

För effektklass A gäller följande:

Pannans värmeeffekt är 1,6 MW.

Värmepumpens värmeeffekt 1,3 MW, dess kyleffekt är 0,5 MW, vilket utgör rökgaskylarens effekt.

För effektklass B gäller följande:

Pannans värmeeffekt är 0,6 MW.

Värmepumpens värmeeffekt är 1,3 MW, dess kyleffekt är 0,19 MW.

Alt. 3

Flispannan är av hetvattentyp med sned fast rost.
Rökgasreningstrustningen består av ett spärrfilter av textiltyp.

Pannans temperaturverkningsgrad, tillgänglighet och dellast som i alt 1 och 2.

För oljepannan se alt 1 och 2.

För effektklass A gäller följande:

Pannans värmeeffekt är 2,0 MW.

För effektklass B gäller:

Pannans värmeeffekt är 0,8 MW.

Ref. alt

Den befintliga oljepannan har en temperaturverkningsgrad på 90 %.

För effektklass A gäller följande:

Pannans värmeeffekt är 6 MW.

För effektklass B gäller:

Pannans värmeeffekt är 2,5 MW.

8.2 Energibalans

De olika alternativens energibalanser redovisas i sammanfattad form i tabell 8.2.1. En noggrannare redovisning görs i bilaga 1 för alt 1 och 2.

Beräkningarna är utförda med hjälp av konsekutiva belastningskurvor, månadsvis (se bilaga 2). Anledningen till detta är att metoden ger möjlighet att på ett någorlunda korrekt sätt påvisa verkningsgradsskillnader vid dellastdrift mellan olika alternativ. Dessa skillnader kan vara utslagsgivande när det gäller att välja det lönsammaste alternativet.

alternativ	tot. energibehov ¹⁾	prod.energi inkl tillgänglighet ¹⁾			tillförd energi inkl tillgänglighet ¹⁾			cop 2)
		fastbränsle-panna (värmeprod.)	värmepump	oljepanna	fastbränsle-panna (värmeprod.)	värmepump	oljepanna	
<u>1</u>								
eff.klass A	16 276	8 889	2 569	4 818	10 466	835	5 356	3,07
B	3 782	3 703	1 070	2 009	4 361	349	2 234	3,07
<u>2</u>								
eff.klass A	16 276	5 694	6 081	4 501	6 695	4 357	4 994	1,40
B	6 782	2 373	2 535	1 874	2 790	1 815	2 082	1,40
<u>3</u>								
eff.klass A	16 276	11 775	-	4 501	13 853	-	4 994	-
B	6 782	4 908	-	1 874	5 774	-	2 082	-

1) MWh/år

2) Årsmedelvärmefaktor exkl hjälpmaskiner

Tabell 8.2.1

8.3 Investeringskostnader

Följande kostnader avser priser i 1987 års prisnivå:

Oljepannan förutsätts vara befintlig i samtliga alternativ.

Alt.1

Effektklass A:

Panna, 1,5 MW med överhettare.

Bränslehantering, rökgasreningsutrustning bestående av rökgaskylare och cyklon, hjälputrustning samt turbin med kringutrustning

3.800 kkr

Värmepump

1.400 kkr

Totalt 5.200 kkr

Effektklass B:

Panna, 0,6, utan överhettare
För övrigt som ovan

1.900 kkr

Värmepump

600 kkr

Totalt 2.500 kkr

alt.2

Effektklass A:

Panna, 1,6 MW

För övrigt som alt 1, exkl turbin med kringutrustning

Absorptionsvärmepump med
kyleffekten 0,5 MW

1.500 kkr

Totalt 4.700 kkr

Effektklass B:

Panna, 0,6 MW

För övrigt som alt 1, exkl turbin med kringutrustning

1.600 kkr

Absorptionsvärmepump med
kyleffekten 0,19 MW

700 kkr

Totalt 2.300 kkr

Alt. 3

Effektklass A:

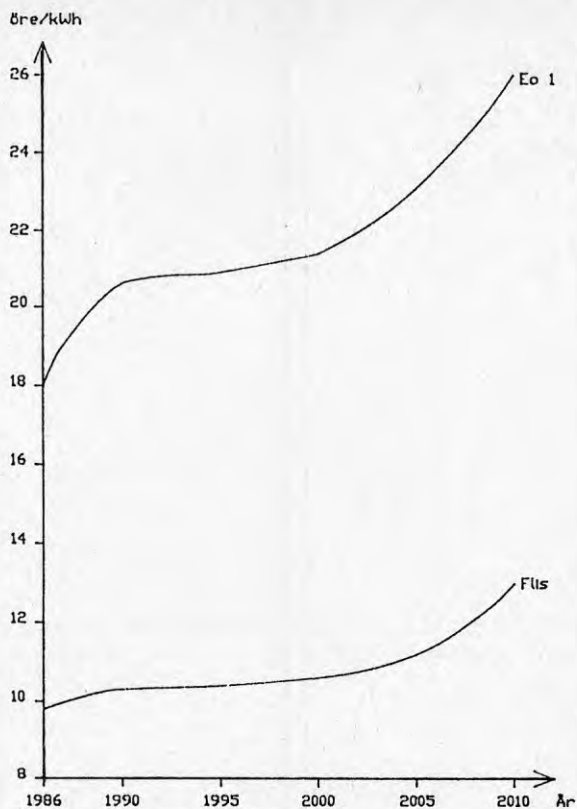
<u>Panna, 2 MW med bränsle-</u> <u>hantering, rökgasrening-</u> <u>rustning, askhantering samt</u> <u>kringutrustning</u>	3.400 kkr
--	-----------

Effektklass B:

<u>Panna, 0,8 MW</u> För övrigt som ovan	1.600 kkr
---	-----------

8.4 Driftkostnader

Följande antaganden görs om bränslepriset (se fig 8.4.1).
I priserna ingår de skatter som gäller idag, vilka är cirka
7 öre/kWh för olja och 0 öre/kWh för flis. Priserna avser
bränslekostnader hos förbrukaren i 1987 års penningvärde enligt
Statens Energiverks bränsleprisprognos. Oljepriset avser Eo 1.



Figur 8.4.1

Driftkostnaden i form av nuvärde i 1987 års nivå fördelar sig årsvis under en 10 års-period enligt bilaga 1 för de tre huvudalternativen samt referensalternativet. Realräntan antas till 6 %.

I tabell 8.4.1 redovisas en sammanfattning av bilaga 1, ackumulerade nuvärdet av den totala driftkostnaden efter en 10 årig kalkylperiod med realräntan 6 %.

		ackumulerat nuvärde (kkkr)
alt 1	A	20.693
	B	9.271
alt 2	A	19.439
	B	8.726
alt 3	A	21.395
	B	9.377
alt ref	A	30.034
	B	13.019

Tabell 8.4.1

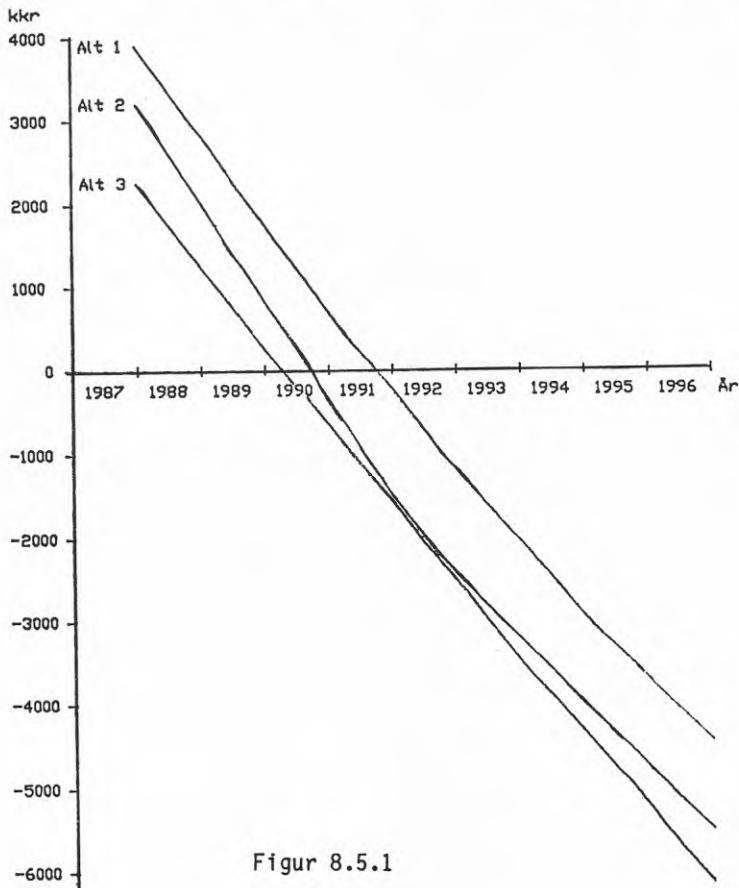
8.5 Lönsamhetsbedömning

I tabell 8.5.1 redovisas skillnaden för de olika alternativen i diskonterat ackumulerat nuvärde, för kalkylperioden, jämfört med referensalternativet. Realräntan är liksom tidigare 6%.

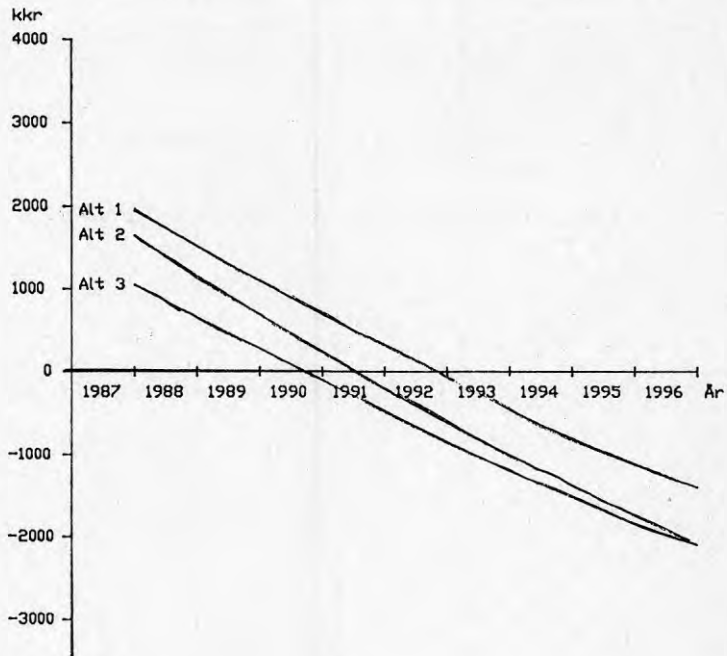
	Effektklass	Investerings kostnad (kk)	Driftkostnad (kk)	Summa (kk)
Alt 1	A	+ 5.200	- 9.341	- 4.141
	B	+ 2.500	- 3.748	- 1.248
Alt 2	A	+ 4.700	- 10.595	- 5.895
	B	+ 2.300	- 4.293	- 1.993
Alt 3	A	+ 3.400	- 8.639	- 5.239
	B	+ 1.600	- 3.642	- 2.042

Tabell 8.5.1

I figur 8.5.1 och 8.5.2 visas kostnadsdifferensen, jämfört med referensalternativet, årsvis för effektklass A resp B.



Figur 8.5.1



Figur 8.5.2

Som framgår av figurerna är samtliga alternativ lönsamma jämfört med konventionell oljeeldning.

Alt 2 och 3, absorptionsvärmepump i kombination med fliseldning respektive enbart fliseldning, är de mest lönsamma lösningarna med de givna förutsättningarna. Detta gäller för både effekt-klasserna, A och B.

9 REFERENSER

1. Småskalig kraftvärme
Rapport 1986:1, Statens energiverk

2. Mottrycksproduktion av el i gruppcentraler
VAST nr 85:57

Mottrycksproduktion av el i hetvattencentraler
VAST nr 85:63

3. Samproduktion av elenergi och värme i små anläggningar.
NE 1983:19, B Gustafsson m fl

Alternativ 1

Effektklass	Bränslekostnad 1) Flis		Olja		Personal- 1) kostnad		Övrig drift, och underhåll 1)		Ackumulerat nuvärde 1)2)		
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	
År											
1987	1130	471	1018	424	300	200	258	120	2552	1146	
88	1141	476	1050	438	300	200	258	120	4999	2244	
89	1153	480	1082	451	300	200	258	120	7344	3295	
90	1164	485	1098	458	300	200	258	120	9578	4295	
91	1175	490	1109	462	300	200	258	120	11702	5246	
92	1175	490	1114	465	300	200	258	120	13709	6145	
93	1175	490	1114	465	300	200	258	120	15603	6993	
94	1175	490	1119	467	300	200	258	120	17392	7794	
95	1187	495	1125	469	300	200	258	120	19090	8554	
96	1187	495	1125	469	300	200	258	120	20693	9271	

1) kkr

2) 6% realränta

Alternativ 2

Effektclass	Bränslekostnad 1) Flis		Olja		Personal- 1) kostnad		Övrig drift och underhåll 1)		Ackumulerat nuvärde 1)2)		
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	
År											
1987	1105	461	949	396	300	200	187	88	2397	1080	
88	1116	465	979	408	300	200	187	88	4695	2113	
89	1127	470	1009	421	300	200	187	88	6897	3100	
90	1138	474	1024	427	300	200	187	88	8996	4042	
91	1149	479	1034	431	300	200	187	88	10991	4937	
92	1149	479	1039	433	300	200	187	88	12887	5783	
93	1149	479	1039	433	300	200	187	88	14656	6581	
94	1149	479	1044	435	300	200	187	88	16337	7335	
95	1160	484	1049	437	300	200	187	88	17933	8051	
96	1160	484	1049	437	300	200	187	88	19429	8726	

1) kkr

2) 6% realränta

Alternativ 3

Effektclass	Bränslekostnad 1) Flis		Olja		Personal- 1) kostnad		Övrig drift och underhåll 1)		Ackumulerat nuvärde 1)2)	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
År										
1987	1385	577	949	396	300	200	164	56	2640	1159
88	1399	583	979	408	300	200	164	56	5169	2269
89	1413	589	1009	421	300	200	164	56	7592	3332
90	1427	595	1024	427	300	200	164	56	9901	4345
91	1441	600	1034	431	300	200	164	56	12097	5306
92	1441	600	1039	433	300	200	164	56	14173	6215
93	1441	600	1039	433	300	200	164	56	16131	7072
94	1441	600	1044	435	300	200	164	56	17981	7882
95	1455	606	1049	437	300	200	164	56	19738	8651
96	1455	606	1049	437	300	200	164	56	21395	9377

1) kkr

2) 6% realränta

Ref alternativ

Effektclass	Bränslekostnad 1) Flis		Olja		Personalskostnad 1)		Övrig drift ocf underhåll 1)		Ackumulerat nuvärde 1)2)	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
<u>År</u>										
1987	-	-	3436	1432	300	200	100	35	3619	1573
88	-	-	3544	1477	300	200	100	35	7129	3096
89	-	-	3653	1522	300	200	100	35	10532	4572
90	-	-	3707	1545	300	200	100	35	13785	5981
91	-	-	3743	1560	300	200	100	35	16881	7323
92	-	-	3761	1567	300	300	100	35	19815	8593
93	-	-	3761	1567	300	300	100	35	22585	9792
94	-	-	3780	1575	300	300	100	35	25205	10927
95	-	-	3798	1583	300	300	100	35	27689	12003
96	-	-	3798	1583	300	300	100	35	30034	13019

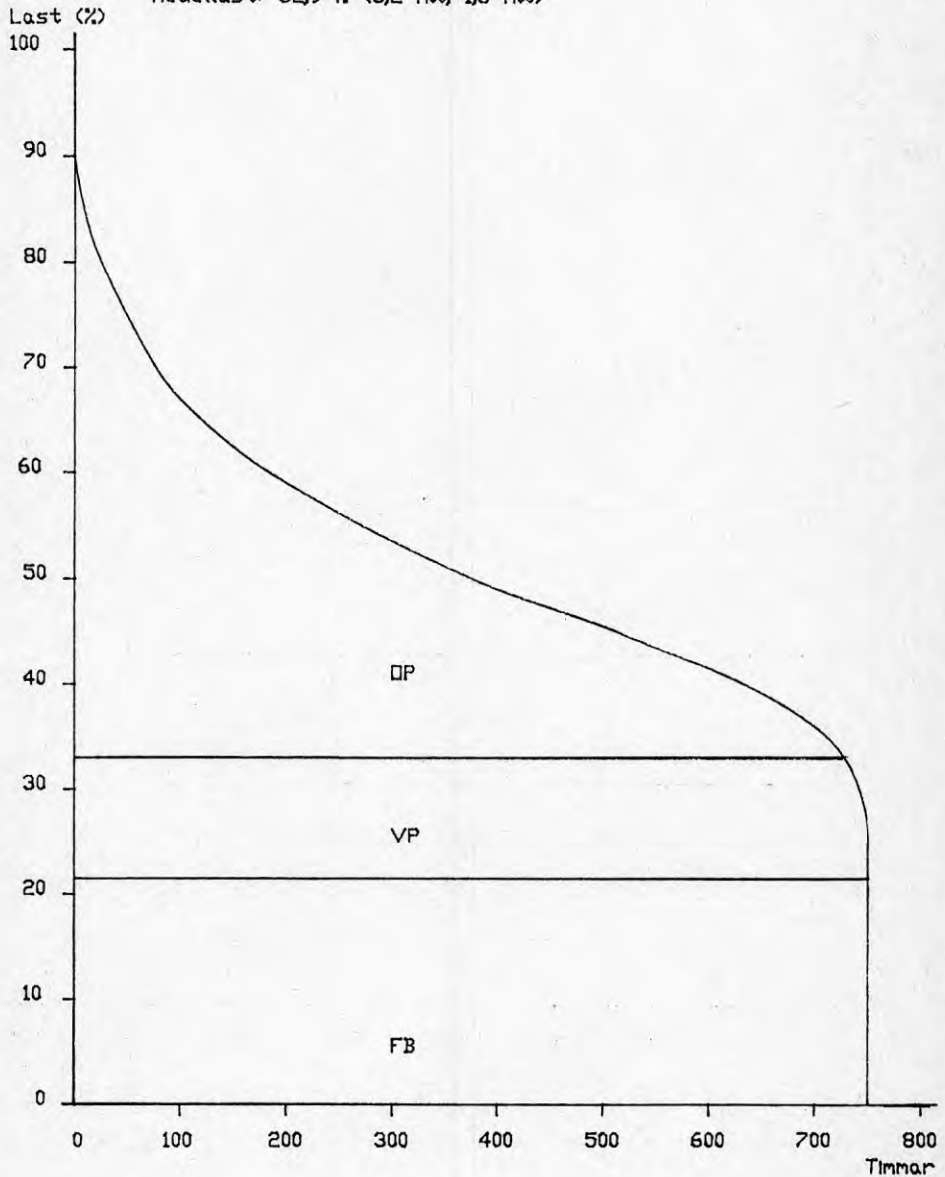
1) kkr

2) 6% realränta

ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
JANUARI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

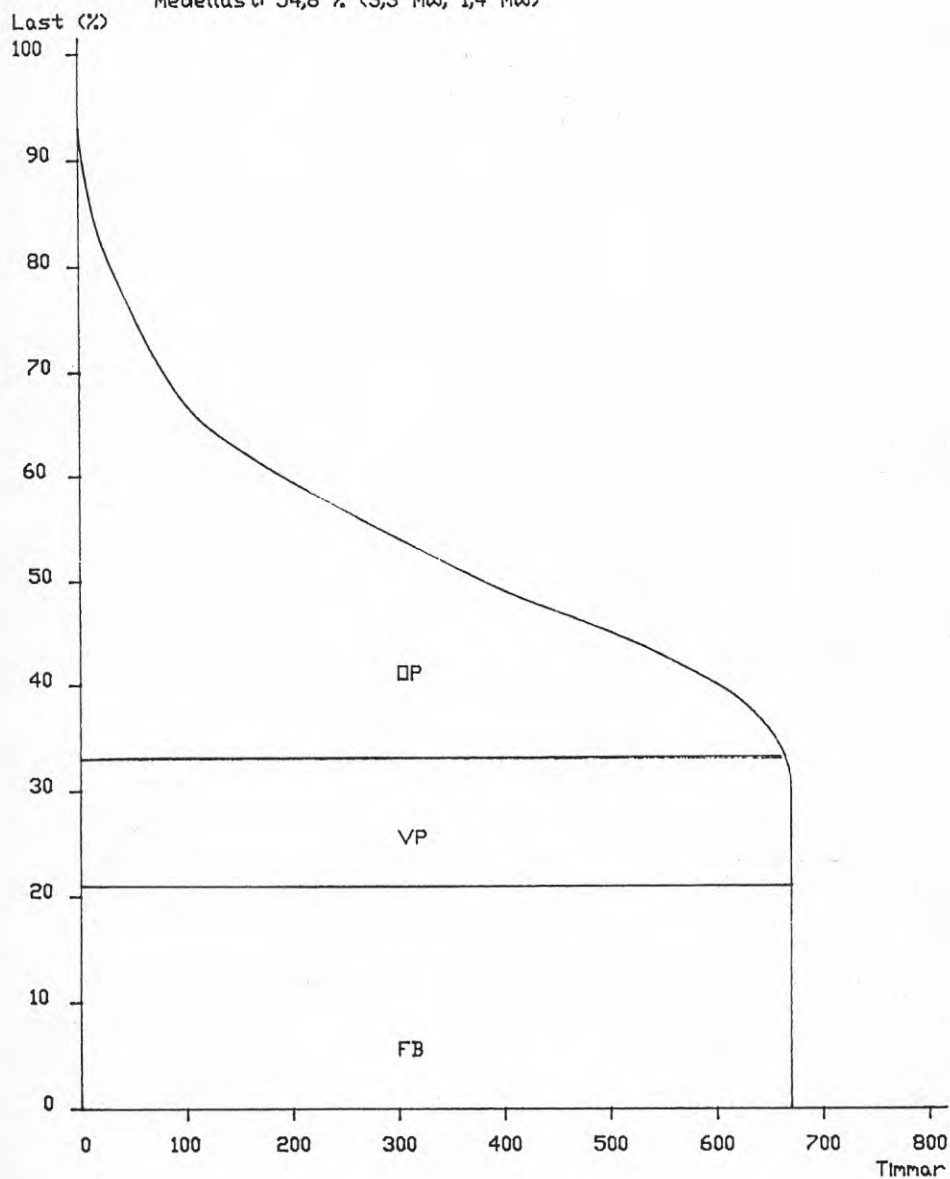
Medellast: 52,9 % (3,2 MW, 1,3 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
FEBRUARI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

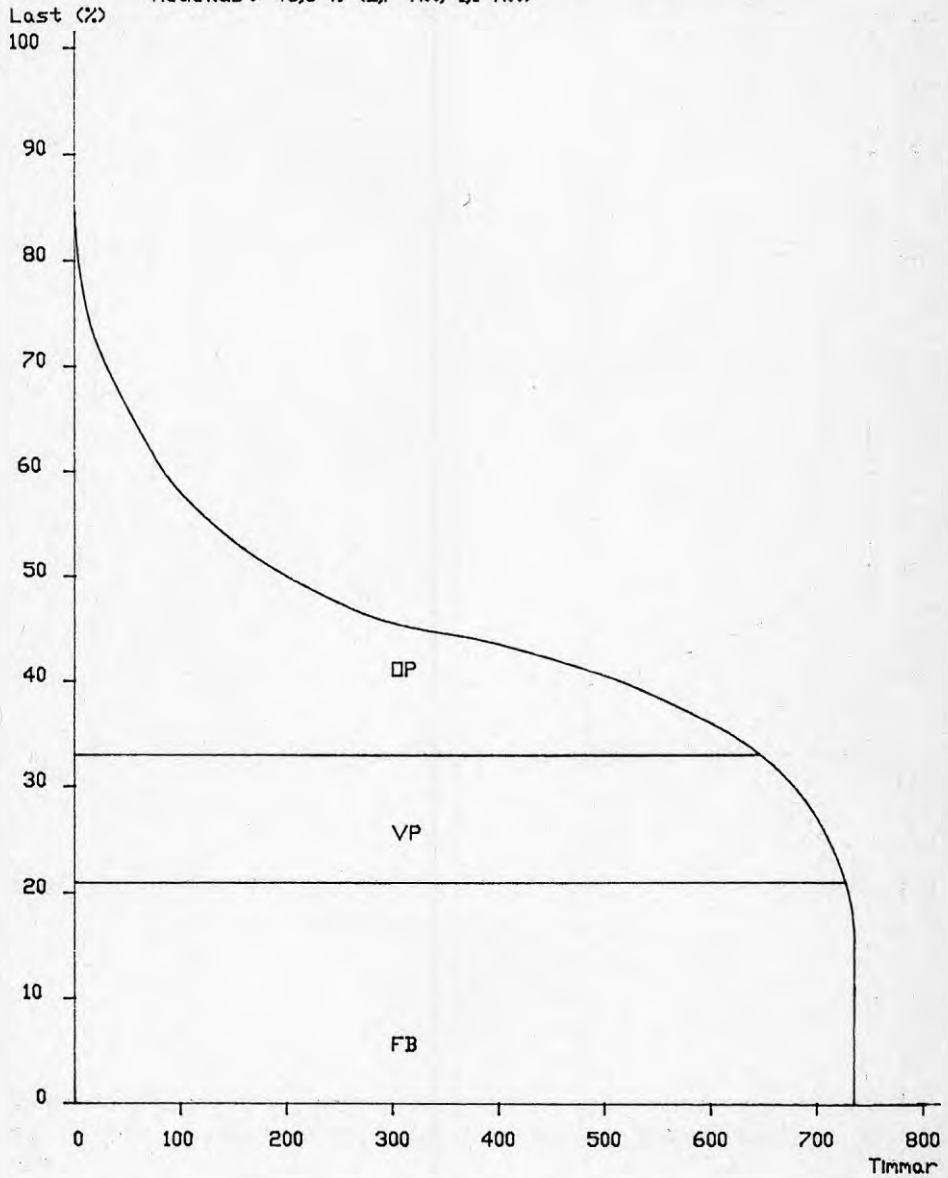
Medellast: 54,8 % (3,3 MW, 1,4 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
MARS

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

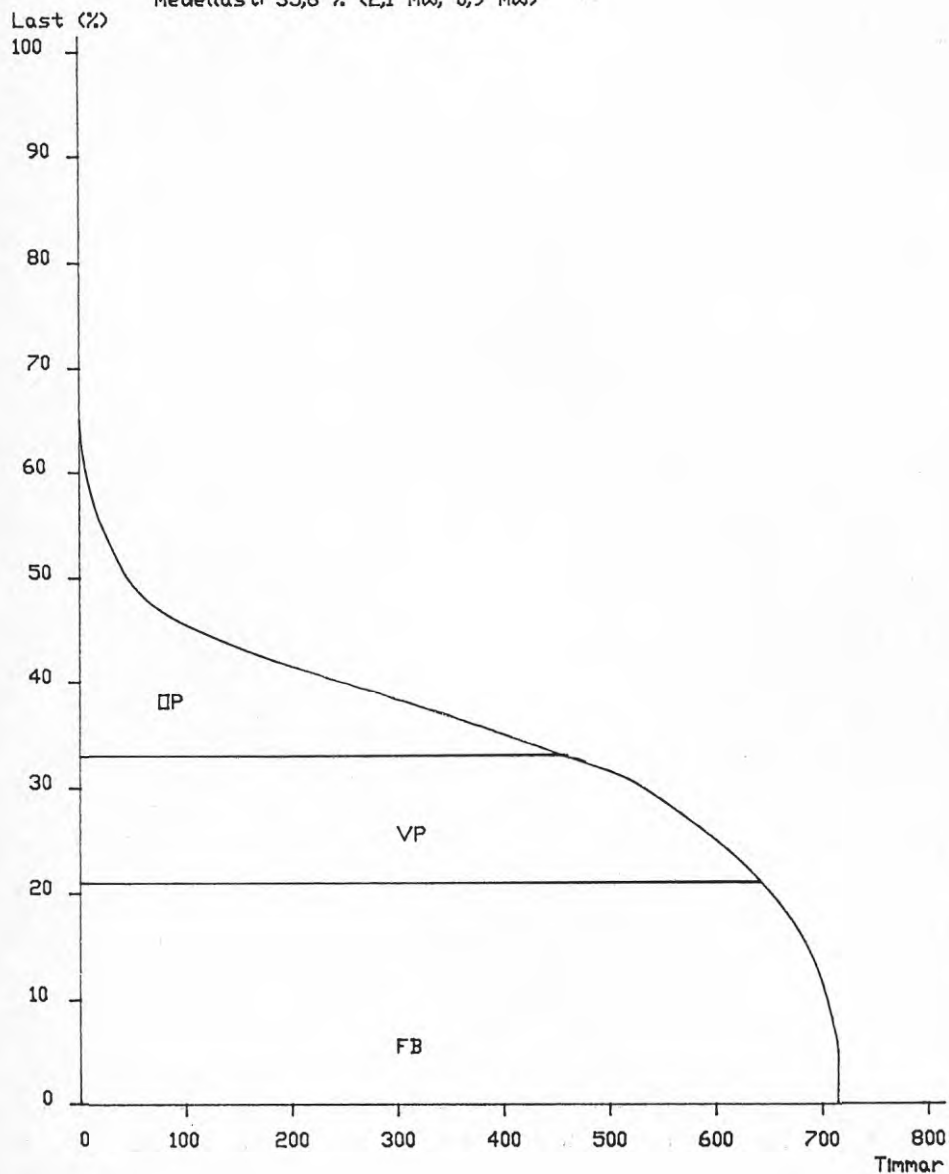
Medellast: 45,6 % (2,7 MW, 1,1 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
APRIL

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

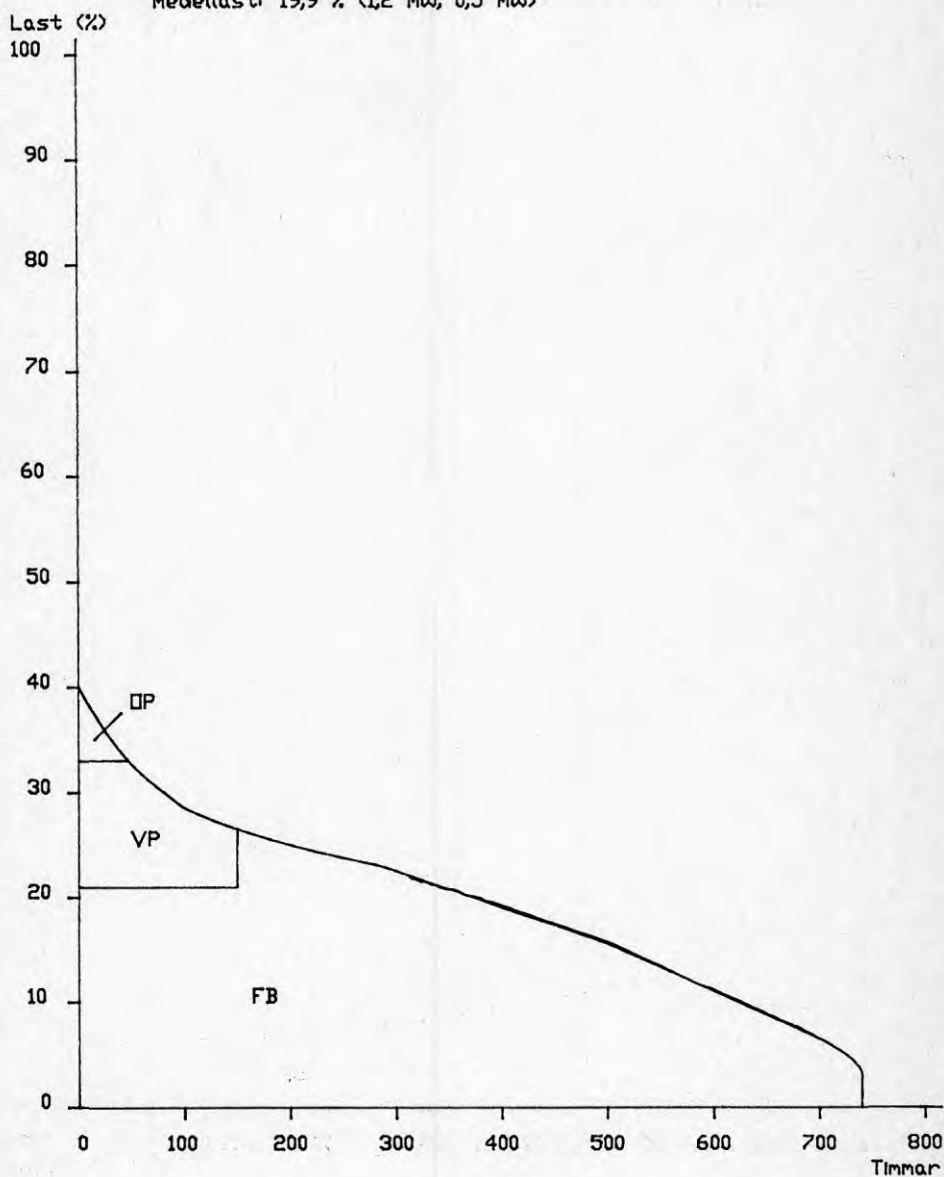
Medellast: 35,6 % (2,1 MW, 0,9 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
MAJ

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

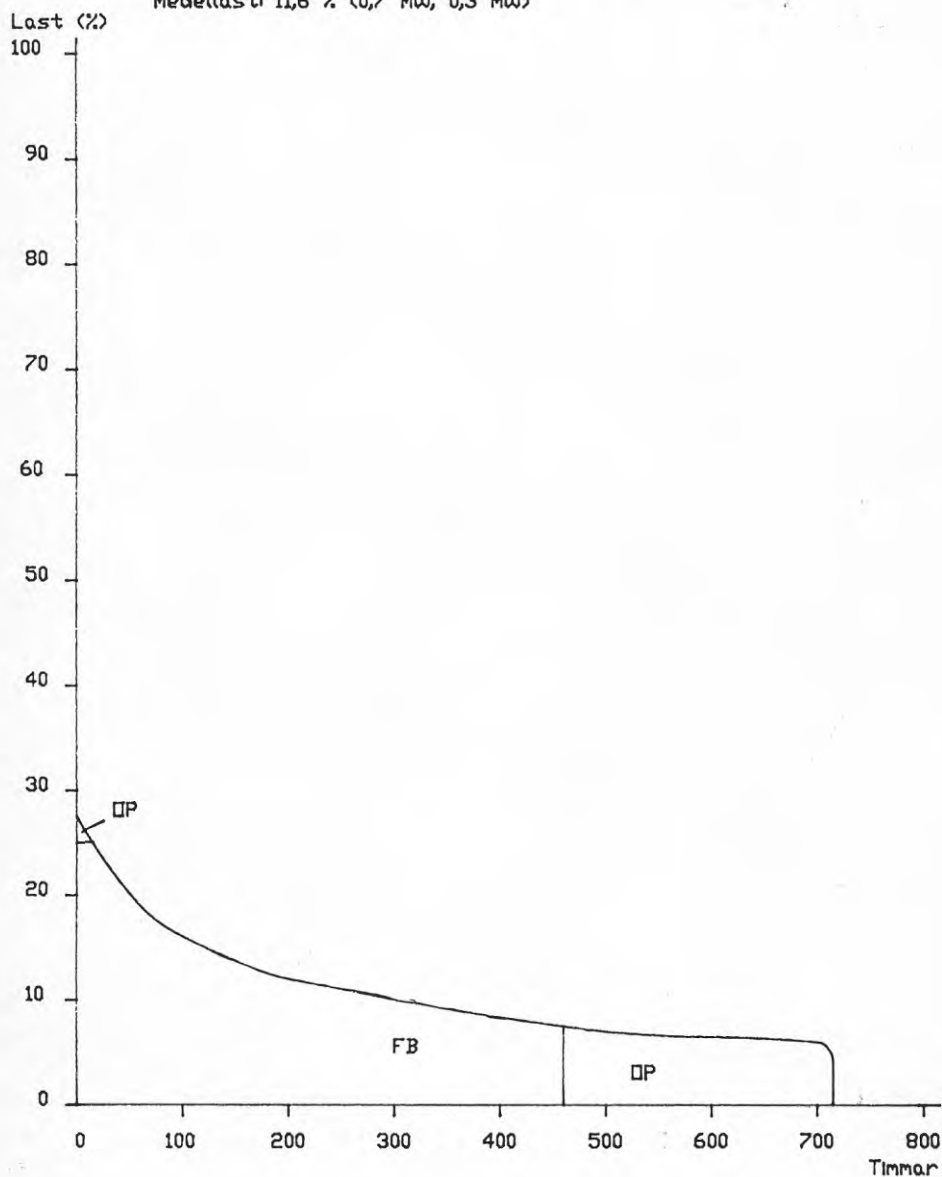
Medellast: 19,9 % (1,2 MW, 0,5 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
JUNI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

Medellast 11,6 % (0,7 MW, 0,3 MW)

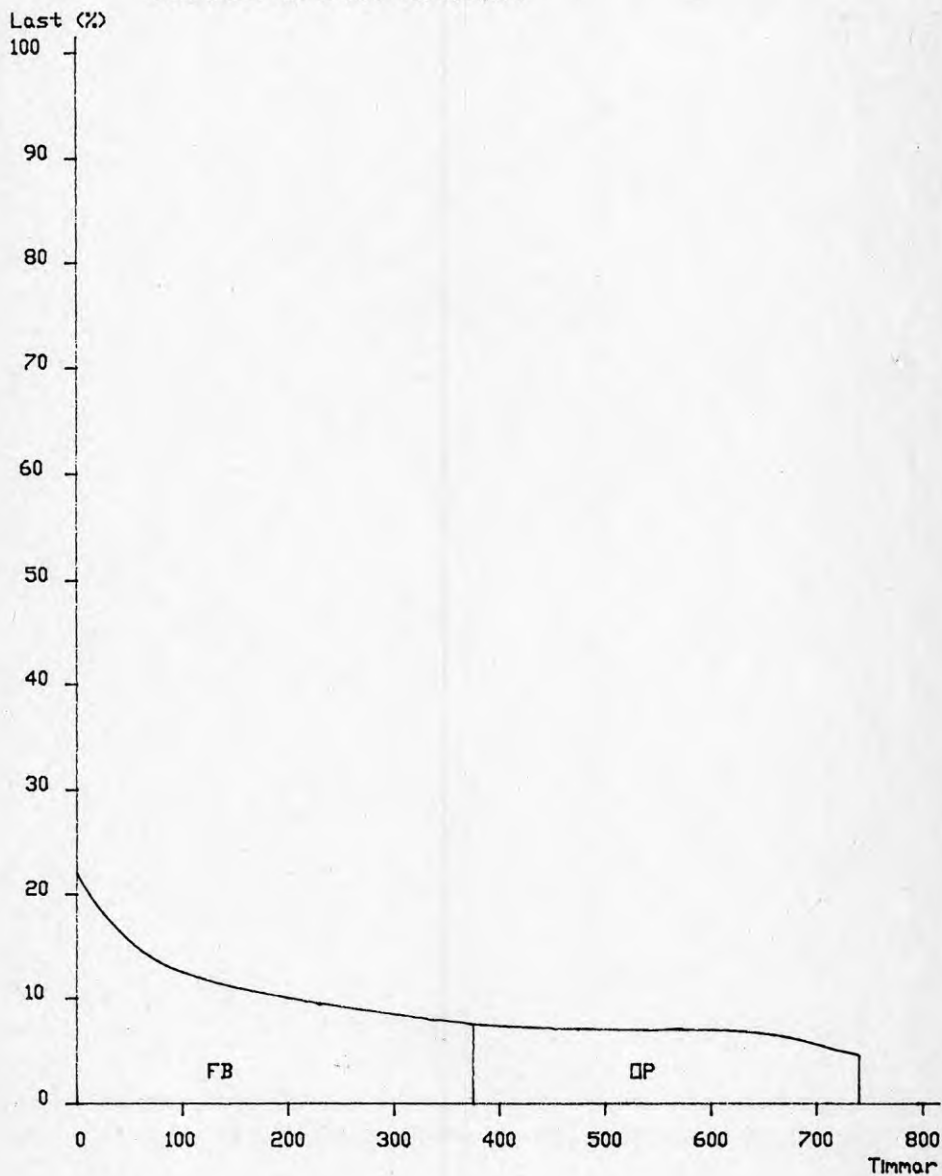


ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)

JULI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

Medellast: 9,3 % (0,6 MW, 0,2 MW)

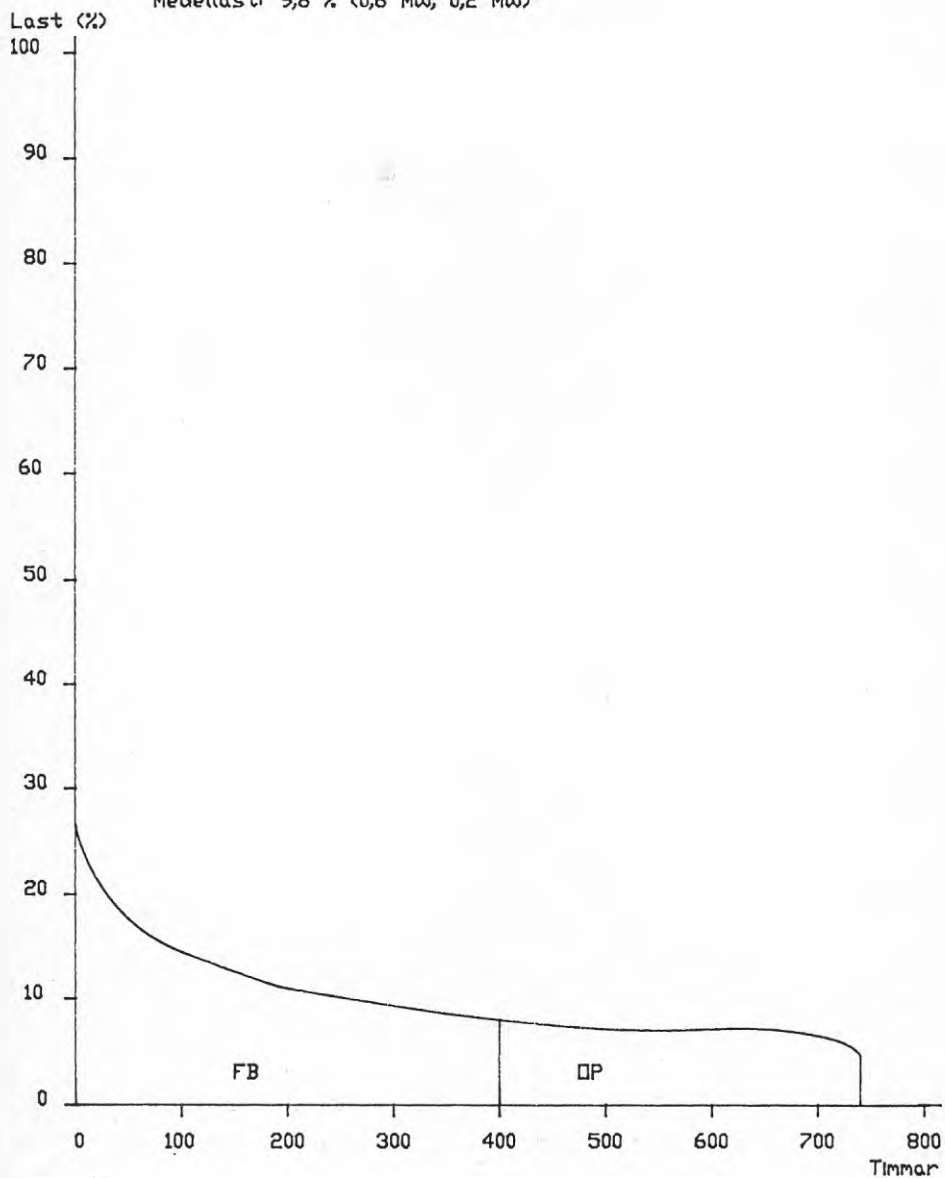


ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)

AUGUSTI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

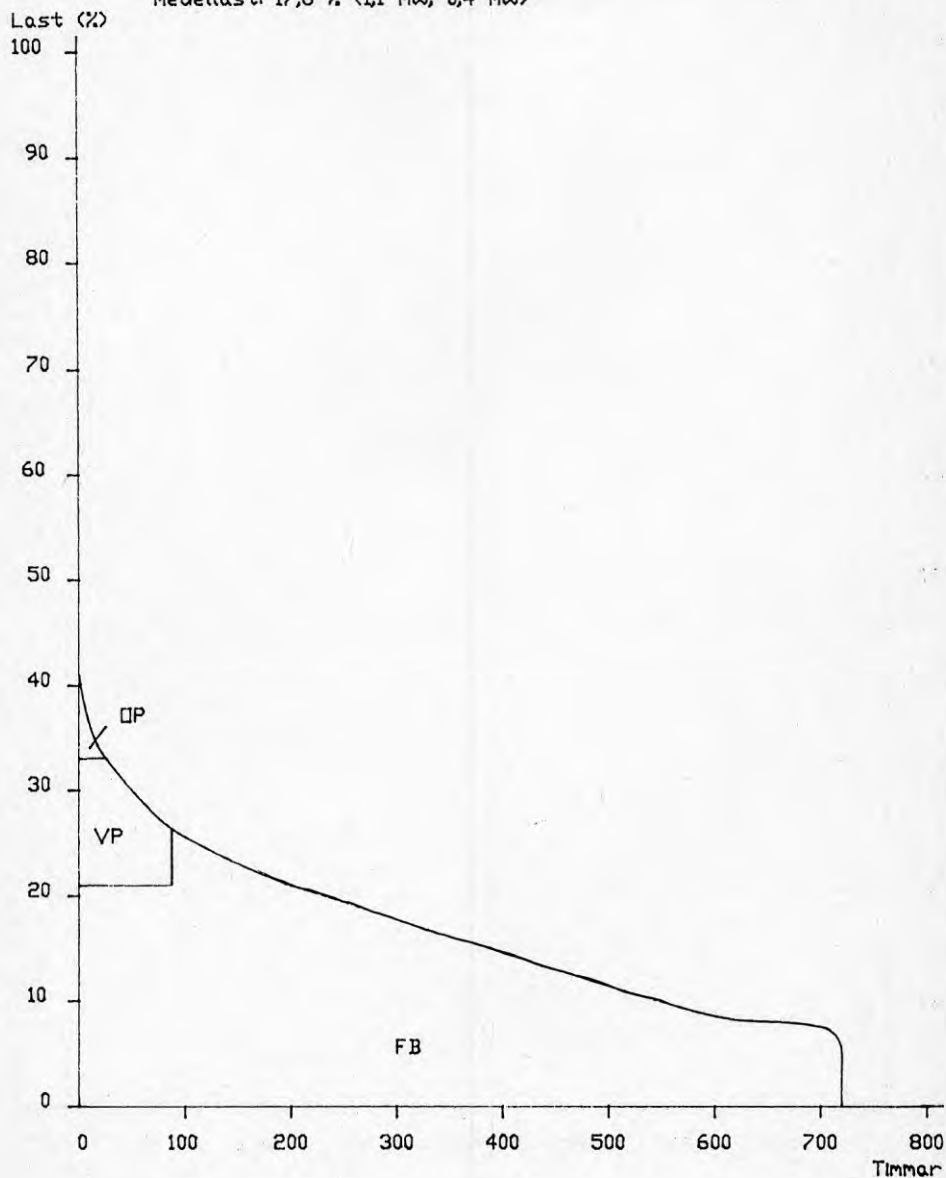
Medellast: 9,8 % (0,6 MW, 0,2 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
SEPTEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

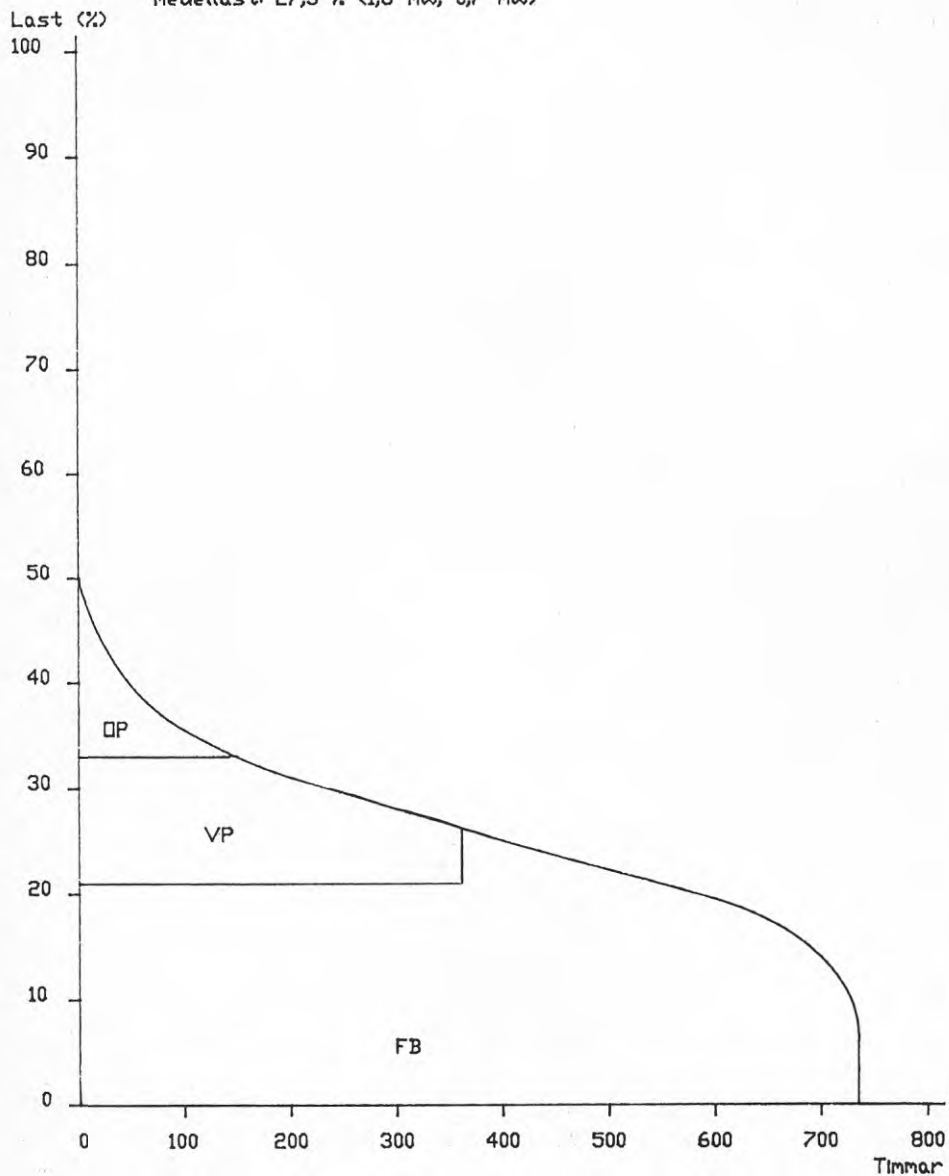
Medellast: 17,6 % (1,1 MW, 0,4 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
OKTOBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

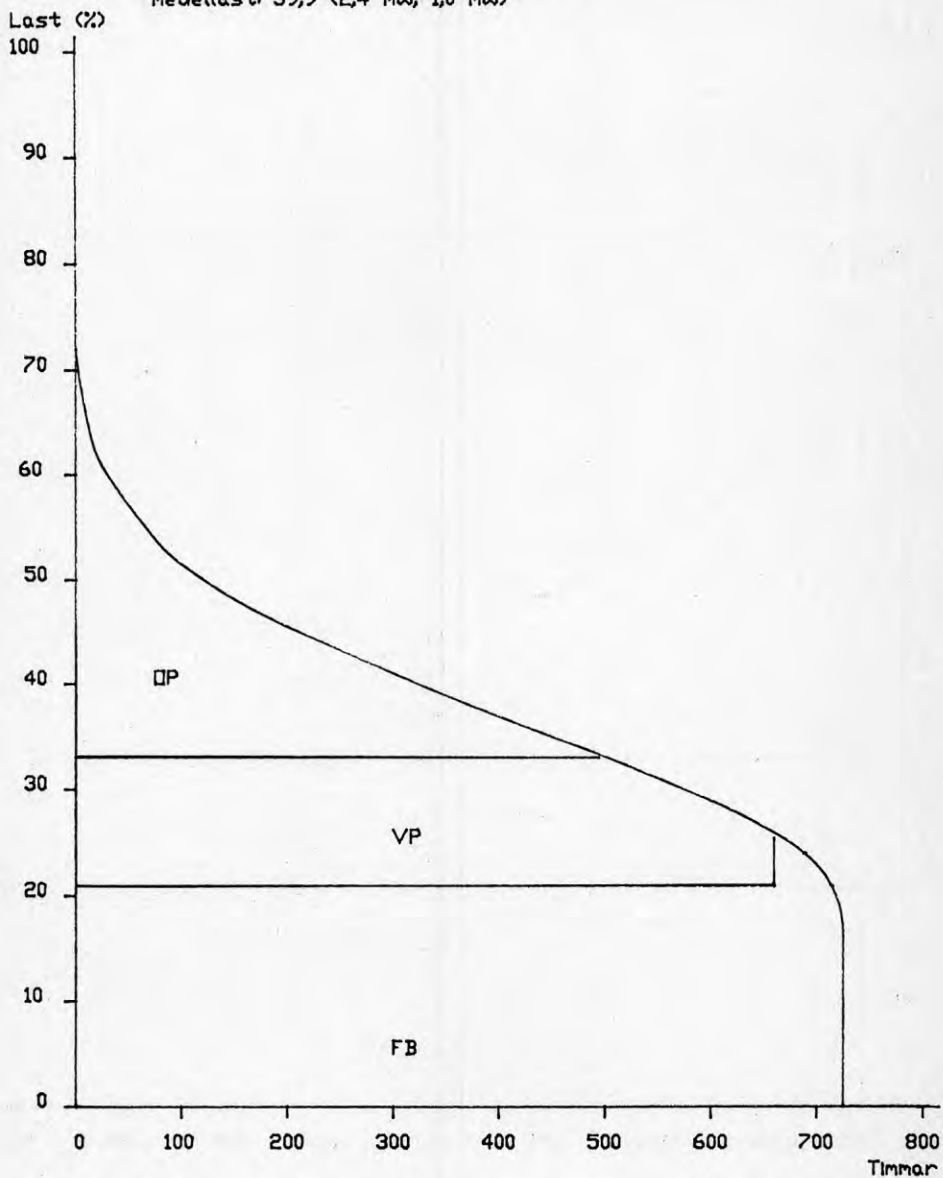
Medellast: 27,3 % (1,6 MW, 0,7 MW)



ÅNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
NOVEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

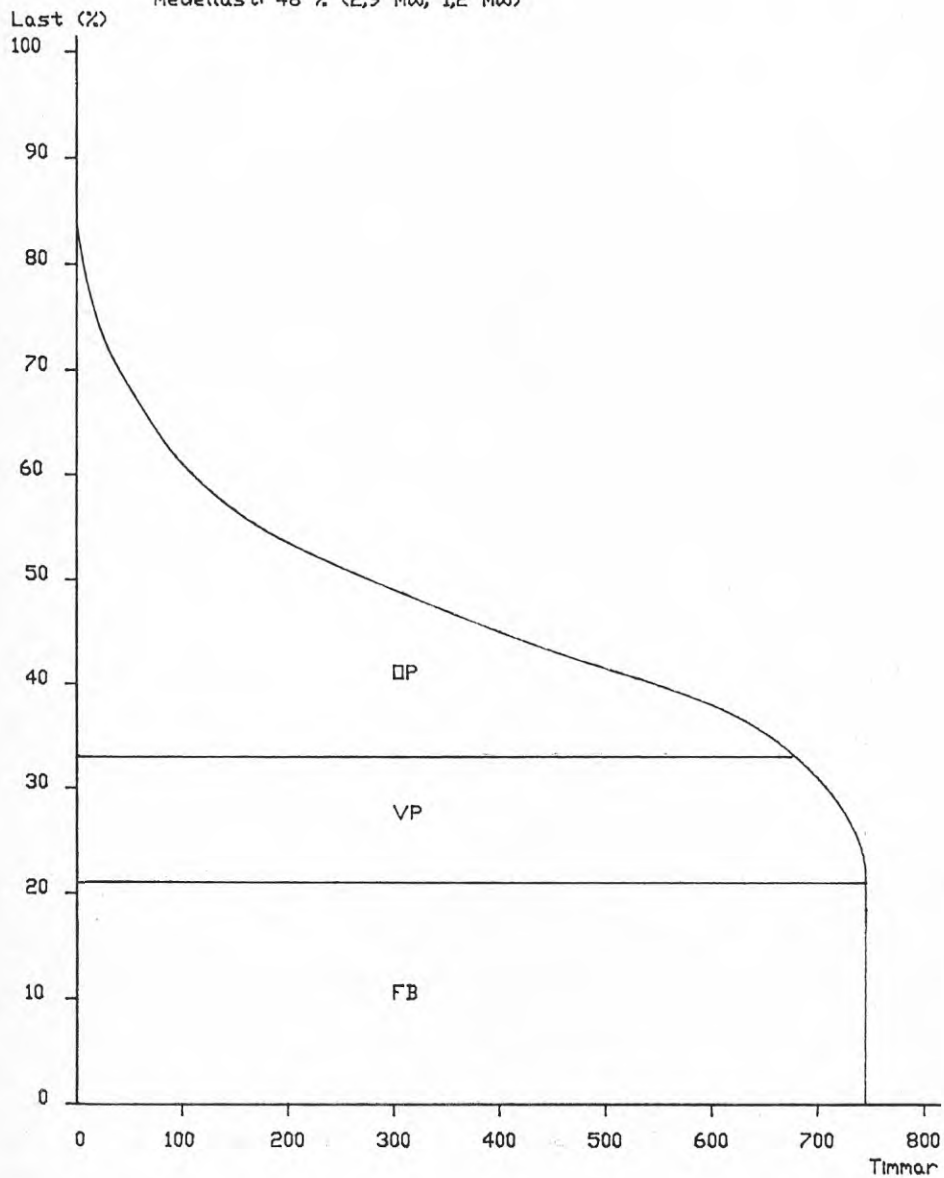
Medellast: 39,9 (2,4 MW, 1,0 MW)



ÄNGTURBINDRIVEN KOMPRESSORVÄRMEPUMP OCH FASTBRÄNSLEPANNA
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
DECEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

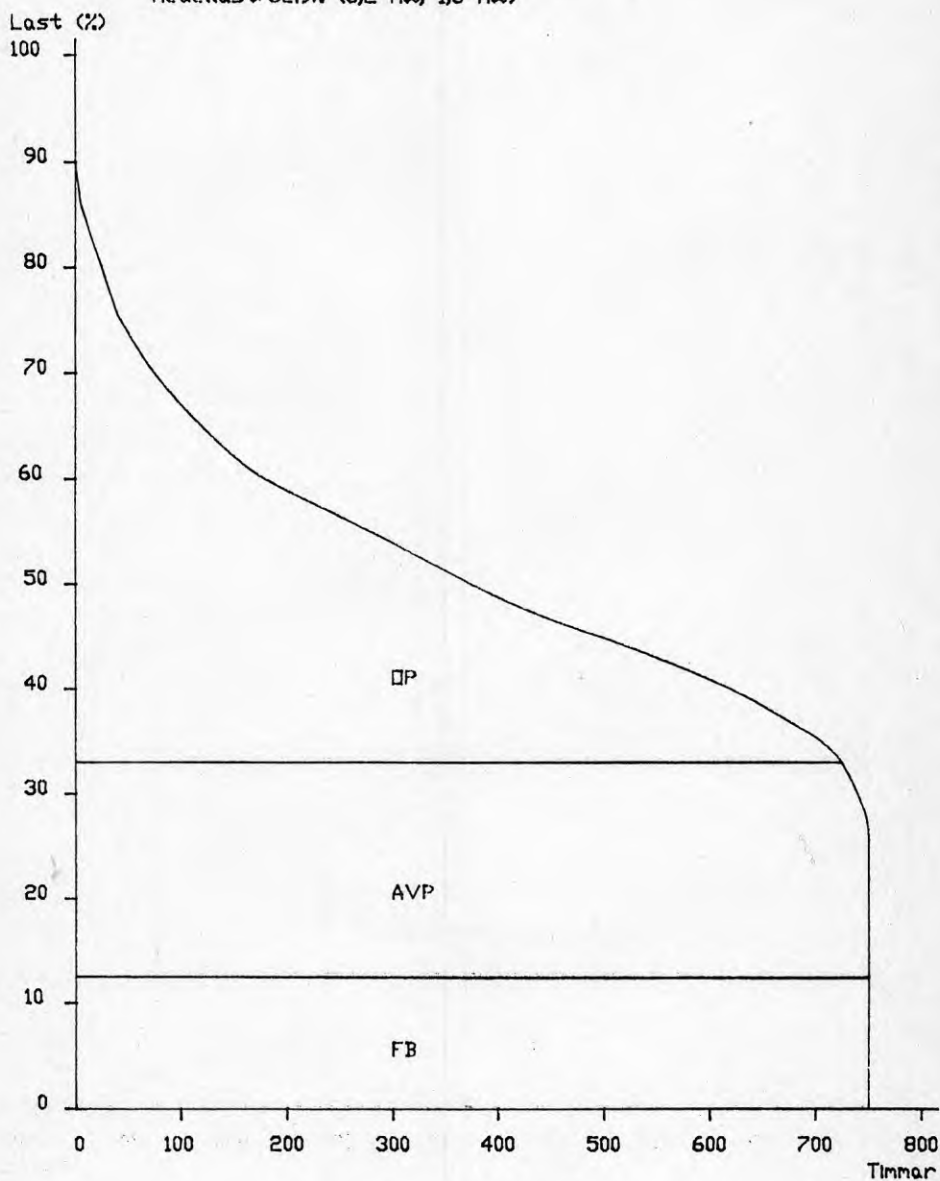
Medellast: 48 % (2,9 MW, 1,2 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
JANUARI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

Medellast: 52,9% (3,2 MW, 1,3 MW)



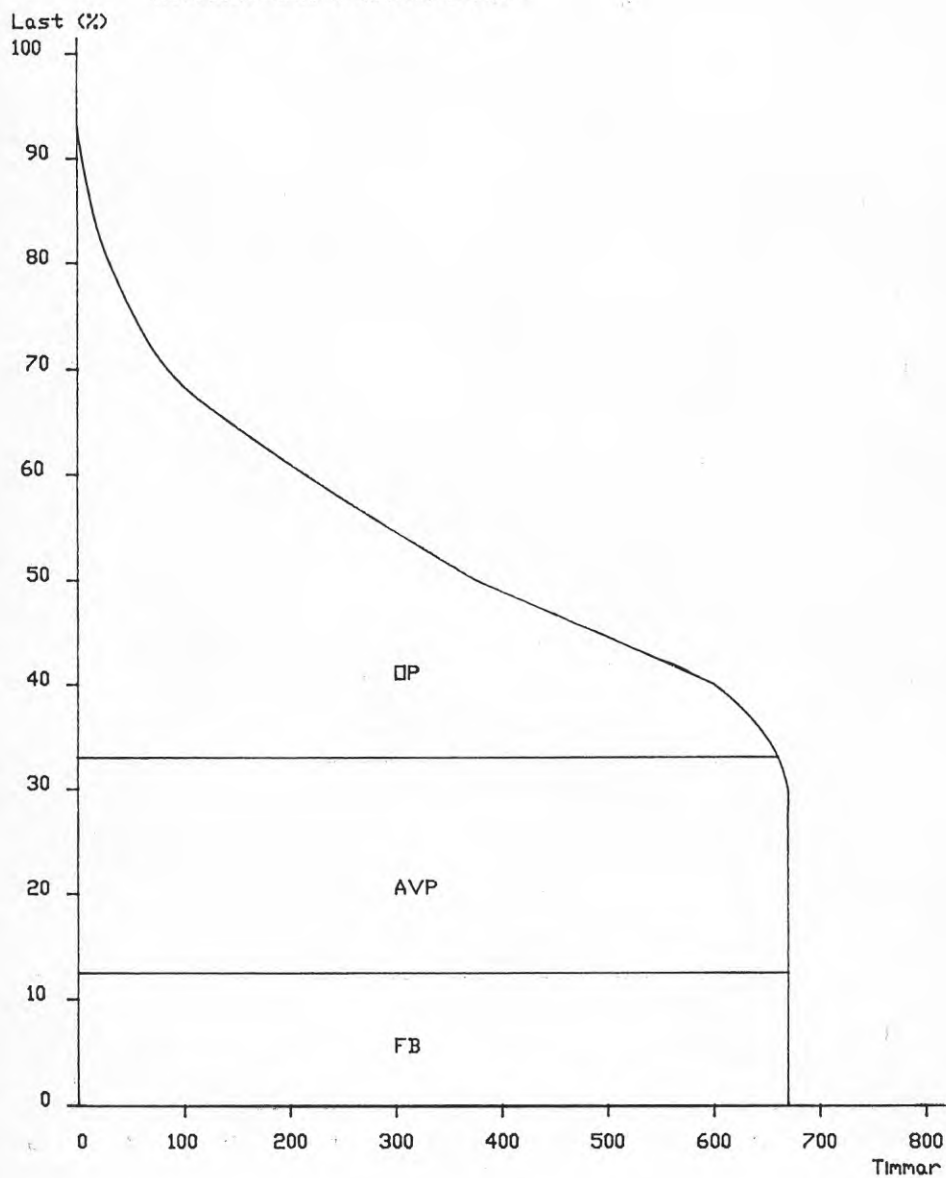
FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP

KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)

FEBRUARI

100 % last=6 MW resp. 2.5 MW

Medellast: 54.8 % (3.3MW, 1.4MW)

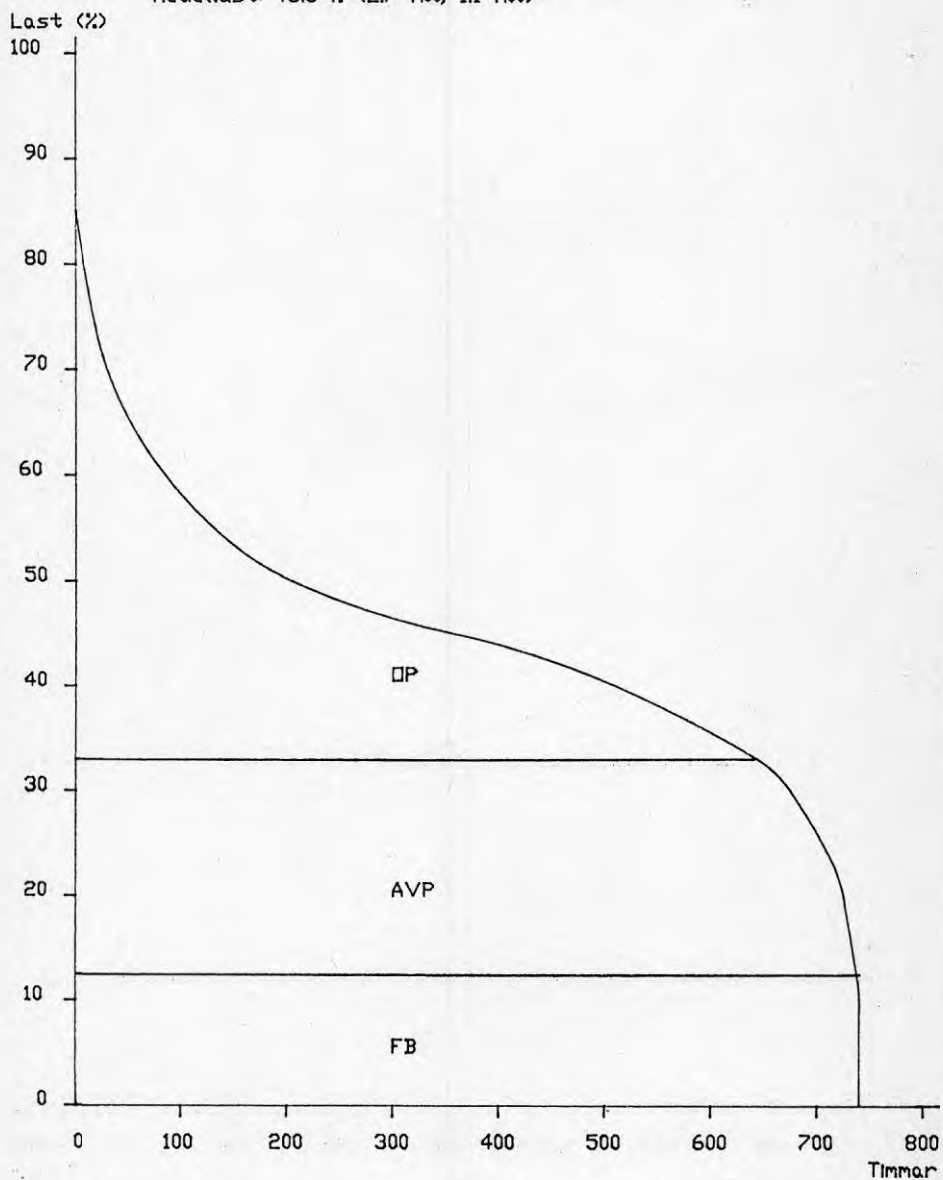


FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)

MARS

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

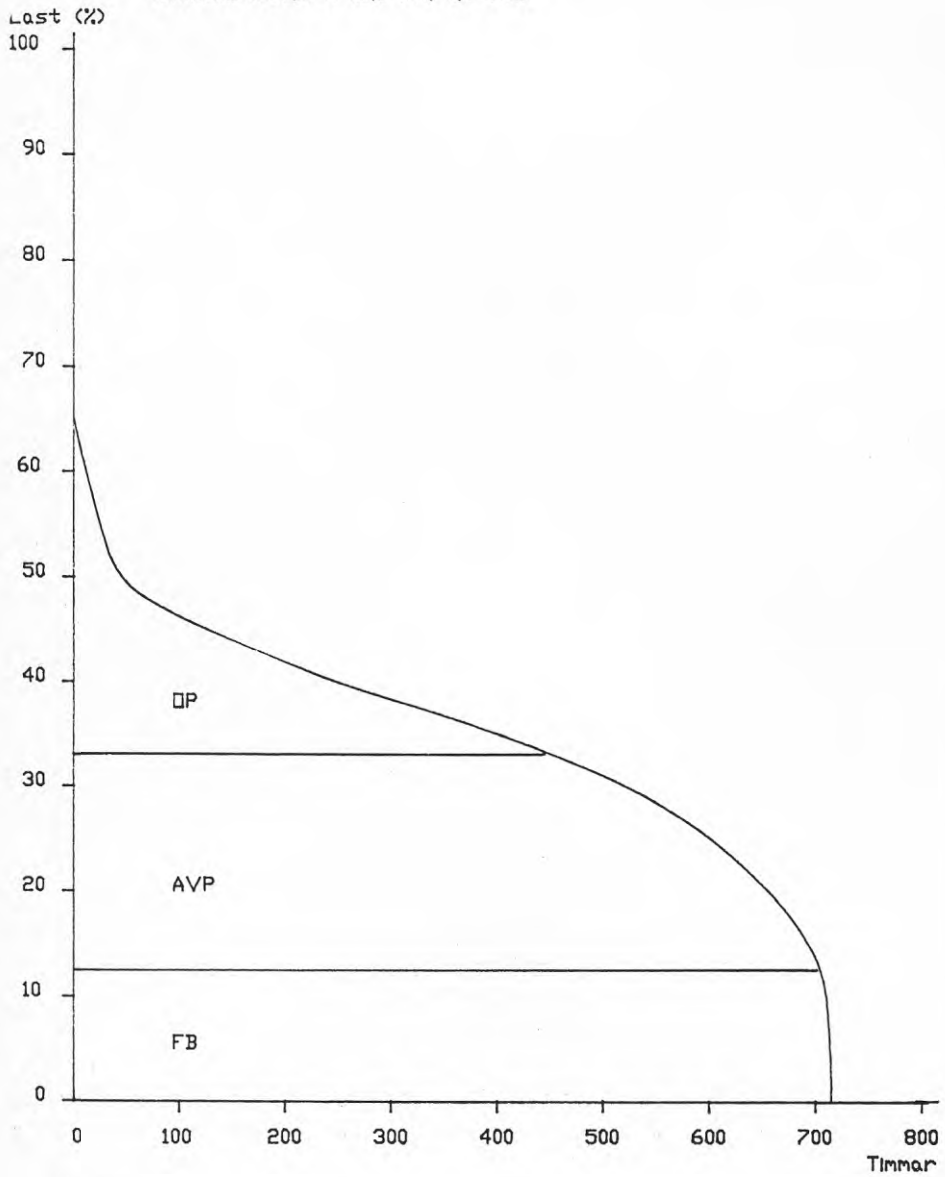
Medellast: 45,6 % (2,7 MW, 1,1 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
APRIL

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

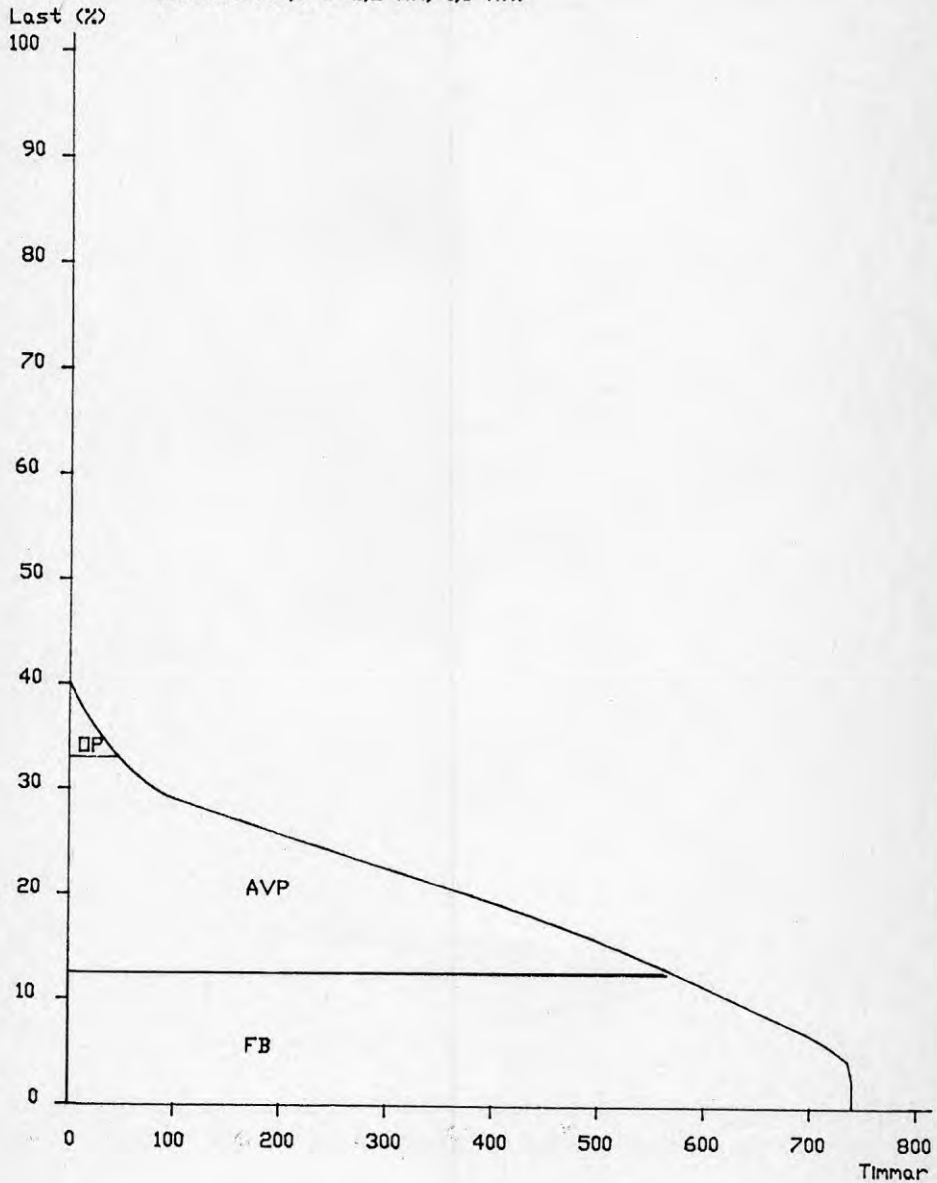
Medellast: 35,6 % (2,1 MW, 0,9 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
MAJ

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

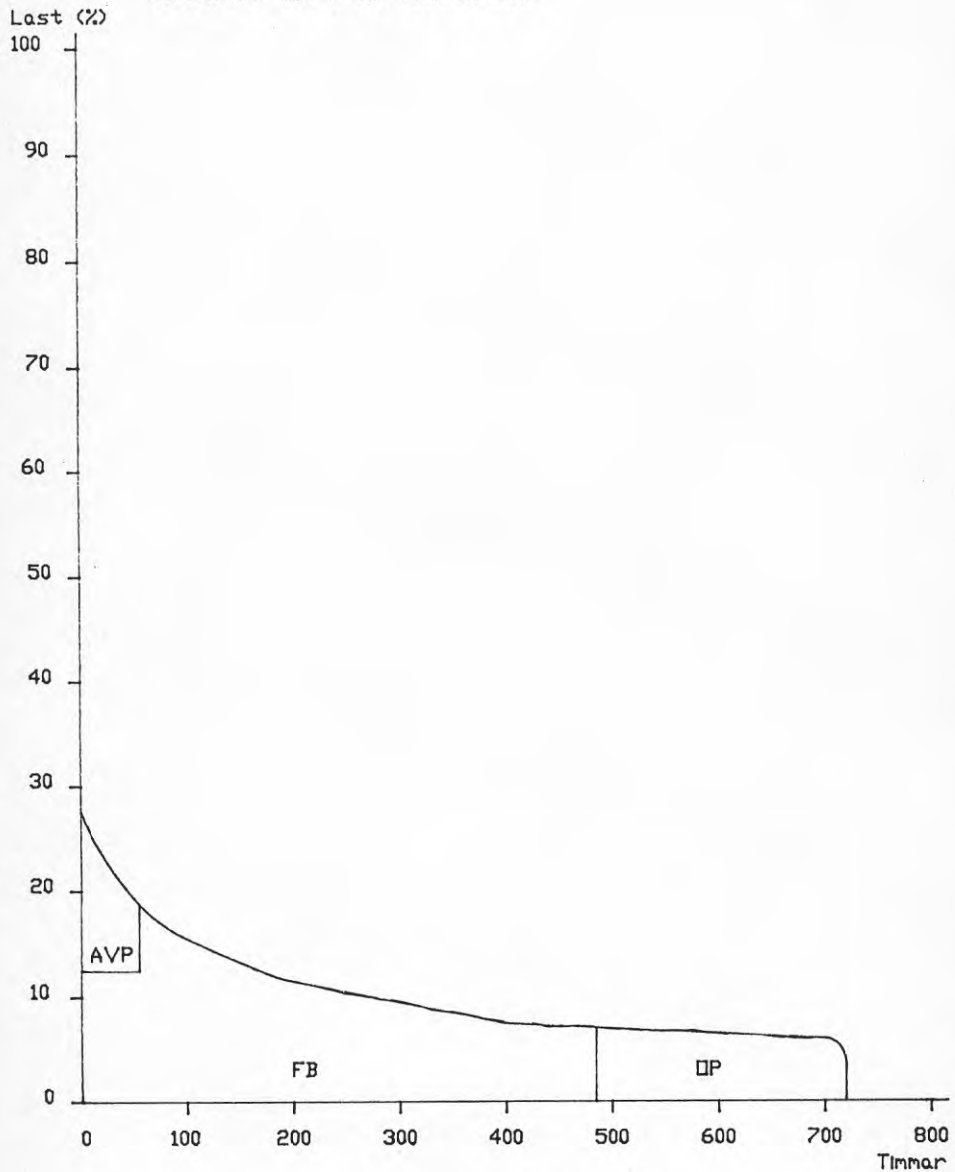
Medellast 19,9 % (1,2 MW, 0,5 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
JUNI

100 % last=6 MW resp. 2.5 MW

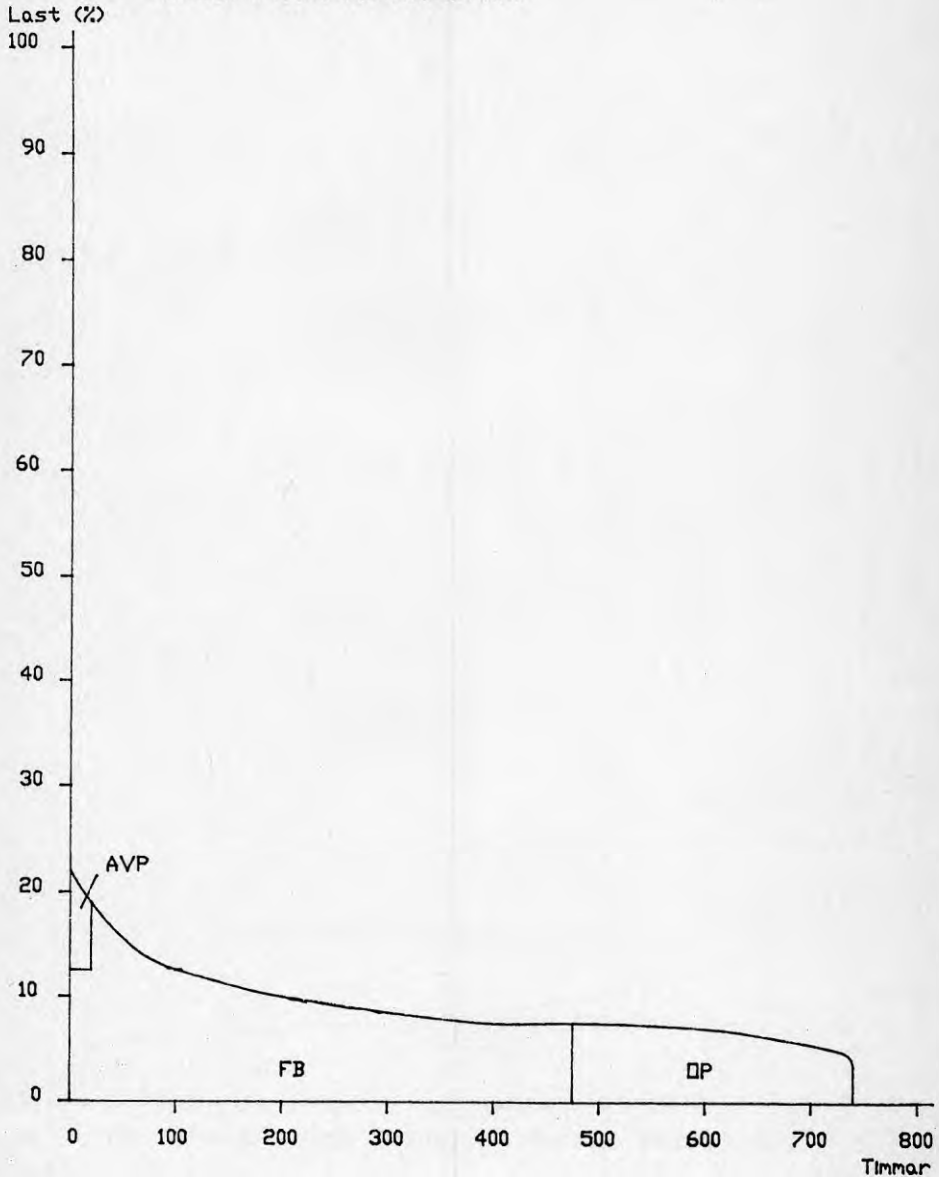
Medellast: 11,6 % (0,7 MW, 0,3 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
JULI

100 % last=6 MW resp. 2.5 MW

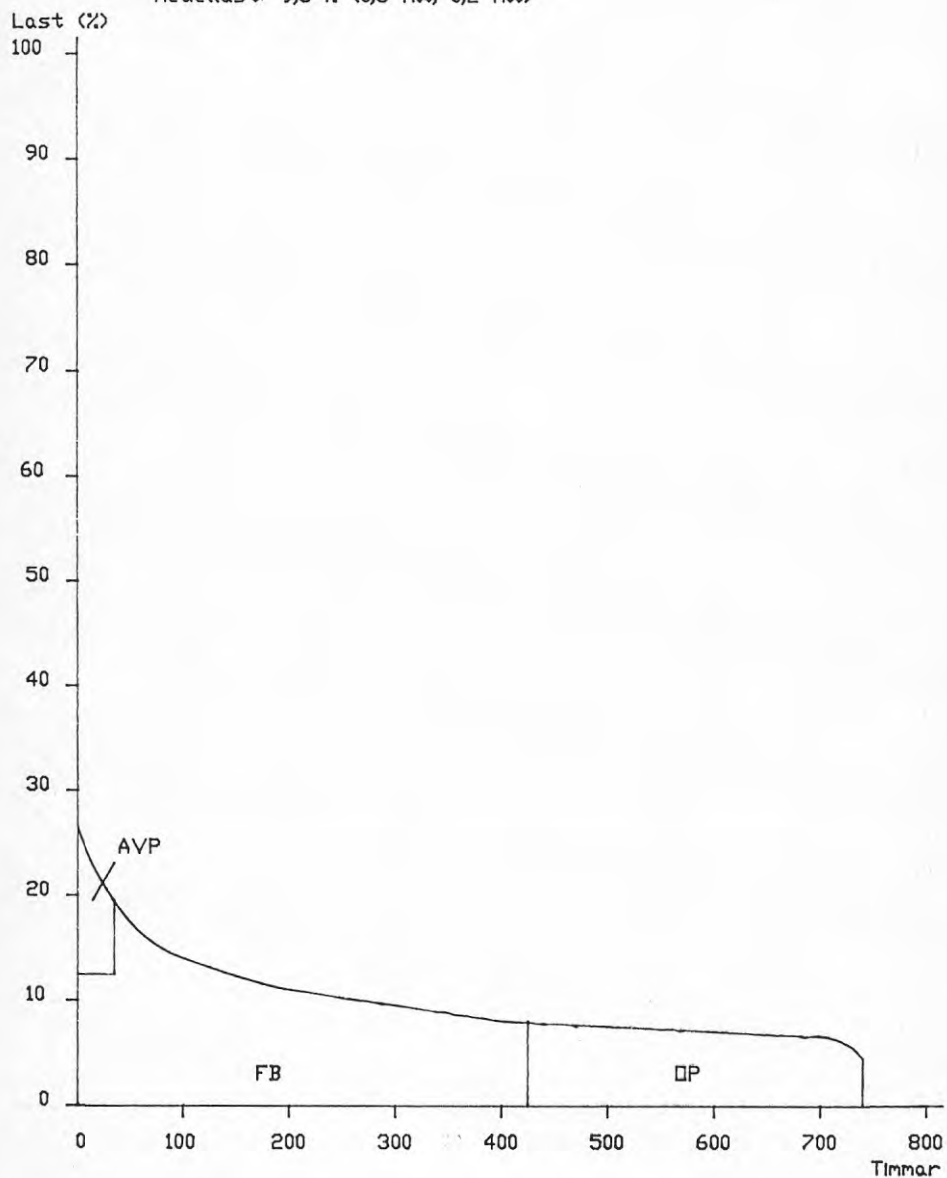
Medellast: 9,3 % (0,6 MW, 0,2 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
AUGUSTI

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

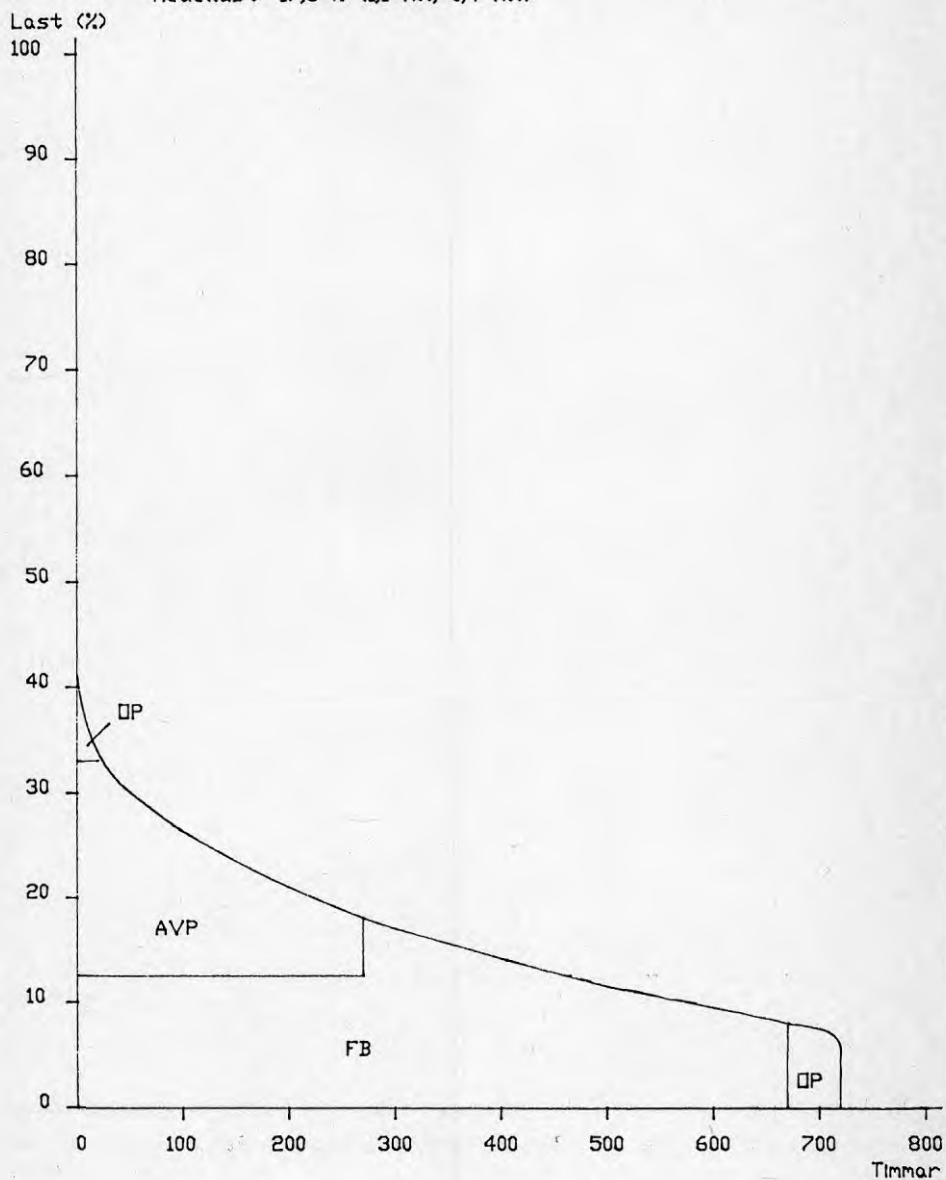
Medellast: 9,8 % (0,6 MW, 0,2 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
SEPTEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

Medellast: 17,6 % (1,1 MW, 0,4 MW)



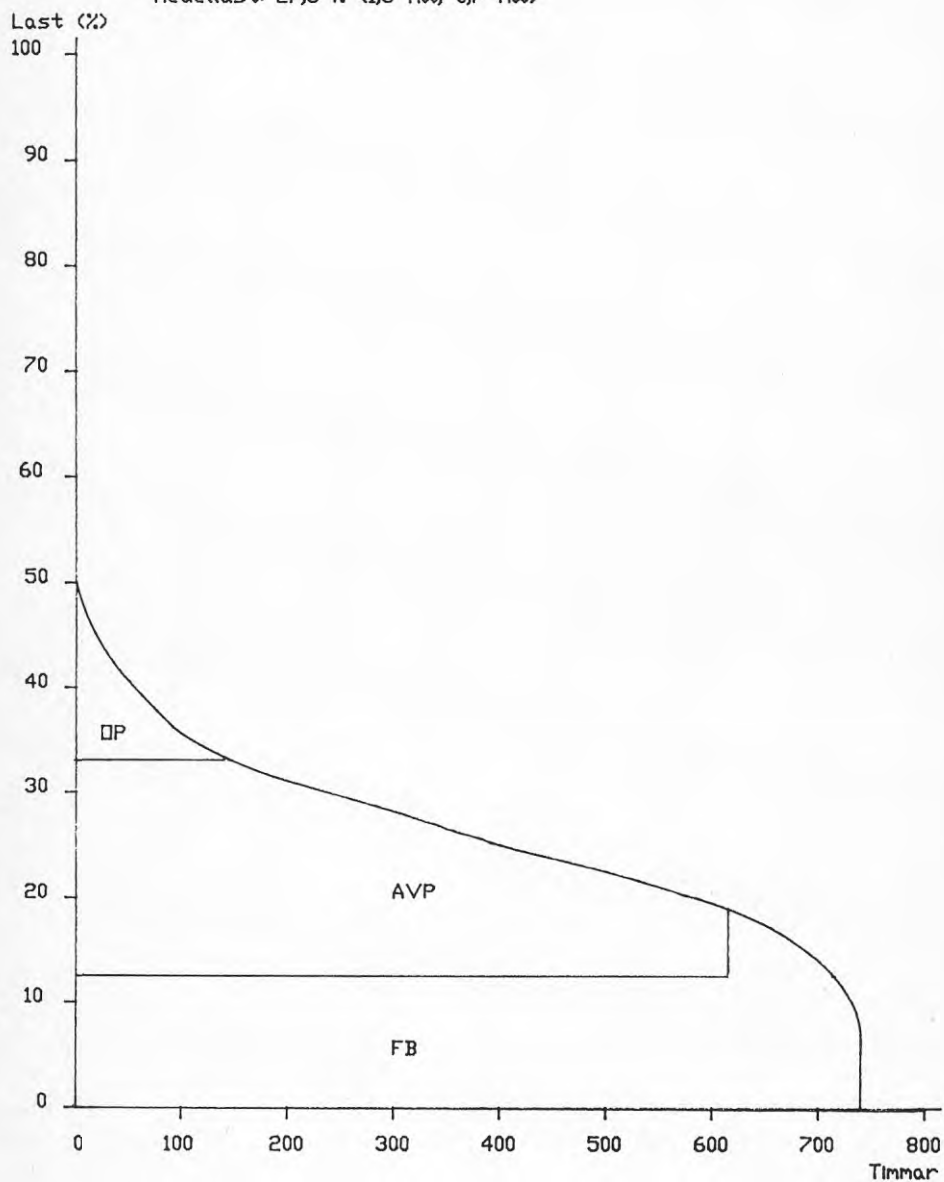
FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP

KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)

OKTOBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

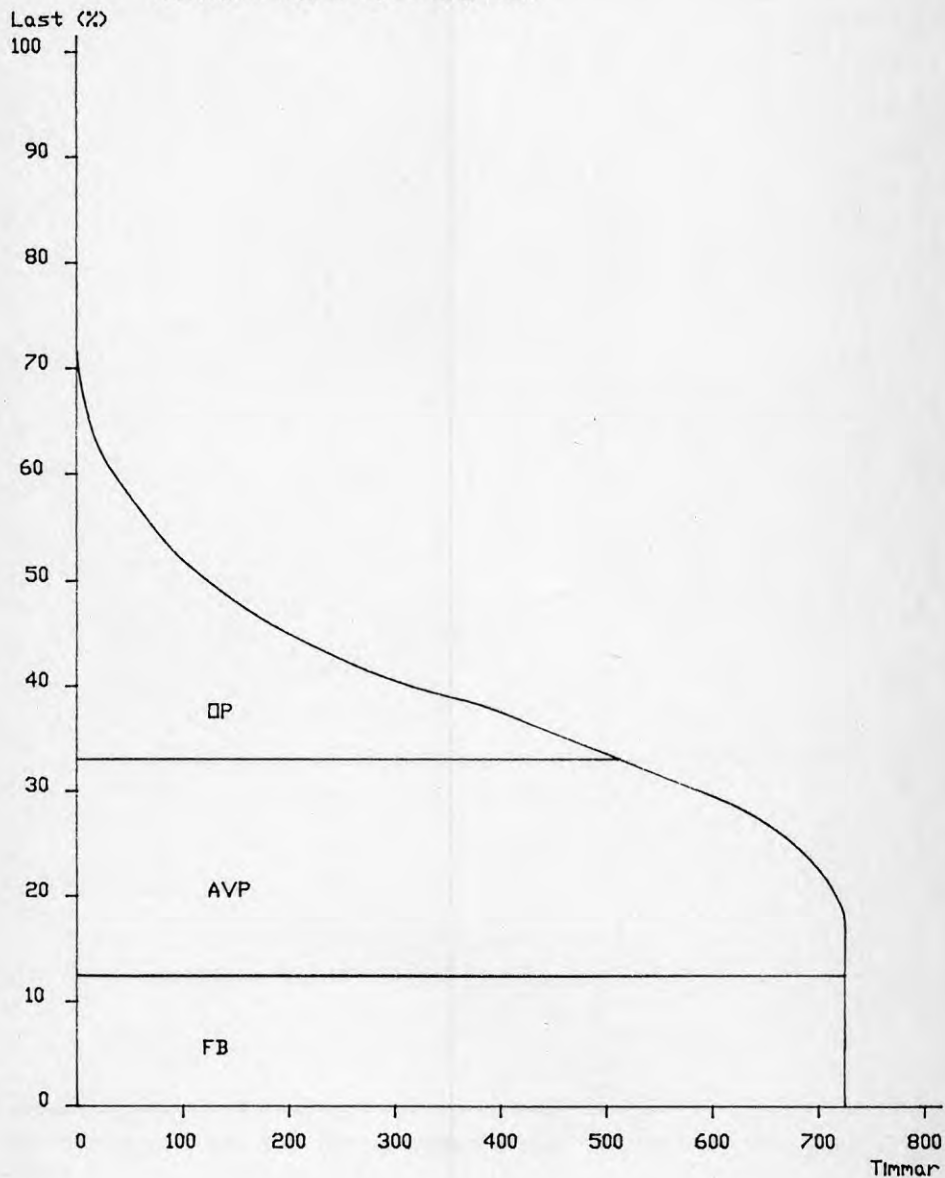
Medellast: 27,3 % (1,6 MW, 0,7 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
NOVEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

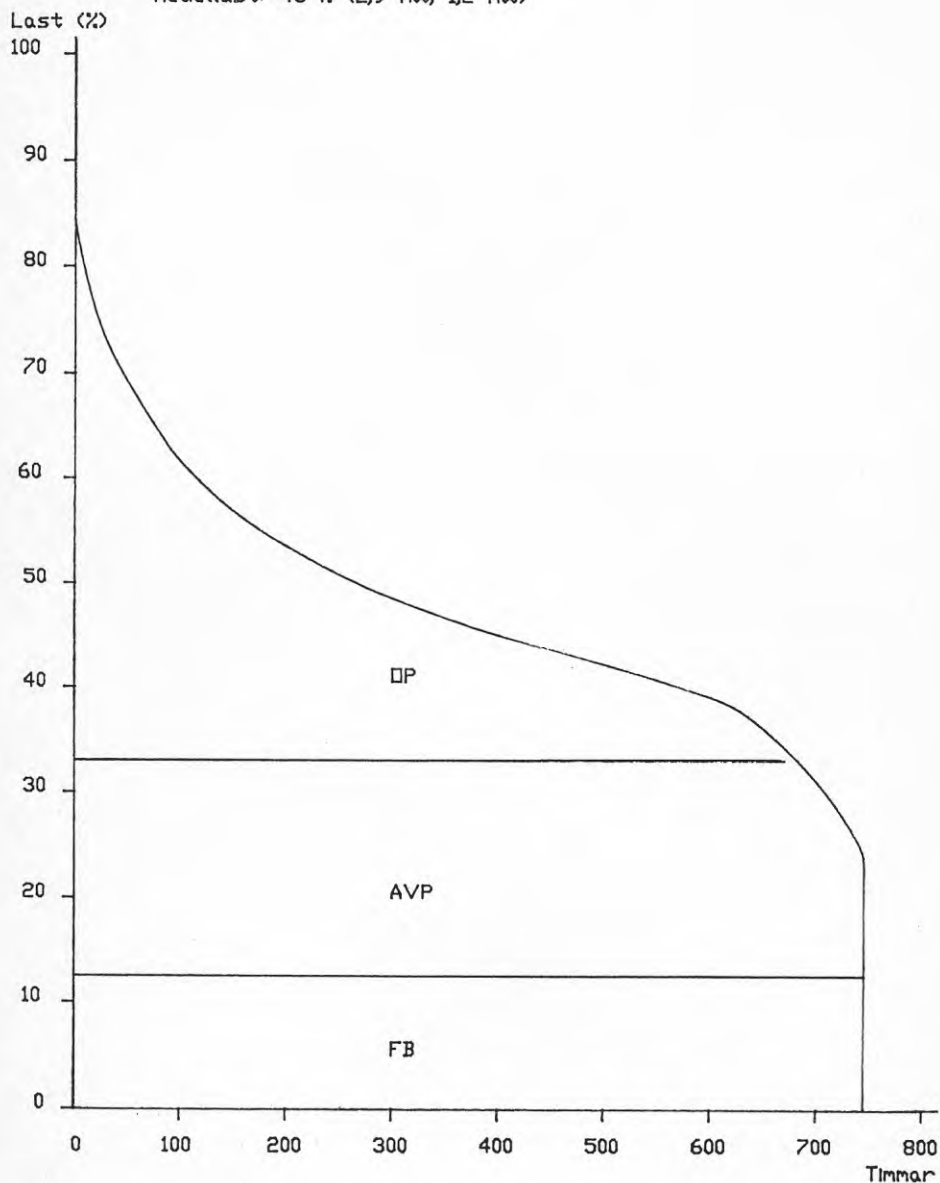
Medellast: 39,9 % (2,4 MW, 1,0 MW)



FASTBRÄNSLEPANNA I KOMBINATION MED ABSORBTIONSVÄRMEPUMP
KONSEKUTIV BELASTNINGSKURVA (exklusive tillgänglighet)
DECEMBER

100 % last=6 MW resp. 2,5 MW

Medellast: 48 % (2,9 MW, 1,2 MW)



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841014-4
från Statens råd för byggnadsforskning till ÅF-Energi-
konsult AB, Stockholm.**

R104: 1987

ISBN 91-540-4808-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707104

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirkapris: 36 kr exkl moms