

Chalmers Tekniska Högskola
Institutionen för Värmeteknik och maskinlära

Ekonomisk optimering av värme-
kraftverks matarvattenförvärmare
En metod

av

Gunnar Olgård

(Licentiatarbete)

Göteborg 1966

42

TK OLG - 66

Institutionen för
Värmeteknik och maskinlära
Chalmers Tekniska Högskola

EKONOMISK OPTIMERING AV VÄRMEKRAFTVERKS
MATARVATTENFÖRVÄRMARE - EN METOD

Gunnar Olgård
1966

(licentiatarbete)

Innehåll:

Sammanfattning.

Kapitel 1: Inledning. Allmänt om problemet.

Kapitel 2: Presentation av värmekraftprocessen.

Kapitel 3: Termodynamisk optimering av avtappningsställen.

Kapitel 4: Ekonomisk optimering av förvärmarrantal och förvärmare-
ytor.

Kapitel 5: Resultat av ekonomisk optimering. Diskussion.

Bilagor. 1/ Litteraturstudie.

2/ Optimeringsmetod använd i kapitel 3.

3/ Processbeskrivning.

4/ Diverse data.

5/ Optimeringsmetod använd i kapitel 4 samt program-
beskrivning.

Sammanfattning.

Resultat från termodynamiska optimeringar med avseende på avtappningspunkternas placering ger anvisningar för hur dessa bör fördelas på expansionslinjen. Undersökningen har genomförts för både kontakt- och yt-förvärmare.

Fortsättningen av undersökningen avser endast ekonomisk optimering av förvärmaranläggningen. Kapitel 4 får uppfattas som en beskrivning av en metod för ekonomisk optimering av förvärmare. Det torde vara klarlagt att ekonomiska parametrar ej inverkar på avtappningarnas lägen.

Med metoden enligt kapitel 4 har förvärmaranläggningen i ett 160 MW:s kraftverk optimerats under för Sverige aktuella förhållanden. Antalet förvärmare bör enligt denna optimering variera linjärt med den årliga driftstiden, fem vid 1000 h/år, tio vid 8000 h/år. De enskilda förvärmarytorna bör i de flesta fall vara $2,5\text{--}3\text{ m}^2/\text{MW}$.

Kapitel 1.

Allmänt om optimering av värmekraftverks matarvattenförvärmare.

Ett värmekraftverks kvalitet beskrives bäst av dess termiska verkningsgrad, d.v.s. kvoten mellan nyttig, av värmekraftverket levererad elektrisk effekt och tillförd, av värmekraftverket förbrukad värmeeffekt. Ett övre gränsvärde för den termiska verkningsgraden vid givna temperaturgränser är Carnot-verkningsgraden. Ju mer som investeras i värmekraftverket för att sänka processens irreversibilitet, desto högre blir den termiska verkningsgraden, samtidigt som ränte-, amorterings- och driftskostnaderna för tillsatsutrustningen ökar.

Föreliggande arbete visar en metod att ekonomiskt optimera en termodynamiskt viktig del av värmekraftverket, nämligen matarvattenförvärmarna. Det är härvid naturligt att göra jämförelser med en referensprocess utan förvärmaranläggning. Vid en process med matarvattenförvärmare skall dessas antal och ytor väljas så att den årliga besparingen i bränslekostnad minskad med samtliga årskostnader för förvärmaranläggningen blir maximal. Givetvis måste härvid hänsyn tas till förvärmaranläggningens inverkan på övriga delar i kraftverket, såsom t.ex. pannan.

Viktiga parametrar vid en ekonomisk optimering är de krav som ställas på satsat kapital, driftstid samt verkets olika specifika anläggningskostnader. Hänsyn tas till att den marginella avkastningen måste vara större än kraftverkets totala avkastning. Antalet av varandra oberoende variabler är för varje förvärmare två, ångavtappningspunktens läge på turbinens expansionslinje samt förvärmarens yta. Dessutom tillkommer som ytterligare variabel antalet förvärmare.

Ett konventionellt värmekraftverk med en effekt av cirka 200 MW har normalt 6-8 förvärmare, vilket medför att enbart problemet att optimera förvärmarekedjan innehåller 13-17 oberoende variabler.

I avsikt att minska ned antalet variabler vid optimeringen har gjorts en uppdelning av problemet i två delar. Dels har för 13 olika, aktuella processer gjorts ett studium av avtappningspunkternas optimala placering vid givna ytor, dels har studerats optimala ytor och antal av förvärmare vid lämpligt valda avtappningspunkter. Något studium av inverkan av processdata såsom admissionstillstånd, mellanöverhettningar och kondenseringstemperatur har icke gjorts.

Den inom området förekommande litteraturen ger intrycket att termodynamisk optimering, d.v.s. en optimering av den termiska verkningsgraden utan hänsyn till kostnader eller erforderliga ytor, har intresserat mera än ekonomisk optimering, se bilaga 1. En del av de i litteraturen gjorda termodynamiska optimeringarna har givit i stort sett samma resultat som den, som redovisas i kapitel 3. Resultaten i kapitel 3 torde dock vara mera konkreta än litteraturens.

Den ekonomiska optimeringen har behandlats ytterst sparsamt i litteraturen. Endast antydningar finnas om hur optimeringar bör göras utan att konkreta resultat diskuterats.

Kapitel 2. Beskrivning av värmekraftprocessen.

2.0 Använda beteckningar.

2.0 Använda beteckningar i kapitel 2.

e	kcal/kg	Allmänt: exergi
FV		Beteckning för matarvattenförvärmare i figurer
G	kcal/kg	Gibbs fria energifunktion
H	kcal/kg	Entalpi
I	kcal/kg	Allmänt: entalpi för ångor
i	kcal/kg	Allmänt: entalpi för vätskor
I ₁	kcal/kg	Ångentalpi före turbin eller efter ångpannan
I ₂	kcal/kg	" efter " " före kondensor
I _p	kcal/kg	Avtappningsångans entalpi
i _{vo}	kcal/kg	Matarvattens entalpi efter kondensorn
i _{vl}	kcal/kg	" " " förvärmare
K		Beteckning för kondensor i figurer
n		Antal förvärmare
PY	kcal/kg	I turbinen utvecklad nyttig effekt
Q	kcal/kg	Allmänt: värmemängd
QY	kcal/kg	I ångpannan genererad effekt per massflödesenhet
q	kg/h	Avtappad ångmängd
S	kcal/kg ^{°C}	Entropi
T		Beteckning för turbin i figurer
T _o	°C	Omgivningstemperatur
T _k	°C	Mättningstemperaturer vid vissa tillstånd
T _{kk}	°C	" " " " "
T	°C	Beteckning för absolut temperatur i ekvationer
A		Beteckning för ångpanna i figurer
η _t		Termisk verkningsgrad

Kapitel 2.

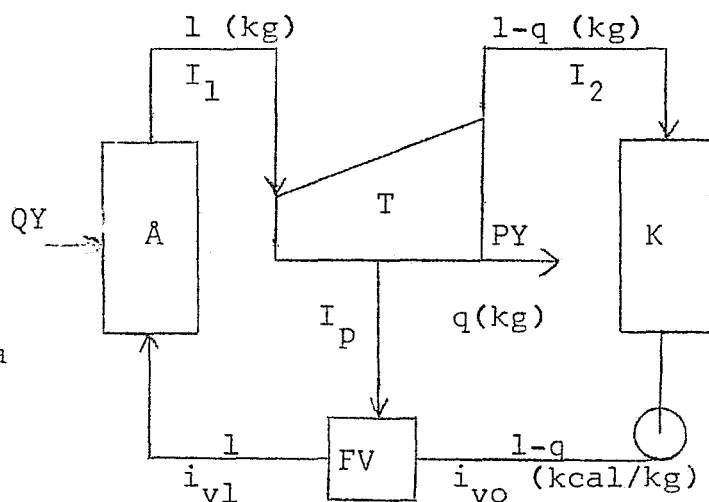
Beskrivning av värmekraftprocessen.

I figur 2:1 visas en schematisk bild av en värmekraftprocess med en matarvattenförvärmare, men utan mellanöverhettning.

Till processen föres en värmeeffekt, QY , i en ångpanna, i figur 1 betecknad med $\bar{A}$. Från ångpannan levereras ånga med en viss entalpi, I_1 , samt visst tryck och temperatur. Dessa ångdata kallas i fortsättningen admissionstillståndet. Ångan expanderar i en turbin, T , i vilken en nyttig effekt, PY , utvecklas. Ångan lämnar turbinen med entalpin I_2 , varefter den föres till en kondensor, K . Från kondensorn föres den till matarvatten kondenserade ångan med entalpin i_{vo}

till matarvattenförvärmaren, FV , i vilken matarvattnet förvärmes med ånga, som avtappas från turbinen. Efter förvärmaren har matarvattnet entalpin i_{vl} . Matarvattnet ledes därefter till ångpannan, där alltså $I_1 - i_{vl} = QY$ tillföres. Matarvattenförvärmaren förbrukar värme, vilket tages från turbinen. En ångmängd, q , med entalpin I_p , avtappas för detta ändamål.

Avtappningspunkten är definierad av tillståndet på det ställe i turbinen, där avtappningsledningen utgår.



Figur 2:1

Värmekraftprocessens termiska verkningsgrad, η_t , är här definierad exklusive förluster i ångpanna och generator, d.v.s. motsvarande kvoten mellan nyttig effekt och i ångpannan tillförd effekt. Ett matematiskt uttryck för η_t kräver att den avtappade ångmängden, q , beräknas. En värmebalans över förvärmaren ger:

$$q(I_p - i_v) = (1-q)(i_{v1} - i_{v0})$$

$$q = \frac{i_v - i_o}{I_p - i_o} \quad (2:1)$$

Ångmängden q expanderar endast till entalpin I_p , varför effekten $q(I_p - I_2)$ ej utvecklas i turbinen. Den termiska verkningsgraden blir då:

$$\eta_t = \frac{I_1 - I_2 - q(I_p - I_2)}{I_1 - i_v} \quad (2:2)$$

Med hjälp av exergibegreppet kan förlusterna vid en värmeväxling lätt åskådliggöras. Exergin, e , definieras som

$$e - e_o = (i - i_o) - T_o(s - s_o) \quad (2:3)$$

Exergin betyder maximalt utvinnbart arbete vid en viss process med en viss omgivning. I definitionen ovan är omgivningsstorheterna indicerade "o". Exergin är alltså beroende av ett referens-tillstånd.

Exergin bör ej förväxlas med Gibbs fria energi-funktion, G , vilken enligt definitionen är oberoende av omgivningen. (H =entalpi)

$$G = H - TS$$

I differensform blir Gibbs fria energifunktion:

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S - S\Delta T$$

För specialfallet att en process sker vid konstant temperatur, T_o , får Gibbs uttryck för den fria energin samma innebörd som exergin:

$$G - G_o = H - H_o - T_o(S - S_o) \quad (2:4)$$

Ekvation (2:4) är alltså för detta speciella fall identisk med ekv (2:3). För ett godtyckligt flöde är exergiändringen:

$$de = di - T_0 ds \quad (2:5)$$

Definitionen för entropi är

$$ds = \frac{dQ}{T} \quad (2:6)$$

i vilken dQ är en ändring i avgiven värmemängd vid exergiändringen de .

Med trycket konstant är vid värmeavgivning

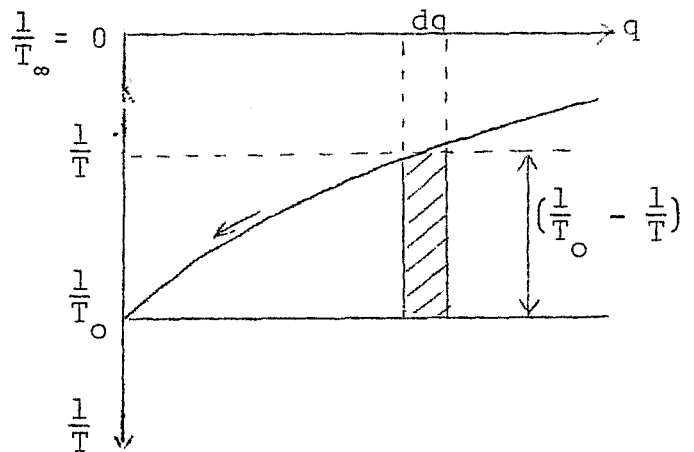
$$dQ = di \quad (2:7)$$

Exergin kan efter insättning av ekvation (2:6) och (2:7) i (2:5) skrivas:

$$de = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ = T_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T}\right) dQ$$

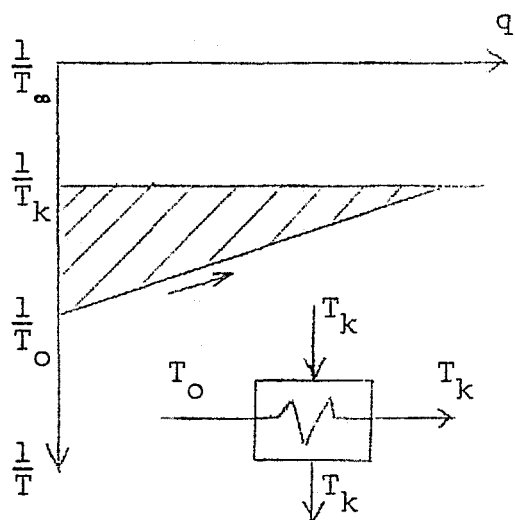
Den vänstra parentesen i ovanstående uttryck betyder Carnot-verkningsgraden för processen. Betydelsen av exergin framgår här tydligt: Exergin är det maximala arbete som kan utvinnas ur en given process.

Bild 2:2 visar ett sätt att åskådliggöra en värmeöverföringsprocess i ett $1/T, q$ -diagram. Den streckade ytan betecknar genom processen nyttiggjord exergi. Denna blir lika med omgivningens temperatur, T_0 , gånger ytan, som är $dq(1/T_0 - 1/T)$.

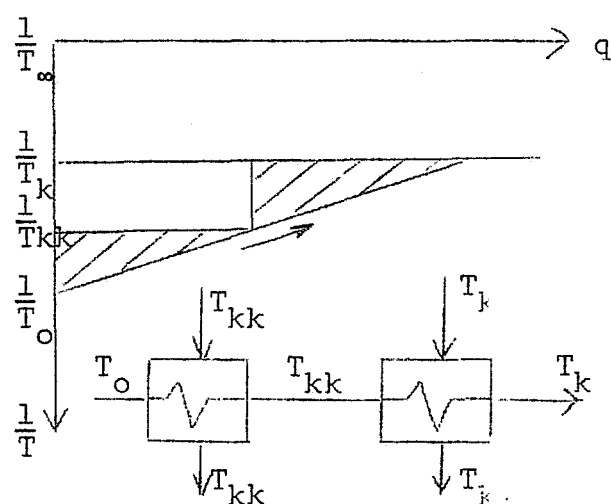


Figur 2:2

För en värmeväxlare, som arbetar med konstant temperatur på det ena mediet blir exergiförlusten proportionell mot den streckade ytan gånger T_0 i figur 2:3. I värmeväxlaren i figur 2:3 höjes temperaturen från T_0 till T_k i ett steg. Göres denna temperaturhöjning i två steg, med två olika temperaturer på det värmeavgivande mediet, $T_k > T_{kk} > T_0$, blir exergiförlusten mindre. I figur 2:4 är exergiförlusten lika med de streckade ytorna.



Figur 2:3



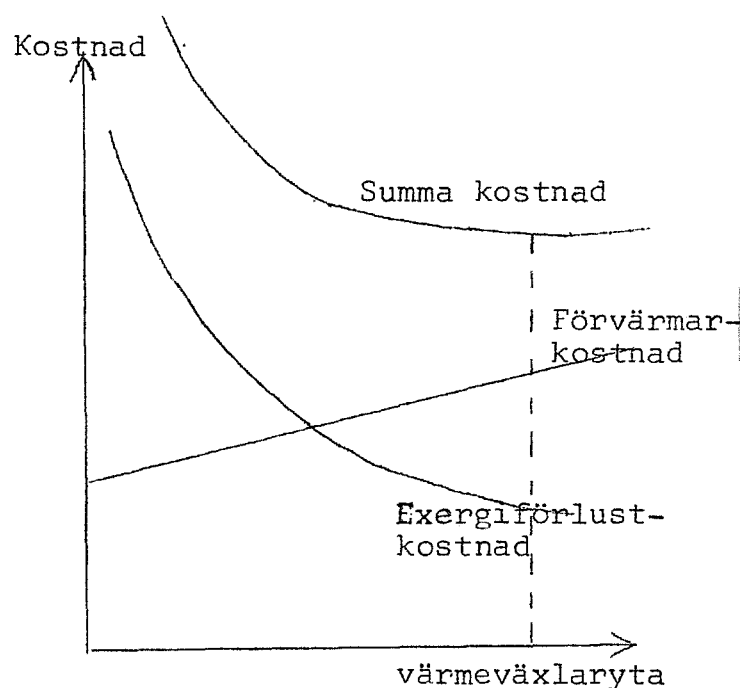
Figur 2:4

I värmekraftprocessen har man möjligheten att förvärma matarvatten stegvis med avtappningsånga från turbinen. Det är naturligtvis bäst ur termodynamisk synpunkt att göra detta i oändligt många steg, eftersom exergiförlusten då går mot noll. Exergiförlusten vid stegvis matarvattenförvärmning blir ungefär $1/n$ av den exergiförlust, som uppkommer vid förvärmning i ett enda

steg. (n =antalet förvärmare.) Initialkostnaden för varje förvärmare gör emellertid, att en gräns för förvärmarnas antal kan fixeras.

Enligt Schmidt och Bergmann (38) kan exergiförlusten överföras till en kostnad. Om processen vore ideal, skulle nämligen all exergi överföras till nyttoeffekt. Det är då lätt att uppskatta kostnaden för exergiförlusten i ett värmekraftverk. Kostnaden per cirkulerad enhetsmängd blir exergiförlusten multiplicerad med strömkostnaden per kWh, den termodynamiska verkningsgraden i turbinen, driftstiden i timmar per år samt dividerat med 860 kcal/kWh. När denna kostnad plus kostnaden för förvärmare är minimum kan förvärmaranläggningen sägas vara optimalt dimensionerad, se figur 2:5.

Den direkta anledningen till att ångavtappning lönar sig består i att det avtappade ångflödet först har uträttat ett arbete i turbinen, varefter det resterande värmeinnehållet helt återföres till processen. Av energiinnehållet i den ånga som expanderar till kondensorn, omvandlas endast delen η_t av i pannan tillförd energi till nyttoarbete. Resten bortföres i kondensorn.



Figur 2:5

Kapitel 3. Termodynamisk optimering av värmekraftprocessens ång- avtappningsställen.

- 3.0 Använda beteckningar i kapitel 3.
- 3.1.1 Värmekraftprocess med blandningsförvärmare.
- 3.1.2 Optimering med datamaskin.
- 3.1.3 Resultat.
- 3.2.1 Värmekraftprocess med ytförvärmare.
- 3.2.2 Resultat.
- 3.3 Resultat av termodynamisk optimering.

3.0 Använda beteckningar i kapitel 3.

A		Konstant i funktionssamband
B		" " "
C		" " "
I	kcal/kg	Allmänt: entalpi för ångor
I_1	kcal/kg	Entalpi före turbin eller efter ångpanna
I_2	kcal/kg	Entalpi efter turbin eller före kondensor
I_{px}	kcal/kg	Avtappningsångans entalpi vid värmeväxlare nr x
i_{vx}	kcal/kg	Matarvattenentalpi efter förvärmare nr x
i_{voo}	kcal/kg	Matarvattenentalpi efter kondensorn (gäller endast sektion 3.2)
K		Beteckning för kondensor i figurer
k		Dimensionslös kvot
n		Antal förvärmare
P_x		Dimensionslös kvot
Q	kg/h	Till kondensorn gående massflöde
s	kcal/kg ^{°C}	Allmänt: Entropi
T		Beteckning för turbin i figurer
T	°K	Beteckning för absolut temperatur i ekvationer och figurer
T_a	°K	Överhettad ångas temperatur
T_k	°K	Ångas kondenseringstemperatur
T_i	°K	Matarvattens inträdestemperatur
T_u	°K	Matarvattens utträdestemperatur
T_{oo}	°K	Matarvattentemperatur efter kondensor (gäller endast sektion 3.2)
x		Löpande index på variabler
A		Beteckning för ångpanna i figurer
ΔT	°C	Maximalt tänkbar temperaturökning för matarvattnet
Δt_o	°C	Matarvattentemperaturökning i förvärmare nr 0.
η_t		Termisk verkningsgrad
η_{tdi}		Inre termodynamisk verkningsgrad

Kapitel 3.Termodynamisk optimering av värmekraftprocessens ångavtappningar.

Vid studium av ett system, som beror av många av varandra oberoende variabler, är det en naturlig strävan att försöka reducera antalet variabler så långt som möjligt. Fördelarna är flera, problemet blir lättare att överblicka, och framför allt blir den matematiska behandlingen enklare. Sett mot denna bakgrund ter det sig naturligt, att som en första ansats vid en ekonomisk optimering anta att avtappningspunkternas lägen på turbinens expansionslinje är oberoende av förvärmarnas temperaturverkningsgrad.

Med termodynamisk optimering avses således att välja ångavtappningspunkterna så, att den termiska verkningsgraden blir maximal.

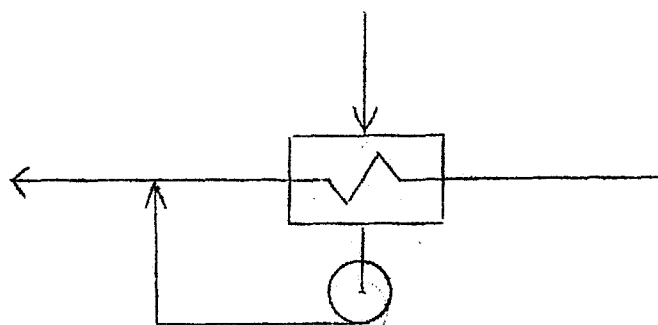
3.1.1 Värme kraftprocess med blandningsförvärmare.

I blandningsförvärmaren står den inkommande avtappade ångan i direkt våtkontakt med matarvattnet, varvid matarvattnet vid utträdet ur värmeväxlaren förutsättes ha antagit mättningstemperatur. Av denna anledning fordras en pump, som efter varje förvärmare trycker vattnet till nästa värmeväxlare, vilken ju arbetar vid ett högre tryck.

Det är ovanligt vid anläggningar under en nettoeffekt av 250 MW att alla förvärmarna är av kontakt-typ. Oftast finnes endast en ungefär i mitten av förvärmarkedjan. I detta läge har denna blandningsförvärmare även funktionen som s.k. avgasare för matarvattnet.

På senare tid har dock framkommit förslag om att anordna hela lågtrycksförvärmarkedjan som en rad kontaktförvärmare. I England har ett stort antal processer för effekter av storleksordningen 500 MW planerats, vilka enligt tidskriftsnotiser skall utrustas med kontaktförvärmare. Anledningen till att detta kan vara lönande får väl främst ses däri, att ytkostnaden försvinner, trots att det efter varje förvärmare fordras en relativt stor pump. Driftssäkerheten är emellertid avgjort sämre vid kontaktförvärmare. En del tillverkare har gjort erfarenheten att svårkontrollerbara insvängningsförlopp lätt uppstår. Vid täta laständringar samt vid start av kraftverket måste speciell uppmärksamhet ägnas åt denna typ av förvärmare.

I litteraturen diskuteras ofta ytförvärmare med pump, se figur 3:1. Dessa förvärmare fungerar termodynamiskt som en kontaktförvärmare.

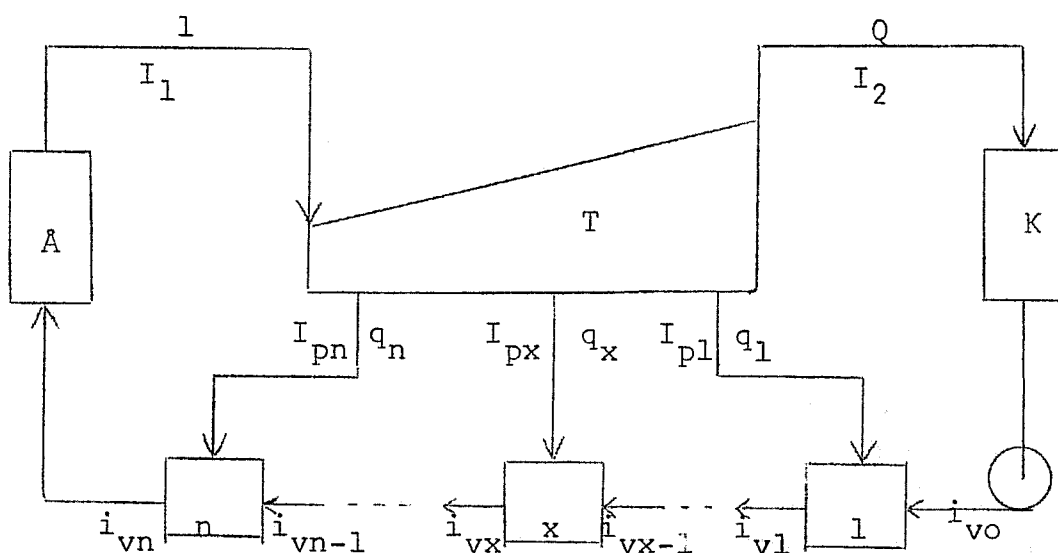


Figur 3:1

I fortsättningen kommer i figurer och text att användas beteckningen I för ångors entalpier, medan i_v betecknar vattens entalpi vid trycktemperatur-jämvikt.

Beteckningar under respektive till vänster om flödeslinje avser entalpier, medan beteckningar på linjens andra sida betyder flödesmängd.

En process med n förvärmare visas i figur 3:2.



Figur 3:2

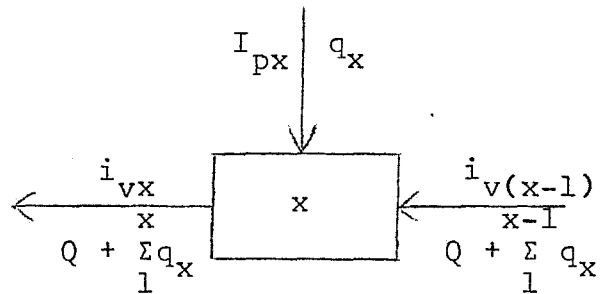
Antag att en enhetsmängd/kW passerar genom ångpannan. Av denna mängd avtappas q_x kg/kW vid det x :te avtappningsstället ifrån kondensorn räknat. En värmebalans kan uppställas för den x :te värmeväxlaren, med beteckningar enligt figur 3:3.

Ur figur 3:2 framgår att Q , d.v.s. den mängd som expanderar genom hela turbinen utan att avtappas:

$$Q = 1 - \sum_{1}^n q_x \quad (3:1)$$

$$q_x I_{px} + i_{v(x-1)} (Q + \sum_{1}^{x-1} q_x) = i_{vx} (Q + \sum_{1}^x q_x)$$

$$q_x = \frac{i_{vx} - i_{v(x-1)}}{I_{px} - i_{v(x-1)}} \cdot (Q + \sum_{1}^x q_x) \quad (3:2)$$



Figur 3:3

Ekvation (3:1) innehåller avtappningsångans entalpi, I_{px} , som funktion av förvärmarnumret, x . De flesta författare förenklar och antar att $I_{px} - i_{vx} = \text{konst}$. I bilaga 3 visas för ett antal olika processer att så ej är fallet. Med kännedom om expansionslinjens utseende i ett I, s -diagram är det lätt att anpassa en funktion för värmefallet:

$$I_{px} - i_{vx} = A + B i_{vx} + C i_{vx}^2 \quad (3:3)$$

För en viss indelning av i_{vx} kan nu alla q_x beräknas, genom att man börjar med förvärmare nr n , och insätter ekv (3:1) i (3:2). Med kännedom om q_n kan q_{n-1} beräknas o.s.v.

På grund av avtappningen har ett visst arbete frändragits turbinen. Mängden q_x har endast expanderat till entalpin I_{px} , varför arbetet

$$\sum_{l=1}^n q_x (I_{px} - I_2)$$

totalt har bortfallit.

Ett analytiskt uttryck för den termiska verkningsgraden kan nu uppställas:

$$\eta_t = \frac{I_1 - I_2 - \sum_{l=1}^n q_x (I_{px} - I_2)}{I_1 - i_{vn}} \quad (3:4)$$

Insättes ekv (3:2) och (3:3) i (3:4) övergår η_t till en funktion av antalet värmeväxlare, n , och av de n matarvattenentalpierna.

3.1.2 Optimering med datamaskin.

För optimering av funktionen enligt ekv (3:4) har ett datamaskin-program uppgjorts. Programmet är skrivet i ALGOL för en Facit EDB-3-maskin, och kan arbeta med 20 oberoende variabler.

Optimeringen sker med en numerisk metod enligt bilaga 2. Denna metod förutsätter att ett gissat optimalvärde insättes, varefter programmet arbetar tills optimalpunkten har bestämts med önskad noggrannhet. Optimeringen har gjorts med avseende på matarvattenentalpierna. Noggrannheten har varit = 1 kcal/kg för varje matarvattenentalpi.

Programmet är utbyggt så att noggrannheten kan anges särskilt för varje variabel. Vidare kan steglängden för derivataberäkningen även väljas för varje variabel.

Funktionsproceduren, som beräknar n_t -värdet, kan även användas för processer med mellanöverhettning.

Erfarenheterna av optimeringsprogrammet är goda. Det beror till stor del på n_t -funktionens karaktär. Om nämligen förstaderivatorna uppfattas som vektorer, är, inom ett tämligen stort område, deras resultant riktad mot optimum. Denna egenskap har gjort att optimumpunkten i de flesta fall har nåtts redan efter tre iterationer.

För optimeringen har följande begränsningar gällt:

$i_{v0} < i_{v1} < i_{v2} \dots < i_{vn} < \text{högsta möjliga matarvattentemperatur.}$
 Under dessa tämligen fria förhållanden har det hänt att en variabel, i_{vx} , har numeriskt närmat sig antingen i_{vx-1} eller i_{vx+1} . Det finns $n-1$ möjligheter till detta. Varje sålunda nyuppkommet fall betyder att en process med $n-1$ förvärmare istället behandlas. Kring varje optimum kan man alltså tänka sig $n-1$ lokala optima, kring vart och ett av dessa $n-2$ o.s.v. Detta innebär även att en s.k. sadelpunkt måste befinna sig mellan det absoluta optimum och det lokala. Stannar programmet vid en sadelpunkt medför detta att optimum-kontrollen gör utslag för detta. Det är möjligt att direkt i datamaskinen korrigera variablerna så att ett bättre startläge fås. Väljer programmet ett lokalt optimum visar sig detta genom de utskrifter som erhålles efter varje iteration. Variablerna korrigeras även i detta fall på lämpligt sätt.

3.1.3 Resultat.

En kvot, p , definieras enligt följande ekvation:

$$p_x = \frac{I_{px} - I_2}{I_1 - I_2} \quad (3:5)$$

En process med n förvärmare kommer således att ge n värden på p , ett för varje förvärmare. Optimala värden för p har beräknats för tolv olika processer, med 1,3,4,6 samt 8 förvärmare. Dessa p -värden har inprickats i diagram som funktion av turbinexpansionens termodynamiska verkningsgrad, η_{tdi} . De tolv processerna presenteras översiktligt i bilaga 3.

Som framgår av diagrammen 3:2 - 3:6 kan en rät linje dragas genom p -värden, som representerar samma förvärmarnummer i processer med visst antal förvärmare. För dessa beräkningar är maximala onoggrannheten i i_v 1 kcal/kg, vilket motsvarar cirka 0,4 % i p . Större avvikelser från den rätta linjen förekommer i vissa fall, den största är 1,3 %.

I figur 3:1 har p -värden vid $\eta_{tdi} = 0,81$ avprickats som funktion av totala antalet värmeväxlare. Ett fält av punkter erhålles, se figur 3:1. Dessa punkter sammanbindes med linjer som figur 3:1 visar. Med diagrammet 3:1 är det möjligt att interpolera p -värden för $n = 2$, 5 och 7. Eventuellt kan en extrapolation företagas för $n = 9$ och $n = 10$.

Uppritas ytterligare ett sådant diagram för $\eta_{tdi} = 1$ kan p -värden för $n = 2$, $n = 5$ samt $n = 7$ erhållas, varefter ett p, η_{tdi} -diagram kan konstrueras för dessa n -värden.

Med utgångspunkt från diagrammen 3:2 - 3:6 kan ett strålknippe av rätta linjer konstrueras, $p = f(x)$, se diagram 3:7. Detta diagram gäller för den mest sannolika processen, $\eta_{tdi} \approx 0,90$.

De rätta linjerna utgår från origo i ett p, x -diagram. Med diagram 3:7 kan avtappningspunkterna enkelt väljas. Det framgår tydligt för $n = 6$ att ju högre η_{tdi} , desto lägre skall den totala förvärmningen drivas. För $n = 6$ har nämligen ritats linjer för $\eta_{tdi} = 0,81$, 0,90 samt 1.

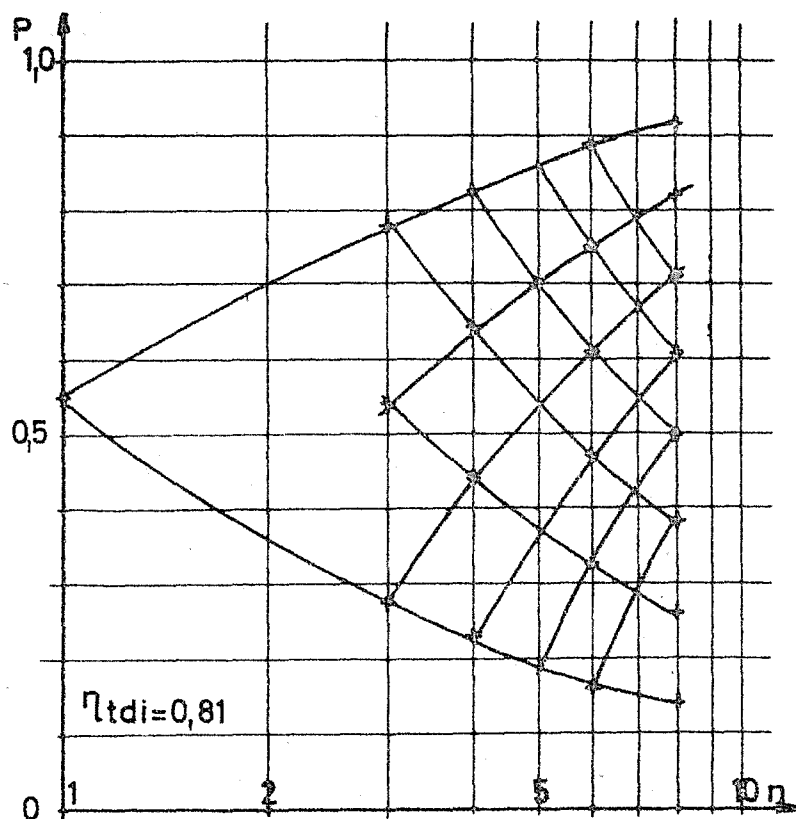


Diagram 3:1

Den av flera författare hyllade principen att indelningen av avtappningspunkterna skall göras i $n+1$ lika delar synes gälla vid $\eta_{tdi} \approx 0,92$. Resultaten från optimeringen visar att även för högtrycksturbiner gäller lika indelning.

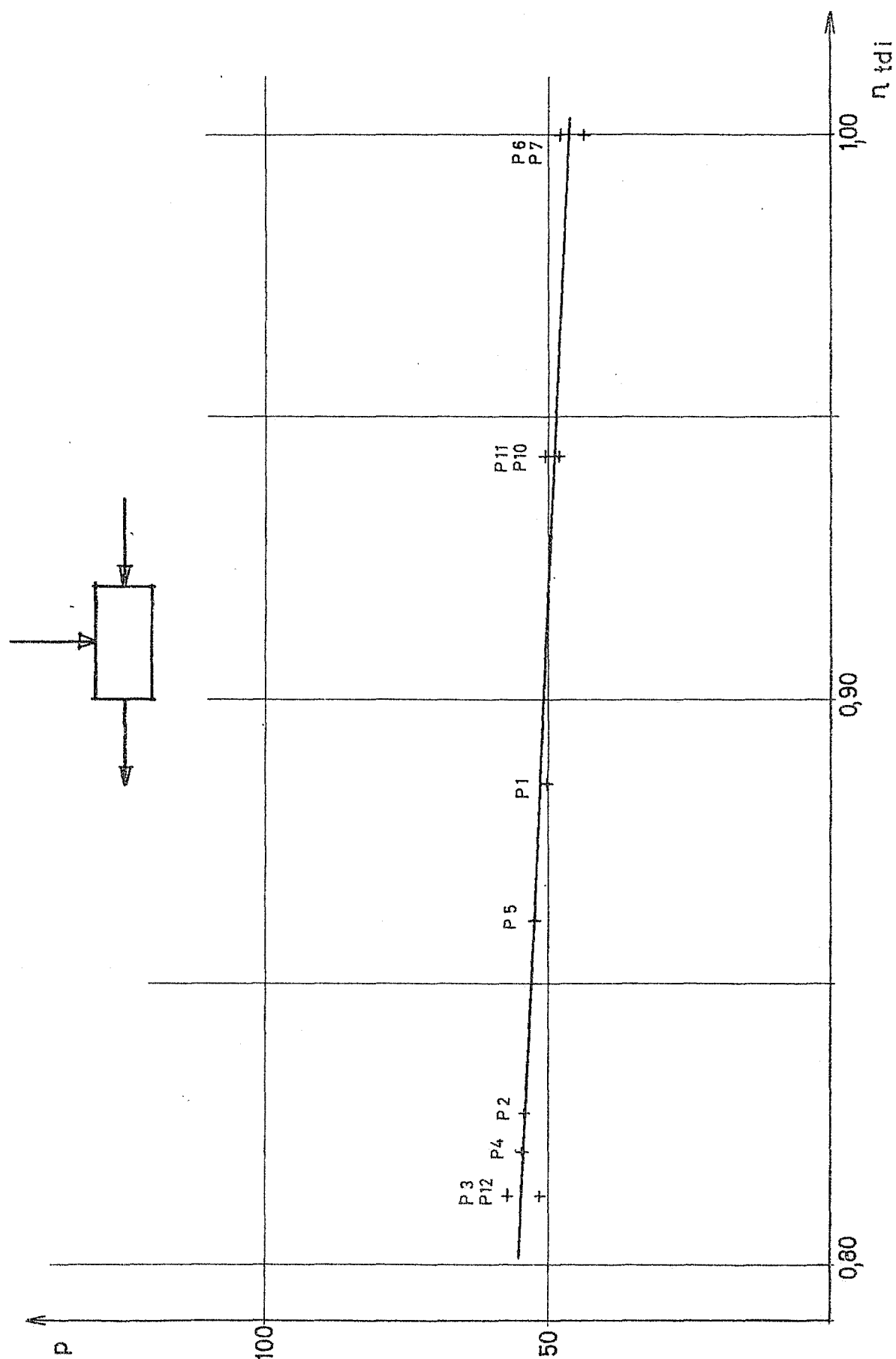
För processer med mellanöverhettning uppkommer frågan hur fördelningen bör vara i detta fall. Av resultaten framgår, att värmefallet i turbinen skall delas i approximativt lika delar. Vid processer med mellanöverhettning är det naturligt att ha en ångavtappning till en förvärmare efter det att ångan letts ur högtrycksturbinen. Framför allt talar ekonomiska skäl för detta, eftersom det praktiskt taget ej orsakar några extrakostnader i form av kostnader för hål i turbinen o.dyl. Den förvärmare, som på så sätt tillfogas processen på grund av mellanöverhettningen, placeras på ett naturligt sätt i förhållande till de förra.

Efter det att den sista förvärmaren insatts enligt ovan, kan expansionslinjen på högtrycksturbinen delas i enlighet med diagram 3:2 - 3:6 för det antal förvärmare, som skall tillföras denna turbin. Matarvattnet har nämligen just den mättningstemperatur, som motsvarar sluttillståndet i högtrycksturbinen.

V & M
C T H

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE
 $n = 1$

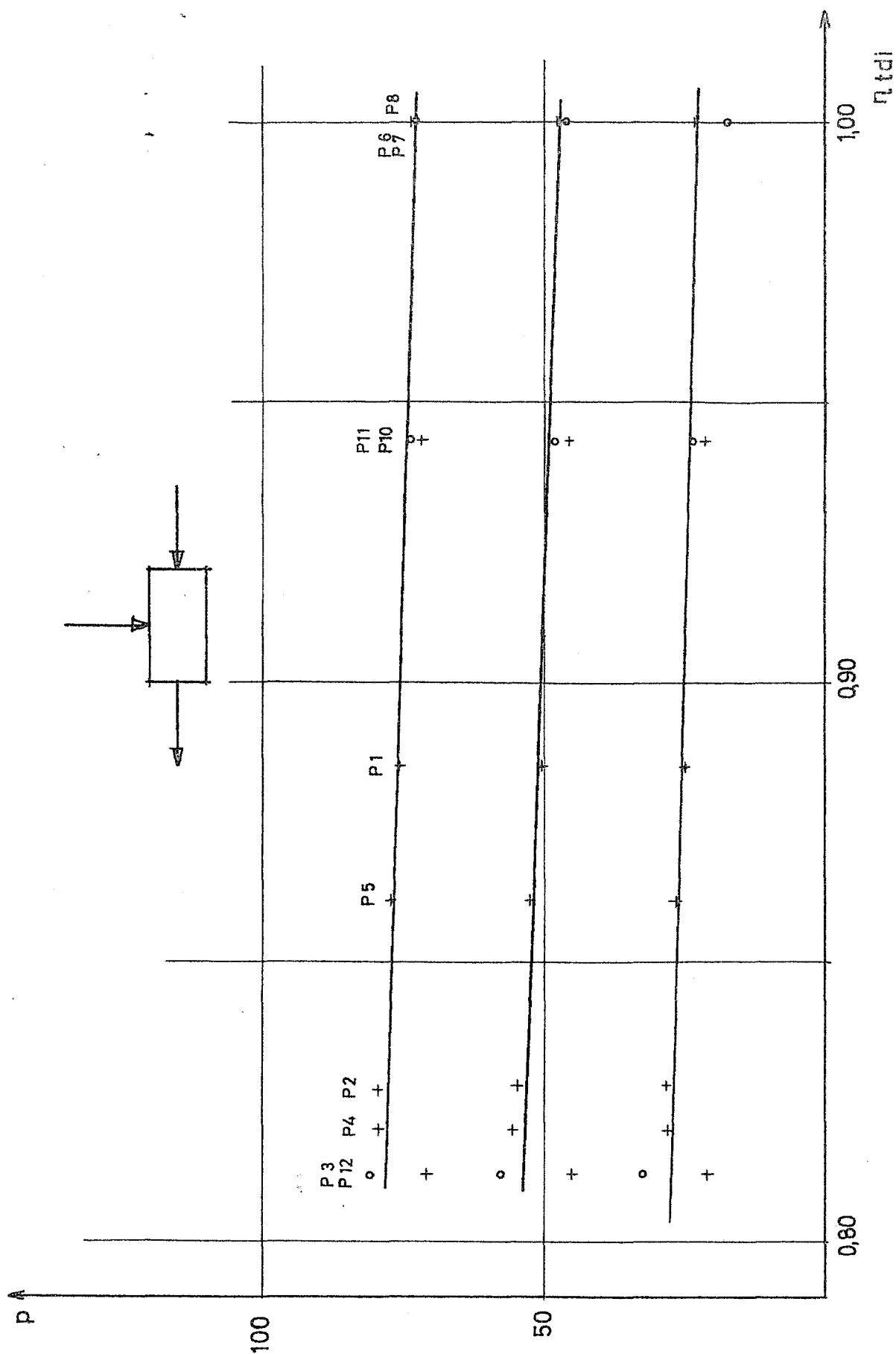
Datum: 11.6.65
Diagram 3:2



V & M
CTH

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE
 $n = 3$

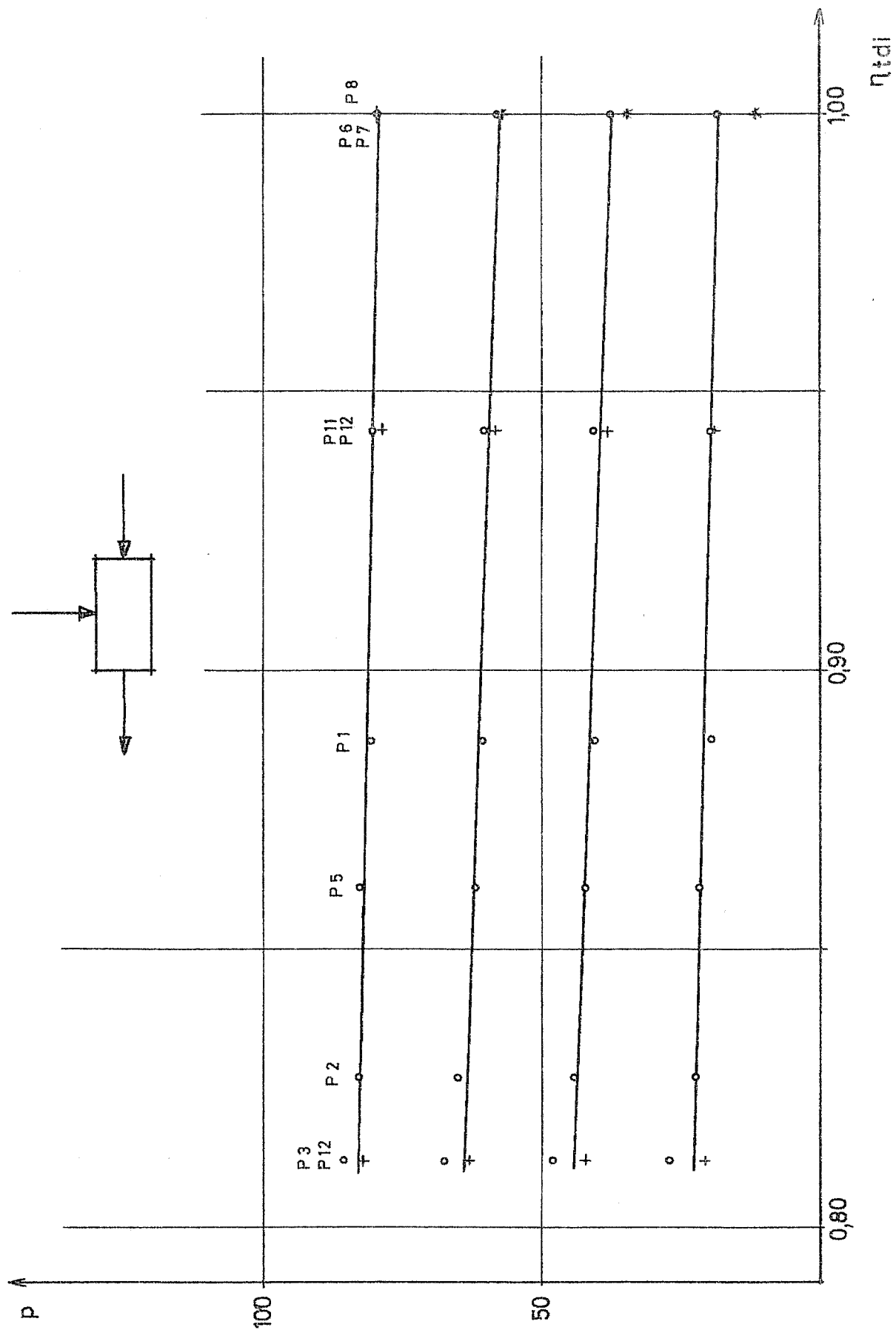
Datum: 9.6.65
Diagram 3:3



V & M
CTH

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE
 $n = 4$

Datum: 18.2.65
Diagram 3:4



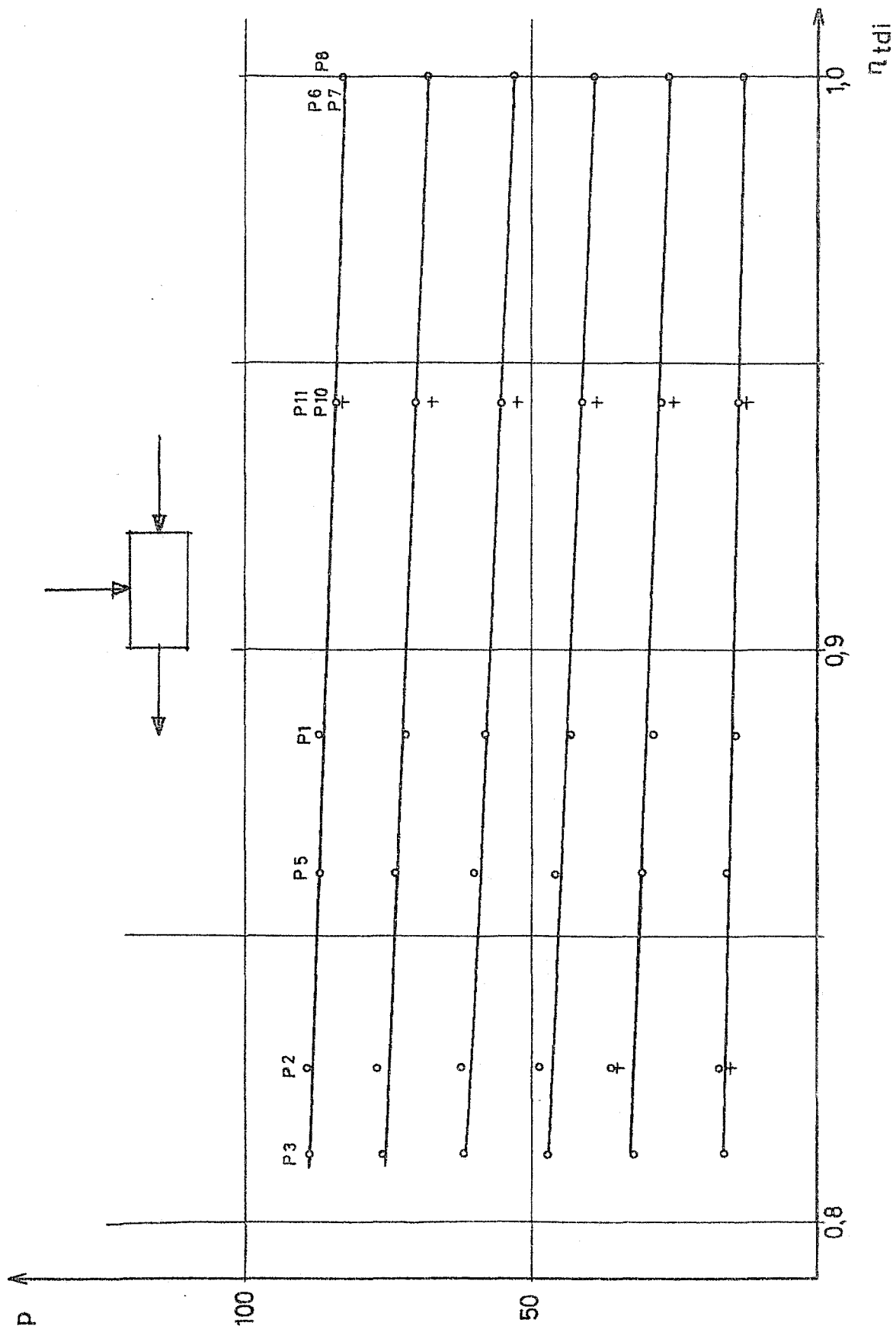
СТН

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE

$$n = 6$$

Datum: 18.2.65

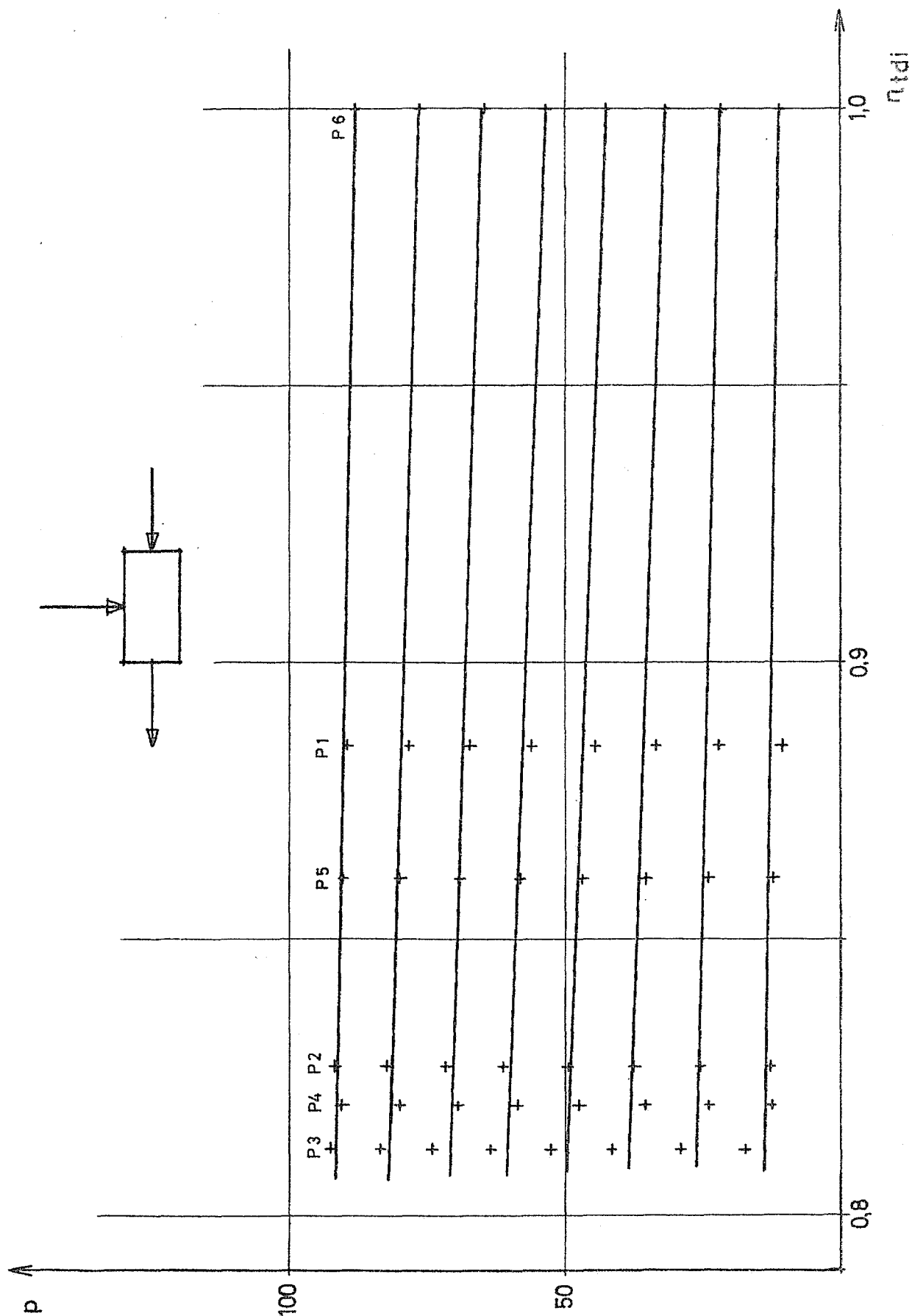
Diagram 3: 5



V & M
CTH

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE
n = 8

Datum: 19. 2. 65
Diagram 3:6



3.2.1 Värmekraftprocess med ytförvärmare.

Den för närvarande mest använda förvärmartypen är ytförvärmaren. Termodynamiskt är den underlägsen blandningsförvärmaren, främst på grund av de ändliga värmeöverföringsmotstånd som orsakas av tubväggen, vilket gör att för fullständigt värmeutbyte oändligt stor yta måste användas.

Ur praktisk synpunkt är ytförvärmarens största fördel dess stora driftssäkerhet. I motsats till blandningsförvärmare uppstår mindre problem med regleringen vid laständringar och dylikt.

I värmekraftverk förekommer ofta en blandningsförvärmare med ett avtappningstryck av cirka 2 at a vid full last. En sådan förvärmare insättes för att avgasa matarvattnet.

För en process med n stycken ytförvärmare antages följande förutsättningar gälla:

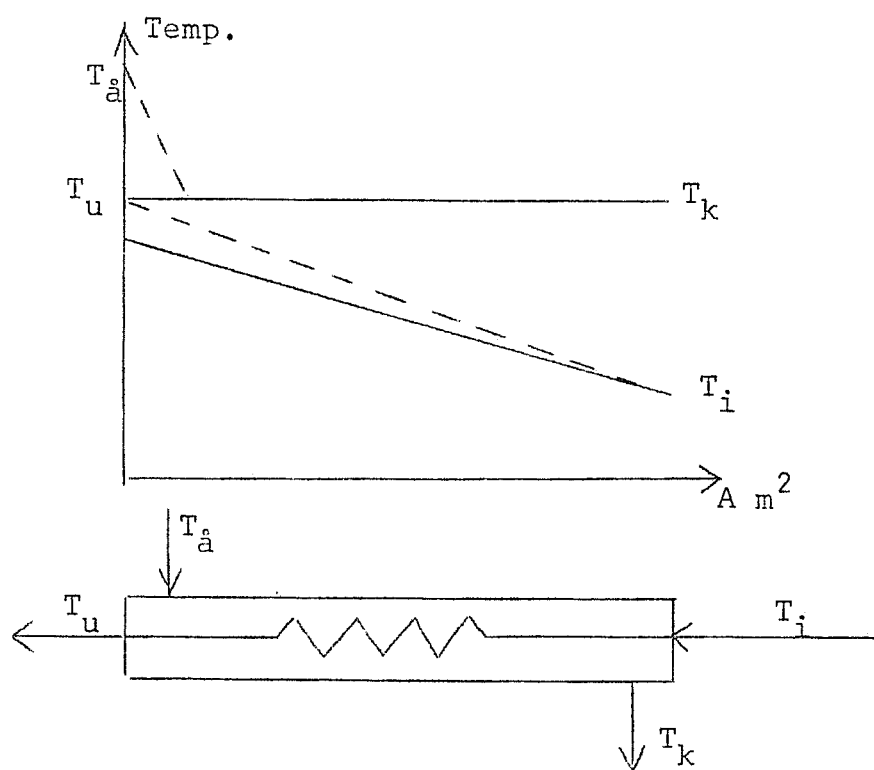
a/ Det till förvärmaren inkommande matarvattnet värmes med avtappad ånga till dess mättningstemperatur .

b/ Det från avtappningsångan härrörande kondensatet lämnar förvärmaren vid mättningstillstånd och föres till en näst kallare förvärmare, där dess värme utnyttjas.

c/ Efter sista förvärmaren finns en förvärmare nr 0, i vilken hela den avtappade kondensatmängdens återstående värmeinhåll användes för förvärmning av från kondensorn kommande matarvatten.

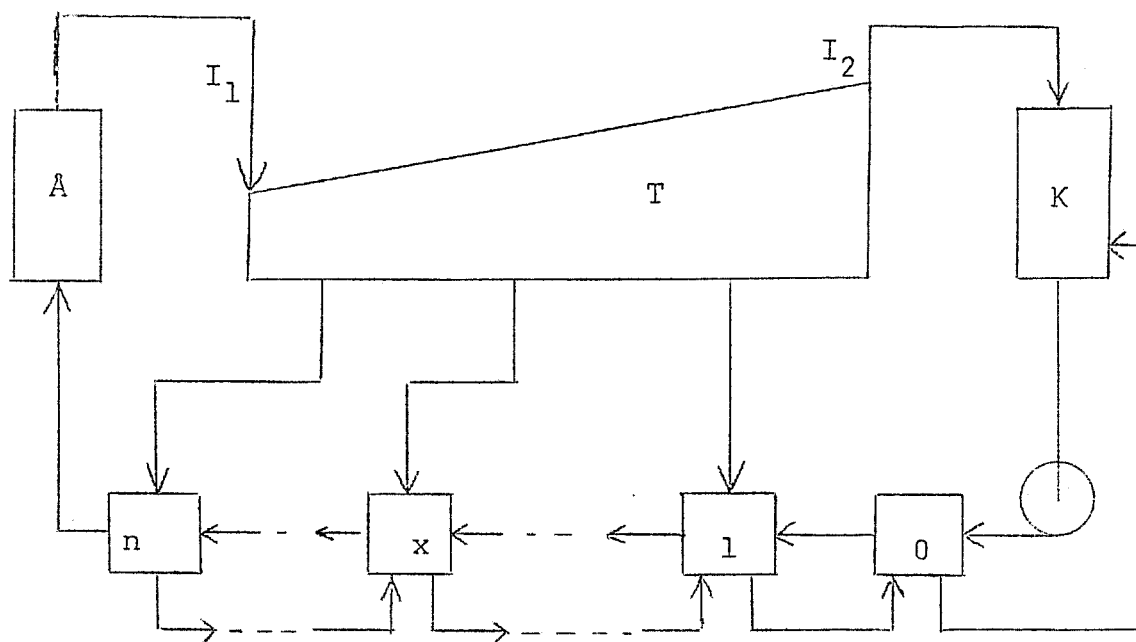
Antagandet under a/ kan naturligtvis alltid diskuteras. Den avtappade ångmängden är oftast överhettad. Undantagna är endast de kallaste förvärmarna. I figur 3:4 visas temperaturförhållanden vid en värmeväxlare, som matas med överhettad ånga. Den övre sträckade linjen i figur 3:4 antyder överhettad ånga i värmeväxlaren.

Den avtappade ångans överhettningssvärme torde i de flesta fall ej vara tillräckligt för att höja matarvattnets temperatur till T_u i en ytförvärmare, som är ekonomiskt dimensionerad, eftersom temperaturverkningsgraden då är cirka 0,9. Eftersom en termodynamisk optimering endast kan motiveras av teoretiska skäl, får antagandena a/, b/ och c/ trots allt anses motiverade.



Figur 3:4

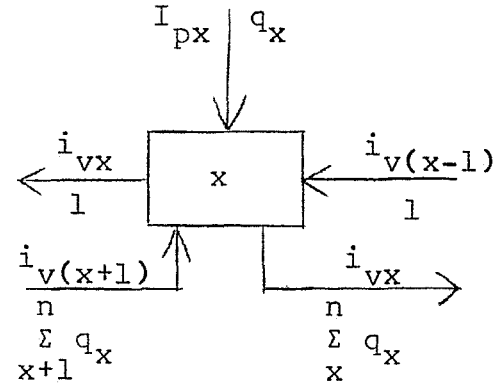
För den termodynamiska optimeringen användes i fortsättningen de ovan antagna ideala förhållandena. Den termodynamiska optimeringen motiveras egentligen endast av att den i fortsättningen skall utgöra en grund för den följande ekonomiska optimeringen.



Figur 3:5

I figur 3:5 visas en schematisk bild av en process med ett antal förvärmare. Från den n:te förvärmaren ledes kondensatet till den nästkallare förvärmaren o.s.v. tills hela kondensatmängden slutligen når förvärmare nr 0, i vilken kondensatets återstående värmemängd till fullo utnyttjas.

För bestämning av avtappade ångmängder till respektive förvärmare, betraktas en godtycklig förvärmare, nr x, se figur 3:6.



Figur 3:6

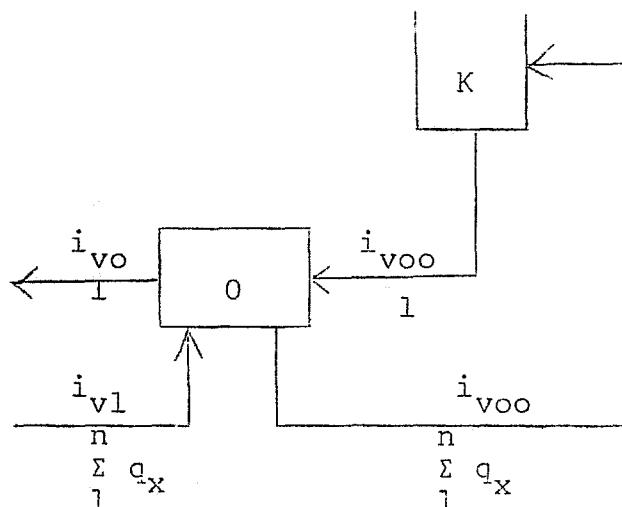
Härledningen av ett uttryck för avtappad ångmängd låter sig lätt göras, baserad på en enhetsmängd från pannan. Summa avtappad ångmängd i form av kondensat plus det från kondensorn kommande matarvattnet blir lika med enhetsmängden, som alltså passerar genom alla förvärmares vattensida. Med beteckningar enligt figur 3:6 uppställs följande värmebalans:

$$I_{px}q_x + i_{v(x-1)} + i_{v(x+1)} \sum_{x+1}^n q_x = i_{vx}1 + i_{vx} \sum_x^n q_x$$

$$q_x = \frac{(i_{vx} - i_{v(x-1)}) - (i_{v(x+1)} - i_{vx}) \sum_{x+1}^n q_x}{I_{px} - i_{vx}} \quad (3:6)$$

Som framgår återkommer den i bilaga 3 diskuterade funktionen $I_{px} - i_{vx}$. När kondensatet lämnar den första förvärmaren har det fortfarande ett stort värmeinnehåll relativt det från kondensorn kommande matarvattnet. Detta överföres i en extra förvärmare, nr 0, vilken antages ha temperaturverkningsgraden = 1.

En värmebalans över denna förvärmare ger entalpin i_{v0} , vilken alltså är inträdesentalpin vid den första värmeväxlaren. För beteckningar, se figur 3:7.



Figur 3:7

$$i_{vo} + i_{voo} \cdot \sum_{x=1}^n q_x = \sum_{x=1}^n q_x \cdot i_{vl} + 1 \cdot i_{voo}$$

$$i_{vo} = i_{vl} \cdot \sum_{x=1}^n q_x + (1 - \sum_{x=1}^n q_x) i_{voo} \quad (3:7)$$

Beräkningen av avtappningsmängden påbörjas med förvärmare nr n, varvid man bör observera att den högra termen i täljaren i ekv 3:6 är noll. Därefter fortsättes med avtappningsmängden q_{n-1} o.s.v. t.o.m. förvärmare nr 2. Förvärmare nr 1 påverkas av förvärmare nr 0, därigenom att i_{vo} är beroende av totalt avtappad ångmängd i övriga förvärmare. En passningsräkning måste företagas över dessa två förvärmare. I datamaskinprogrammet har vid denna passningsräkning noggrannheten i i_{vo} hållits $< 10^{-3}$ kcal/kg.

På basis av samma resonemang som för ekvation (3:4) kan nu ett uttryck för η_t tecknas:

$$\eta_t = \frac{I_1 - I_2 - \sum_{x=1}^n q_x (I_{px} - I_2)}{I_1 - i_{v11}} \quad (3:8)$$

För optimeringen av funktionen enligt ekv (3:8) har använts i princip det datamaskinprogram, som beskrivs i avd. 3.1.2.

3.2.2 Resultat.

Resultaten har i stort sett behandlats som resultaten i avdelning 3.1.2. Sålunda har även här faktorn p bildats:

$$p_x = \frac{I_{px} - I_2}{I_1 - I_2}$$

Det framgår tydligt ur resultaten att p -linjerna har tryckts mot lägre värden relativt blandningsförvärmaren. Denna tendens har också antytts av Salisbury (16).

Oplatka (21) har i ett arbete minimerat exergiförlusten i serien av förvärmare med resultat att kvoten mellan utgående och ingående temperaturer (absoluta temperaturer) skall vara konstant för hela förvärmarkedjan. Detta visade sig stämma med här visade resultat.

Det har visat sig praktiskt eller överskådligt att avsätta faktorn p_x mot den maximalt tänkbara temperaturhöjningen, ΔT . En skara rätta linjer erhålles, se diagram 3:8 - 3:10. Kurvskarorna i dessa diagram utgör resultaten från optimeringar av tolv olika processer, vardera med olika antal förvärmare. Avsättes p -faktorn mot η_{tdi} erhålles kurvskaror med i stort sett samma karaktär. För jämförelse har även dessa sistnämnda medtagits, diagram 3:13 - 3:15. Diagrammen 3:8 - 3:10 samt 3:13 - 3:15 bör emellertid endast betraktas som primärvärden. Enligt Oplatka (21) skall vid minimal exergiförlust i förvärmaranläggningen gälla:

$$\frac{T_x}{T_{x-1}} = k \quad (3:13)$$

I diagram 3:11 har den ur optimeringarna beräknade k -faktorn avsatts mot ΔT . Även här kunde man lika gärna ha avsatt mot η_{tdi} . För att avgöra vilken av variablerna som har störst inflytande på k har en korrelationsanalys gjorts på försöksmaterialet. Korrelationskoefficienterna blev förbluffande lika, ungefär 0,95, dock med en liten övervikt för ΔT . Detta betyder att de båda variablernas inverkan på k -faktorn är lika stor.

Ur optimeringsberäkningarna har även framgått temperaturökningen Δt_o över förvärmare 0. Eftersom Δt_o kan antas vara en funktion av ΔT och förvärmarantalet, har

$$\frac{\Delta t_o}{\Delta T}$$

avsatts mot förvärmarantalet i diagram 3:12, med ΔT som parameter. Med dessa diagram går det nu lätt att bestämma termodynamiskt optimal sluttemperatur. Man observerar nämligen att

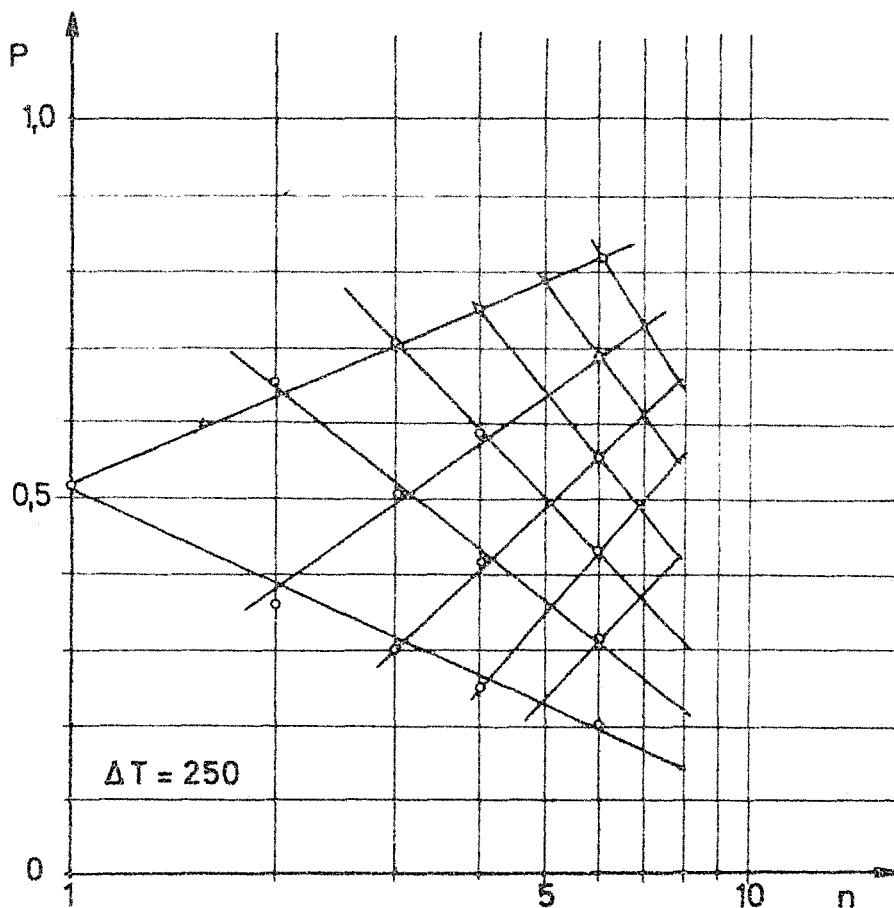
$$\frac{T_n}{T_o} = \prod_{x=1}^n \frac{T_x}{T_{x-1}} = k^n \quad (3:13a)$$

Ur diagram 3:11 erhålles k , samt ur diagram 3:12 Δt_o , varefter T_n lätt beräknas enligt följande ekvation:

$$T_n = (T_{oo} + \Delta t_o) k^n$$

För fallet att $n \neq 1, 2, 3, 4$ eller 6 kan med hjälp av figur 3:8 p uppskattas för $n = 5, 7$ och 8.

Figur 3:7 gäller för $\Delta T = 250^\circ \text{C}$, men ur diagram 3:8 - 3:10 kan för varje ΔT uppritas en liknande figur.

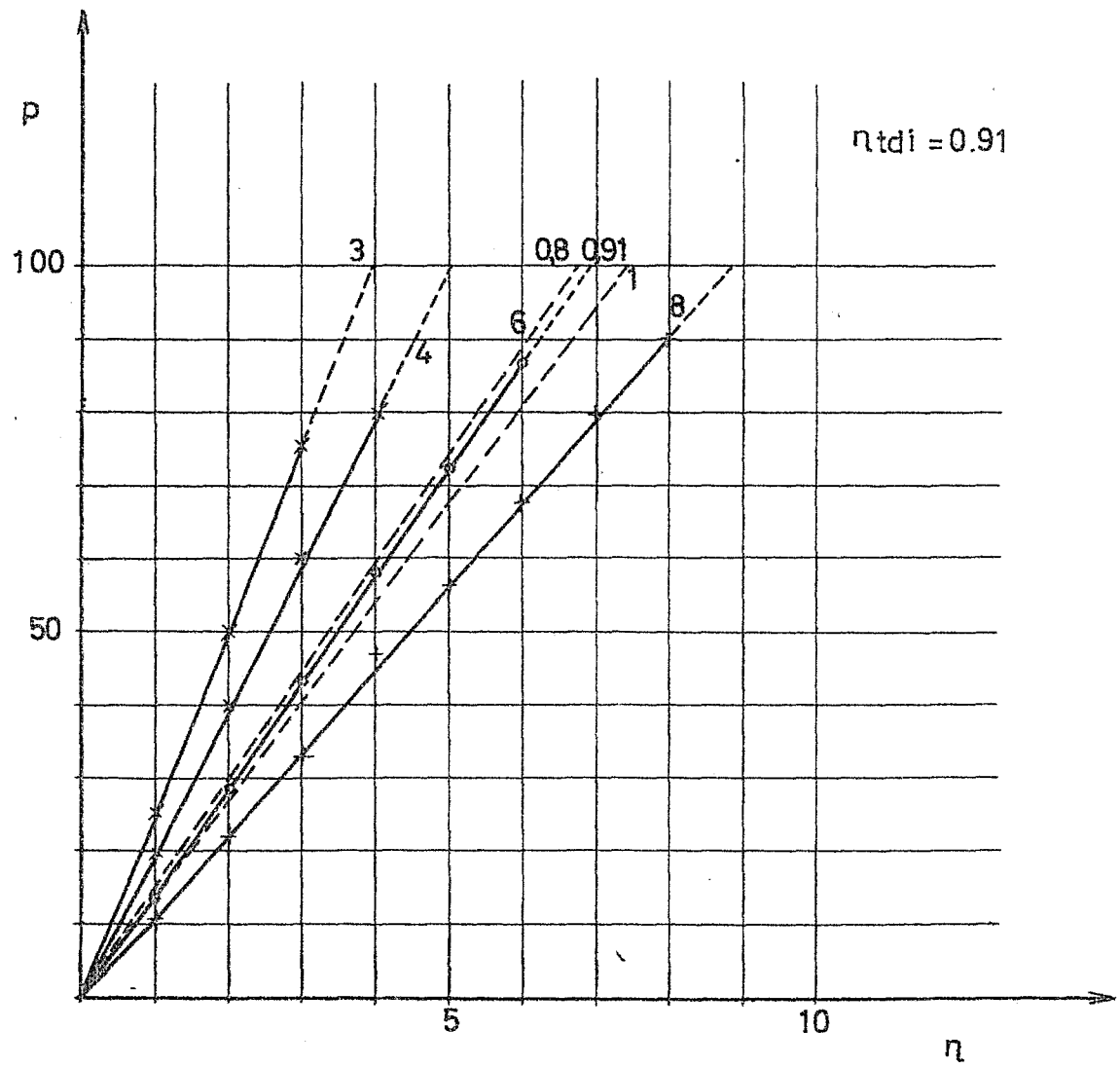


Figur 3:8

V & M
CTH

BLANDNINGSFÖRVÄRMARE

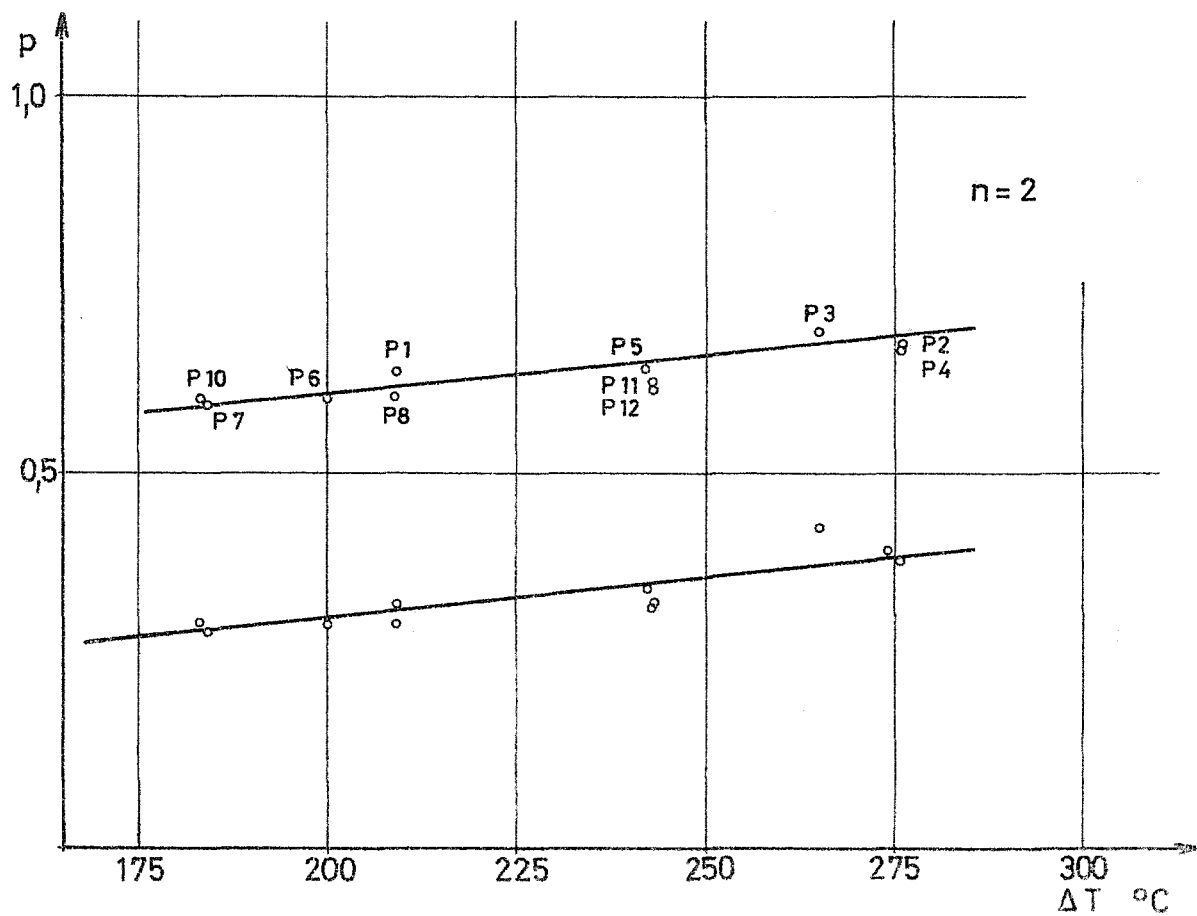
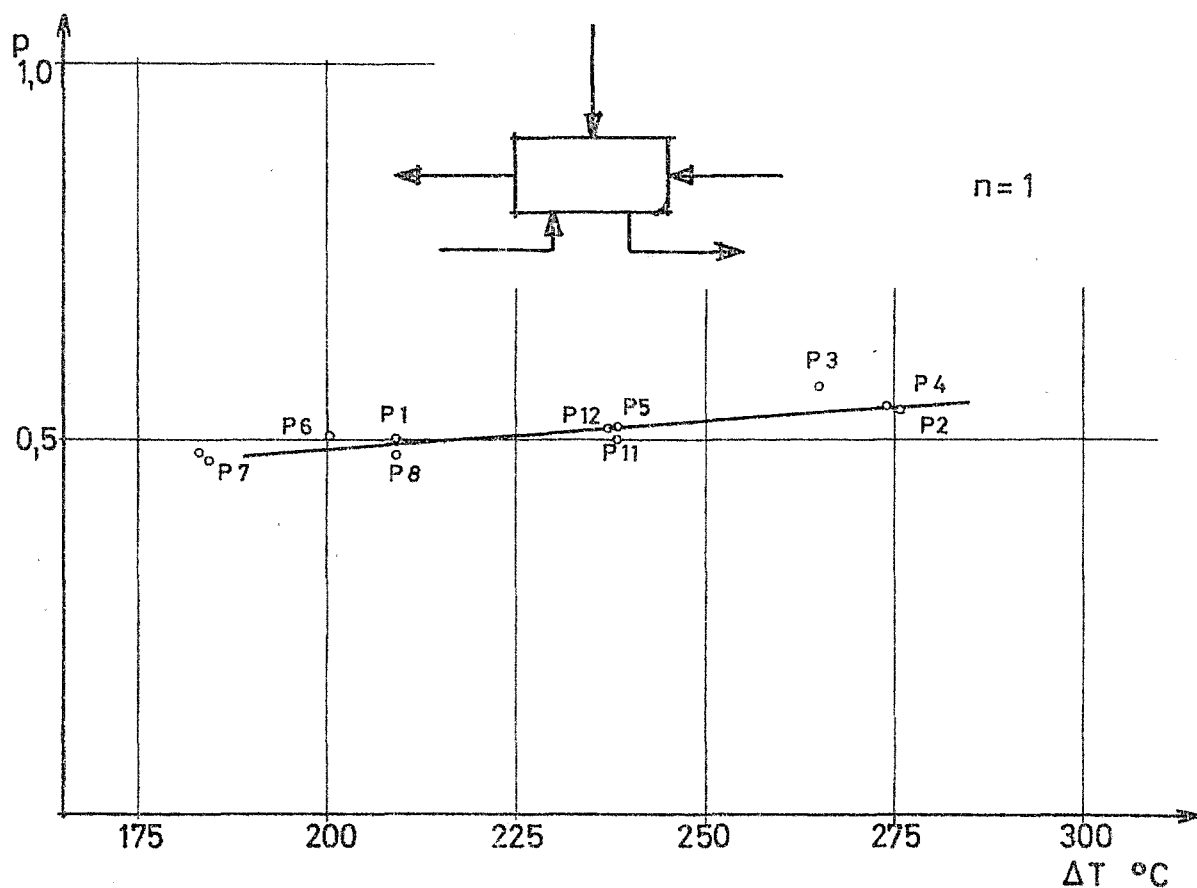
Datum :
Diagram 3:7



V & M
C T H

YTFÖRVÄRMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\Delta T)$

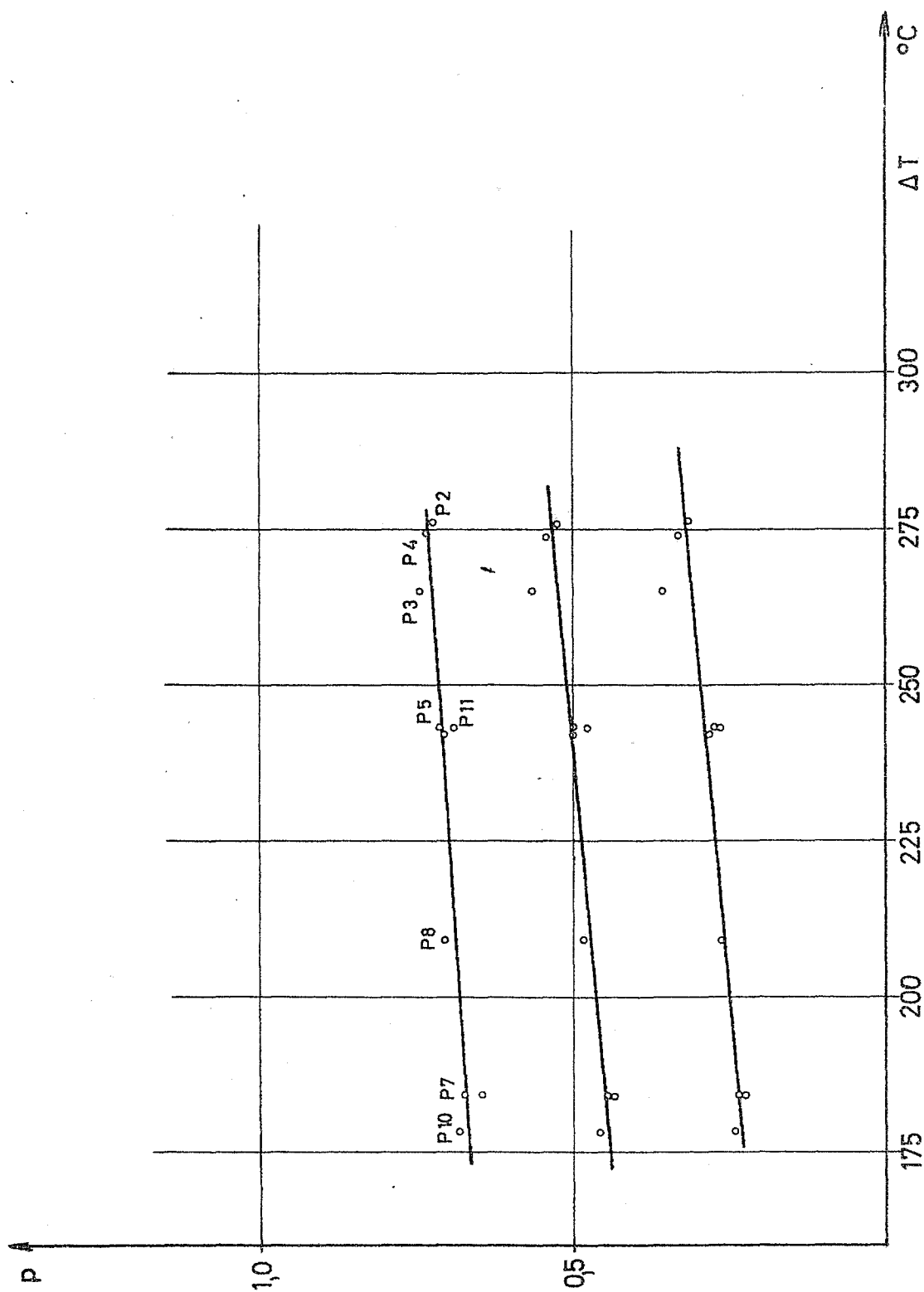
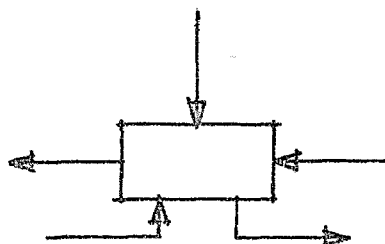
Diagram 3:8



V & M
C T H

YTFÖRVÄRMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\Delta T)$ $n = 3$

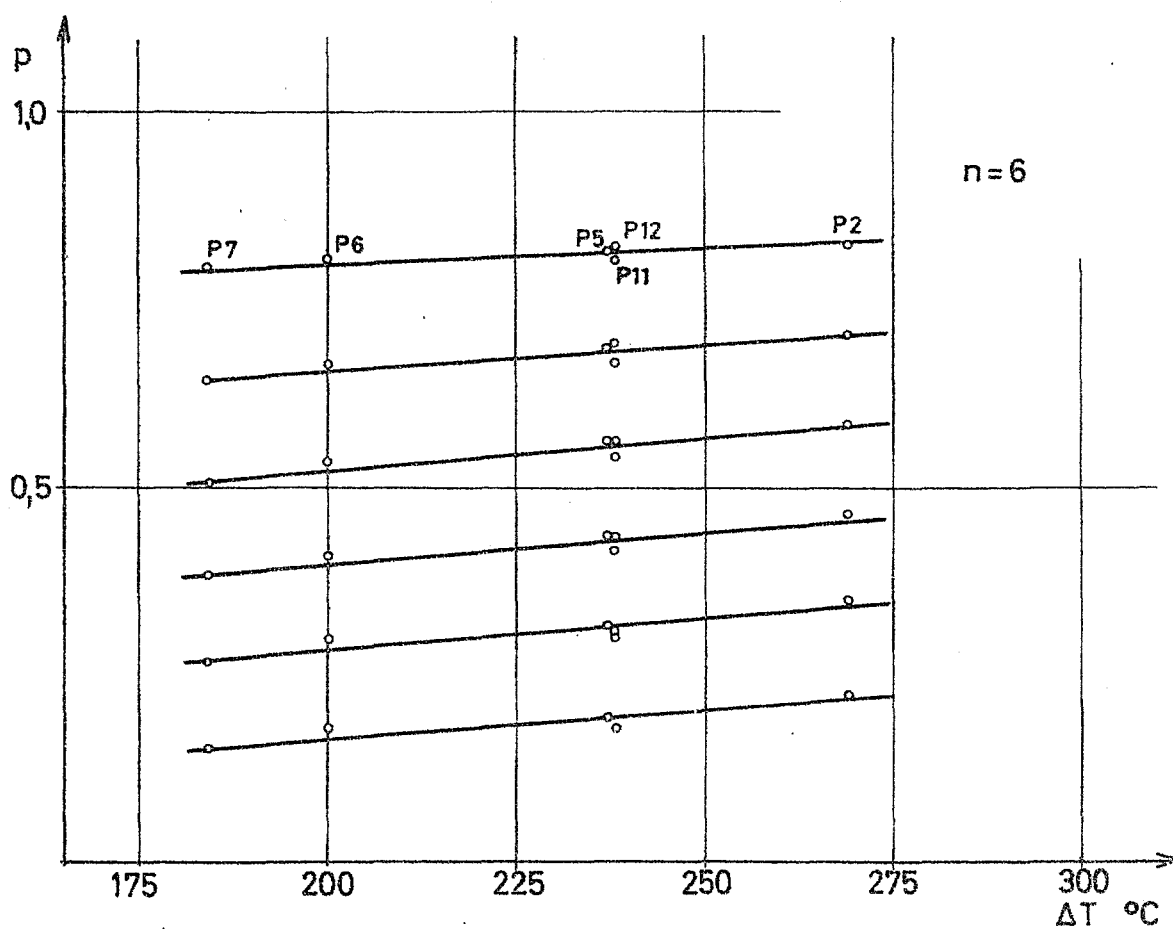
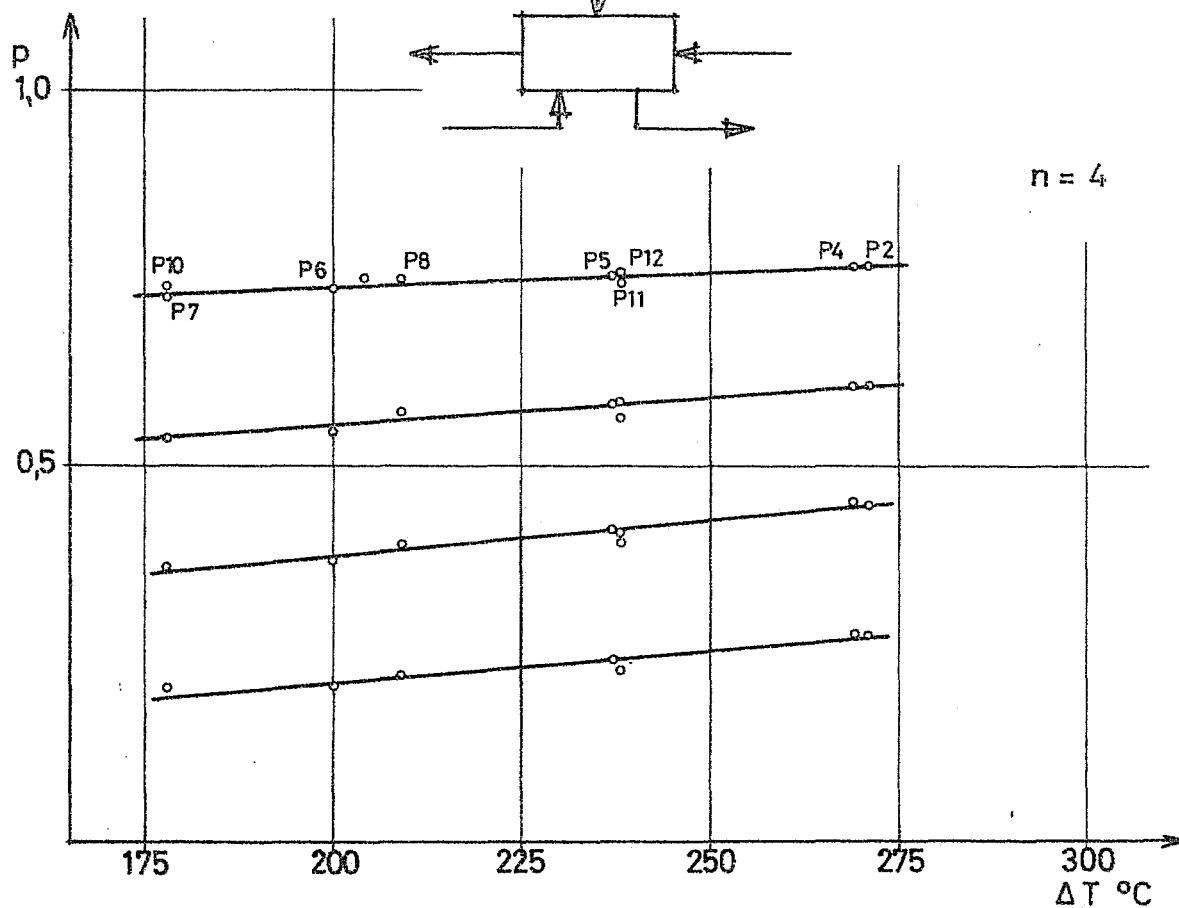
Diagram 3:9



V & M
C T H

YTFÖRVÄRMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\Delta T)$

Diagram 3:10

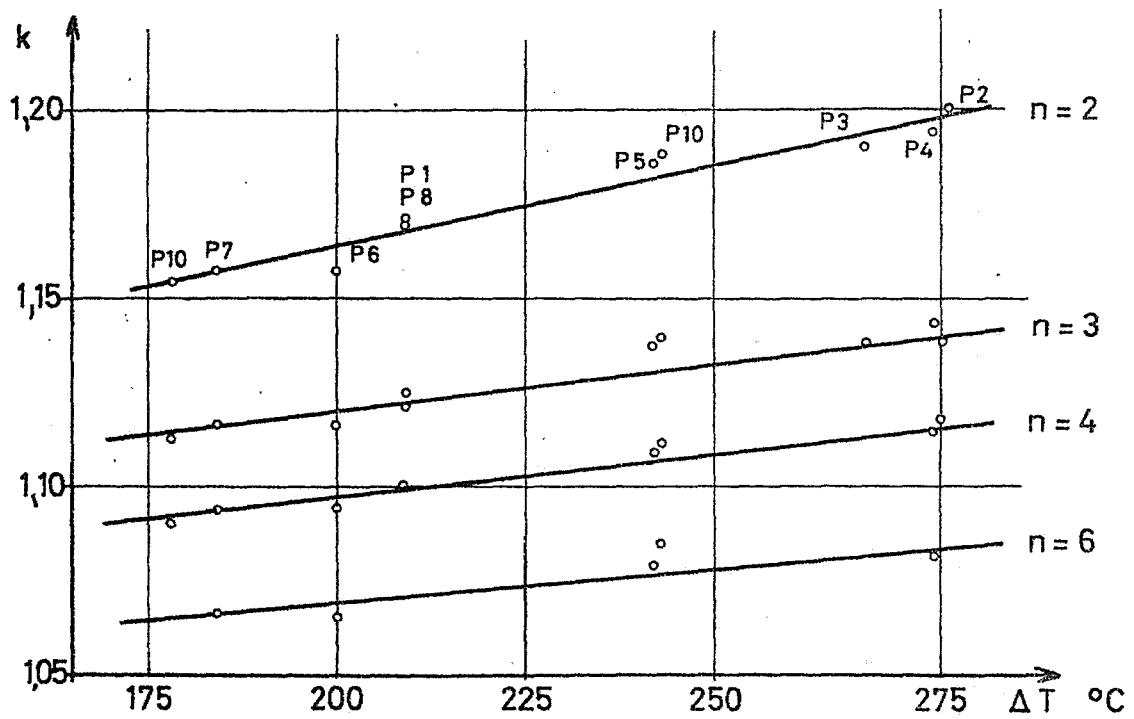


V & M
C T H

TEMPERATURKVOTEN

$$\frac{T_x}{T_x - 1} = k$$

Diagram 3:11

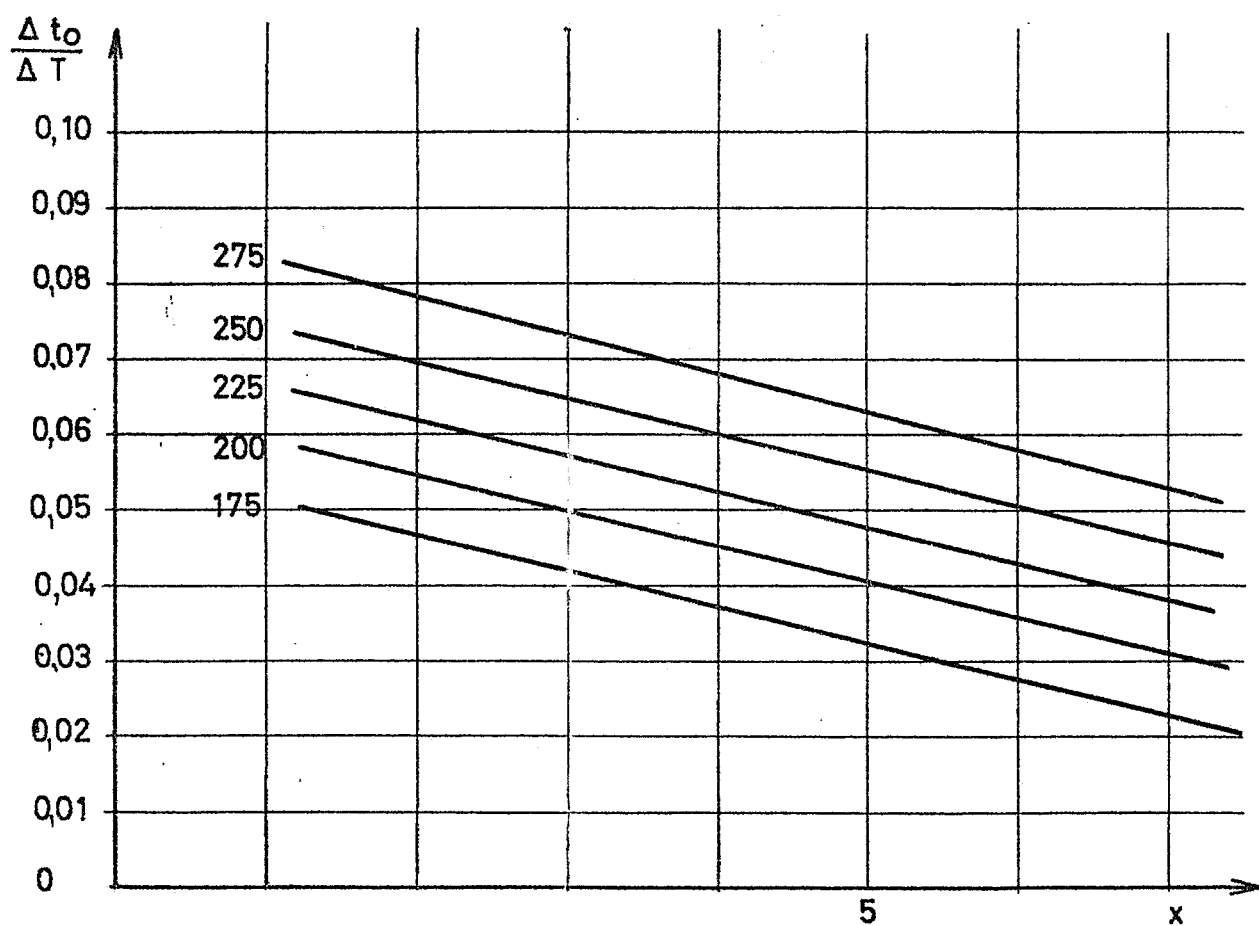


V & M
C T H

TEMPERATURKVOTEN

$\frac{\Delta t_o}{\Delta T}$

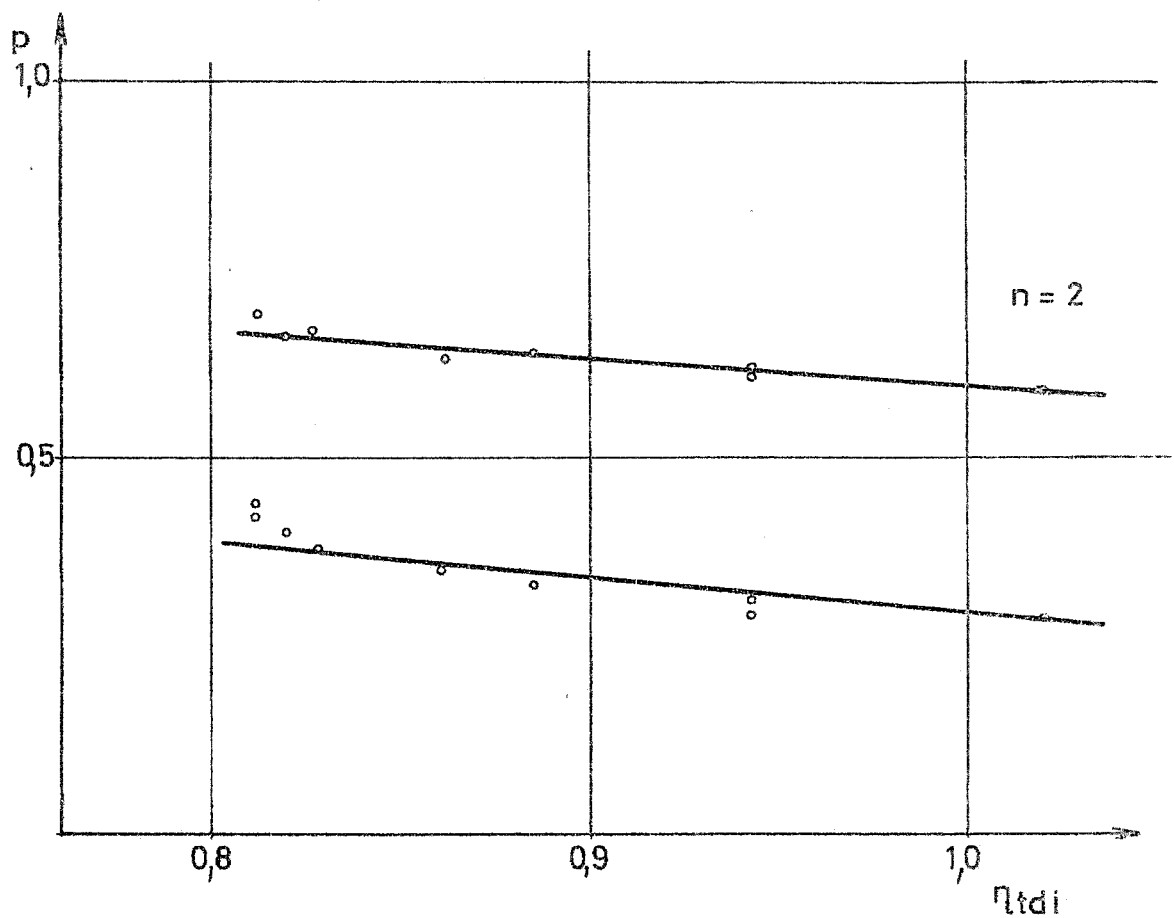
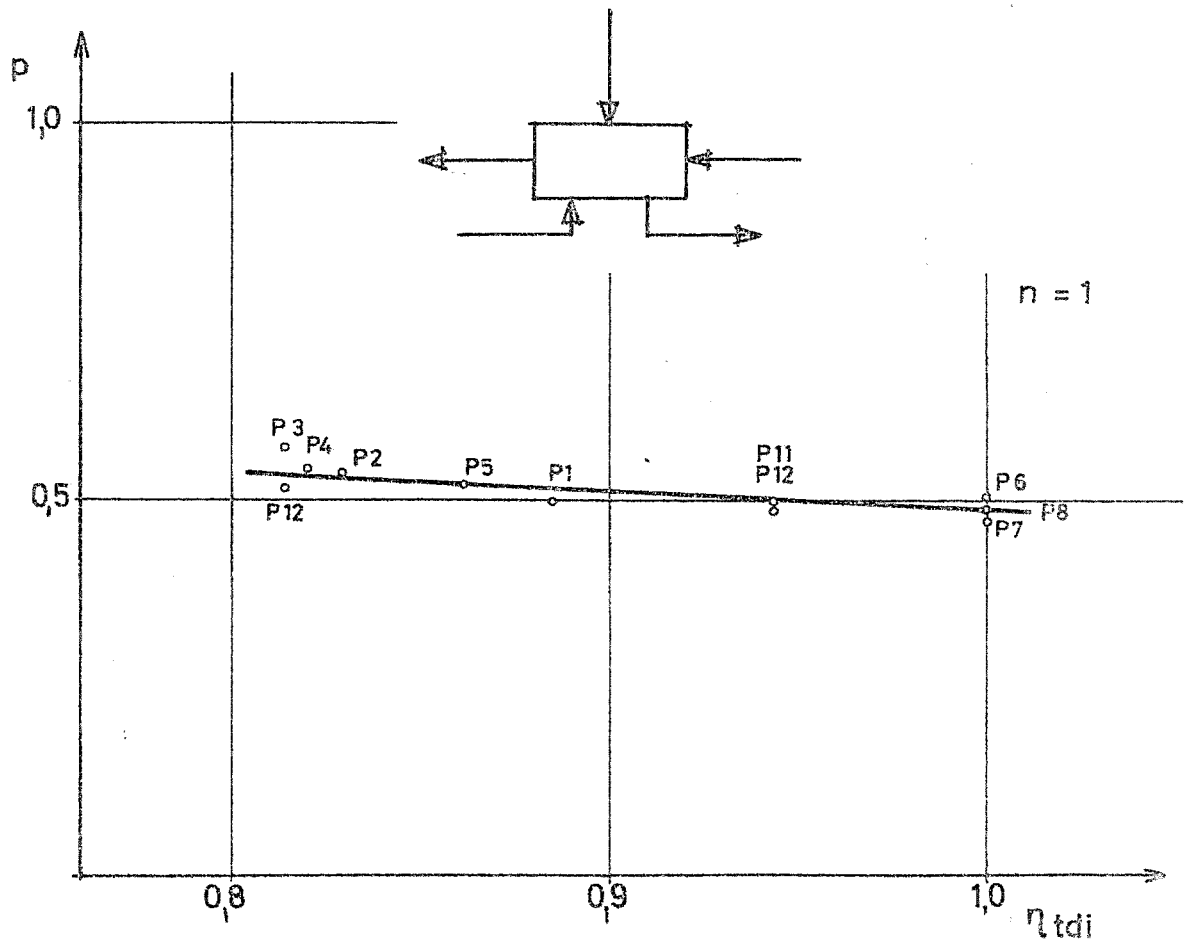
Diagram 3:12



V & M
C T H

YTFÖRVARMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\eta_{tdi})$

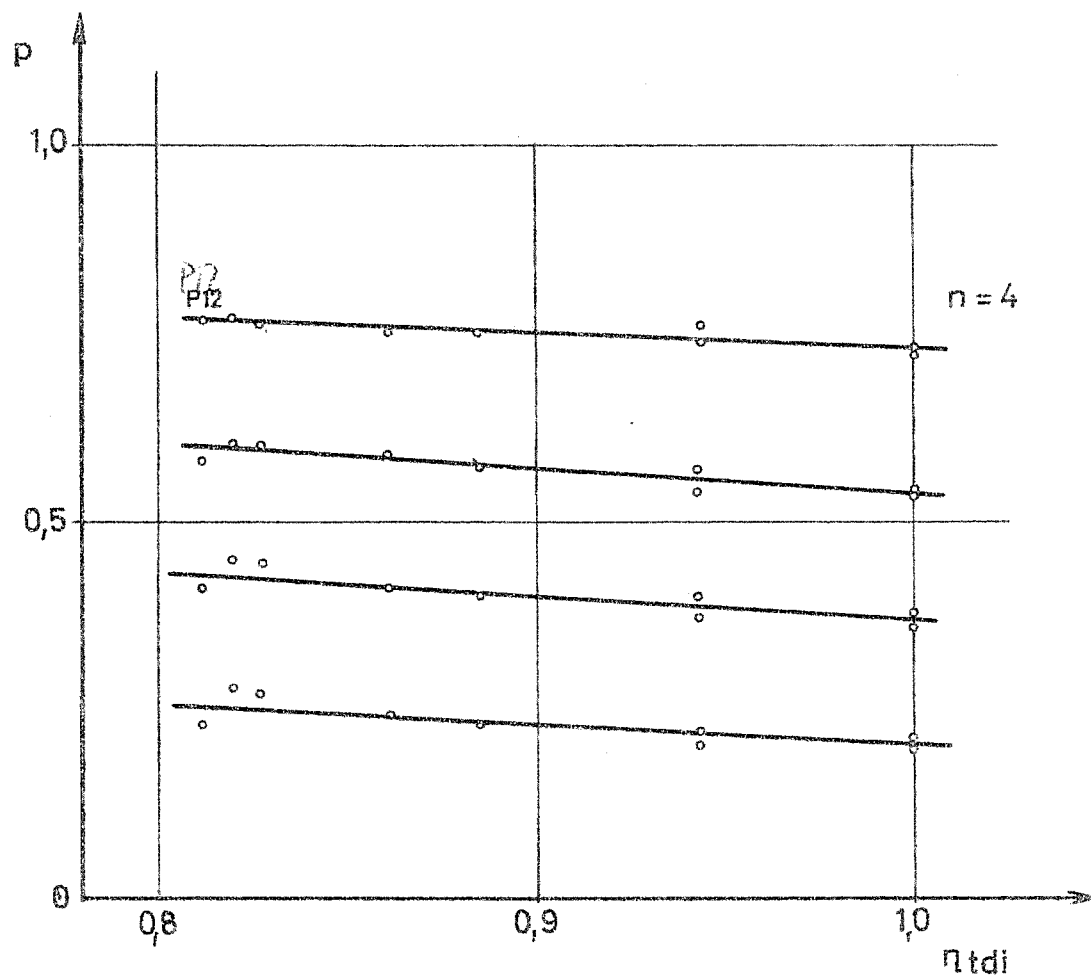
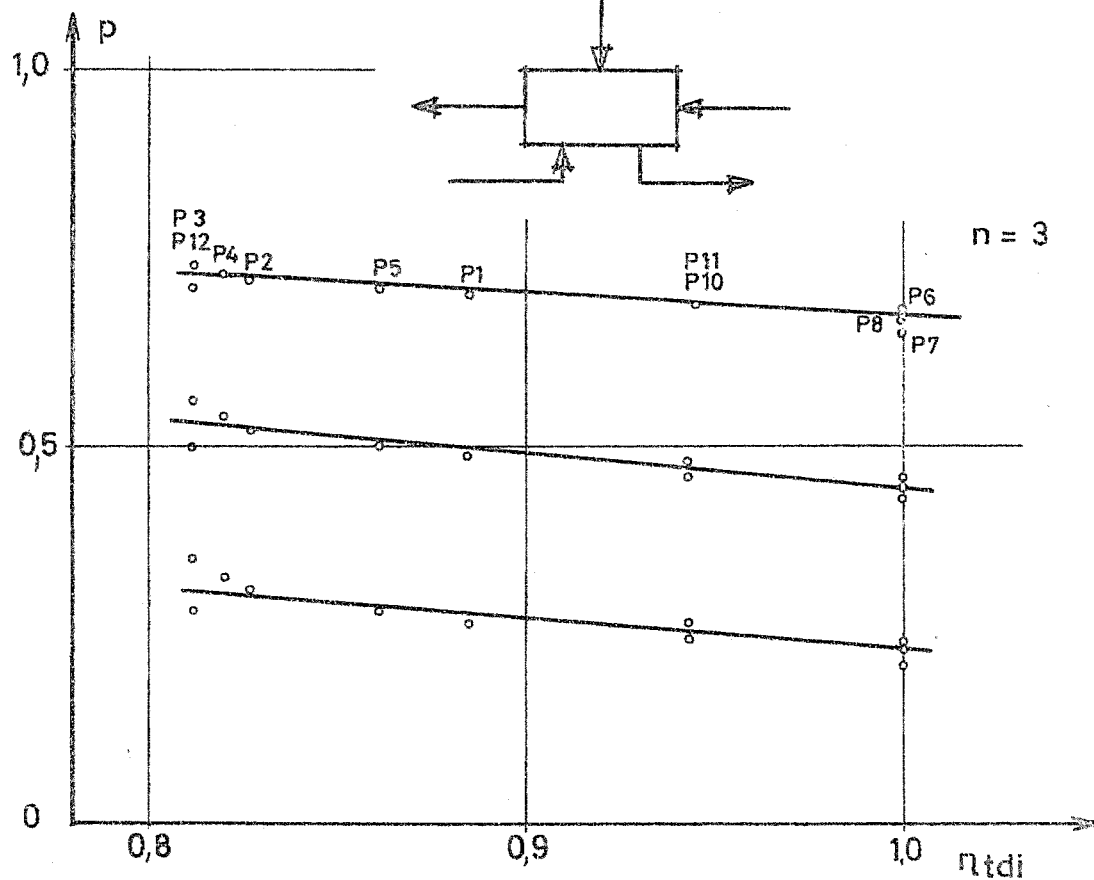
Diagram 3:13



V & M
C T H

YTFÖRVARMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\eta_{tdi})$

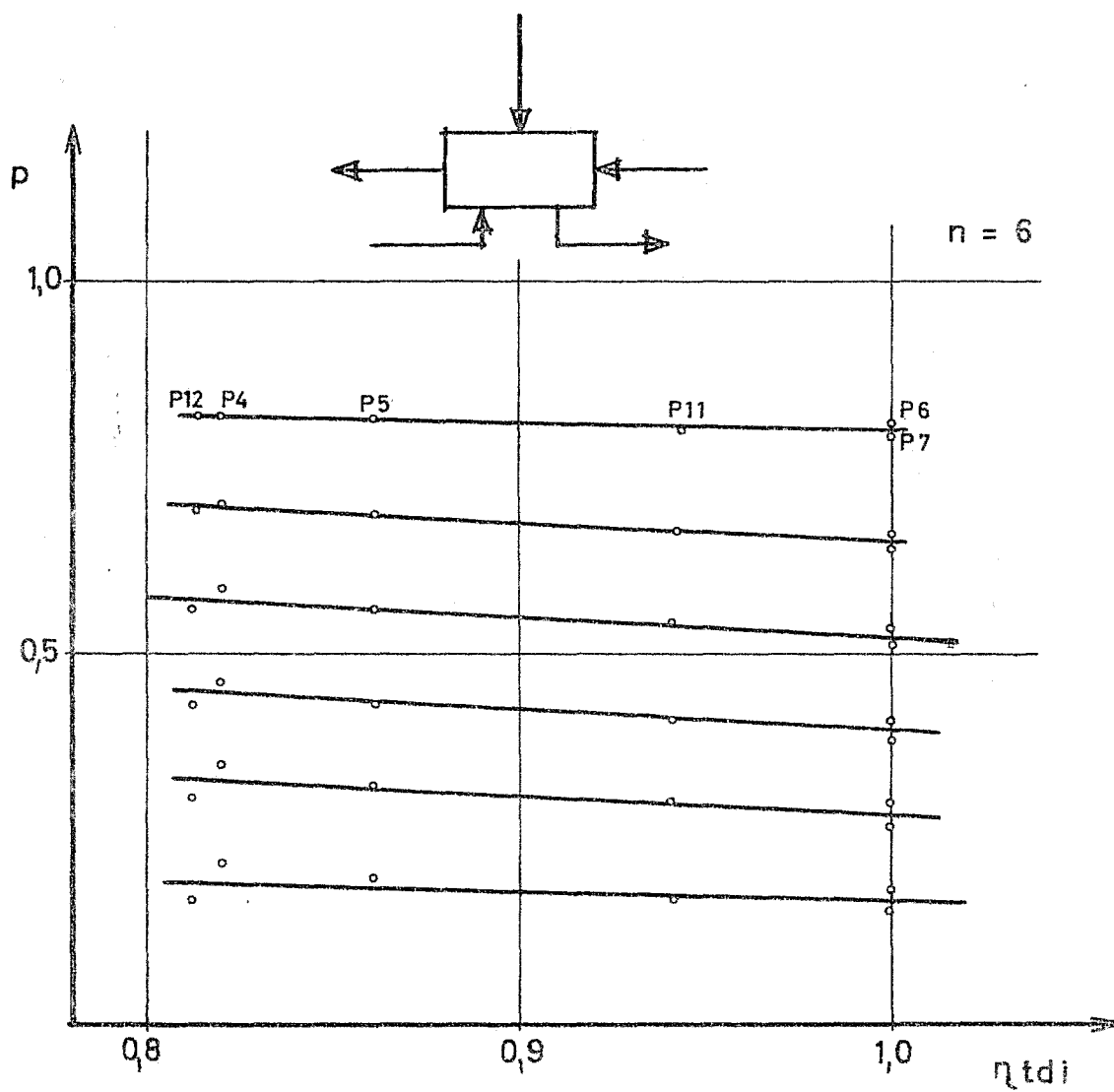
Diagram 3:14



V & M
C T H

YTFÖRVÄRMARE MED
STEGVIS KONDENSATFÖRING
 $p = f(\eta_{tdi})$

Diagram 3:15



3.3 Resultat av termodynamisk optimering.

Vid optimala matarvattenentalpier torde sammanfattningsvis kunna sägas, att skillnaden mellan blandningsförvärmare och ytförvärmare med full temperaturverkningsgrad i verkligheten är liten. En ändring av ett avtappningsställe 5-10 kcal utefter expansionslinjen har liten inverkan på η_t . De erhållna resultaten bör därför betraktas som riktlinjer för avtappningspunkternas lägen. I de flesta fall har man att även ta hänsyn till möjligheterna att rent konkret få avtappningsången ur turbinen. Turbinens mekaniska konstruktion har därvidlag stort inflytande.

Processerna 5 och 13 arbetar med samma admissionstillstånd och sluttillstånd. Som framgår av figur 30:4 är skillnaden den att process 13 är sammansatt av två rätta delar med olika lutning, medan process nr 5 har en rät expansionslinje. Trots detta har resultaten från optimeringarna med dessa processer blivit exakt samma. Detta resultat torde innebära att expansionslinjens avvikande från en rät linje inom rimliga gränser ej har inverkan på optimipunkten.

Indelning enligt 3.1.2, d.v.s. lika delning av värmefallet, eller indelning enligt 3.2.2. med konstant temperaturkvot, betyder i realiteten liten skillnad. Det förra fallet förutsätter blandningsförvärmare, det senare ytförvärmare. Under förutsättning att ovanstående riktlinjer följes kommer det senare att visa sig, att ur ekonomisk synpunkt indelningen av avtappningspunkterna är betydelselös.

Ett antal processer med variabel temperaturverkningsgrad i förvärmaranläggningen har även undersökts. Temperaturverkningsgraden på 80-90 eller 100 % synes ej inverka på optimum.

Kapitel 4. Ekonomisk optimering.

- 4.0 Beteckningar använda i kapitel 4.
- 4.1 Allmänt.
 - 4.1.1 Kostnadsfunktioner.
 - 4.1.2 Bränslebesparing.
 - 4.1.3 Anläggningskostnader.
 - 4.1.3.1 Förvärmarkostnader.
 - 4.1.3.2 Kostnader för ångpanna och därav beroende enheter.
 - 4.1.3.3 Kostnader för turbinavloppsarea samt kondensor.
 - 4.1.3.4 Pumpmotorkostnader.
- 4.2 Kostnads- resp. intäkts-funktion.
 - 4.2.1 Intäktsfunktion.
 - 4.2.2 Optimalvillkor.
- 4.3 Optimering av förvärmarantal.
- 4.4 Beräkningsmetod.

4.0 Använda beteckningar i kapitel 4.

A_x	m^2	Allmänt: värmeväxlaryta. x =index.
a	at a	Beteckning för manteltryck i förvärmare.
B	kr/Gcal	Bränslepris.
b	at a	Beteckning för inre tryck i tuber.
b	kr/kWh	Internt elenergi pris.
c_p	kcal/kg ^o C	Specifikt värme för matarvatten.
E_{kW}	kr/kWår	Intern eleffektavgift.
F_x		Faktor.
G_x	kg/m ²	"
I_1		Se avdelning 3.0.
I_2		" " "
I_3		" " "
I_4		" " "
I_{Be}	kr/år	Bränslebesparing.
I_{Br}	kr/år	Bruttoinkomst.
I_N	kr/år	Nettointäkt.
i_v	kcal/kg	Matarvattenentalpi
i		Exponent i Blasius formel för tryckfall.
j_1		Dimensionslös faktor för tryckfall.
K	kr	Allmänt: kostnad.
K_o	kr	Initialkostnad.
K_{oo}	kr	Extern initialkostnad för förvärmare.
K_{Be}	kr	Bränslekostnader.
K_{el}	kr	Elkostnader.
K_{FV}	kr	Kostnad för förvärmare.
K_k	kr	Kostnad för kondensor och turbinavlopp.
K_m	kr	Kostnad för pumpmotor.
K_p	kr	Kostnad för ångpanna.
K_{tot}	kr	Totalkostnad.
k		Konstant vid kostnadsekvation.
k_x		Värmeöverföringstal i förvärmare nr x .
n		Totala antalet förvärmare.
n_a		Exponent för Re i värmeöverföringssambandet.
P	kW	Nominell effekt.
P_m	kW	Ökning av matarvattenpumpeffekt.
P_Y	kcal/kg	I turbinen utvecklad effekt.
Q_k	kcal/kg	I kondensorn överförd värmemängd.

Q_p	kcal/kWhel	I pannan överförd värmemängd per kWh elektrisk effekt.
Q_{po}	kcal/kWhel	Dito för referensprocessen.
r_A	år ⁻¹	Avkastningsfaktor för värmeväxlare.
r_K	år ⁻¹	" " kondensor o turbinavlopp
r_m	år ⁻¹	" " pumpmotor.
r_P	år ⁻¹	" " ångpanna.
r_s	år ⁻¹	" " hela verket.
T	°C	Matarvattentemperatur efter förvärmare.
T_P	°C	Avtappningsångans temperatur.
t	h/år	Årlig driftstid.
V_x	kg/h	Matarvattenflöde.
w_x	m/s	Matarvattenhastighet i värmeväxlare.
x		Index på variabler, betecknar värmeväxlarenummer, räknat från kondensorn.
X		Variabel i kostnadsfunktion.
Z		Faktor vid bruttoinkomstderivatan.
Δ		Betecknar differens mellan aktuell process och referensprocess.
η_{el}		Elektrisk verkningsgrad.
η_g		Generatorns verkningsgrad.
η_h		Hydraulisk verkningsgrad.
η_t		Termisk verkningsgrad.
η_{t_o}		Dito för referensprocessen.
η_x		Temperaturverkningsgrad för värmeväxlare nr x.
κ		Allmänt: gränskostnad.
κ_A	kr/m ²	Gränskostnader för värmeväxlareyta.
κ_k	kr.h/kcal	" " kondensor och turbinavlopp.
κ_m	kr/kW	" " pumpmotor.
κ_P	kr.h/kcal	" " ångpanna.
ξ		Dimensionslös variabel enligt Rosenblad.
ρ	kg/m ³	Täthet.

Kapitel 4.

Ekonomisk optimering.

4.1 Allmänt.

Ett värmekraftverk med matarvattenförvärmare har en lägre specifik värmeförbrukning än ett verk utan förvärmare. Detta medför en bränslebesparing, I_{Be} , som naturligtvis skall betala förvärmaranläggningens kostnader.

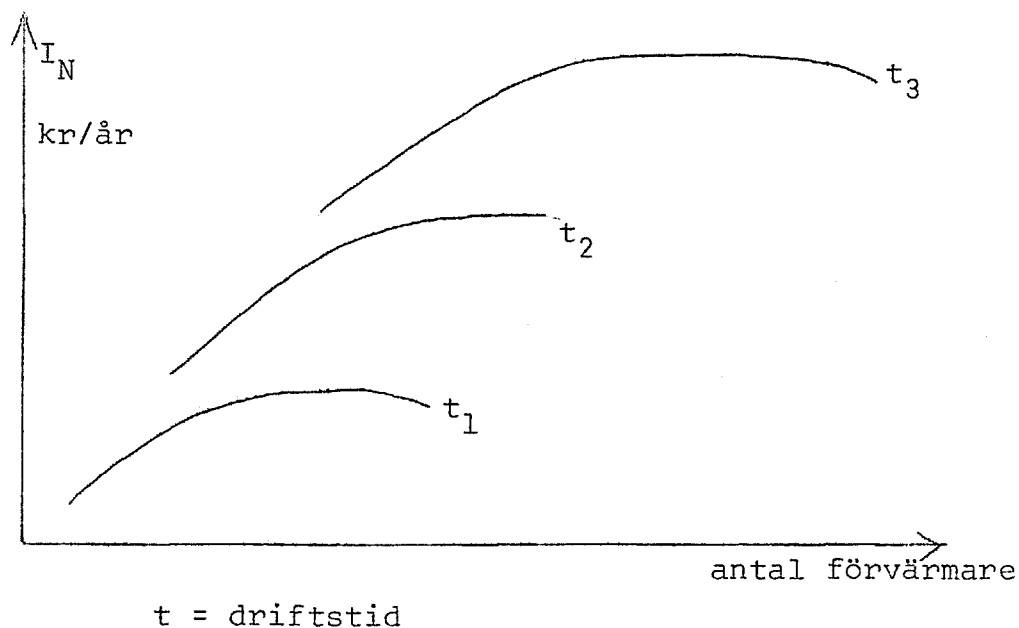
Förvärmaranläggningen är ur ekonomisk synpunkt optimalt dimensionerad då nettointäkten, I_N , av förvärmaranläggningen är störst.

Teorin för förvärmarnas optimala dimensionering förutsätter att den överförda värmemängden kan åsättas ett vinstvärde. Inverkan av förvärmaranläggningen kan emellertid mätas på ett annat sätt. På grund av förvärmarna minskar bränslekostnader och vissa övriga anläggningsdelar, såsom ångpanna, kondensor och turbinavlopp. Besparingar i ångpanna, turbin och kondensor o.dyl. beräknas relativt bränslebesparingen. En annan viktig förutsättning är att den av kraftverket levererade nyttoeffekten är konstant. Detta medför att bruttoinkomständringen ej får något tillskott härav. Det blir då naturligt, och kommer även senare att visa sig fördelaktigt, med en bruttoinkomstfunktion, I_{Br} , som är summan av bränslebesparingen och minskningen av övriga anläggningsdelar. En sådan bruttoinkomst består av en tidsberoende del, nämligen kapitalkostnaden, samt den tidsberoende bränslebesparingen.

Förvärmaranläggningens kostnad är summan av dess kapital- och driftskostnader.

Nettointäkten är bruttoinkomsten minskad med förvärmaranläggningens kostnader.

Figur 4:1 visar kurvor över nettoinkomsten som funktion av antalet förvärmare. Driftstiden är parameter, $t_1 < t_2 < t_3$. Varje sådan kurva kommer att ha ett maximum. När nettointäktsfunktionen, I_n , är maximal, har kraftverksägaren största ekonomiska vinst av förvärmaranläggningen, varför denna skall dimensioneras så att intäkten är maximum.



Figur 4:1

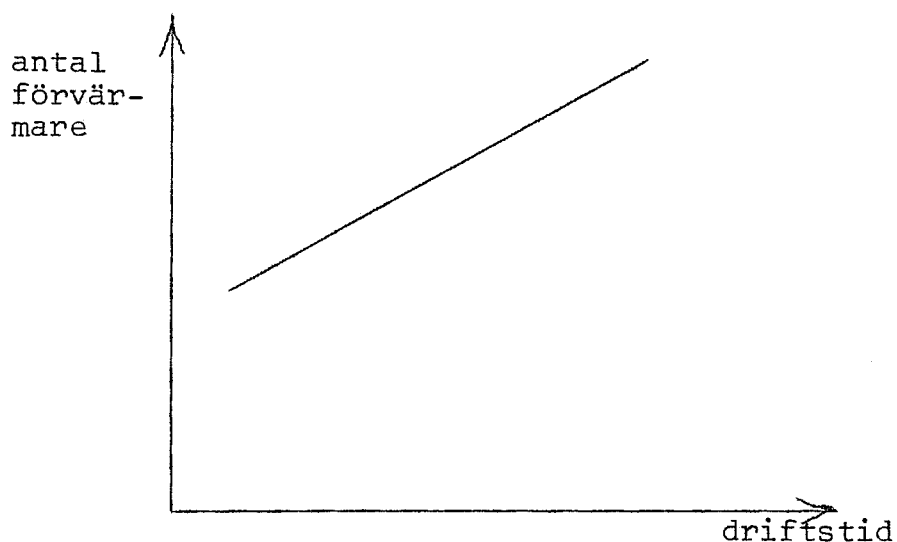
Kostnadsfunktionen, K_{tot} , som är beroende av ränteläget, samt i viss mån av driftstiden, sammanfattas i vinst, ränta och amortering på satsat kapital, driftskostnader för pumparbete, försäkring m.m. Alla dessa parametrar är givetvis variabla, men i realiteten kommer endast vissa värden till användning. Enligt CDL (37) kan man anta att ett kondenseringskraftverk med oljeeldning kommer att få en livstid av lägst 25-30 år. CDL rekommenderar en kalkylränta på 7 %. Kalkylräntan innefattar kapitalränta samt en vinstprocent, som alltså räknas på hela kapitalet. Denna sista vinstprocent skall alltså täcka utdelningen på det egna kapitalet. I Sverige har i utredningar o.dyl. 28 år ofta kommit till användning som avskrivningstid, vilket ger totala kapitalårskostnaden = 8,24 %. Övriga årskostnader är försäkringar, personal, ränta på bränsle i lager samt diverse, vilket tillsammans med kapitalkostnaden ger summan $r_s = 11,4 \%$.

Den marginella avkastningen bör vara sådan, att avkastningen blir den önskade när företagsskatten (50 %) är avdragen. Den marginella avkastningen blir med detta resonemang $6+6+3,2 = 15,2 \%$. Härvid har räknats med 6 % ränta på kapital, samt att riskmomentet uppbäres av kalkylräntan.

Bränslepriset kan antagas vara konstant. Det är givet att politiska förvecklingar kan ha inverkan på bränslepriset, men detta är en risk, till vilken hänsyn fortsättningsvis icke tagits. Efter Suezkrisen 1956, med följdverkningar till 1958 för oljans del, har oljepriset visat en klart fallande tendens.

Driftstiden kan variera avsevärt beroende på värmekraftverkets huvudsakliga uppgift. I figur 4:1 visas hur nettointäkten varierar med olika värden på driftstiden, $t_1 < t_2 < t_3$.

Det antal förvärmare, vid vilket nettointäkten har maximum, kan avsättas mot driftstiden, t . En kurva enligt figur 4:2 erhålles. Med denna kurva är det alltså möjligt att för varje driftstid direkt bestämma det ekonomiskt optimala antalet förvärmare för de undersökta processerna.



Figur 4:2

4.1.1 Kostnadsfunktioner.

På senare år har litteraturen blivit ganska välförsedd med data rörande kostnader för apparater av olika slag. Oftast föreligger dessa data i form av diagram, där kostnaden är en funktion av någon karakteristisk storhet för apparaten ifråga. Följande ansats ger en förhållandevis noggrann kostnadsfunktion:

$$K = K_0 + \kappa X^k$$

där K betyder kostnaden, K_0 , k samt κ är konstanter, och X är en för apparatens storlek karakteristisk storhet.

En sådan funktions utseende har i princip skisserats i figur 4:3.

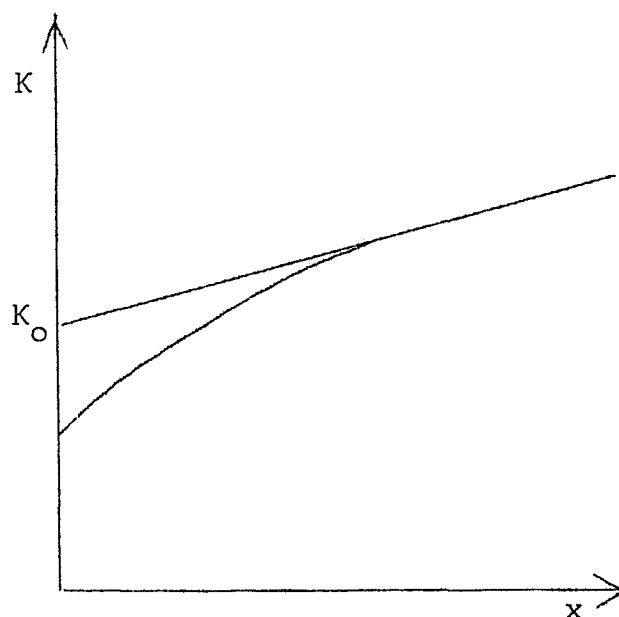
Av flera skäl, vilka delvis kommer att framgå senare, föredrages följande kostnadsfunktion:

$$K = K_0 + \kappa X \quad (4:1)$$

Denna funktion är enkel att använda, konstanten κ har betydelsen av gränskostnad, d.v.s. kostnaden för en ytterligare utökning av storheten X .

Funktionen har en påtaglig nackdel i och med att den gäller i ett begränsat intervall. Nackdelen kan

lätt elimineras, eftersom optimeringar oftast göres med hjälp av iterationsräkning. I sådana fall kan, om så befinnes nödvändigt, konstanter i kostnadsfunktionen justeras efter varje iteration, så att de alltid är aktuella.



Figur 4:3

4.1.2 Bränslebesparing.

Minskningen i bränslekostnader vid en verkningsgradsförbättring beräknas vid konstant turbineffekt som skillnaden mellan referensprocessens och den förbättrade processens bränslekostnader.

Som tidigare nämnts saknar referensprocessen förvärmare. Bränslebesparingen är proportionell emot bränslepriset, driftstiden samt minskningen av den specifika bränsleförbrukningen. För att undvika beräkningar av pannverkningsgrad o.dyl. gäller bränslepriset vid turbinens pådragsventil.

Bränslepriset har de sista 7-8 åren hållit sig ganska konstant, varför det i dagens situation får anses vara en parameter med ett fixt värde, 7 kr/Gcal.

4.1.3 Anläggningskostnader.

4.1.3.1 Förvärmarkostnader.

Av tidigare anförda skäl föredrages formen:

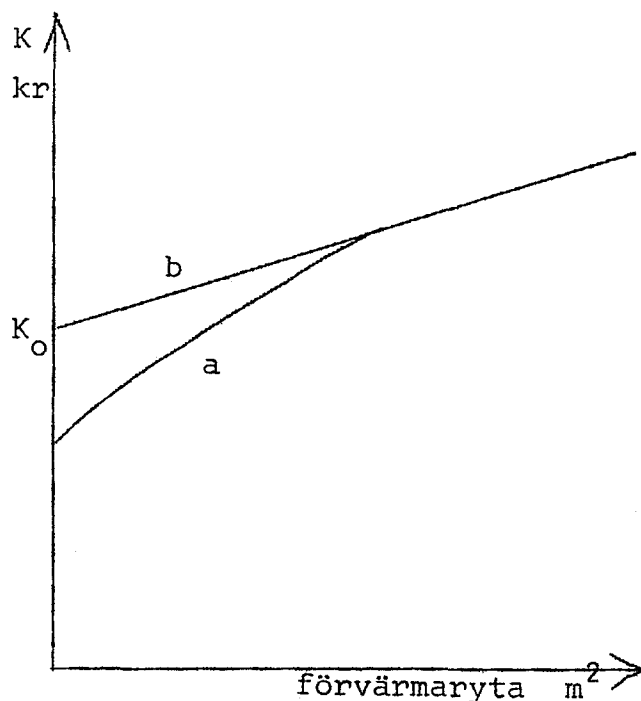
$$K = K_0 + \kappa A \quad \text{kr} \quad (4:1)$$

Bland annat utnyttjar Rosenblads (40) teorier för den ekonomiskt optimala hastigheten i värmeväxlare denna funktion.

För de flesta apparater synes enligt litteraturen gränskostnaderna vara sjunkande vid en storleksökning. I många fall är detta resonemang baserat på att säljaren kan tänka sig en relativt mindre avans för ett större försäljningsobjekt. För en värmeväxlare t.ex. är det naturligt att inom vissa intervall anse att gränskostnaden är konstant. En ytökning kan inom vissa ytintervall endast orsaka en förlängning av värmeväxlaren. Denna materialmängd bör rimligen kosta lika mycket oberoende av var den göres i intervallet. Det verkar troligt att tubmaterialet ej debiteras efter tubernas placering i en värmeväxlare. Det blir lättare att göra jämförelser mellan olika kraftverk med konstant gränskostnad.

Det förda resonemanget innebär att den verkliga totalkostnadsfunktionen a i figur 4:4 ersättes med en rät linje, b. En kostnadsfunktion för värmeväxlarna enligt ekv (4:1) rekommenderas även av Oplatka (21).

Kurva a i figur 4:4 är egentligen ett medelvärde av en kurvskara enligt figur 4:5. Den språngvisa kostnadsökningen vid vissa ytstorlekar beror på att värmeväxlarna ej kan

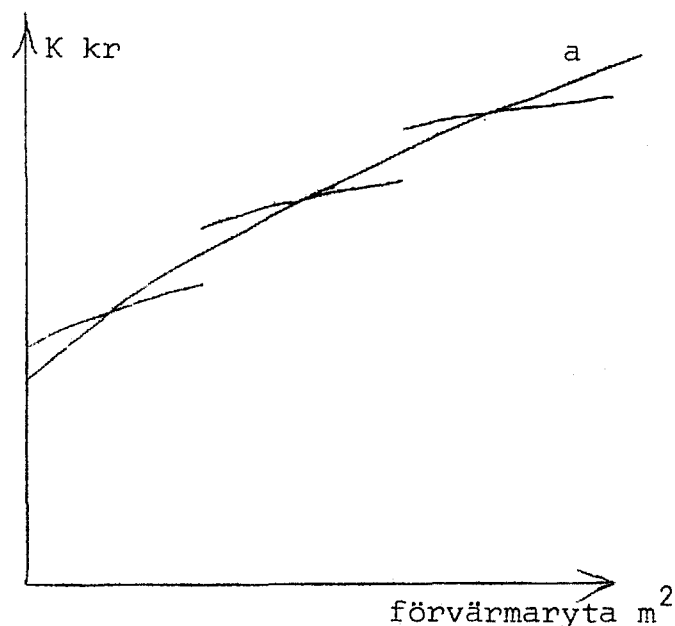


Figur 4:4

byggas ut mer än inom vissa gränser. När därför ytan överstiger ett visst värde, kopplas ytterligare en värmeväxlare parallellt med den förra. Ofta göres de båda förvärmarnas vattenkammare i

ett stycke, vilket alltså åstadkommer den språngvisa ökningen av förvärmarkostnaden.

Kurvskarorna i figur 4:5 kan med relativt god noggrannhet sammansättas till en kurva, a, i figurerna 4:4 och 4:5.



Figur 4:5

Av optimeringsresultaten att döma bör vid en 160 MW-station den optimala förvärmareytan variera mellan 300-600 m² i varje förvärmare. Inom detta intervall blir felet vid användning av ekv (4:1) aldrig större än cirka 2 % jämfört med kurvan a. Behöver beräkningar utföras inom vissa andra ytintervall får naturligtvis konstanterna K_0 och κ_A bestämmas för respektive intervall.

Data för bestämning av konstanterna K_0 och κ_A har i form av diagram sammanställts av uppgifter från olika leverantörer, se bilaga 5. Ur materialet i bilaga 5 erhålles endast en del, K_0 , av förvärmarens totala initialkostnad. Denna kostnad, K_0 , avser värmeväxlaren uppställd i turbinanläggningen. Till varje värmeväxlare hör dessutom armatur, diverse reglerutrustning, rörledningar samt hål i turbinen. De tillkommande initialkostnaderna, K_{00} , hör samman med en anläggning med en nettoeffekt av 160 MW. (Sydkraft, Malmö eller Vattenfall, Stenungsund) Med kännedom om detta är det möjligt att inränga den tillkommande initialkostnaden i vissa intervall med avseende på avtappningstrycket, se tabell 4:1.

Tabell 4:1

Avtappningstryck	Initialkostnad, K_{00}
0 - 2 at a	50 000 kr
11 - 17 at a	80 000 kr
31 - at a	50 000 kr Avtappning från HT-turbin

Den låga kostnaden vid 31 at a får ses mot bakgrunden att ångan i detta speciella fall har expanderat genom högtrycksturbinen, varför man kan avtappa ångan via ett T-rör på huvudångledningen till överhettaren. Initialkostnaderna för en ytterligare ångavtappning på högtrycksturbinen skulle uppskattningsvis överstiga 80 000 kr.

Konkreta kostnadsfunktioner med aktuella värden (1964) redovisas i tabell 4:2, där beteckningen a betyder maximalt tryck på ångsidan, d.v.s. i värmeväxlarens mantel, och b betyder trycket i tuberna. Lågtryck innebär att värmeväxlaren befinner sig före matarvattenpumpen med motsvarande låga avtappningstryck, max 5 at a.

Tabell 4:2

Tryckområde a/b at a	K_0 kr	K_A kr/m ²
Lågtryck Stål 1233	10 000	105
Stål 5220	10 000	135
25/200	45 000	170
25-40/200	50 000	190
40-64/200	55 000	205
64-100/200	60 000	220

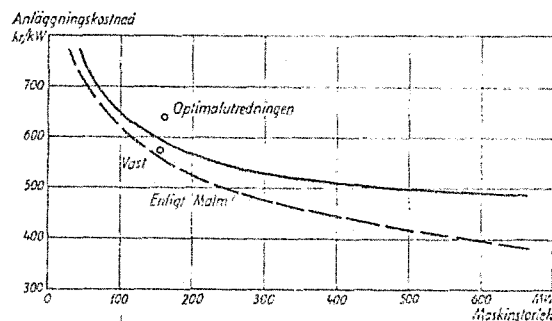
4.1.3.2 Kostnader för ångpanna och därav beroende enheter.

En ändring av ett värmekraftverks termiska verkningsgrad under konstant turbineffekt, medför att ett flertal andra delar i kraftverket minskar. Några typiska sådana delar är ångpannan jämte tillhörande utrustning samt transportanordningar av alla slag, t.ex. bränsletransporter o.dyl.

Överläggningar med både in- och utländska leverantörer samt litteraturstudier, Kriese (21), har gett till resultat att cirka 25 % av anläggningskostnaden bör hänföra sig till ovanstående utrustning, samt att pannans kostnad är en funktion av den överförda värmemängden. I allmänhet torde följande kostnadsfördelning gälla:

ångpanna	25-30 %
bränslehanterings- anläggning	4 %
rörledningar (ej förvärmearnläggning)	7 %

Ändring i bränslehanterings-
utrustning och rörledning antages kompensera varandra. Så-
lunda blir kostnadsandelen av den
för kraftverket totala cirka
25 % för ångpannan och därav
beroende enheter.



Anläggningskostnad för värmekraftverk vid olika maskinstorlekar; — kurva med trend enligt Schröder², använd i denna utredning; Väst betecknar Svenska Vattenkraftföreningens Stiftelse för Tekniskt Utvecklingsarbete.

Figur 4:6

Figur 4:6 visar ett diagram över anläggningskostnaden för värmekraftverk som funktion av effekten från respektive aggregat. Den är hämtad ur Jung (36) och avser förmodligen kostnadsnivå år 1961. För medeltalet av de båda kurvorna kan uppställas funktionen:

$$K = 365 + 85300/\sqrt{P} \quad \text{kr/kW}$$

P kW betecknar nominell effekt per aggregat och K kr/kW den specifika anläggningskostnaden.

Priset för hela anläggningen blir

$$K_{\text{tot}} = 365P + 85300\sqrt{P} \quad \text{kr} \quad (4:2)$$

Gränskostnaden för hela värmekraftverket erhålles efter derivering av ekvation (4:2).

Denna gränskostnad betyder kostnad för ökning av kraftverkets effekt med en kW. Ändringen innebär att värmemängden $Q_p = 860/(\eta_g \cdot \eta_t)$ kcal/kWh ytterligare måste överföras i ångpannan.

Pannans pris, K_{po} , kan tecknas:

$$K_p = K_{po} + \kappa_p \cdot Q_p \cdot P \quad (4:1p)$$

Gränskostnaden blir

$$\frac{\partial K_p}{\partial P} = \kappa_p \cdot Q_p = 0,25 \cdot \frac{dK_{tot}}{dP} = 0,25(365 + 42650/\sqrt{P}) \quad (4:3)$$

Det blir därmed möjligt att uppskatta gränskostnaden, κ_p , kr h/kcal. Gränskostnaden betyder alltså kostnad per överförd effekt.

Vid effekten 160 000 kW (Malmö, Stenungsund) blir gränskostnaden = 472 kr/kW. Denna kostnad har år 1964 diskuterats med olika tillverkare, varvid har framkommit att 500 kr/kW är för denna tidpunkt realistisk. Av detta belopp är 25 % gränskostnader för ångpanna och därav beroende utrustning. Gränskostnaden, κ_p , kan beräknas enligt följande:

$$\kappa_p = 0,25 \cdot 500 \cdot \eta_g \cdot \eta_t / 860 \quad \text{kr, h/kcal.}$$

Med den termiska verkningsgraden $\eta_t = 0,40$ och generatorns verkningsgrad $\eta_g = 0,98$ blir $\kappa_p = 0,057$.

Som nämndes i sektion 4.1.1 är potensansatser för olika enheters kostnad ofta en mycket god approximation. För ångpannors vidkommande har följande ansats rekommenderats:

$$\left(\frac{K_{p2}}{K_{p1}} \right) = \left(\frac{Q_{p2}}{Q_{p1}} \right)^{0,75}$$

K_p = pannkostnad inklusive initialkostnad

Q_p = i pannan överförd värmemängd.

Exponenten 0,75 gäller för pannor som har normala ångdata, samt för pannor som är av konventionell typ. Pannkostnaden för Sydkrafts Öresundsverk och Vattenfalls Stenungsundsanläggning följer ovanstående prisrelation. Enligt uppgift torde ovanstående ekvation gälla även för värmekraftverk, som saknar förvärmareanläggning.

Sätt

$$K_{p1} = K_{tot} \cdot 0,25$$

Ekvation 4:2 ger $K_{tot} = 615$ kr/kW.

Pannans andel blir alltså $0,25 \cdot 615 = 154$ kr/kW_{el}. Sättes $Q_p = 2200$ kcal/kW_{el} kan kostnaden K_{p2} beräknas för olika Q_{p2} . Resultatet av detta visas i figur 50:3, bilaga 5.

En rät linje genom dessa punkter har ekvationen:

$$K_p = 38,8 + 0,0526 \cdot Q_p \quad (\text{kr/kW}_{el})$$

vilket betyder att $\kappa_p = 0,0526$ kr.h/kcal

Som framgår är detta senare κ_p -värde av ungefär samma storlek som det som erhöles enligt tidigare resonemang.

Innan uppgiften om potensansatsen erhöles hade det förra värdet $0,057$ kr.h/kcal använts för flera optimeringar. För att säkerställa entydigheten av alla optimeringarna användes i fortsättningen

$$\kappa_p = 0,057 \text{ kr.h/kcal.}$$

4.1.3.3 Kostnader för turbinavloppsarea samt kondensor.

Ångavtappningen till förvärmarna medför att en mindre mängd ånga passerar turbinavloppet. Den i kondensorn överförda värmemängden minskar i motsvarande mån.

De ångmängder som det här är fråga om har ett visst, definierat tillstånd. I turbinavloppet passerande mängd kan då uttryckas som en passerande effekt, kcal/h.

Kostnader för turbinens avloppsarea står ej att få i litteraturen. Kontakt med leverantörer har givit som resultat att cirka 0,031 kr.h/kcal är en realistisk gränskostnad. För kondensorn räknar samma källa 0,006 kr.h/kcal. Summa gränskostnad för turbinavlopp och kondensor blir sålunda $\kappa_k = 0,037$ kr.h/kcal.

4.1.3.4 Pumpmotorkostnader.

Motorns kostnader utgöres av dels en fast årlig kostnad, dels el-avgifter. Den senare består av effektavgift, vilken är fast, samt driftskostnader, vilka är en funktion av driftstiden.

Motorns fasta kostnader antages vara en funktion av endast effekten, P_m . Kostnaden blir

$$K_m = K_{om} + \kappa_m P_m \quad \text{kr.}$$

Multiplieras uttrycket ovan med den årliga avkastningsfaktorn r_m erhålles motorns årliga fasta kostnader.

Den rörliga delen, som beror av av pumpmotorn uttagen effekt och pumpens driftstid, har i kraftverk ett lågt pris.

Elpriset, b kr/kWh, fås i kraftverk för självkostnadspris.

$$b = B \cdot \frac{860}{\eta_t} = \frac{7 \cdot 10^{-6} \cdot 860}{0,40} = 0,015 \text{ kr/kWh}$$

Här räknas i fortsättningen med $b = 0,02$ kr/kWh.

Den fasta effektavgiften utgör helt enkelt årskostnaden per kW för hela verket. Med avkastningsfaktorn = 11 % blir effektavgiften

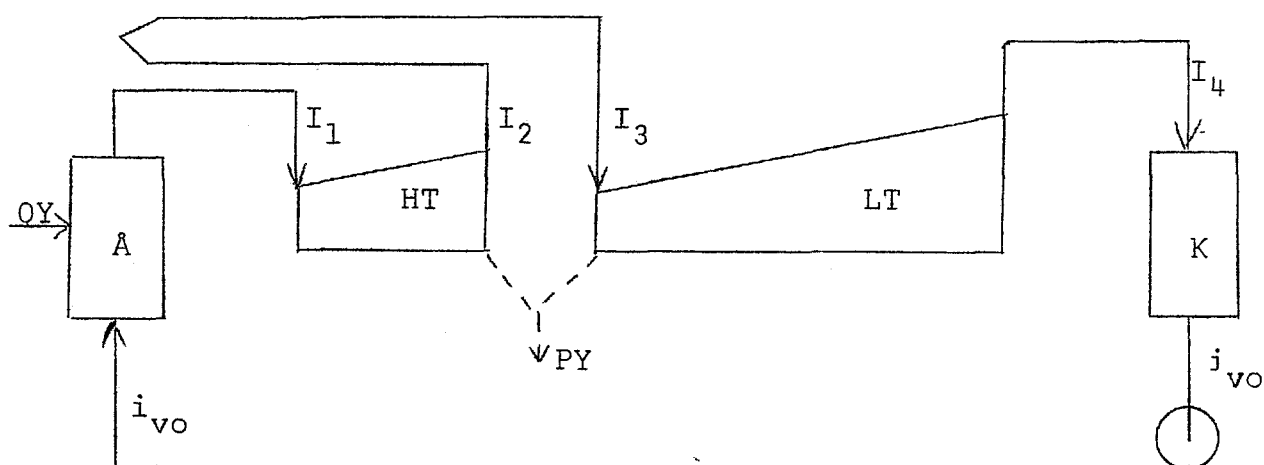
$$E_{kW} = 0,11 \cdot 610 = 70 \text{ kr/kW.}$$

4.2 Kostnads- respektive intäkts-funktion.

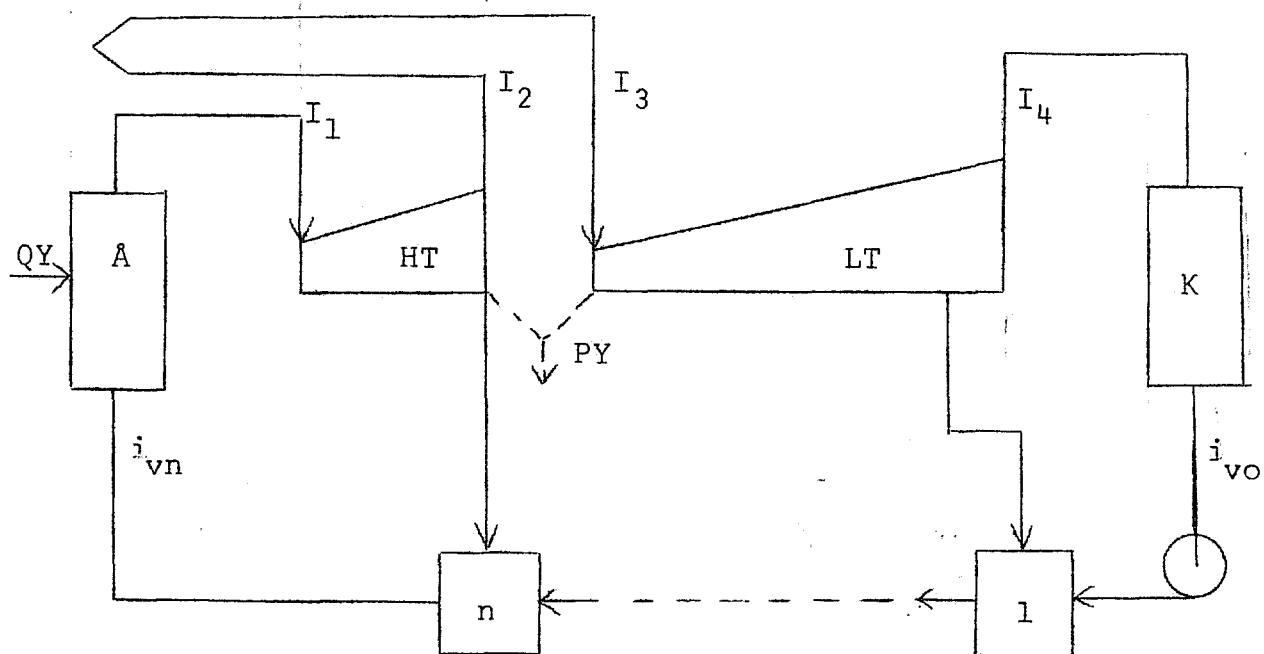
4.2.1 Intäktsfunktion.

Ekonomisk optimering kräver att bruttoinkomst och kostnader måste vara kända. För att kunna bestämma dessa som funktion av förvärmarenläggningen, är det lämpligt att betrakta en referensprocess utan matarförvärmare. Referensprocessens absoluta kostnader är likgiltiga.

Den process som skall optimeras har en mellanöverhettare för ångan, som lämnar högtrycksturbinen. De turbiner, som arbetar efter mellanöverhettaren benämnes gemensamt för lågtrycksturbin.



Figur 4:7



Figur 4:8

Det är lätt att med beteckningarna enligt figur 4:7 bestämma referensprocessens specifika värmeförbrukning, samt den termiska verkningsgraden. Tillförd värmemängd:

$$QY = I_1 - i_{vo} + I_3 - I_2$$

Nyttig värmemängd:

$$PY = I_1 - I_2 + I_3 - I_4$$

Den termiska verkningsgraden vid referensprocessen

$$\eta_{to} = PY/QY$$

Den specifika värmeförbrukningen

$$Q_{po} = \frac{860 \cdot QY}{\eta_g \cdot PY} = \frac{860}{\eta_{to} \cdot \eta_g}$$

Generatorns verkningsgrad är η_g . Förses processen i figur 4:7 med matarvattenförvärmare, modifieras kopplingsschemat i princip till det som visas i figur 4:8. Ett matematiskt uttryck för den termiska verkningsgraden kan uppställas i analogi med t.ex. ekv (3:8). För den i figur 4:8 aktuella processen kan en specifik värmeförbrukning bestämmas,

$$Q_p = \frac{860}{\eta_t \cdot \eta_g} \quad \text{kcal/kWh}$$

Betecknas bruttointkomsten I_{Br} och en värmeväxlareyta A skall enligt Rosenblad (40) som villkor för optimal anläggning gälla:

$$\frac{\partial I_{Br}}{\partial A} = r_A \cdot \kappa_A \left(1 + \frac{\xi^{3+i} \cdot n_a}{3+i - n_a} \right) = \frac{\Delta I_{Br}}{\Delta A} \quad \frac{\text{kr}}{\text{år m}^2} \quad (4:4)$$

Faktorn n_a i ekvation (4:4) är exponenten för Reynolds tal i det använda värmeöverföringssambandet. Högra termen i ekv (4:4) representerar inverkan av tryckfallskostnader och fasta värmeöverföringsmotstånd. Fasta värmeövergångsmotståndets inverkan sker via talet ξ . Marginalavkastningsfaktorn, r_A , består förutom ränta, amortering och driftskostnader även av ett tillägg, så att vinsten även efter beskattning blir skälig. I avdelning 4.1 diskuterades de totala avkastningsfaktorernas storlek. För det slutliga valet av de båda avkastningsfaktorernas storlek bör företagets interna ekonomiska policy beaktas. I stort sett bör den marginella avkastningsfaktorn, vid en beskattning av företagsvinst med 50 %, bestå av utdelning + skatt + amortering + driftskostnadsandelen.

Driftskostnadsandelen utgöres av avgifter för försäkring, reparation, löner o.dyl. Med $r_s = 11,4 \%$ bör man således minst räkna med $r_A = 15 \%$. Detta betraktelsesätt får ses mot bakgrunden att en marginalinvestering göres med hjälp av aktiekapital eller fonderade medel. Nettovinsten som uppkommer beskattas, varefter återstoden blir utdelning till aktieägarna.

Driftskostnadsandelen har av CDL (37) ansetts konstant. Jung (36) anser att den är beroende av driftstiden och anger driftskostnaderna vid en driftstid av 2000 h/år till 25 kr/kWår och 45 kr/kWår vid driftstiden 8000 h/år, vid en aggregatstorlek av 160 MW. Det är otvivelaktigt att driftskostnaden bör öka med driftstiden, bland annat på grund av till exempel smörjmedelåtgång, obekväma arbetstidstillägg och så vidare. Hänsyn till alla dessa faktorer kan tas via r_s , som alltså bör öka med ökande driftstid, samt likaledes med de marginella avkastningsfaktorerna.

Vänsterledet i ekv (4:4) kan kallas bruttoinkomstderivata. Täljaren, ΔI_{Br} , är den ändring i bruttoinkomst som uppstår, då ytan i en värmeväxlare ändras med beloppet ΔA . På grund av ändringen i A , har en från en viss värmeväxlare utgående temperatur ändrats, vilket påverkar den specifika värmeförbrukningen. Härmed har överförd värmemängd ändrats i pannan, kondensorn och turbinavloppet. Även bränslehanteringsutrustningens storlek har påverkats. Dessa övriga anläggningsändringar antagas vara proportionella emot ΔI_{Be} , som är tillhörande bränslebesparing. Eftersom den i pannan överförd värmemängd är proportionell mot bränslekostnaden, kan man anta att kostnadsändringen för pannan är proportionell emot ΔI_{Be} genom total bränslekostnad. Multipliceras denna kvot med den totala årliga gränskostnaden för ångpannan erhålles kostnadsändringen i pannan på grund av en ytändring i en värmeväxlare. Betecknas bränslepriset med B , kr/kcal, driftstiden t , h/år, kan kostnadsändringen för pannan tecknas:

$$\frac{\Delta I_{Be}}{Q_p \cdot B \cdot t} \cdot r_p \cdot \kappa_p \cdot Q_p \quad \text{kr/år}$$

För i kondensorn överförd värmemängd, Q_k , kcal/kWh, och i turbinavloppet passerande, kan följande samband uppställas

$$Q_k + \frac{860}{\eta_g} = \frac{QY}{PY} \cdot \frac{860}{\eta_g}$$

$$Q_k = \frac{860}{\eta_g} (1/\eta_t - 1) \quad (4:5)$$

För turbinavloppet + kondensorkostnad antages kostnaden följa ekvationen:

$$K_k = K_o + \kappa_k \cdot Q_k \cdot P \quad \text{kr} \quad (4:6)$$

Insättes ekv (4:5) i ekv (4:6) erhålles:

$$K_k = K_{ko} + \kappa_k \cdot \frac{860}{\eta_g} \cdot (1/\eta_t - 1) \cdot P$$

Derivering med avseende på P ger gränskostnaden per kW

$$\frac{dK_k}{dP} = \kappa_k \cdot \frac{860}{\eta_g} (1/\eta_t - 1) \quad \text{kr/kW}$$

varefter den årliga kostnaden erhålles efter multiplikation med r_k .

Med samma resonemang som för pannkostnaderna kan för kondensor och turbinavlopp kostnaderna tecknas:

$$\frac{\Delta I_{Be}}{QY \cdot B \cdot t} \cdot \frac{r_k \cdot \kappa_k \cdot \frac{860}{\eta_g} \cdot (\frac{1}{\eta_t} - 1)}{\frac{860}{\eta_g \cdot PY}} \quad \frac{\text{kr}}{\text{år}}$$

Bränslebesparingen ΔI_{Be} skall alltså multipliceras med en faktor, Z, för att den även skall inbegripa kostnader för övriga anläggningsändringar.

$$Z = \left[1 + \frac{r_p \cdot \kappa_p}{B \cdot t} + \frac{PY}{QY} \cdot \frac{r_k \cdot \kappa_k}{B \cdot t} \left(\frac{QY}{PY} - 1 \right) \right] \quad (4:7)$$

vilket kan omformas till:

$$Z = \left[1 + \frac{r_p \cdot \kappa_p}{B \cdot t} + \frac{r_k \cdot \kappa_k}{B \cdot t} \cdot (1 - \eta_t) \right] \quad (4:7)$$

Faktorn Z i ekv (4:7) betyder kvoten mellan bruttoinkomst och bränslebesparing. Den är beroende av driftstiden. Vid kontinuerlig drift, 8000 h/år, är $Z \approx 1,20$, vid 1000 h/år är $Z \approx 2,60$.

4.2.2 Optimalvillkor.

Vid optimeringen har avtappningspunkterna indelats så att expansionslinjen delats i lika delar. Enligt resultaten i kapitel 3 skulle detta främst motsvara blandningsförvärmare. Den här studerade processen har blandningsförvärmare, vilket motiverar en konstant temperaturkvot på matarvattensidan. Resultaten i kapitel 3 antyder att det praktiskt taget är liten skillnad mellan dessa indelningar. Detta innebär att endast en variabel uppträder för varje förvärmare, nämligen ytan om det är en ytförvärmare, annars ingen.

Optimeringen av ekonomiska antalet matarvattenförvärmare kan sägas ske i två olika cirklar. Den inre cirkeln består då av optimering av de olika förvärmarnas ytor med ett fixt antal förvärmare. För varje antal förvärmare beräknas därefter nettointäkten. I den yttre cirkeln sökes optimum i nettointäkten som funktion av antalet förvärmare. Den yttre optimeringen göres för olika antal värmeväxlare vid samma driftstid, varefter ett diagram i enlighet med figur 4:1 kan upprättas.

4.2.2.1 Optimering av förvärmaretor.

Enligt Rosenblad (40) gäller för en ekonomiskt dimensionerad värmeväxlare:

$$\frac{\Delta I_{Br}}{\Delta A} \approx \frac{\partial I_{Br}}{\partial A} = r_A \cdot \kappa_A \cdot \frac{3+i - n_a(1 - \xi^{3+i})}{3+i - n_a} \quad (4:8)$$

Ekvationens vänstra led betyder alltså bruttoinkomständring per ytändring. Ytan, A, ändras från A_1 till A_2 .

$$\Delta A = A_2 - A_1$$

Det senare uttrycket bör tolkas så att ΔA betyder en ytändring per kW, som innefattar även ändring av cirkulerat arbetsmedium. Låt därför A_{xi} betyda värmeväxlaryta per kg/h cirkulerat arbetsmedium. I så fall blir

$$\Delta A_x = A_{x2} \cdot \frac{860}{\eta_g \cdot PY_2} - A_{x1} \cdot \frac{860}{\eta_g \cdot PY_1} \quad (m^2/kW)$$

På grund av ytändringen har bränslekostnaden per kWh ändrats med beloppet ΔI_{Be} .

$$\Delta I_{Be} = \frac{B \cdot 860}{\eta_g} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{t2}} - \frac{1}{\eta_{t1}} \right) \quad (kr/kWh) \quad (4:9)$$

Kvoten $\Delta I_{Be} / \Delta A$ kan nu bildas:

$$\frac{\Delta I_{Be}}{\Delta A_x} = B \cdot \frac{QY_1 \cdot PY_2 - QY_2 \cdot PY_1}{PY_1 \cdot A_{x2} - PY_2 \cdot A_{x1}}$$

Multiplikeras uttrycket ovan med driftstiden, t h/år, samt med Z enligt ekvation 4:7, får uttrycket betydelsen av total bruttoinkomst m^2 värmeväxlareyta och år.

$$\frac{\Delta I_{Br}}{\Delta A} = \frac{\Delta I_{Be}}{\Delta A} \cdot t \cdot Z \quad (kr/m^2 \text{ år}) \quad (4:10)$$

Årskostnaderna representeras av högerledet i ekv (4:8). Dessa kostnader är baserade på ett konstant medieflöde, varför en korrektion för den ändrade mediemängden måste införas.

Kostnaderna kan direkt bestämmas för den värmewäxlare, vars yta varierar. Men inte endast denna värmewäxlarens yta har ändrats, utan även alla övriga, främst på grund av medieflödets ändring. Kostnaden kan då skrivas som:

$$\frac{3+i-n_a(1-\xi^{3+i})}{3+i-n_a} \cdot r_A \cdot [\kappa_x(A_{x2}-A_{x1}) \cdot \frac{860}{\eta_g \cdot PY_1} +$$

$$+ [\frac{860}{\eta_g \cdot PY_2} - \frac{860}{\eta_g \cdot PY_1}] \cdot \sum_{x=1}^n A_{xi} \cdot \kappa_x] : [A_{x2} \cdot \frac{860}{PY_2 \cdot \eta_g} - A_{x1} \cdot \frac{860}{\eta_g \cdot PY_1}]$$

Inför man

$$F_x = \frac{(A_{x2}-A_{x1}) \cdot PY_2}{A_{x2} \cdot PY_1 - A_{x1} \cdot PY_2}$$

och

$$G_x = \frac{PY_1 - PY_2}{A_{x2} \cdot PY_1 - A_{x1} \cdot PY_2}$$

kan man skriva

$$\frac{\Delta I_{Br}}{\Delta A_x} = r_A \cdot \frac{3+i-n_a(1-\xi^{3+i})}{3+i-n_a} \cdot [F_x \kappa_x + G_x \sum_{x=1}^n A_{x1} \cdot \kappa_{Ax}] \quad (\text{kr/m}^2) \quad (4:11)$$

Faktorn F har ett värde som är mycket nära 1, faktorn G är oftast av storleksordningen $10^{-3} - 10^{-5}$.

Värmewäxlarytan A_x bestämmes ur följande samband:

$$\eta_x = 1 - e^{-\frac{k_x \cdot A_x}{V_x \cdot c_{px}}} = \frac{T_x - T_{x-1}}{T_{px} - T_{x-1}} \quad (4:14)$$

k_x = värmeöverföringstalet i förvärmaren

V_x = matarvattenflöde

$c_{px} = \frac{di_v}{dT}$ specifika värmets för matarvattnet vid temperaturen

$$T = (T_x - T_{x-1})/2.$$

Värmeöverföringstalet beräknas utgående från den ekonomiskt optimala vattenhastigheten i tuberna enligt Rosenblad (40).

4.3 Optimering av förvärmarrantal.

Vid härledning av optimalvillkoret för varje enskild förvärmarens yta föll samtliga initialkostnader bort som en följd av deriveringen. Vid optimering av antalet förvärmare måste dessa kostnader medtagas, emedan de orsakar ränteutgifter.

I fortsättningen räknas kostnadsdifferensen mellan den förbättrade processen och referensprocessen. Detta medför att t.ex. bränslebesparingen blir negativ, liksom en del andra kostnader.

Den direkta kostnaden utgöres av amortering, ränta och driftskostnader för förvärmaranläggningen. Är avkastningsfaktorn r_s , kan skrivas:

$$K_{FV} = \left[\sum_{x=1}^n (K_{00x} + K_{0x} + \kappa_x \cdot A_x) + \kappa_m \cdot P_m \right] \cdot r_s + K_{el} \quad (\text{kr})$$

Den första termen i parentesen har redan diskuterats (avd.4.1.2.1). Eftersom den betraktade processen jämföres med en referensprocess, försvinner pumpmotorns initialkostnader, varför endast termen $\kappa_m \cdot P_m$ har medtagits. I detta fall betyder P_m det merarbete som pumpen måste utföra på grund av förvärmaranläggningen, d.v.s. tryckfallsarbete.

Den sista termen representerar kostnader för elkraft.

$$K_{el} = \frac{(E_{kW} + b \cdot t)}{\eta_{el}} \cdot P_m \quad \left(\frac{\text{kr}}{\text{år}} \right)$$

E_{kW} = årlig eleffektavgift kr/kWår

b = elenergipris kr/kWh

t = driftstiden h/år

η_{el} = el.verkningsgraden

Den på grund av förvärmaranläggningen tillkommande pumpeffekten P_m kan enligt Rosenblad (40) skrivas:

$$P_m = \frac{j_1 \cdot \rho}{8} \cdot \sum_{x=1}^n (A_x \cdot w_x^{3+i}) \cdot \frac{1}{\eta_h}$$

j_1 = dimensionslös faktor för strömningsmotstånd vid hastigheten 1 m/s

ρ = matarvattnets täthet kg/m³

w_x = ekonomisk hastighet i värmeväxlare nr x m/s

i = exponent för hastigheten i Blasius formel för tryckfall

η_h = pumpverkningsgraden.

Bruttointäkterna består av bränslebesparingen samt ändring av övriga anläggningsdetaljer, som påverkas av förvärmARANLÄGGNINGEN. Dessa intäkter betraktas i relation till referensprocessen.

Bränslebesparingen är en funktion av bland annat den specifika värmeförbrukningen, Q_p .

$$\Delta K_{Be} = B \cdot t (Q_p - Q_{po}) \cdot P \quad \left(\frac{\text{kr}}{\text{år}} \right)$$

Ändring av övriga anläggningsenheter består i huvudsak av delar av ångpannan, bränslehanteringsanläggning, kondensor samt turbinavlopp. De två förra delarnas kostnader antages vara beroende av den specifika värmeförbrukningen i princip enligt ekv (4:1p) vilken ekvation alltså gäller för en viss kraftverksstorlek. För kondensor och turbinavlopp gäller kostnadsekvationen (4:5). Kostnadsändringen i förhållande till referensprocessen blir

$$\Delta K_{p+K} = r_s \cdot \frac{860}{\eta_g} \cdot P \cdot \left[\frac{1}{\eta_t} - \frac{1}{\eta_{t0}} \right] \cdot (\kappa_p + \kappa_k) \quad \left(\frac{\text{kr}}{\text{år}} \right)$$

Låtes operatören Δ beteckna en skillnad mellan aktuell process och referensprocessen, kan nettointäkten, som skall optimeras, skrivas:

$$I_N = \Delta K_{Be} + \Delta K_{p+K} + \Delta K_{FV} \quad (\text{kr/år}) \quad (4:12)$$

Nettointäkten får i ekv (4:12) ett negativt värde, vilket beror på de stora negativa kostnaderna ΔK_{Be} och ΔK_{p+K} .

Vid t.ex. 4000 timmars årlig driftstid för ett 160 MW:s kraftverk leder de givna förutsättningarna till $I_N = 1278\,000$ kr/år, förvärmarkostnaderna = 142 000 kr/år samt bruttoinkomsten 1420 000 kr/år. Av bruttoinkomsten är 1037 000 kr/år minskade bränslekostnader. Av siffrorna framgår att övriga delars kostnader minskar kraftigt i och med att en förvärmARANLÄGGNING inkorporerats till processen.

4.4 Beräkningsmetod.

Beräkningsmetoden kräver att ett värde på alla ytor gissas. Av ekvation (4:11) framgår att ytan A_x måste ökas stegvis, för att det skall vara möjligt att numeriskt bilda bruttoinkomstderivatan.

I ekvation 4:11 beräknas således både vänster- och högerled var för sig, varefter de jämföras. När de båda uttrycken är lika har optimipunkten nåtts för variabeln A_x . På samma sätt göres med alla variablerna, d.v.s. A_x för alla $x \leq n$, tills alla A_x har konvergerat.

Noggrannheten och omfånget i samband med dessa beräkningar har krävt användning av datamaskin. Alla storheter har beräknats med 10 decimala siffror.

Ett datamaskinprogram för dessa beräkningar beskrives i bilaga 4, i vilken även redogöres för alla detaljer rörande beräkningar och optimeringsmetod.

Kapitel 5. Resultat.

- 5.0 Använda beteckningar i kapitel 5.
- 5.1 Vissa parametrar.
- 5.2 Kort beskrivning av process.
- 5.3 Resultat.
- 5.3.1 Lika indelning av matarvattenentalpi.
- 5.3.2 Indelning med konstant temperaturkvot.
- 5.4 Generalisering av resultat.
- 5.4.1 Ekonomiskt optimala ångkylare och kondensatkylare.

5.0 Använda beteckningar i kapitel 5.

B	kr/Gcal	Bränslepris
c_p	kcal/kg ^{°C}	Specifikt värme
I_{Be}	kr/år	Bränslebesparing
I_{Br}	kr/år	Bruttoinkomst
I_N	kr/år	Nettoinkomst
K_{FV}	kr	Kostnader för förvärmare
K_{p+k}	kr	Kostnader för ångpanna, kondensor och turbinavlopp
MRV	kcal/h ^{°C}	Minsta räntabla värmemängd
n		Antal förvärmare
r_s		Total avkastningsfaktor
T_p	°C	Avtappningsångans temperatur
T	°C	Matarvattnets temperatur

Kapitel 5.

Resultat av ekonomisk optimering.

5.1 Eliminering av vissa parametrar.

Nettointäktsfunktionen är en summa av flera termer. Varje term är en funktion av ett antal av varandra oberoende ytor samt flera olika parametrar, nämligen bränslepris, avkastningsfaktorer, specifik anläggningskostnad samt driftstiden. En del av parametrarna inverkar endast på en del termer. Bränslepris och driftstid inverkar på bränslekostnaden, medan avkastningsfaktorn inverkar endast på det satsade kapitalet. Den specifika värmeförbrukningen har stor inverkan på pannan, turbinavloppets och kondensorns storlek. I kapitel 4 har värden på vissa parametrar diskuterats. Det framkom där, att dessa har relativt bestämda värden och alltså istället bör betraktas som konstanter.

Man finner att:

- a/ Bränslepriset, B kr/kcal, är en konstant, 7 kr/Gcal
- b/ Avkastningsfaktorn, r_g , är praktiskt taget konstant, 0,11
- c/ Kraftverkets specifika kostnad är oftast en funktion av den nominella effekten, och därför en konstant, ≈ 620 kr/kW.

Av parametrarna återstår alltså endast driftstiden. Denna kan variera avsevärt och dess inverkan på nettointäkten är stor.

5.2 Kort beskrivning av process.

När detta arbete påbörjades betraktades anläggningar med en nominell effekt om 150 MW som stora. I Sverige fanns två anläggningar av denna storleksordning, nämligen Vattenfalls Stenungsundsanläggning och Sydkrafts Öresundsverk. Dessa båda kraftverk är ganska lika varandra. Det föreföll förnuftigt att välja en modellprocess som så nära som möjligt anslöt sig till dessa. Främsta skälet var naturligtvis möjligheten att få kostnadsdata på basis av svenska förhållanden. I stor utsträckning visade detta sig möjligt, varför man torde kunna påstå att optimeringen bygger på realistiska premisser. Under den tid som beräkningar och databeredning pågått, cirka två år, har enhetsstorleken vuxit. För att säkerställa resultatens entydighet, har fortsättningsvis räknats med en enda modellprocess. Processens karakteristiska data följer nedan:

Enkel mellanöverhettning, ångtryck före högtrycksturbinen 121 at a, ångtryck före lågtrycksturbinen 30,5 at a. Trycket i kondensorn 0,026 at a. Motsvarande temperaturer 530/515/21 °C. Ångflödet till högtrycksturbinen 452 ton/h. Matarvattentemperaturen före ekonomisern är omkring 230 °C. Ovanstående data gäller vid full last, 160 MW.

En skillnad mellan Stenungsunds- och Malmö-anläggningarna är bl. a. att det senare verket i förvärmarna har s.k. hårnålstuber, vilka har inre diametern cirka 10 mm, medan det förra verkets förvärmare har invändiga tubdiametern 20 mm. Vid beräkningarna har det senare värdet använts, ehuru det nog varit lämpligare med 10 mm.

Samtliga förvärmare i modellprocessen har bestått endast av kondenseringsdel. Om alla förvärmare bestod av ångkylare, kondenseringsdel samt kondensatkylare, blev det nödvändigt att behandla tre gånger så många variabler. Följden blev att beräkningsarbetet skulle öka cirka tio gånger.

Senare i detta kapitel visas hur man med kännedom om optimala temperaturvärden på vattensidan kan uppskatta ångkylares och kondensatkylares optimala storlek.

5.3 Resultat.

Nettointäktsfunktionen har inte bara optimerats, utan även dess allmänna utseende har studerats. Av den anledningen har långt fler beräkningar gjorts än nödvändigt. Elementär optimeringsteori (41) ger vid handen, att vid ett intervall där antalet förvärmare har sju värden, t.ex. 3-9, behövs fyra beräkningar för att bestämma optimum.

5.3.1 Lika indelning av expansionslinjen.

Nettointäktsfunktionen, I_N , har för driftstiden 1000, 2000, 4000 samt 8000 h/år optimerats med ett program, vars egenskaper beskrives i bilaga 4.

I diagram 5:1 har I_N vid optimalt valda ytor avprickats mot förvärmarantalet med driftstiden som parameter. Det framgår klart att alla optimum är mycket flacka.

Ur diagram 5:1 kan ett optimalt antal förvärmare som funktion av driftstiden konstrueras, diagram 5:2. Det får anses vara en god regel att välja förvärmarantalet så lågt som möjligt i det flacka området på kurvorna. Detta område utgör tre till fem punkter, beroende på driftstiden. Skillnaden i nettointäktsfunktionen är i det flacka området 2-5000 kr/år för en ökning med en värmewäxlare.

Förvärmarantalet som funktion av driftstiden blir en rät linje.

I tabell 5:1 redovisas ett flertal data från optimeringarna. Tabellens första kolumn innehåller förvärmaranläggningens totala anläggningskostnad, exklusive kostnader för ändrad storlek av matarpumpens motor och tryckfallsarbete. Kostnadsökningen, som funktion av ökande förvärmarantal, är varannan gång stor och varannan gång mindre. Orsaken till detta är förvärmarnas olika kostnader. Vid udda antal förvärmare på lågtrycksturbinen är oftast mer än hälften av förvärmarna av lågtryckstyp. När antalet utökas med ett, kommer denna att vara av högtryckstyp, d.v.s. med hög specifik kostnad. Nästa utökning sker därefter så, att en lågtrycksförvärmare med låg specifik kostnad insättes. Detta förhållande påverkar i viss mån optimalpunkten. Övriga kostnader respektive intäkter varierar i princip enligt diagram 5:3 och 5:4, vilka gäller vid 1000 respektive 8000 h/år.

För det här använda processen är initialkostnaden för en högtrycksvärmewäxlare 70 000 kr högre än för en lågtrycksförvärmare. I gränsfall bör detta beaktas, så att om det är möjligt avtappningen placeras inom lågtrycksområdet. Det bör påpekas att årskostnaderna för 70 000 kr är cirka 7700 kr, medan en ändring av den specifika värmeförbrukningen med en kcal/kWh medför en bränslekostnadsändring av 8900 kr/år vid det här behandlade kraftverket och en driftstid av 8000 h/år. Avtappningspunkten

får alltså ej flyttas så långt att vinsten i initialkostnader blir mindre än ökningen av bränslekostnaderna.

I de båda diagrammen, 5:3 och 5:4, syns tydligt hur bränslesparingen I_{Be} är övervägande vid den längre driftstiden.

Bruttoinkomstderivatans och ytans kostnader som funktion av värmeöverföringskapacitet per kW visas i diagram 5:6 för fem förvärmare. Principiellt samma diagram, fast med temperaturverkningsgrad utbytt mot värmeöverföringskapacitet visas i diagram 5:7. Här kan man klart se inverkan av värmeytornas olika kostnadsnivå. De horisontella linjerna representerar kostnaden, och är proportionella emot ytans gränskostnad. Diagrammen 5:6 och 5:7 är baserade på värmeväxlare med enbart kondenseringsdel. I avsikt att nå överskådlighet har en process med fem förvärmare valts vid 1000 h/år. Vid längre driftstider - många förvärmare - brukar lågtrycksförvärmare och högtrycksturbinens förvärmare ha ungefär samma temperaturverkningsgrad, medan högtrycksförvärmarna på lågtrycksturbinen från avgasaren och uppåt har en minskande temperaturverkningsgrad.

Optimala förvärmaretor för kondenseringsförvärmare har sammanställts i tabell 5:3. I denna tabell visas även optimala kondensatkylare och ångkylaretor, vilkas beräkning behandlas senare i avdelning 5.4. I tabellen har ytorna uppställts så att samma κ_A gäller inom tabellens olika avdelningar. Det framgår att ytorna är av samma storleksordning vid samma gränskostnad. Avvikande är framför allt förvärmare nr 9 och nr 7 vid 8000 respektive 4000 h/år. Den avtappade ångan har i dessa båda avtappningspunkter ett ansevärt värmeinnehåll, främst på grund av den stora överhettningen. Denna värmemängd i förhållande till matarvattnet höga temperaturnivå utnyttjas dåligt i dessa förvärmare.

För övrigt pekar resultaten på att ytorna bör vara ungefärligen lika stora vid samma driftstid.

Slutligen visas i diagram 5:5 summa optimal förvärmareyta samt den specifika ytan per MW som funktion av driftstiden.

Kiekenberg (19) har angivit 5-7 m² yta per ton ånga. Värdena är förmodligen ett medeltal av ett antal utförda verk. Vid fullast, d.v.s. en driftstid av 8000 h/år, ger diagram 5:5 21 m²/MW, vilket motsvarar cirka 7 m²/ton ånga.

5.3.2 Indelning med konstant temperaturkvot.

Detta fall har studerats med driftstiden lika med 1000 h/år vid förvärmarantalet 5, 6 och 7. I alla tre fallen var som vanligt en förvärmare belägen omedelbart efter högtrycksturbinen. De övriga inplacerades så att hela förvärmarkedjan fick en konstant temperaturkvot.

Optimeringen gav ungefär samma resultat som vid lika indelning av avtappningspunkterna. Det i kapitel 3 redan sagda om optimums okänslighet för smärre ändringar av avtappningspunkternas lägen på expansionslinjen torde härmed vara visat.

Några data från dessa beräkningar redovisas i tabell 5:

Tabell 5: Resultat 160 MW- anläggning.

Antal förv.	Total yta, m ²	Spec.yta m ² /MW	Nettointäkt kr/år	Yta vid optimum	
				Förv.nr	Yta m ²
5	1843	11,5	482 000	1	455
6	2046	12,8	501 000	3	473
7	2208	13,8	495 000	4	499
				5	416

5.4 Generalisering av resultaten.

Konventionellt konstrueras förvärmare i värmekraftverk med ång- och kondensatkylare tillsammans med den rena kondenseringsdelen. Detta konstruktionssätt medför en ökad reversibilitet för processen.

Vid optimum överföres av den sist insatta värmeväxlareytan en minsta räntabla värmemängd. Denna är produkten av k -värdet, specifika värmet för matarvattnet och skillnaden mellan kondenseringstemperatur och matarvattentemperatur efter värmeväxlaren. Beträffande formler och motiveringar härför hänvisas till Rosenblad (40) sidan 22 ff.

Det torde vara förnuftigt att anta att denna värmemängd är beroende av avtappningsångans tillstånd. I så fall skall vid varje avtappning de övriga två värmeväxlarnas ytor - ångkylare och kondensatkylare - vara sådana, att de sist insatta värmeväxlarytorna överför just den minsta räntabla värmemängden. De på detta sätt dimensionerade värmeväxlareytorna kommer att ge den önskade marginalavkastningen.

Jämfört med endast kondenseringsförvärmare, kommer kondenseringsdelen att minska. Den x :te förvärmarens egna kondensatkylare samt den föregående ångkylaren höjer det ingående matarvattnets temperatur, under det att det utgående matarvattnets temperatur ej ändrats.

5.4.1 Minsta räntabla värmemängd.

Den minsta räntabla värmemängden, MRV, kan beräknas enligt följande formel (Rosenblad (40)),

$$c_{px}(T_{px} - T_{x-1}) \cdot k_x \cdot \phi_x$$

vilken vid kondenseringsförvärmare kan skrivas:

$$MRV = c_{px}(T_{px} - T_x) \cdot k_x \quad \text{kcal/m}^2\text{h}$$

För ångkylare och kondensatkylare kan denna enkla formel ej användas. Det bör påpekas, att formeln ovan är ett specialfall av formel 48a i Rosenblad (40). Vid beräkningarna har antagits att k -värdet är $1000 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ i kondensatkylare samt $400 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ i ångkylarna.

Samtliga MRV-värden vid optimum visas i tabell 5:2. Det bör observeras, att den varmaste värmeväxlaren i samtliga fall utnyttjar avtappningsånga från högtrycksturbinen.

Värmeväxlarnas placering har stor inverkan på MRV. Det är tydligen kostnaden för värmeväxlarytan samt avtappningsångans återstående arbetsförmåga, som gör att speciellt den näst varmaste skall hållas liten. Den nästvarmaste är i alla här behandlade fall den varmaste på lågtrycksturbinen, vilket innebär att avtappningsången är mycket överhettad.

Vid korta driftstider - litet antal värmeväxlare - får även högtrycksavtappningen ett stort temperatursteg, vilket kan göra att denna i dessa fall tenderar att bli liten. Ångan från högtrycksturbinen har nämligen en ganska lång väg att expandera i lågtrycksturbinen innan den där börjar avtappas.

Den varmaste värmeväxlaren intar härvidlag en särställning, eftersom den ej har någon värmeväxlare efter sig. Vid t.ex. fem förvärmare betyder en ökning av matarvattnets sluttemperatur med en grad, att lågtrycksturbinen undandras nära 2 kcal/kg i form av arbete.

Resonemanget kan ej fullföljas för övriga värmeväxlare, emedan dessa är sammankopplade med varandra. Minskas nämligen en av dessa måste en varmare få ett motsvarande större temperaturfall att arbeta med, vilket minskar reversibiliteten påtagligt.

Detta kan säkerligen tolkas så, att det är mera ekonomiskt att i detta fall låta en större ångmängd passera lågtrycksturbinen hellre än en liten höjning av matarvattnets sluttemperatur.

Beräkningarna av övriga kyltors storlek har gjorts under förutsättningen att de ej fordrar ytterligare initialkostnader. Det torde vara lätt att med skärmar avgränsa en viss yta, så att den fungerar som ångkylare. Motsvarande bör gälla för kondensatkylaren. Det har vidare förutsatts, att varken ång- eller kondensatkylare finns vid värmeväxlare av lågtryckstyp. Ångkylare är naturligtvis obefogade då ångan är mättad, fuktig eller endast obetydligt överhettad.

Omedelbart efter kondensorn brukar finnas ett antal värmeväxlare, som får värme från olika håll i processen. Till dessa värmeväxlare ledes kondensaten från lågtrycksvärmeväxlarna, dock efter stegvis expansion i förvärmarna. På så sätt blir verkan endast en skenbart förhöjd vattentemperatur efter kondensorn.

Ytorna vid dels ren kondensering, dels med ång- och kondensatkylare, är tabellerade i tabell 5:3. För det senare fallet har även den procentuella fördelningen av värmeväxlarytorna medtagits. Optimala k-värden har inprickats i diagram 5:8. Dessa bör i stort sett vara beroende av ekonomiska parametrar.

Tabell 5:2. Minsta räntabla värmemängd, Mcal/h m².

Värden inom parentes gäller för konstant temperaturkvot enligt avdelning 5.3.2

Förv. nr	Driftstid h/år			
	1000	2000	4000	8000
1	5,6(6,1)	4,4	3,8	2,8
2	0 (0)	5,4	4,1	2,9
3	9,7(9,3)	0	5,0	3,0
4	12,2(11,8)	8,8	0	3,0
5	22,7(25,9)	12,1	7,5	0
6	--	13,8	9,0	5,5
7	--	--	11,9	6,3
8	--	--	11,1	6,9
9	--	--	--	8,9
10	--	--	--	5,9

Tabell 5:1.

Arskostnader.....

Drift- tid	Antal förv. 3	Förv. kostn. 464	Motor kostn. 2	El, avg. per år 2	Pann kostn. 2488	Bränsle besp. 189	Brutto inkomst 463	Förv. kostn. 52	Netto inkomst 411	Totalyta m ² 1007	Totalyta m ² /MW 6,3
1000	4	578	3	3	2914	217	538	67	471	1537	9,6
	5	746	4	4	3127	238	582	87	495	1767	11,0
	6	840	4	4	3184	242	592	97	495	2046	12,8
	7	1015	5	4	3323	247	612	116	496	2164	13,5
	10	1313	5	5	3476	259	641	150	490	2652	16,6
	3	501	2	3	2518	383	660	58	602	1203	7,5
	4	603	3	4	2882	439	752	71	685	1702	10,6
	5	795	4	4	3221	480	834	92	742	2030	12,7
	6	896	4	5	3228	491	846	104	742	2390	14,9
	7	1072	5	6	3372	502	873	124	749	2513	15,7
2000	8	1139	5	6	3439	512	890	132	759	2695	16,8
	10	1370	5	6	3517	524	911	157	753	3014	18,8
	5	845	4	6	3193	972	1323	99	1224	2370	14,8
	6	943	4	6	3252	990	1347	110	1237	2708	16,9
	7	1151	5	7	3415	1017	1393	134	1259	2991	18,7
	8	1228	5	7	3484	1037	1420	143	1278	3266	20,4
	10	1464	5	8	3566	1062	1454	170	1285	3621	22,6
	3	568	2	4	2549	1551	1831	67	1764	1568	9,8
	4	698	2	6	2927	1782	2104	83	2021	2313	14,5
	5	910	2	7	3215	1957	2311	107	2204	2779	17,4
4000	6	1033	3	8	3285	1999	2360	122	2238	3287	20,5
	8	1349	4	10	3525	2100	2488	159	2329	4035	25,2
	10	1609	5	11	3614	2153	2551	189	2361	4560	28,5
	12	1846	5	12	3658	2179	2581	216	2365	4833	30,3
8000	3	568	2	4	2549	1551	1831	67	1764	1568	9,8
	4	698	2	6	2927	1782	2104	83	2021	2313	14,5
	5	910	2	7	3215	1957	2311	107	2204	2779	17,4
	6	1033	3	8	3285	1999	2360	122	2238	3287	20,5
	8	1349	4	10	3525	2100	2488	159	2329	4035	25,2
	10	1609	5	11	3614	2153	2551	189	2361	4560	28,5
	12	1846	5	12	3658	2179	2581	216	2365	4833	30,3
	3	568	2	4	2549	1551	1831	67	1764	1568	9,8
	4	698	2	6	2927	1782	2104	83	2021	2313	14,5
	5	910	2	7	3215	1957	2311	107	2204	2779	17,4

Samtliga kostnadssiffror anger 10³ kr. Optimalpunkterna är understrukna. Kolumnen totalyta per Mw avser förvärmare med enbart kondenseringsdel.

Tabell 5:3. Optimala ytor för en 160 MW- anläggning vid olika driftstider.

κ_A kr/m ²	Förv. nr	Ytor m ² t= 1000 h/år	Förv. nr	Ytor m ² t= 2000 h/år	Förv. nr	Ytor m ² t= 4000 h/år	Förv. nr	Ytor m ² t= 8000 h/år
107	1	512	1	545	1	536	1	562
107	-	-	2	497	2	492	2	527
107	-	-	-	-	3	459	3	524
107	-	-	-	-	-	-	4	529
000	2	0	3	0	4	0	5	0
170	3	401	4	439	5	410	6	467
190	4 ^x	510	5	567	6	499	7	562
190	-	471	-	442	-	436	8	443
205	5	614	6	543	7	548	9	568
205	-	-	-	-	8	-	10	505
								605
								13+77+11
								373
								396
								13+78+9
								630
								621
								5+84+11

x) $\kappa_A = 170$ kr/m²

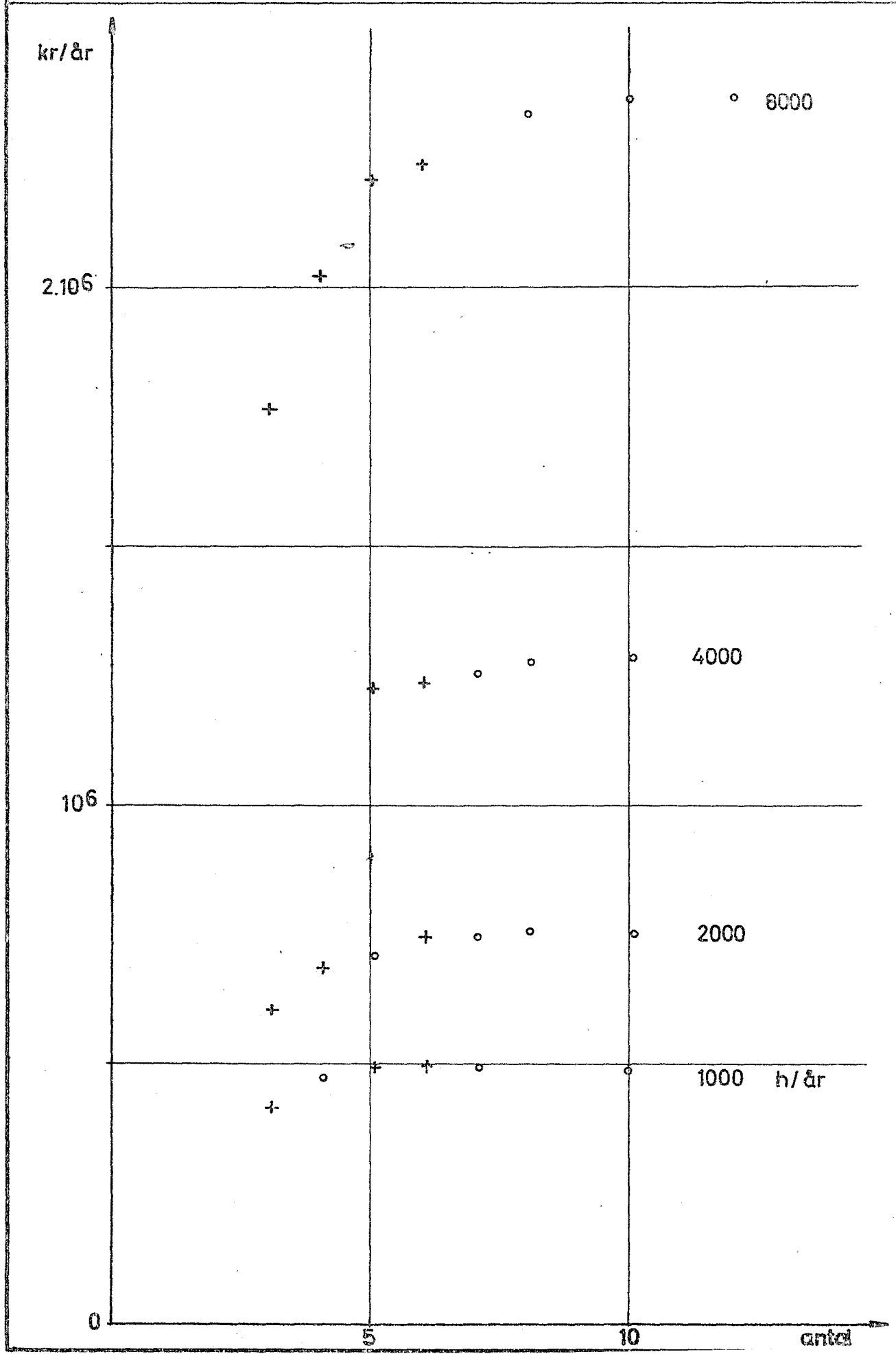
I tabellen anges t.ex. A B x+y+z

A betyder då yta vid ren kondensering, medan B betyder den totalyta, som erhållits efter omräkning via MRV. x,y,z betyder den procentuella andelen av B, som kommer på kondensat, kondenserings- respektive ångkylare-del.

V & M
C T H

NETTOINTÄKTSFUNKTION FÖR
160 MW ANLÄGGNING

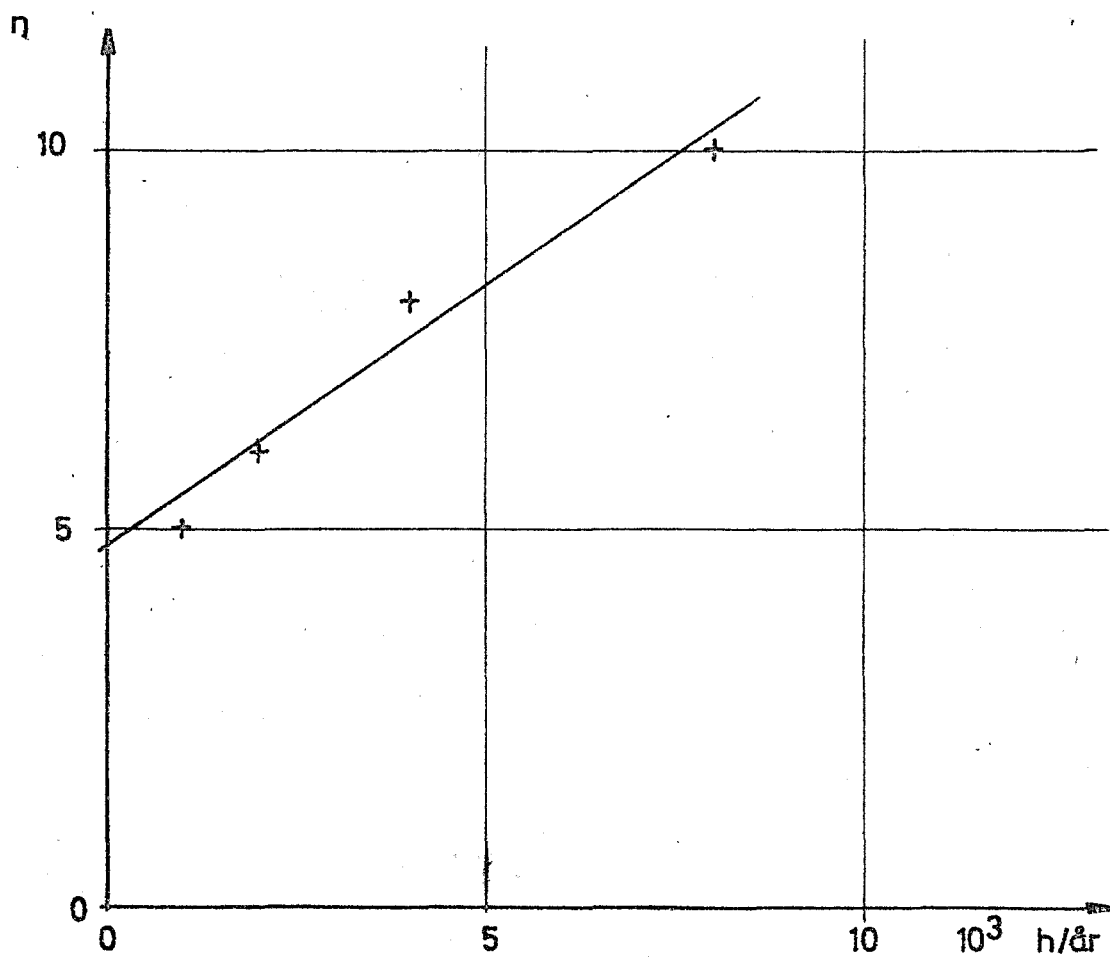
Diagram 5:1



V&M
CTH

ANTAL FÖRVÄRMARE VID
OPTIMUM

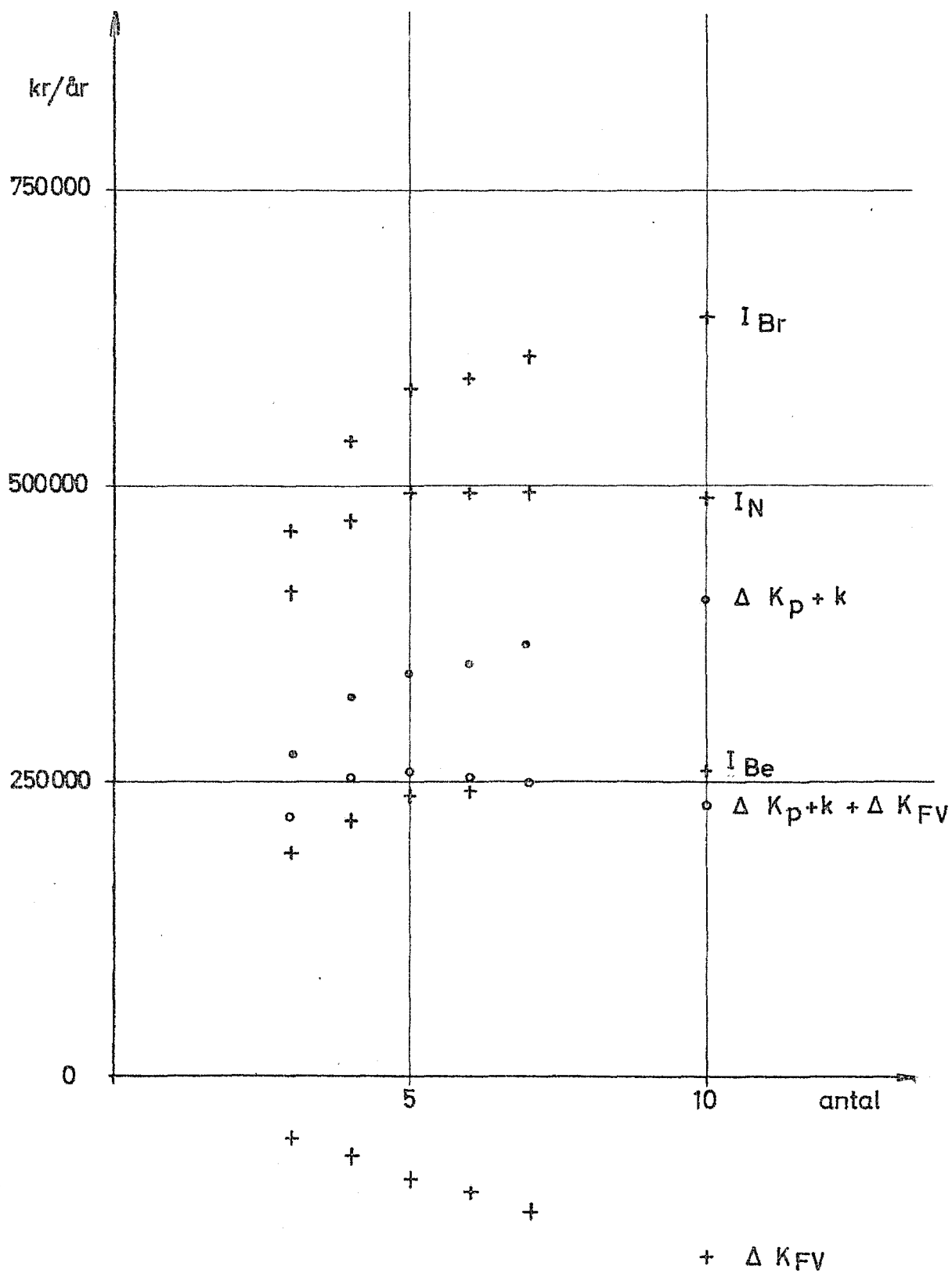
Diagram 5:2



V & M
C T H

KOSTNADER OCH INTÄKTER VID
160 MW ANLÄGGNING
DRIFTSTID 1000 h/år

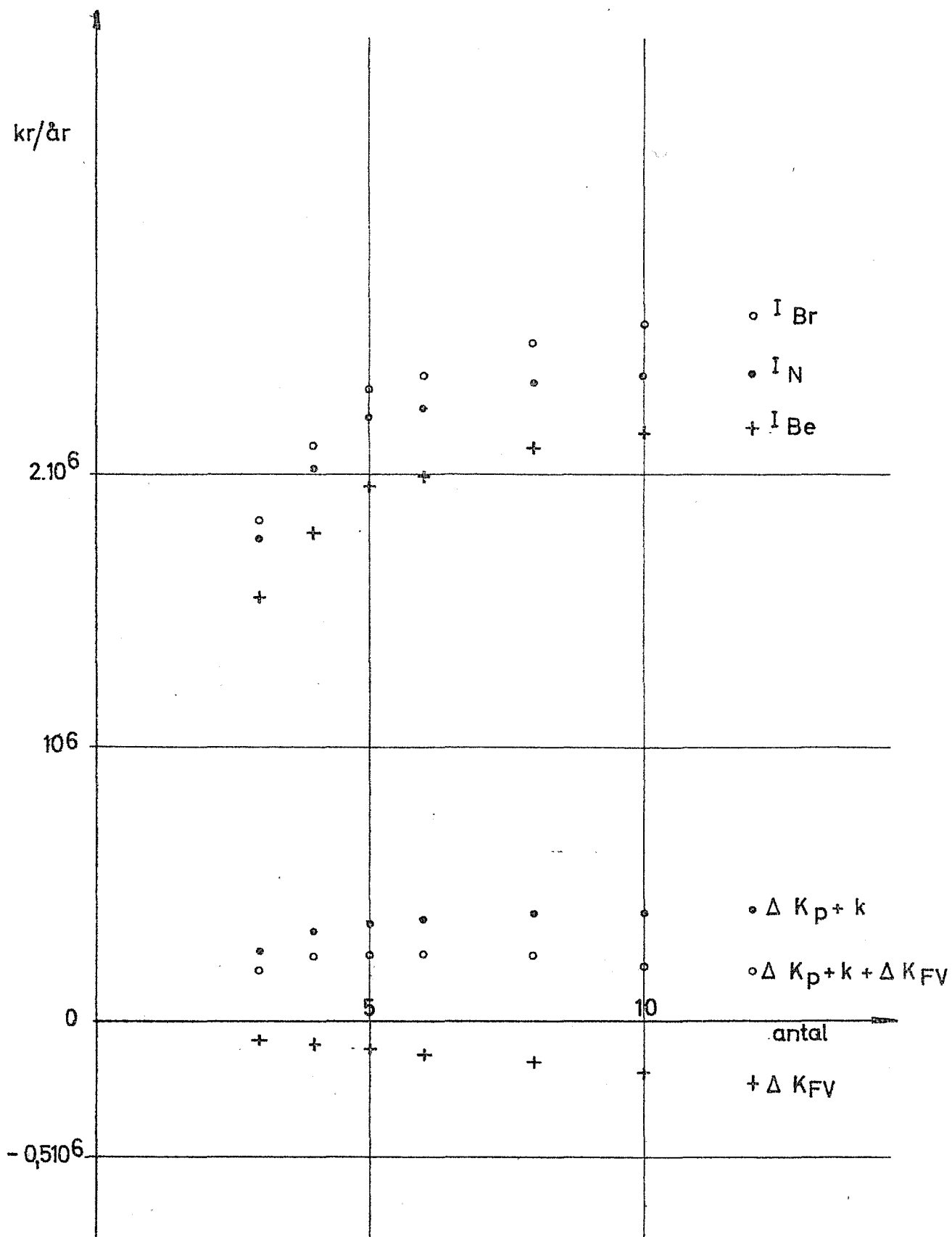
Diagram 5:3

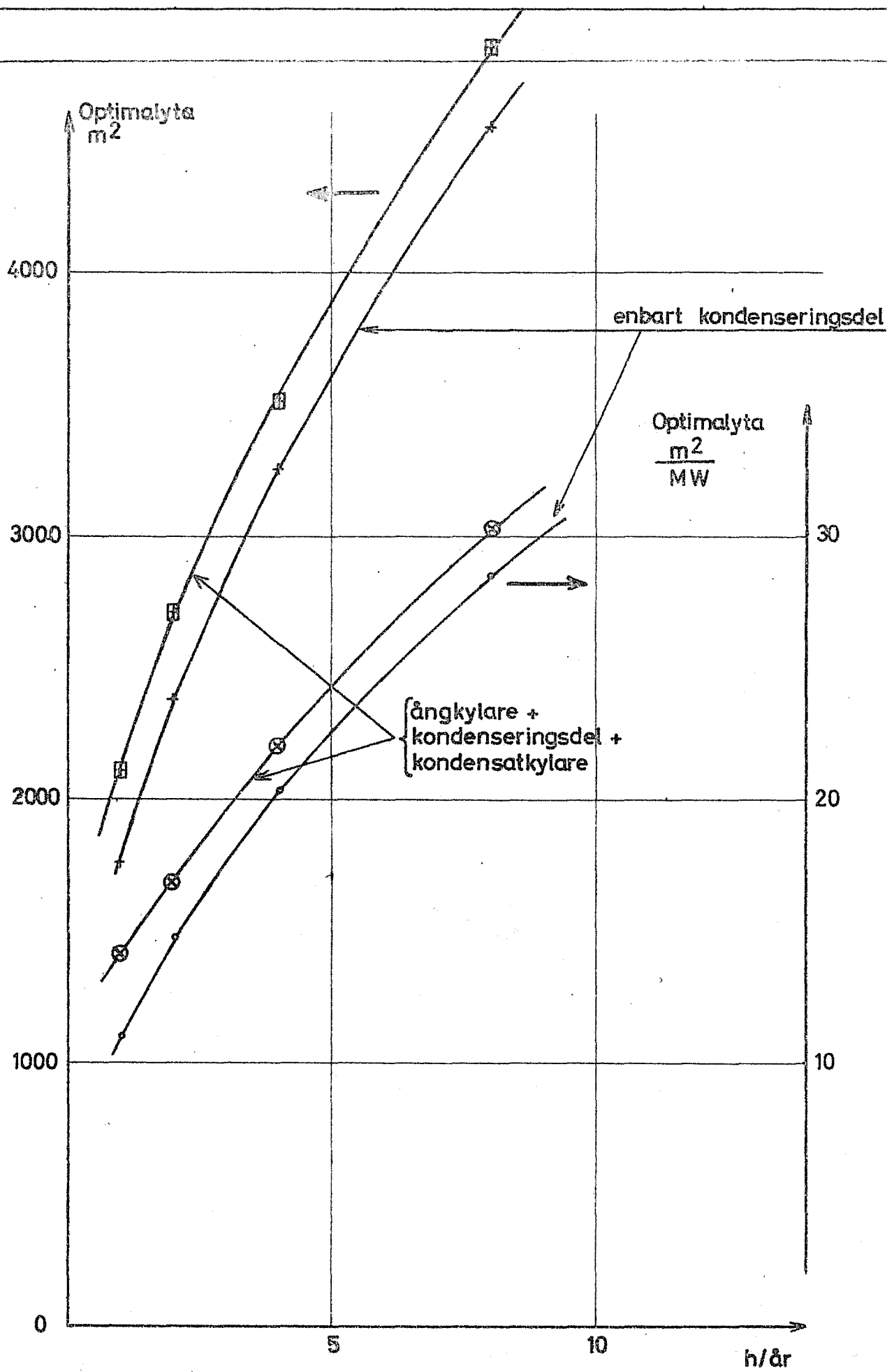


V & M
C T H

KOSTNADER OCH INTÄKTER VID
160 MW ANLÄGGNING
DRIFTSTID 8000 h/år

Diagram 5:4



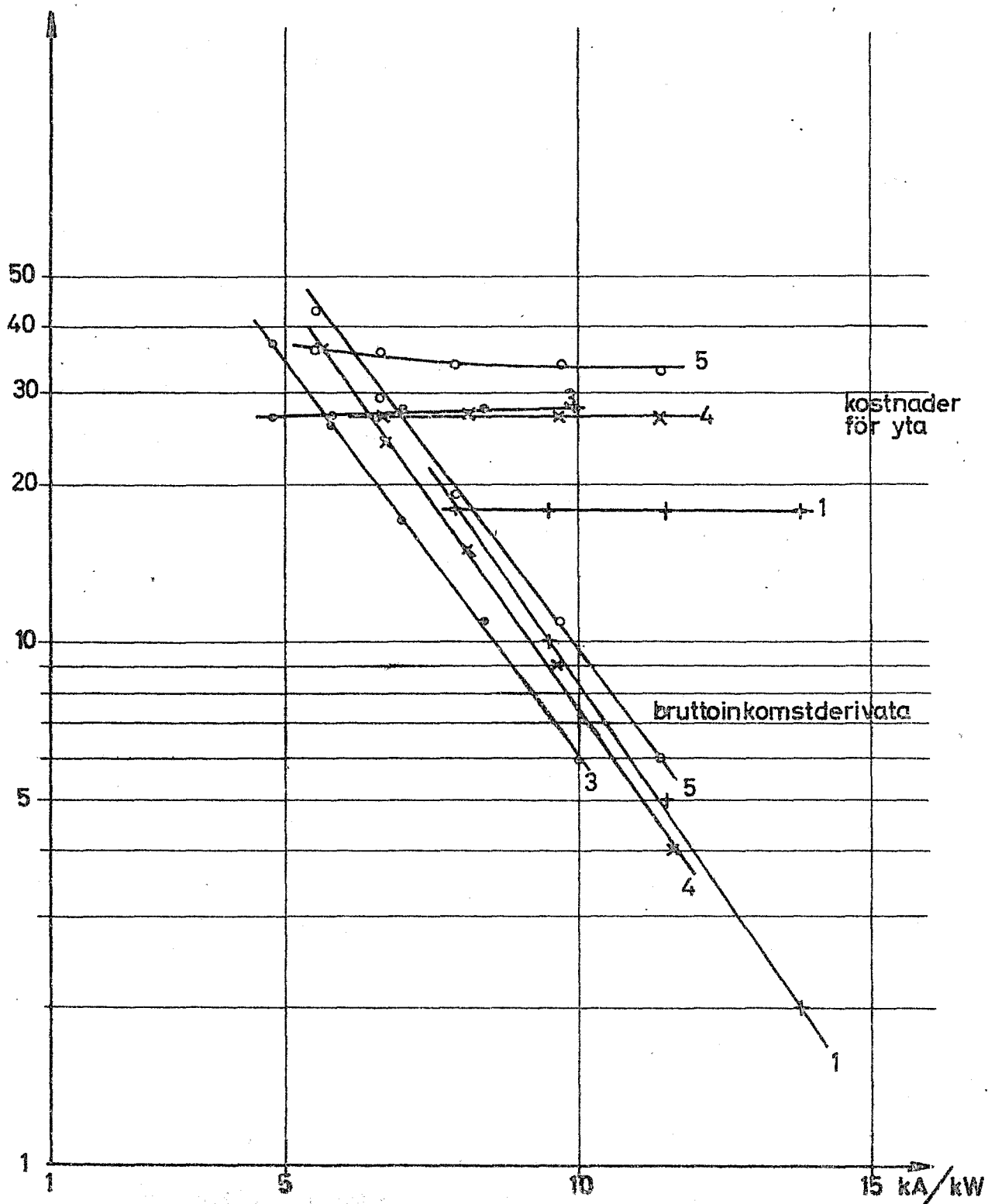


V & M
C T H

BRUTTOINKOMSTDERIVATA SAMT
KOSTNADER VID INRE OPTIMERING AVD 4.2.2
5 FÖRÄRMARE

Diagram 5:6

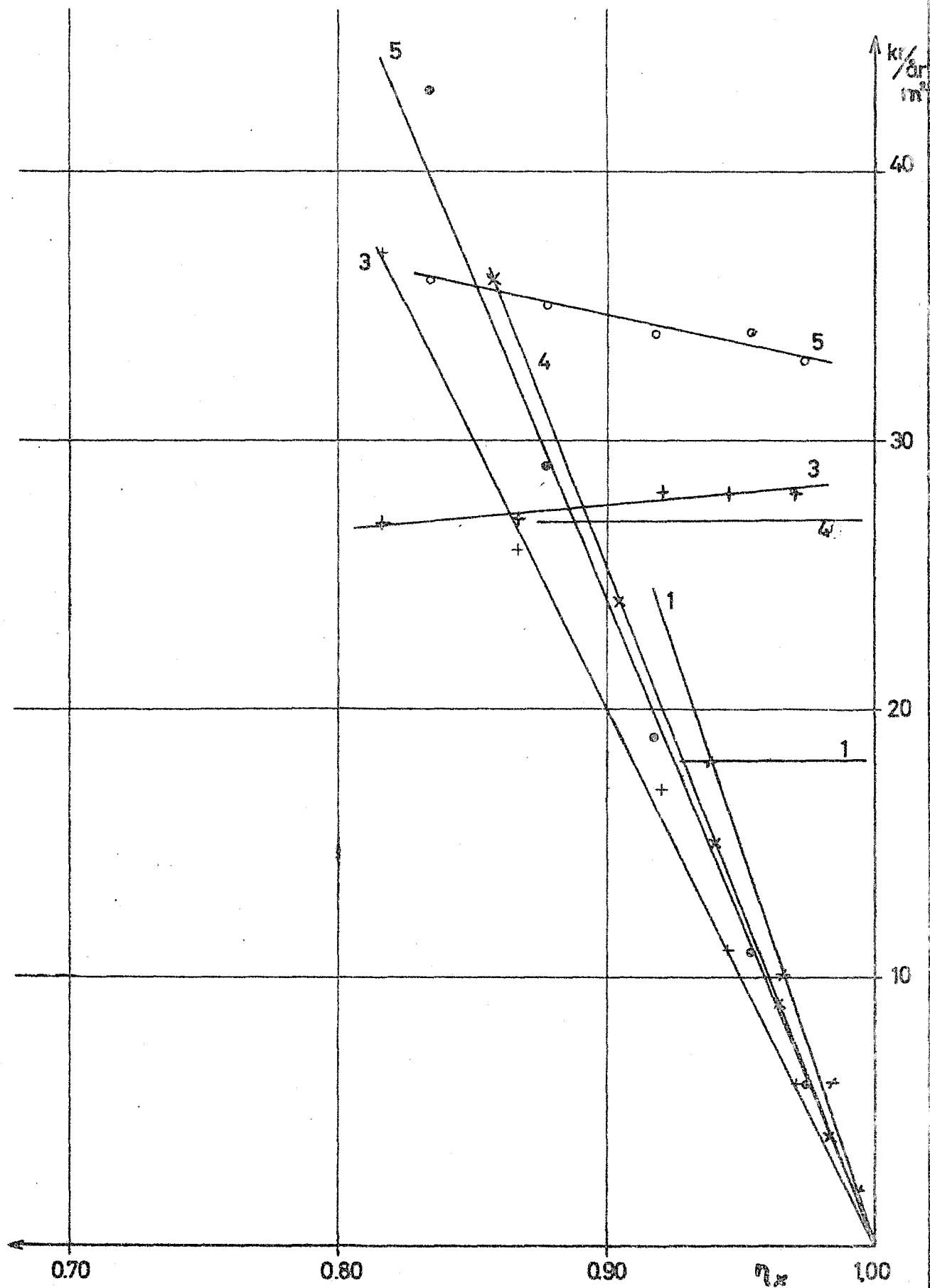
kr/m² år



V & M
C T H

BRUTTOINKOMSTDERIVATA SAMT
KOSTNADER VID INRE OPTIMERING AVD 4.2.2
5 FÖRÄRMARE

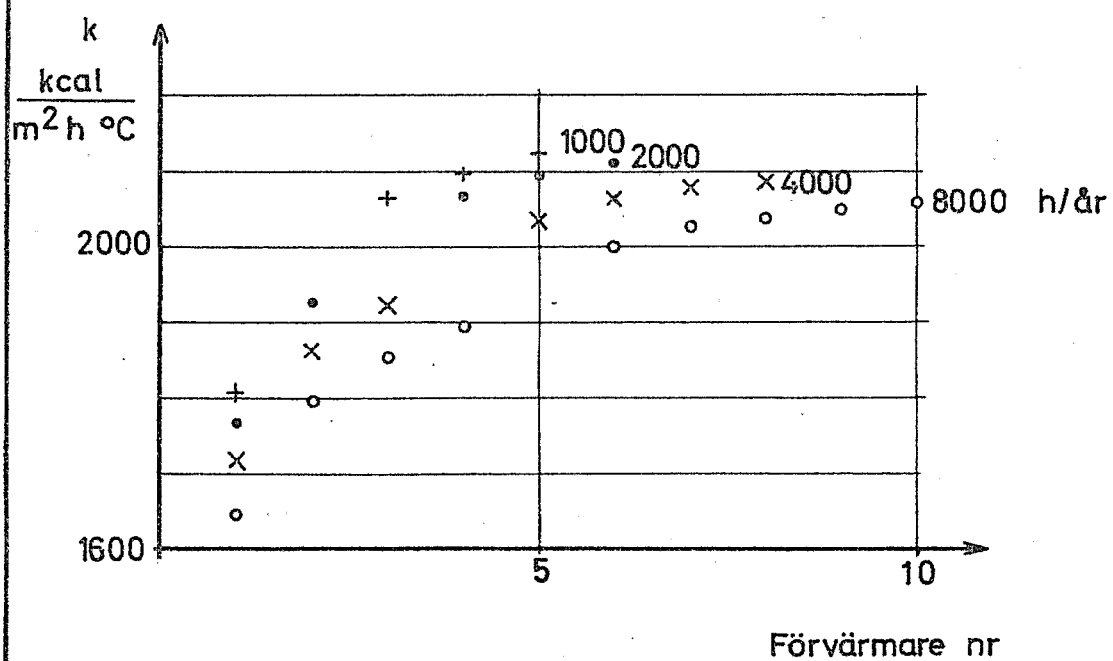
Diagram 5:7



V & M
C T H

OPTIMALA VÄRMEÖVERFÖRINGSTAL I
KONDENSERINGSDEL

Diagram 5:8



BILAGOR

Några välkända specialfall visas nedan.

1 variabel. $d_1 = m_{11} < 0$ betyder maximum

$d_1 = m_{11} > 0$ betyder minimum

2 variabler $d_1 = m_{11} < 0$

$d_2 = m_{11}m_{22} - m_{12}m_{21} > 0$ } betyder maximum

$d_1 > 0$ }
 $d_2 > 0$ } betyder minimum

Problemet att lösa ekvationssystemet (20:1) återstår i de fall detta ej låter sig göras med analytiska metoder. Antag att en lösning $\hat{x}^0$ kan gissas, som satisfierar ekv (20:1), och att en korrektion $\hat{h}$ kan bestämmas så att

$$\hat{x}^+ = \hat{x}^0 + \hat{h},$$

där x^+ betecknar den korrekta lösningen.

Om x^0 har gissats i närheten av $\hat{x}^+$ kan funktionen

$$f = f(\hat{x})$$

Taylor-utvecklas, varigenom korrektionen $\hat{h}$ kan bestämmas. Taylor-utvecklingen göres t.o.m. förstaderivatorna.

$$f(\hat{x}^0 + \hat{h}) - f(\hat{x}^0) = \sum_{j=1}^k \frac{\partial f}{\partial x_j} \cdot h_j \quad (20:2)$$

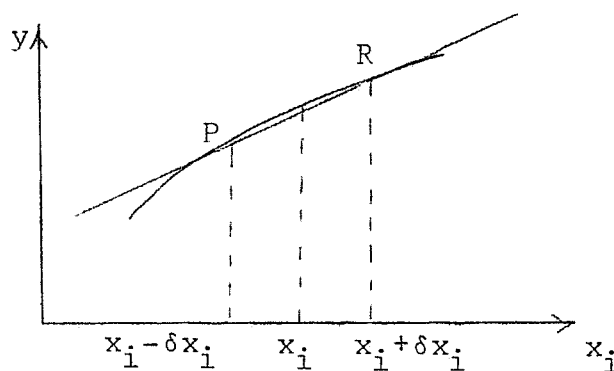
Om funktionen f antages vara identisk med m_i , är $f(\hat{x}^0 + \hat{h}) = 0$ om $\hat{x}^0 + \hat{h}$ är en korrekt lösning till ekvationssystemet (20:1). I så fall kan ekvationssystemet (20:2) skrivas:

$$m_i + \sum_{j=1}^k m_{ij} \cdot h_j = 0 \quad i = 1, 2, \dots, k \quad (20:3)$$

Derivatans m_i i den gissade punkten $\hat{x}^0$ bestämmas sålunda

$$m_i = \frac{\Delta y}{\Delta x_i} = \frac{R - P}{2\Delta x_i}$$

Se figur (20:1)



Figur 20:1

Låt alla m_i rymmas i en kolonnmatris och låt index i betyda elementens platser i denna matris, som kallas M .

De partiella andraderivatorna med avseende på x_i och x_j i punkten (x_i, x_j) kan bildas enligt

$$m_{ij} = m_{ji} \approx \frac{E-D-R+P}{4\delta x_i \delta x_j}$$

Se figur (20:2).

Det ekvationssystem, som skall lösas kan skrivas i matrisform.

$$M + D \cdot h = 0$$

Den önskade lösningen kan skrivas:

$$h = -D^{-1} \cdot M \quad (20:4)$$

i vilken ekvation D^{-1} betecknar D -matrisens inversa matris. Beträffande denna matrismet d för lösning av ekvationssystemet (20:4), se (43). En bättre lösning än den från början antagna, $\hat{x}^0$, kan erhållas genom följande operation, där index u betecknar antalet gjorda iterationer enligt denna metod.

$$\hat{x}^u = \hat{x}^{u-1} + \hat{h}^{u-1}$$

Med det nya värdet på x^u kan en ny Taylor-utveckling göras. Så förfäres tills h :s samtliga element har blivit godtagbart små, varefter D -matrisens element användes för kontroll av att optimum verkligen föreligger. Det kan tilläggas, att varje iteration kräver $2k^2 + 3k$ beräkningar av funktionsvärdet y .

Bilaga 3.

30.1 Allmänt.

En idealiserad bild av kondenskraftprocessen visas i figur 30:1. I uttrycket för η_t för en sådan process, se t.ex. ekv (3:4), ingår avtappningsångans entalpi för varje förvärmare. De flesta författare har antagit att

$$I_{px} - i_{vx} = \text{konst.}$$

för en viss process. Avsättes emellertid $I_{px} - i_{vx}$ mot i_{vx} erhålles oftast en parabelformad kurva, vilken med god precision kan återges med ett andragradspolynom enligt nedan. Turbinens expansionslinje kan vara en rät linje mellan admissionstillstånd och tillståndet i kondensorn, men detta är ej nödvändigt.

$$I_{px} - i_{vx} = A + Bi_{vx} + Ci_{vx}^2 \quad (30:1)$$

För fallet kontaktförvärmare kommer skillnaden $I_{px} - i_{vx-1}$ till användning. Ekvation (30:1) kan för detta ändamål omskrivas:

$$I_{px} = A + (B + 1)i_{vx} + Ci_{vx}^2$$

Diagram med $I_{px} - i_{vx}$ avsatta mot i_{vx} har ritats, se diagram 30:1 - 30:3. Konstanterna A, B och C har bestämts för tretton processer samt tabellerats i tabell 30:2. I tabell 30:1 redovisas karakteristiska data för processerna. Processernas expansionslinjer har ritats i ett diagram, se diagram 30:4.

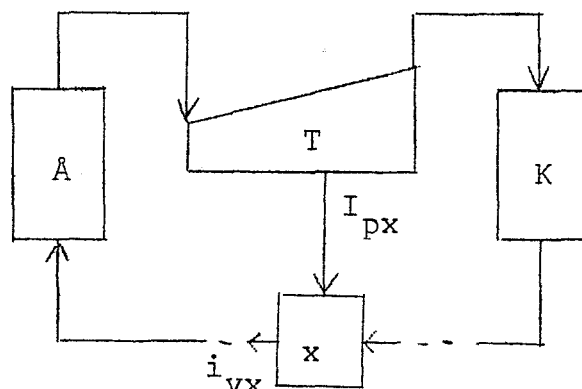
Medelspecifika värmet för matarvattnet vid tryck-temperatur-jämvikt har visat sig följa ekvationen:

$$c = 1,0041 - 1,42 \cdot 10^{-4} i_v + 1,075 \cdot 10^{-6} i_v^2$$

Denna funktion visas i diagram 30:5. För temperaturer över 250 °C uppträder ett mindre fel, som vid 300 °C är cirka 0,15 %.

Utöver funktionen för det medelspecifika värmet kommer en annan funktion till användning i vissa sammanhang, nämligen det egentliga specifika värmet, definierat enligt:

$$\frac{di}{dt} = c_p$$



Figur 30:1

Även denna funktion har anpassats för vatten med ett andragsrads-polynom. Funktionsuttrycket blir för detta fall:

$$c_p = 1,015 - 0,056 \left(\frac{t}{100}\right) + 0,044 \left(\frac{t}{100}\right)^2 \quad (30:1)$$

Denna funktion visas i diagram 30:5, kurvan som är beräknad enligt ovanstående funktionssamband är märkt " c_p ".

I diagram 30:4 visas expansionslinjerna för 13 olika processer. Processerna täcker det område av diagrammet, som kan komma till användning i kraftverk. Flera av dem är dock orealistiska på grund av den isothermiska expansionen, t.ex. P6, P7 och P8 ävensom förmodligen P10 och P11.

P1 representerar den modellprocess, som använts vid den ekonomiska optimeringen.

Processerna P5 och P13 har samma admissionstillstånd och samma sluttillstånd. Expansionslinjernas utseende är dock olika.

P11 och P12 har avsevärt skilda termodynamiska verkningsgrader, för övrigt samma admissionstillstånd och samma kondensortemperatur.

Tabell 30:1

Process	Adm. tryck	Kond. tryck	Adm. temp.	Kond. temp.	Adm. entalpi	Kond. entalpi	Inre termo dyn. verkn. grad	Max. mat. temp.
Nr	at a	at a	°C	°C	kcal/kg	kcal/kg		°C
P1	29	0,026	535	21	844,5	558,3	0,885	230
P2	90	0,035	520	26	821,7	539	0,827	302
P3	90	0,064	520	37	821,7	558	0,812	302
P4	100	0,06	530	35,8	825	552	0,820	310
P5	50	0,025	520	21	831	540	0,861	263
P6	30	0,05	550	32,6	855,5	540	1,000	233
P7	17,5	0,025	545	21	854	535	1,000	205
P8	30	0,030	550	24	852	523	1,000	233
P9	60	4	450	122	789	637	1,000	274
P10	15,4	0,025	550	21	856	558	0,943	199
P11	54	0,026	555	21	850	519	0,943	264
P12	54	0,026	555	21	850	566	0,812	264
P13	50	0,025	520	21	831	540	0,861	263

Tabell 30:2

Konstanter.

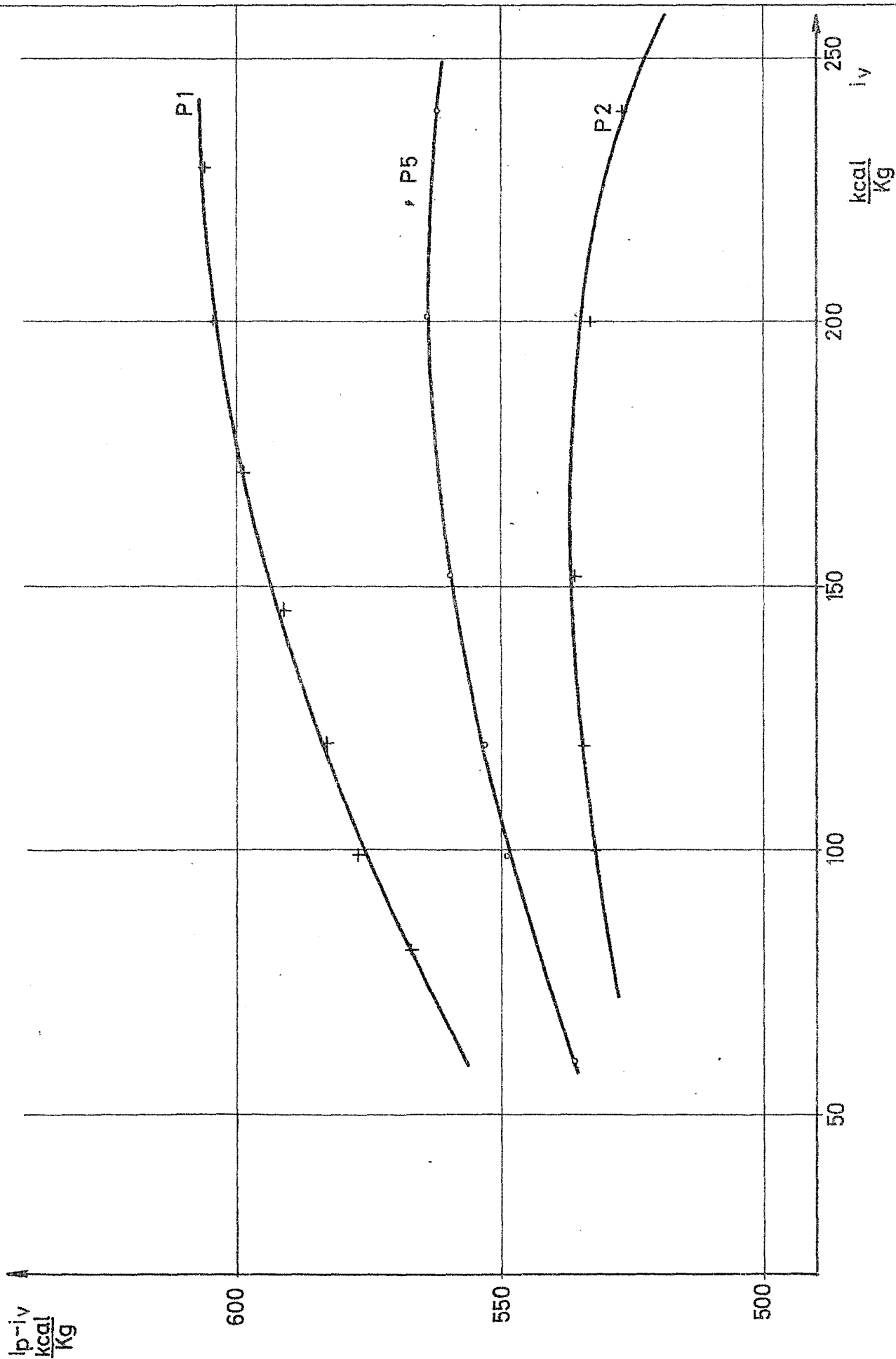
Process	A	B	C
P1	522,7	0,650	$-1,224 \cdot 10^{-3}$
P2	503,5	0,419	$-1,358 \cdot 10^{-3}$
P3	522,0	0,383	$-1,425 \cdot 10^{-3}$
P4	506,5	0,385	$-1,30 \cdot 10^{-3}$
P5	508,5	0,527	$-1,265 \cdot 10^{-3}$
P6	490	0,594	$-0,992 \cdot 10^{-4}$
P7	504,8	0,564	$0,560 \cdot 10^{-3}$
P8	487,3	0,575	$-0,231 \cdot 10^{-3}$
P9	475,0	0,25	$-0,610 \cdot 10^{-3}$
P10	526,0	0,64	0
P11	484,4	0,598	$-1,016 \cdot 10^{-3}$
P12	525,1	0,667	$-1,781 \cdot 10^{-3}$
P13	506,6	0,535	$-1,300 \cdot 10^{-3}$

V & M
CTH

AVTAPPNINGSÅNGANS
VÄRMEINNEHÅLL

$$I_p - i_v = f(i_v)$$

Diagram 30:1

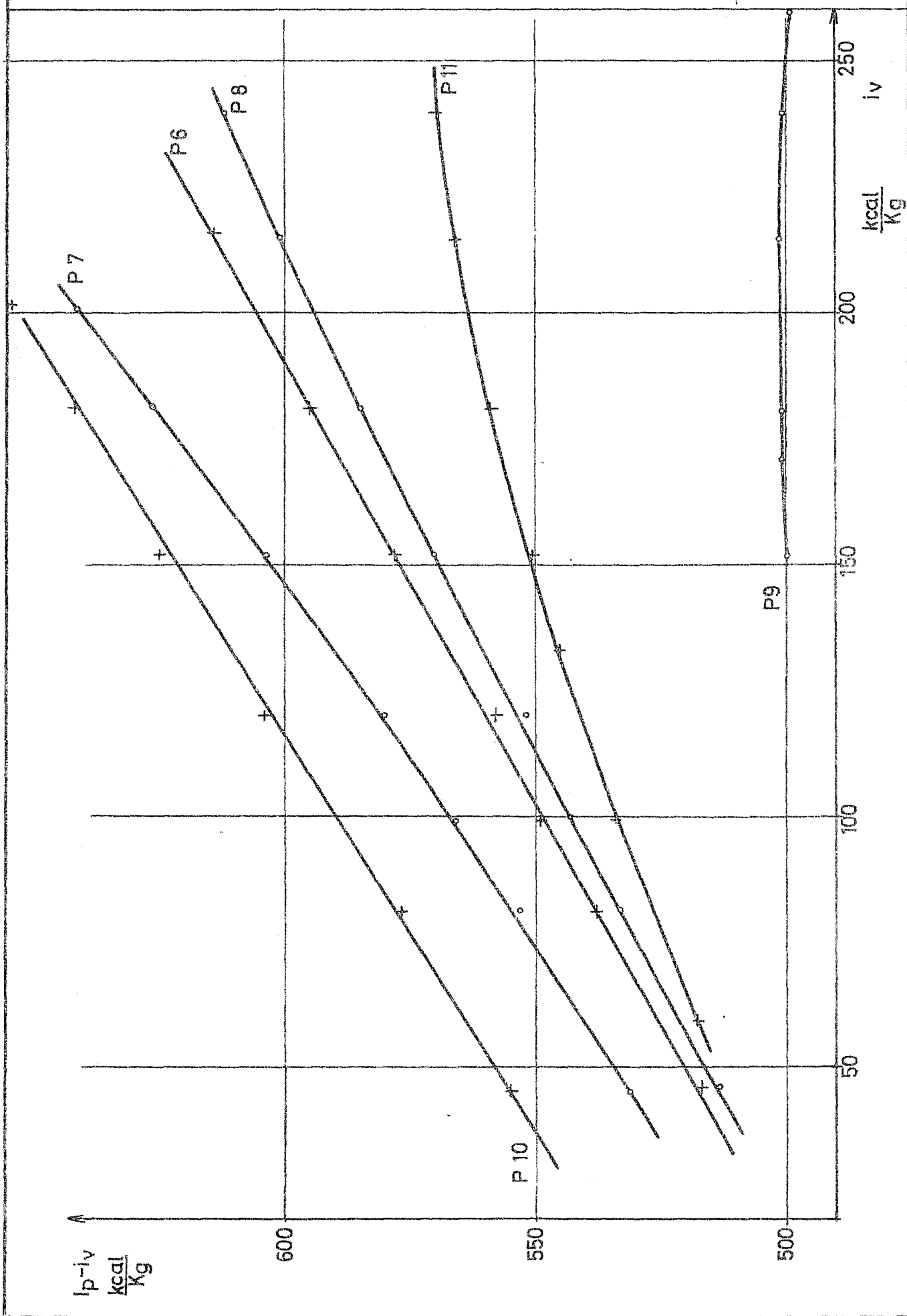


V & M
CTH

AVTAPPNINGSÅNGANS
VÄRMEINNEHÅLL

$$I_p - i_v = f(i_v)$$

Diagram 30:2



V & M

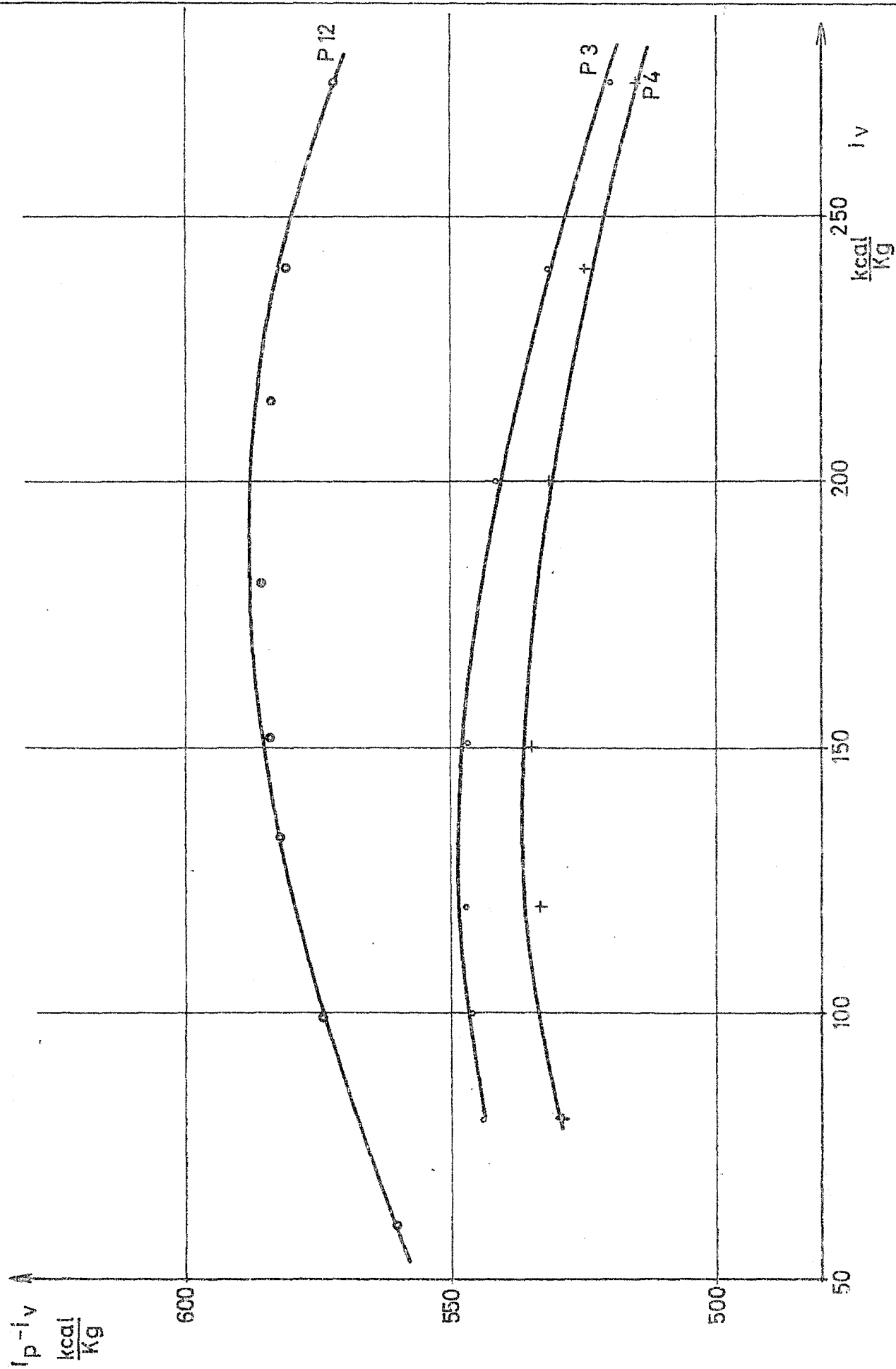
CTH

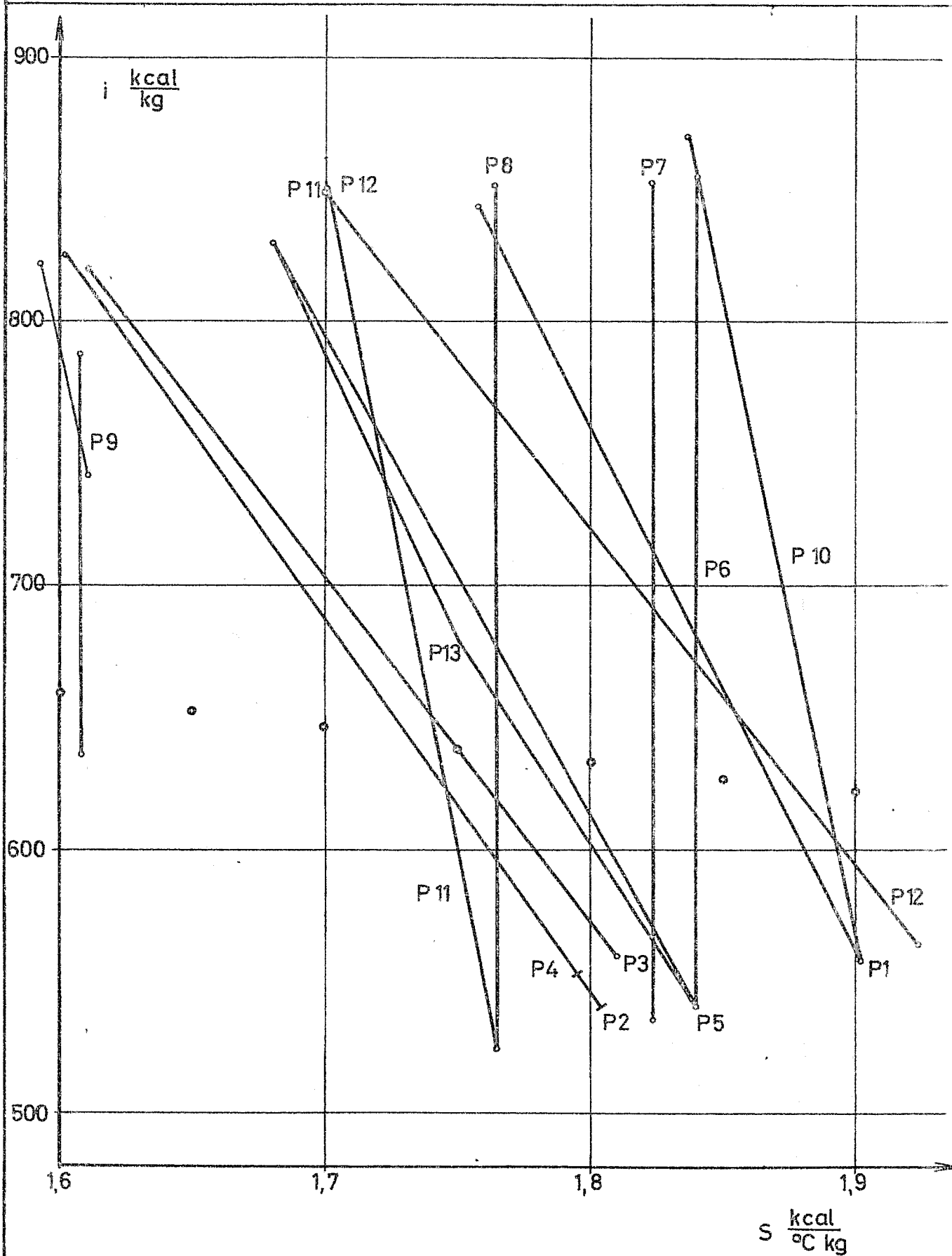
AVTAPPNINGSÅNGANS

VÄRMEINNEHÅLL

 $I_p - i_v = f(i_v)$

Diagram 30:3





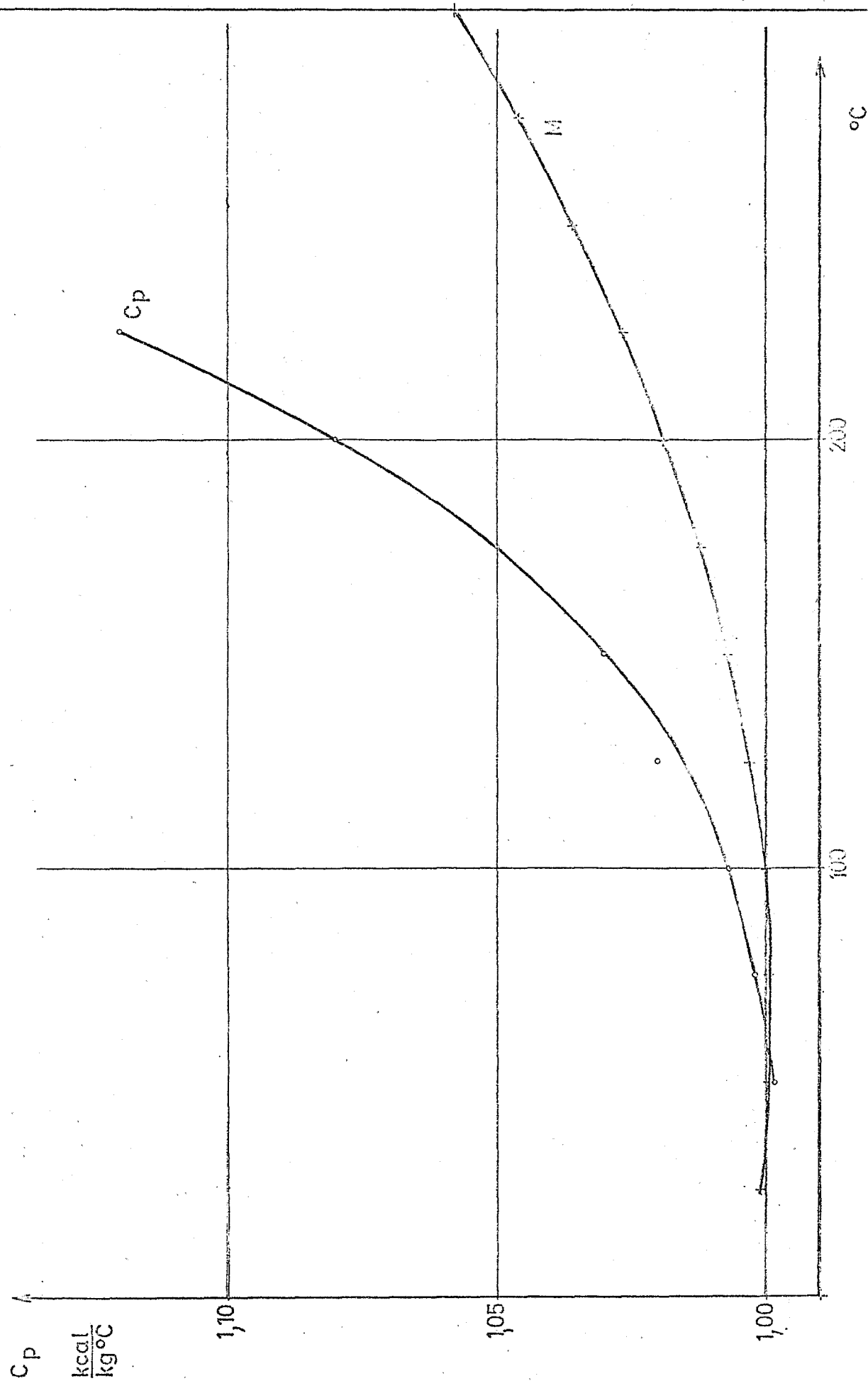
V & M

CTH

MEDELSPECIFKA VÄRMET = M

SPECIFIKA VÄRMET $\frac{dL}{dt} = C_p$

Diagram 30:5



Bilaga 4. Datamaskinprogram och beräkningar.

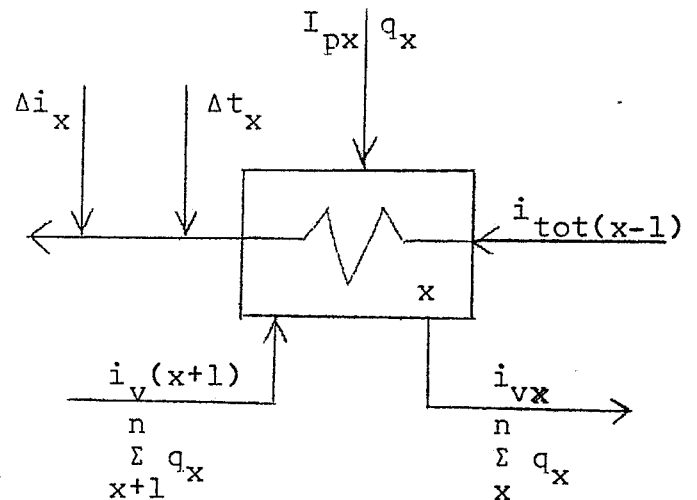
- 40.1 Processbeskrivning
- 40.2 Optimeringsmetod
- 40.3 Beräkningar
- 40.4.1 Databeredning
- 40.4.2 Datablankett
- 40.5 Datamaskinprogram

Bilaga 4. Datamaskinprogram och beräkningar.40.1 Processbeskrivning.

En process med enkel mellanöverhettning och maximalt tolv förvärmare utgör grunden för beräkningsprogrammet. Processens samtliga data kan väljas godtyckligt.

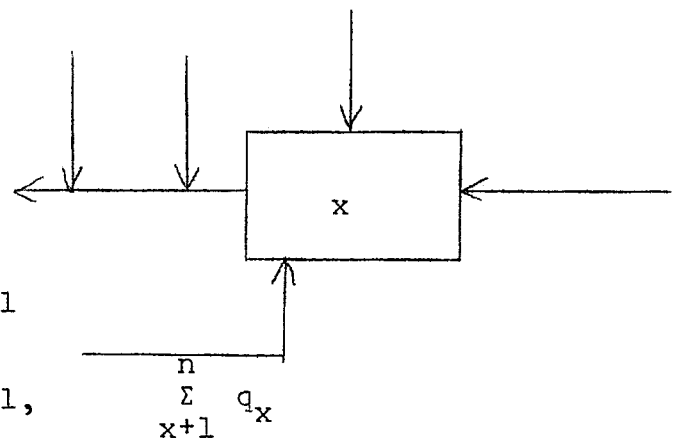
Det intressanta i detta sammanhang är värmeväxlarenheten, vilken visas i figur 40:1.

Beteckningarna följer konventionen i avdelning 3.1.1. Den nya beteckningen i_{tot} innebär att s.k. främmande värme, Δi , tillförts matarvattnet. Det främmande värmnet kan vara t.ex. tryckvolym-arbete från en pump. Tillskottet, Δi , sker till variabeln i_v . En temperaturdifferens, Δt_x , kan även adderas till T_x . På så sätt kan hänsyn till matarvattenpumpens inverkan ske fullt korrekt.



Figur 40:1

En av förvärmarna kan utbytas mot en blandningsförvärmare. Flödesbilden blir då enligt figur 40:2. Enda skillnaden är att kondensatet från alla varmare värmeväxlare blandas med matarvattnet. Utöver denna möjlighet kan man tillordna ett godtyckligt antal förvärmare 100 %-ig temperaturverkningsgrad, utan att ytan för den skall bli oändlig. Ytorna kan t.o.m. sättas lika med noll, och drar då ej någon kostnad.



Figur 40:2

Det kondensat, som ej ledes in i huvudströmmen i en blandningsförvärmare ledes via stegvis expansion i övriga värmeväxlare till kondensorn.

40.2 Optimeringsmetod.

Den i bilaga 2 beskrivna optimeringsmetoden förutsätter att den optimerade funktionens samtliga partiella förstaderivator är noll. Det enligt Rosenblad (40) härledda optimalvillkoret innefattar endast bruttoinkomstfunktionen. Vid optimum i nettoinkomstfunktionen skall bruttoinkomstderivatan ha ett ändligt värde som, om kostnader förekommer, skall vara skilt från noll. I princip gäller det alltså att lösa ett ekvationssystem.

Detta förhållande gör att en annan metod måste användas. Eftersom funktionerna ser ut enligt figur 5:6 kan man anta ett värde på ytan, varefter denna stegändras tills skärningspunkten nås. Den stegvisa ändringen har den fördelen, att bruttoinkomstderivatan samtidigt kan bildas, dock tidigast efter två beräkningar.

Liksom vid de flesta optimeringar med numeriska metoder antas ett gissat startvärde på samtliga ytor. Därefter stegändras en yta under det att de övriga har fixa värden. Detta sker enligt formeln:

$$A_{xi} = A_{xr} \cdot k^{r-i} \quad (40:1)$$

I formeln betyder x nummer på den yta, som varieras, i är ett beräkningsnummer, k en konstant som bestämmer stegändringen samt A_{xr} det antagna värdet. Låt i vara begränsad uppåt, t.ex. $i \leq 10$. I så fall får r betydelsen av referensrad. Väljes t.ex. $r=5$ blir det femte beräknade värdet $A_{x5} = A_{xr}$. Väljes $r=0$ minskas alla A_{xi} när i ökar.

Säkrast är att för jämna i välja $r=i/2$, eftersom A_{xi} då antar värden, som är både större och mindre än det antagna. När skärningspunkten mellan de båda funktionerna nåtts, interpoleras om så är nödvändigt, ett värde på A_x . Detta värde insättes på det gissade värdets plats, varefter nästa variabel undersöks på samma sätt. När alla variabler undersökts, göres hela proceduren om på nytt igen, om de sist framräknade värdena skiljer sig för mycket från de förra. Efter tre sådana beräkningar har oftast skillnaden mellan två konsekutiva värden i samma variabel varit mindre än 1 %. Inverkan av k-värdet i ekv 40:1 har studerats. Ett lämpligt intervall för k synes vara $1,2 \leq k \leq 1,1$. Någon observerbar skillnad uppkommer ej i beräkningarna vid användning av detta intervall.

Det bör påpekas, att metoden inte kan användas på alla typer av funktioner. I detta speciella fall har det visat sig, att funktionen ej har sådana egenskaper som kan inverka menligt på resultatet. För att förvissa sig om metodens lämplighet för ett visst problem, kan man dels rita potentiallinjer med två av variablerna som oberoende och de övriga fixa, dels kan man använda olika startvärden. Blir resultatet i det senare fallet samma, kan man m.h.a. elementär optimeringsteori anta, att metoden är lämplig, särskilt om potentiallinjerna är ellipsformade och har liten excentricitet.

40.3 Beräkningar.

Utan att gå in på beräkningarna i detalj, lämnas här en beskrivning av de principiellt viktiga beräkningsstegen,

När alla ytor har fått sin storlek fixerad enligt ekvation 40:1 beräknas alla temperaturer samt lägges främmande temperaturtillskott till de beräknade temperaturerna. Entalpierna beräknas och korrigeras för eventuella främmande tillskott, varefter avtappningsmängderna kan beräknas. Den termiska verkningsgraden avslutar räknandet i den termodynamiska avdelningen. Härfter följer en avdelning för beräkning av ytor och ekonomiskt optimala värmeöverföringstal. Den ekonomiska hastigheten beräknas i varje beräkning för den värmeväxlare, vars yta varierar. De övriga ekonomiska hastigheterna beräknas endast första gången efter byte av variabel. Dessa beräkningar sker enligt Rosenblad (40). Bl.a. kan nämnas, att den ekonomiska hastigheten passningsräknas. Beträffande värmeövergångstalet på vattensidan kan detta beräknas enligt två fjärdegradspolynom som funktion av medeltemperaturen i värmeväxlaren. Båda kan fås att gälla för alla värmeväxlarna eller endast en viss del av dessa. Hela verkets kostnad relativt referensprocessen beräknas i enlighet med ekvationerna i avdelning 4.3. Härfter ändras den yta, som varierar ett steg varefter hela programmet genomlöpes igen tills optimalpunkten nås.

På en kontrollskrivmaskin sker utskrifter av optimala värmeöverföringskapaciteter per kg för varje variabel. Det är sålunda möjligt att kontrollera konvergeringsförloppet. Om det är lämpligt, kan korrektioner göras direkt i datamaskinen under programets gång.

Efter det att alla ytor konvergerat, vilket avgöres av programanvändaren externt datamaskinen, sker utskrift av alla intressanta data. Dessa utgöres till stor del av de som redovisats i kapitel 5.

För övrigt finnes i programmet ett stort antal möjligheter till variationer, t.ex. parallellkoppling av värmeväxlare, avancerade körsätt för speciella beräkningar o.dyl.

40.4.1 Databeredning.

Här lämnas endast kommentarer till data för blanketten enligt avdelning 40.4.2. I varje ruta står ett nummer, och i den mån respektive betydelser ej klart framgår av blanketten förklaras här.

1. Första förvärmaren på högtrycksturbinen
2. r enligt ekvation 40:1
3. Antal förvärmare före matarvattenpump
4. Maximalt värde på i enligt ekvation 40:1
5. Totala antalet förvärmare
6. Identifikation, varmed alla utskrifter märkes. Lämpligen avslutas denna med minst två nollor, eftersom dessa positioner användes för sidnumreringen. Identifikationen får innehålla högst elva siffror.
7. 1
8. k enligt ekvation 40:1
9. Fasta värmeövergångsmotståndet (samma för alla värmewäxlare)
- 11-13. Konstanter för entalpifunktion för matarvatten efter matarvattenpumpen enligt ekv $i_v = T_p (k_{11} + (k_{12} + k_{13} T_p) T_p)$
- 14-16. Konstanter för specifika värmnet enligt ekvation 30:1
- 17-20. Ängentalpier, beteckningar enligt figur 4:8
21. Mellanöverhettningensvärme ($I_3 - I_2$)
22. Generatorns verkningsgrad
26. Exponenten för Re i värmeöverföringssambandet
27. Noggrannhet vid bestämning av den ekonomiska hastigheten
35. Preliminärt värde på matarvattnets värmeövergångstal, α_b
36. Den temperatur, vid vilken byte av fjärdegradspolynom för α_b skall ske
- 37-48. Här skrives alla K_o resp. κ_A efter varandra
- 49-60. Främmande entalpitillskott, Δi
- 61-72. 0 = ytförvärmare
1 = blandningsförvärmare
2 = värmewäxlarytan varierar ej
- 73-84. Främmande temperaturtillskott, Δt
- 85-96. Parallellkoppling sker av resp. förvärmare om gränsen i 25 har överskridits och här har satts en etta
98. Hydraulisk verkningsgrad i pumpar

99-100. Definieras i avdelning 4.3

107-111.)
112-116.) } Fjärdegradspolynom för α_b

119-130. Preliminära värmeöverföringstal för värmeväxlaren

131-142. Hänvisning till första element i grupper i 37-48.

40.4.2 Datablankett.Data till program 071.

Data stansas i telexkod.

Första FV i HT	Ref.rad TV-matris	FV före mavapump	Radantal i TVmatris	Antal FV	Ident.
+ 1	+ 2	+ 3	+ 4	+ 5	+ 6

Disp.

+ 7	AA
-----	----

Steg för TVmatris	δ/λ	Konden- sortemp.	Konstanter för entalpifunktion		
+ 8	+ 9	+ 10	+ 11	+ 12	+ 13

Konstanter för spec.värmet, c_p .		Ångtillstånd $I_1 \rightarrow I_2$ I_1 I_2		$I_3 \rightarrow I_4$ I_3 I_4	
			HTdel	LTdel	
+ 14	+ 15	+ 16	+ 17	+ 18	+ 19
I_4	MÖH- värme	η_{gen}	Nomine l effekt	Test på tvådeln. 5 om tvådel	Gräns för yta vid tvådeln.

+ 20	21	+ 22	+ 23	+ 24	+ 25
------	----	------	------	------	------

Vöf exp. n_b	Noggr.vid hast i Fv	Amorteringsfaktorer r_A r_K	κ_K kond+turb.	Bränsle- pris B
-------------------	------------------------	------------------------------------	--------------------------	-----------------------

26	+ 27	28	29	+ 30	+ 31
----	------	----	----	------	------

Driftstid t	Gränskostn panna κ_p	Amort.fakt panna r_p	α_b Prel.	Byte av α -funktion
----------------	--------------------------------	---------------------------	------------------	-------------------------------

+ 32	+ 33	+ 34	+ 35	+ 36	AA
------	------	------	------	------	----

Kostnadskonstanter $K = K_O + \kappa A$

37	38	39	40	41	42
43	44	45	46	47	48

Entalpikorrekktioner Δi

+0	49	50	51	52	53	54
	55	56	57	58	59	60

Test = 1 vid blandningsFV = 2 ger överhopp.

+ 61	+ 62	+ 63	+ 64	+ 65	+ 66
+ 67	+ 68	+ 69	+ 70	+ 71	+ 72

Tempkorr Δt

73	74	75	76	77	78
79	80	81	82	83	84

Tvådelning av vissa FV = 1

+ 85	+ 86	+ 87	+ 88	+ 89	+ 90
+ 91	+ 92	+ 93	+ 94	+ 95	+ 96

AA

Exp. för tryckfall, i η_{hb} j_{bl} ρ_b E_{kW}

97	+ 98	+ 99	+ 100	+ 101
----	------	------	-------	-------

Elpris b η_{el} amort.fakt. motor r_m gränskostn. motor κ_m $\alpha_{\text{ånga}}$

102	+ 103	104	105	+ 106
-----	-------	-----	-----	-------

Konstanter för $inv = f[(T_{px} - T_{p(x-1)})/2]$

107	108	109	110	111
112	113	114	115	116

 r_s K_s

117	118	AA
-----	-----	----

k-värden för respektive FV k

119	120	121	122	123	124
125	126	127	128	129	130

AA

Koefficienter för val av kostnadsfunktion.

+ 0	+ 131	+ 132	+ 133	+ 134	+ 135	+ 136
+ 137	+ 138	+ 139	+ 140	+ 141	+ 142	

AA

Värmeöverföringskapaciteter gissade värden, kA

143	144	145	146	147	148
149	150	151	152	153	154

AA

Avtappningsentalpier I_p

+	+	+	+	+	+
+	+	+	+	+	+

AA

Tillhörande mättningsentalpier för vatten i_v

+	+	+	+	+	+
+	+	+	+	+	+

Motsvarande temperaturer för vatten T_p

AA

+	+	+	+	+	+
+	+	+	+	+	+

AA

Initialkostnader, K_{oo}

AA

40.5 Datamaskinprogram.

Programmet är skrivet i Facit Algol 2. Detta programmeringsspråk följer nära nog exakt ALGOL 60 konventionen. Beteckningen Begin drumprogram; är en särskild form av segmentering på Facit EDB-3 maskinen, vilken gör att programavsnittet till motsvarande end; hämtas till kärnminnet från ett trumminne. Allmänt sett uppfattas drumprogram som en deklaration, varför ett Algolblock uppkommer vid varje sådant anrop.

```

001: 'LIER' 8719 'REAL' 'PROC' ARDEC;
002: 'COMM' STOPP MED DEC0000000 I AR. SATT DEC TAL I AR.
003: EFTER POS TAL STANSAS D, EFTER NEG B. C=DECPKT.
004: VID START SKRIVES TALET PÅ SM.
005: 'USES' 881AG, 88DIV, 88PAC;
006: 'LENGTH' 32;
007: 'LIER' 8860 'PROC' TOERDECS ('REAL', 'INT', 'INT', 'INT');
008: 'LIER' 8861 'PROC' FEDINT ('INT', 'REAL', 'INT', 'INT');
009: 'COMM' EKONOMISK DIMENSIONERING AV MATARVATTENFÖRARMARE.
010: INST. FÖR VÄRMETEKNIK OCH MASKINLÄRA, CTH;
011: 'IDENT' 7200651201;

012: 'BEGIN'
013: 'REAL' C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C9,
014: C11, C12, C13, C14, C15, C16, C17, C18, C19, C20,
015: C21, C22, C23, C24, C25, C26, C27, C28,
016: ALFAB, TEMP, FAKTOR, KK, RUTWB, I1, IMEDEL, RO,
017: K, FF, PY, QY, FY, GY, HY, FB, AREA, FC, U, SUMQO, PFAKT,
018: D1, D2, D3, D4, D5, D6, D7, D8, D9, D10;

019: 'INT' C10, BR, MP, L, N, ID, CC,
020: A, ADR1, ADR2, ADR3, ADR4, M, X,
021: Y0, Y1, Y2, Z;
022: 'POUL' PH, 800, RO;

023: 'ARRAY' D(1:12), IKORR(0:12), TEST, TKORR, TVADEL,
024: NOLL, ALFAB1, DELTAT, I(1:12), ITOT(0:12), S,
025: K, KA, IP, IVP(1:12), TP(0:12),
026: TV(0:12), PKA(1:12), IT(0:12), CP, KAPPA, Q, KSI, TOTYTA, E, DY(1:12);
027: 'INT' 'ARRAY' KOEFF(0:12), YY(1:12);
028: 'TOTAL' 342;

029: 'PROC' TVFALT(B, Q, R);
030: 'VALUE' B, Q, R;
031: 'INT' B, R; 'REAL' Q;
032: 'BEGIN' 'DRUMPR';
033: 'INT' J;
034: 'FOR' J:= B 'STEP' 1 'UNTIL' R 'DO'
035: TV(J):= 1-EXP(-KA(J)*C1+(BR-Q));

036: 'END';

037: 'REAL' 'PROC' ENTALP(P);
038: 'VALUE' P;
039: 'REAL' P;
040: 'BEGIN'
041: 'IF' P < TP(MP) 'THEN' ENTALP:=P*(1.00009-0.00008*P)+
042: P+3*0.00000076 'ELSE'
043: ENTALP:=P*(C4+P*(C5+C6*P));
044: 'END';

045: 'REAL' 'PROC' SUMMA(D, E, F, G, H, K, L);
046: 'VALUE' D, E, F;
047: 'REAL' K;
048: 'INT' D, E, F;
049: 'ARRAY' G, H, L;
050: 'BEGIN' 'DRUMPR';
051: 'INT' QO;
052: SUMMA:=0;

```

```

053: 'FOR' QQ:=D 'STEP' E 'UNTIL' F 'DO'
054: SUMMA:=SUMMA+G(QQ)+H(QQ)*(K-L(QQ))
055: 'END';

056: 'REAL' 'PROC' VØFKAP(S);
057:   'VALUE' S;
058:   'INT' S;
059: 'BEGIN' 'DRUMPR';
060:   'REAL' SUM;
061:   'IF' S > MP 'THEN' SUM:= 0 'ELSE' SUM:= SUMQQ;
062:   VØFKAP:=- (1-SUM)*CP(S)*LN(1-TV(S))
063: 'END';

064: 'PROC' KAINUT(U);

065: 'VALUE' U; 'INT' U;

066: 'BEGIN' 'DRUMPR';
067: 'INT' F;

068:   REDTEXT(TV(1),1, //KA-VARDEN//,9,9);
069:   REDINT(ID,TV(70),9,0);
070:   'IF' U= 1 'THEN' REDTEXT(TV(1),0, //IN//,2,22)
071:   'ELSE' REDTEXT(TV(1),0, //UT//,2,22);
072:   RADUT(TV(1),1,11);
073:   REDTEXT(TV(1),1, //,1,1);
074:   'FOR' X:= 1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
075: 'BEGIN' REDINT(X,TV(8),2,0);
076:   F:= KA(X)*10000;
077:   REDINT(F,TV(18),7,4);
078:   RADUT(TV(1),1,2);
079: 'END'
080: 'END';

081: 'BEGIN' 'DRUMPR';
082:   TAPECODE(1,1,0,0);
083:   READ(C10,0);

084:   READ(C1,0);

085:   READ(D(1),0);
086: 'END' DRUMPR;
087: 'BEGIN' 'DRUMPR';

088:   A:= 0; REDTEXT(TV(1),1, //,1,1);

089:   OPENECD(1,8, //OPEN1//);
090:   OPENECD(2,8, //OPEN2//);
091: 'END' DRUMPR;

092: KØROM:   B00:=B0:='FALSE';

093: 'BEGIN' 'DRUMPR';
094: 'COMM' ØPPNINGSBLOK, INLÆSNING AV DATA, BER. AV ENGANGSTYP.;
095: 'REAL' B1,B2,B3,B4,B5,B6,B7,B8,B9,B10,B11,B12,B13,B14,B15,B16,
096:   B17,B18,B19,B20,B21,B22;
097: 'BEGIN' 'DRUMPR';

098:   'IF' A > 0 'THEN' 'GOTO' A;
099:   READ(B1,0);
100:   READ(K(1),0);
101:   READ(KOEFF(0),0);
102:   WRITEDRUM(B1,2000,9);
103:   WRITEDRUM(B21,2010,2);
104:   'FOR' X:= 1 'STEP' 1 'UNTIL' 12 'DO' NOLL(X):= 0;

105:   I1:=B1+3;

```

```

106: ROTWB:=C22*B2/B3*8000*C20/B4/
107: (T1-C20)/((B5+B6*C26)/B7+B8*B9);
108: FAKTOR:= T1*C2/(T1-C20);
109: KK:= 1/B10+C2;
110: PFAKT:=B3*B4/B2/8000; 'COMM' FAKTOR I P;
111: A:
112: 'IF' STOP(//'CR'REMSA*//) > 0 'THEN' 'GOTO' KAX;
113: READ(KA(1),0);
114: READ(IP(1),0);
115: READ(IVP(1),0);
116: READ(TP(1),0);
117: READ(E(1),0);
118: WRITEDRUM(E(1),2050,12);
119: 'IF' A > 0 'THEN' 'GOTO' 0;
120: 'END' DRU;
121: 'BEGIN' 'DRUMPR';
122: TP(0):=TKORR(1)+C1;
123: 'FOR' M:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
124: 'BEGIN'
125: TMEDEL:=(TP(M)+TP(M-1))*0.5;
126: 'IF' TMEDEL > TEMP 'THEN'
127: ALFAB1(M):=B11+(B12+B13*TMEDEL)*TMEDEL+(B14+B15*TMEDEL)*TMEDEL+3
128: 'ELSE'
129: ALFAB1(M):=B16+(B17+B18*TMEDEL)*TMEDEL+(B19+B20*TMEDEL)*TMEDEL+3;
;
;
;
;
; IF' STOP(//'CR' STRAIGHT'SP' ON=0//)=0 'THEN' 'GOTO' 0;
135: X:=STOP(//'CR'X'SP'FÖR'SP'KA*//);
136: 'IF' X > 0 'THEN'
137: 'BEGIN' KA(X):=ARDEC;
138: 'GOTO' KAX
139: 'END';
140: 'END';
141: 'COMM' X INDEX FÖR RESP VARIBEL,SÄTTES I AR START.EFTER INDEX
142: STOPP MED DEC0000000 I AR. SÄTT ÖNSKAT VÄRDE PÅ VARIABELN
143: ENLIGT KONVENTIONEN FÖR ARDEC,SE BÖRJAN AV PROGRAMMET.
144: UNDANTAG, TEST SÄTTES ENLIGT STOP-KONVENTIONEN BÅDA GGerna;
145: 'BEGIN' 'DRUMPR';
146: IPX:
147: X:=STOP(//'CR'X'SP'FÖR'SP'IP*//);
148: 'IF' X > 0 'THEN'
149: 'BEGIN' IP(X):=ARDEC; 'GOTO' IPX
150: 'END';

151: IVPX:
152: X:=STOP(//'CR'X'SP'FÖR'SP'IVP*//);
153: 'IF' X > 0 'THEN'
154: 'BEGIN' IVP(X):=ARDEC; 'GOTO' IVPX
155: 'END';

156: TPX:
157: X:=STOP(//'CR'X'SP'FÖR'SP'TP*//);
158: 'IF' X > 0 'THEN'
159: 'BEGIN' TP(X):=ARDEC; 'GOTO' TPX
160: 'END';

161: TESTX:
162: X:=STOP(//'CR'X'SP'FÖR'SP'TEST*//);
163: 'IF' X > 0 'THEN'
164: 'BEGIN' TEST(X):=STOP(//); 'GOTO' TESTX;
165: 'END';
166: 'END';

167: C1:= ARDEC;
168: 0:

```

```

169: 'BEGIN' 'DRUMPR';
170:   RO:=((C11-C12)+C13-C14)/(C11-C3+C15);

171:   KAINUT(1);
172:   TV(0):=1;
173:   IT(0):=IKORR(0)+C3;
174:   ADR1:=0;
175:   ADR2:= 500; ADR3:= 1000;
176:   ADR4:= 8000;
177:   READDRUM(E(1),2050,12);

178:   M:=1;
179:   PY:=B1; QY:=B3;
180: 'END'
181: 'END' ÖPPNINGSBLOCK;
182: 'BEGIN' 'DRUMPR';

183: 'COMM' BERÄKNINGSBLOCK.TERMODYNAMISKA BERÄKNINGAR.ENTALPIER,TEMPERATUR
184:   SPECIFIKA VÄRMEN O DYI.;
185: 'REAL' B1,B3,B4,B5,B6,B7,B8,B9,KAY,OLDKAY,OLDPY,OLDQY,
186:   OLDSUMW,OLDZY,SUMQ,SUMQX,SUMW,ZY,BB1,BB2,BB3,BB4,BB5,BB6,BB7,
187:   BB8,BB9,BB21,BB22;
188:   'ARRAY' HAST(1:12); 'TOTAL' 12;
189: 'PROC' P1;
190: 'BEGIN' 'DRUMPR';
191:   'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
192: 'BEGIN'
193:   DELTAT(X):=TV(X)*(TP(X)-TT(X-1));
194:   IT(X):=DELTAT(X)+TT(X-1);
195:   I(X):=ENTALP(TT(X))+IKORR(X-1);
196:   TT(X):= TT(X) + TKORR(X);
197:   ITOT(X):= ENTALP(TT(X)) + IKORR(X)
198: 'END';
199:   B3:=I(N)
200: 'END';

201: 'PROC' P2;
202: 'BEGIN' 'DRUMPR';
203: 'REAL' PE;
204:   'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
205: 'BEGIN' PE:=TT(X);
206:   PE:=PE-DELTAT(X)*0.5;
207:   CP(X):=C7+C8*PE+C9*PE*PE;

208:   RKA(X):=VÜFKAP(X);
209: 'COMM' RKA ANPASSAD TILL VATTENFLÖDET;
210: 'END'
211: 'END';
212:   B1:=PY; B3:=QY;
213:   READDRUM(BB1,2000,9);
214:   READDRUM(BB21,2010,2);

215:   'FOR' Y1:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
216: 'BEGIN'
217:   Z:=1;
218:   'IF' TEST(Y1) ≠ 0 'THEN' PP:='TRUE' 'ELSE' PP:='FALSE';
219:   'FOR' Y2:=1 'STEP' 1 'UNTIL' L 'DO'
220: 'BEGIN'
221: 'BEGIN' 'DRUMPR';
222: 'COMM' SIDOBLOCK 1;
223: 'BEGIN' 'DRUMPR';
224: 'COMM' SIDOBLOCK 1A.TV-MATRIS, TILL ECS AVTAPPNINGSMÄNDER,
225:   FRÅN MAVAPUMP TILL OCH MED HT TURBIN.;
226:   'IF' PP 'THEN' 'GOTO' GOL;
227:   'IF' Y2=1 'THEN'
228: 'BEGIN' TVFÄLT(1,BR,N);

```

```

229:   TOFROECS(TV(1),ADR1,N,0);
230:   ADR1:=ADR1+N
231: 'END';
232:   TVFALT(Y1,Y2,Y1);
233:   TOFROECS(TV(Y1),ADR2,1,0);
234:   ADR2:=ADR2+1;

235:   P1;
236:   SUMQ:=SUMQ:=0;
237:   ITOT(0):=TT(0);

238:   'FOR' X:=N 'STEP' -1 'UNTIL' MP+1 'DO'
239: 'BEGIN' Q(X):=((I(X)-ITOT(X-1)-
240:   (IVF(X+1)-IVP(X))*SUMQ)/(IP(X)-IVP(X));
241:   SUMQ:=SUMQ+Q(X);
242: 'END';
243: 'END' SIDOBLOCK 1A;
244: 'BEGIN' DRUMPR; 'COMM' SIDOBLOCK 1B;
245:   SUMQQ:=SUMQ;
246:   SUMQ:=0;
247:   'COMM' AVTAPPNINGSMANGDER KONDENSR TILL MAVAPUMP, AVGIVEN
248:   EFFEKT PY, TILLFÖRD EFFEKT QY SAMT ATAT.;

249:   'FOR' X:=MP 'STEP' -1 'UNTIL' 1 'DO'
250: 'BEGIN' Q(X):=((1-SUMQQ)*(I(X)-
251:   ITOT(X-1)-(IVP(X+1)-IVP(X))*SUMQ)/
252:   (IP(X)-IVP(X));
253:   SUMQ:=SUMQ+Q(X)
254: 'END';

255:   SUMQ:=SUMQQ+SUMQ;
256:   P2;
257:   SUMQX:=SUMMA(C10,1,N,Q,NOLL,0,NOLL);

258:   PY:=(C11-C12)*(1-SUMQX)+(C13-
259:   C14)*(1-SUMQ)+SUMMA(1,1,C10-1,NOLL,Q,
260:   C13,IP)+SUMMA(C10,1,N,NOLL,Q,C11,IP);

261:   QY:=C11-ITOT(N)+C15*(1-SUMQX);
262:   R:=PY/QY;
263:   KAY:=VBFKAP(Y1); 'COMM' VARIERAT KA, ANPASSAD TILL FLÖDET;
264: 'END' SIDOBLOCK 1B;

265: 'END' SIDOBLOCK 1;

266: GOL;

267: 'BEGIN' DRUMPR;
268: 'REAL' WB;

269: 'COMM' SIDOBLOCK 2 EKONOMISKA BERÄKNINGAR;
270:   GY:=860*C17/C16;

271:   'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
272: 'BEGIN'
273: 'BEGIN' DRUMPR; 'COMM' SIDOBLOCK 2A. TEST OM ÖVERHOPP SKALL SKE
274:   P G A BALNDRINGSFV ELLER FÄRDIGKONVERGERAT.;
275:   B9:=1;
276:   'IF' TEST(X)=2 'THEN' 'GOTO' UR;
277:   'IF' TEST(X)=1 'THEN'
278: 'BEGIN'
279:   KAPPA(X):=0;
280:   TOTYTA(X):=0; 'GOTO' UR
281: 'END';
282: 'END' SIDOBLOCK 2A;

283:   'IF' TEST(Y1) ≠ 0 'THEN' 'GOTO' UR;

```

```

284: BÖRJAN:
285: 'BEGIN' 'DRUMPR';
286: 'COMM' SIDOBLOCK 2B. BER AV TOTALYTOR SAMT EV TVÄDELNING AV FV;

287: TOTYTA(X):=RKA(X)*GY/PY/K(X);
288: 'IF' C18=5 'AND' TVÄDEL(X)=1 'THEN'
289: 'BEGIN'
290: 'IF' TOTYTA(X) > C19 'THEN' TOTYTA(X):=TOTYTA(X)*0.5
291: 'END';
292: KAPPA(X):=D(KOEFF(X)+1);
293: 'IF' Y2=1 'THEN' 'GOTO' RÄKNA 'ELSE'
294: 'BEGIN'
295: 'IF' X=Y1 'THEN' 'GOTO' RÄKNA 'ELSE' 'GOTO' UR
296: 'END';
297: 'END' SIDOBLOCK 2B;

298: RÄKNA:
299: 'BEGIN' 'DRUMPR';
300: 'COMM' SIDOBLOCK 2C. BER AV DEN EKONOMISKA HASTIGHETEN I VARJE FV
301: ENILGT G ROSENBLAD MED KSI O DYI. BER AV SUMMA FVYTA TOTALT.;
302: 'IF' B9=0 'THEN' 'GOTO' PQR;
303: B8:=(ROTWB*KAPPA(X))+(1/T1); 'COMM' ROTMÄRKET UTAN KSI;
304: PQR:
305: B7:=WB;
306: 'IF' B9=1 'THEN'
307: 'BEGIN'
308: ALFAB:=ALFAB1(X)*B8+C20;
309: B9:=0;
310: B7:=B8
311: 'END';

312: KSI(X):= (1/(1+FAKTOR*ALFAB))+(1/T1);
313: WB:=B8*KSI(X);
314: ALFAB:=ALFAB1(X)*WB+C20;
315: K(X):=1/(1/ALFAB+KK);
316: 'IF' ABS(B7-WB) 'NOGRT' C21 'THEN' 'GOTO' UR1
317: 'ELSE' 'GOTO' BÖRJAN;
318: 'END' SIDOBLOCK 2C;

319: UR1:
320: TOTYTA(X):=RKA(X)*GY/(PY*K(X));
321: HAST(X):=WB;
322: UR:
323: 'END' X;
324: FF:=I(N);
325: 'IF' CC=1 'THEN'
326: 'BEGIN' 'DRUMPR'; 'REAL' DENOM,EY;
327: 'IF' Y2=1 'THEN' 'GOTO' LÄGE1;
328: DENOM:=1/(OLDPY*KAY-PY*OLDKAY);
329: EY:=(OLDQY*PY-OLDPY*QY)*DENOM;
330: FY:=(KAY-OLDKAY)*PY*DENOM;
331: GY:=(OLDPY-PY)*DENOM;
332: D1:=(T1-C20*(1-KSI(Y1)+FF))*C22*(FY*KAPPA(Y1)+GY*OLDSUMW)/(T1-C20
333: D2:=EY*(1+(C27*C28+C23*C24*(1-R))/(C25*C26));
334: D2:=D2*C25*C26*K(Y1);
335: PRINT(// 'CR' //, D2, 2, 0);

336: PRINT(// 'SP' D1=//, D1, 2, 0);
337: LÄGE1:
338: OLDSUMW:=SUMMA(1,1,N,TOTYTA,NOLL,0,NOLL);
339: OLDPY:=PY;
340: OLDQY:=QY;

341: 'END' DRU;
342: 'BEGIN' 'DRUMPR';
343: 'IF' D2 > D1 'THEN'

```



```

344: 'BEGIN'
345:   'IF' Y2 'NOLESS' 3 'THEN'
346: 'BEGIN'
347:   S(Y1):=-((D2-D1)*(KAY-OLDKAY))/(D3-D1-D4+D2)+KAY;
348:   Z:=0;
349:   'IF' Y1 > MP 'THEN' KA(Y1):=S(Y1)'ELSE'KA(Y1):=
350:   S(Y1)/(1-SUMQQ);
351:   TAPECODE(1,1,0,0);
352:   PRINT(///'CR'//,10*Y1+Y2,3,0);
353:   PRINT(///'SP'//,S(Y1),3,3);
354:   TAPECODE(1,1,0,0);
355:   TOTYTA(Y1):=KA(Y1)*860*C17/C16/PY/K(Y1);
356: 'END';

357: 'END';
358:   D4:=D2;
359:   D3:=D1;
360:   OLDKAY:=KAY;
361: 'END' DRU;

362:   'IF' TEST(Y1) ≠ 0 'THEN' 'GOTO' ØVERHOPP;
363: 'END' SIDOBLOCK 2;

364: 'BEGIN' 'DRUMPR'; 'REAL' TVÅ;

365: 'COMM' SIDOBLOCK 3. FORTS AV EKON BER. ANL KOSTN. DRIFT KOSTN.
366:   INTÅKTER,MAXKONTROLL.;

367: 'BEGIN' 'DRUMPR';
368:   FC:=0;
369:   Y0:=YY(M):=Y1*10+Y2;
370:   M:=M+1;
371:   'IF' Y1= N 'AND' Z=0 'THEN'
372: 'BEGIN'
373:   'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
374: 'BEGIN' 'IF' C18=5 'AND' TVÅDEL(X)=1 'THEN' TVÅ:=2 'ELSE' TVÅ:=1;
375:   'IF' TEST(X)=1 'THEN' TOTYTA(X):=0;
376:   FC:=FC+TVÅ*(D(KOEFF(X))+KAPPA(X)*TOTYTA(X))+E(X);
377: 'END';
378: 'END' 'ELSE' 'GOTO' LÅGE3;

379:   FY:=FC;
380: 'END' DRU;
381: 'BEGIN' 'DRUMPR';
382:   B8:=0;
383:   'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
384: 'BEGIN'
385:   'IF' TEST(X)=0 'THEN'
386:   B8:=B8+HAST(X)+T1*TOTYTA(X);
387: 'END'; ZY:=B8*PFAKT; D7:=ZY;
388:   'COMM' P KLAR;
389:   GY:= ZY*BB9;
390:   B6:=860/C16*(1/R-1/R0)*(C24+C27)*C17+FC+ GY;
391:   D3:=B6-FC-GY;
392:   OLDZY:=OLDPY;
393:   OLDPY:=B4;
394:   'COMM' ANLÅGGNINGSKOSTN KLARA;
395:   B7:=ZY*(BB5+BB6*C26)/BB7;
396:   B5:=(1/R-1/R0)*860*C17*C26*C25/C16;
397:   'COMM' DELTABS KLAR, SÅTT R+V I C22;
398:   B4:=B5+BB21*B6+B7;
399:   AREA:=B6;
400:   D4:=C22;
401: 'END' DRU;
402: 'BEGIN' 'DRUMPR';
403:   FC:=B4; D6:=B5;

```

```

404: FB:=R0;
405: D5:=B7;
406: 'IF' CC=1 'THEN' 'GOTO' LAGE2;

```

```

407: PRINT(///'CR'///,Y1,2,0);
408: PRINT(////,Y2,2,0);
409: S(Y1):=RKA(Y1)/CP(Y1);
410: 'COMM' S XR HJALPVARIABEL FÖR KA;
411: PRINT(///'2SP'///,S(Y1),2,3);
412: PRINT(///'2SP'///,B4,5,0);
413: 'IF' (B4-OLDPY)>0 'AND' Y2 > 2 'THEN' R0:='TRUE';
414: 'END' DRU;

```

```

415: LAGE2:

```

```

416: 'BEGIN' 'DRUMPR'; 'ARRAY' PVC(1:20); 'TOTAL' 20;
417: TAPECODE(1,1,1,1);
418: WRITEDRUM(R,2070,20);
419: READDRUM(PVC(1),2070,20);
420: 'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' 20 'DO' PRINT(///'CR'///,PVC(X),-1,7);
421: 'FOR' X:=1 'STEP' 1 'UNTIL' N 'DO'
422: 'BEGIN'
423: PRINT(///'CR'///,TT(X),3,1);
424: PRINT(///'SP'///,K(X),4,0);
425: PRINT(///'SP'///,IP(X),3,0);
426: PRINT(///'SP'///,CP(X),1,4);
427: PRINT(///'SP'///,KAPPA(X),3,0);
428: PRINT(///'SP'///,KSI(X),0,4);
429: PRINT(///'SP'///,Q(X),0,7);
430: PRINT(///'SP'///,TOTYTA(X),5,0);
431: PRINT(///'SP'///,HAST(X),1,3);
432: 'END';
433: PRINT(////,ID,9,0);
434: 'END' DRU;
435: LAGE3:

```

```

436: 'BEGIN' 'DRUMPR';

```

```

437: TOFROECS(Y1*10+2,ADR3,1,0);

```

```

438: 'IF' Y0 > Y1*10+BR 'THEN'
439: 'BEGIN' TOFROECS(Y1*10+BR,ADR3+1,1,0);
440: TOFROECS(Y0,ADR3+2,1,0);
441: 'END' 'ELSE'
442: 'BEGIN' TOFROECS(Y0,ADR3+1,1,0);
443: TOFROECS(Y1*10+BR,ADR3+2,1,0)
444: 'END';

```

```

445: TOFROECS(S(Y1),ADR3+3,1,0);
446: 'END' DRUMPR;

```

```

447: 'BEGIN' 'DRUMPR';
448: 'COMM' FRAMRÄKNADE DATA TILL MAGNETBAND;

```

```

449: LOADECM(RKA(1),ADR4,85,2,///L1///);
450: LOADECM(R,ADR4+85,15,2,///L2///);
451: 'END' DRU;
452: 'BEGIN' 'DRUMPR';
453: 'IF' CC=1 'THEN' 'GOTO' LAGE4;

```

```

454: 'IF' B0 'THEN'

```

```

455: 'BEGIN' 'REAL' A,B,C;
456: 'COMM' BEST AV MAXPKT GENOM ATT LÄGGA EN PARABEL GENOM
457: DE TRE SISTA PUNKTERNA. UTTRYCKET FÖR PARABELN DERIVERAS, VAR-
458: EFTER MAX SÖKES PÅ VANLIGT SÄTT. MAXPKTEN SÄTTES I S.;
459: C:=(OLDPY-OLDZY)/(OLDKAY-OLDQY)+(B4-OLDZY)/(OLDQY-KAY);

```

```

460:    (OLDKAY-KAY);
461:    B:=(OLDPY-OLDZY)/(OLDKAY-OLDQY)-C*(OLDKAY+OLDQY);
462:    S(Y1):=-B/C/2;
463:    'IF' Y1>MP 'THEN' KA(Y1):=S(Y1) 'ELSE' KA(Y1):=S(Y1)/(1-SUMQQ);
464:    PRINT(///'SP'///,S(Y1),2,3);
465:    A:=OLDZY-OLDQY*(B+C*OLDQY);
466:    A:=A+(B+C*S(Y1))*S(Y1);
467:    PRINT(///'SP'///,A,7,0);
468:    PRINTTEXT(///'3CR'///);
469:    'END';

```

```

470:    OLDQY:=OLDKAY;
471:    OLDKAY:=KAY;

```

```

472:    'END' DRU;
473:    'IF' BO 'THEN'
474:    'BEGIN' 'DRUMPR';
475:        IDEROECS(S(Y1),ADR3-1,1,0);
476:        TAPECODE(1,1,1,1);
477:        PRINT(////,10*Y1+2,4,0);
478:        PRINT(////,YY(M-1),4,0);
479:        PRINT(////,YY(M),4,0);
480:        TAPECODE(1,1,0,0);
481:        'GOTO' OVERHOPP;
482:    'END' DRU;
483:    LAGE4:
484:        ADR3:=ADR3+4;
485:        ADR4:=ADR4+100;
486:        'IF' Y1=N 'AND' Z=0 'THEN' 'GOTO' TRYCKDEL;
487:        'IF' Z=0 'THEN' 'GOTO' OVERHOPP;

```

```

488:    'END' SIDOBLOCK 3;

```

```

489:    'END' Y2;

```

```

490:    OVERHOPP:    BU:='FALSE';    M:=1;

```

```

491:    'END' Y1;

```

```

492:    'END' BERÄKNINGSBLOCK;

```

```

493:    TRYCKDEL:

```

```

494:    'BEGIN' 'DRUMPR';
495:    'COMM' TRYCKDEL1;
496:    'INI' G;
497:        'INT' 'ARRAY' J(1:120);    'TOTAL' 120;

```

```

498:        'PROC' RUBRIK;
499:        'BEGIN' Y1:=Y1+1;
500:        REDTEXT(J(1),0,////,120,1);
501:        REDINT(ID+Y1,J(70),10,0);

```

```

502:        RADUT(J(1),1,10);

```

```

503:        REDTEXT(J(1),0,///'22SP'REFERENSRAD'17SP'
504:        VARMEVAXLARE 'SP' NR 'SP'///,70,1);
505:        REDINT(A+1,J(65),2,0);
506:        RADUT(J(1),1,1);
507:        REDTEXT(J(1),0,///'16SP' VV'SP' NR '4SP'
508:        TEMP.VERKN.GRAD '9SP' Y '5SP' TEMP.VERKN.GRAD///,70,1);
509:        RADUT(J(1),1,2);

```

```

510:        REDTEXT(J(1),0,////,120,1);
511:    'END';

```

```

512:    'BEGIN' 'DRUMPR';

```

```

513: TAPECODE(1,1,1,1);
514: PRINTTEXT(//'50BL'//);
515: TAPECODE(1,1,0,0);

516: A:=ADR1:=Y1:=0;

517: ADR2:= 500;
518: M:=Y1:=1;
519: 'IF' N > L 'THEN' Y2:=N 'ELSE' Y2:=L;
520: RUBRIK;

521: 'END' DRUMPR;

522: LL:

523: 'BEGIN' 'DRUMPR';
524: 'REAL' 'ARRAY' D(1:12); 'TOTAL' 12;

525: 'FOR' A:=A+1,A+1,A+1,A+1 'WHILE' TEST(Y1)=0 'AND' A'NOGRT' N 'DO'
526: 'BEGIN'
527: 'BEGIN' 'DRUMPR';
528: IOFROECS(TV(1),ADR1,N,1);
529: ADR1:=ADR1+N;
530: IOFROECS(D(1),ADR2,L,1);
531: ADR2:=ADR2+L;
532: 'END' DRUMPR;
533: 'BEGIN' 'DRUMPR';
534: 'FOR' Y0:=1 'STEP' 1 'UNTIL' Y2 'DO'
535: 'BEGIN' 'IF' Y0 'NOGRT' N 'THEN'
536: 'BEGIN' REDINT(M,J(20),2,0);
537: 'IF' TV(M)>1 'THEN' TV(M):=0.55555;
538: G:= TV(M)*100000; REDINT(G,J(36),8,5);
539: 'END';
540: 'IF' Y0 'NOGRT' L 'THEN'
541: 'BEGIN' 'IF' YY(M)>130 'THEN' YY(M):=999;
542: REDINT(YY(M),J(51),3,0);
543: 'IF' D(M) > 1 'THEN' D(M):=0.66666;
544: G:=D(M)*100000;
545: REDINT(G,J(66),8,5);
546: 'END';
547: RADUT(J(1),1,1);
548: M:=M+1
549: 'END';
550: 'END' DRUMPR;
551: 'BEGIN' 'DRUMPR';
552: Y1:=Y1+1;
553: M:=14-M;
554: 'FOR' Y0:=1 'STEP' 1 'UNTIL' M 'DO' RADUT(J(1),0,1);

555: REDTEXT (J(1),0,////,120,1);
556: REDINT(A+1,J(65),2,0);

557: M:=1;
558: 'IF' 'NOT' RADUT(J(1),1,2) 'AND' A<N 'THEN'
559: 'BEGIN' RUBRIK; 'GOTO' LL;
560: 'END';
561: 'END' DRUMPR;
562: 'END';
563: 'END' DRUMPR;
564: 'BEGIN' 'DRUMPR'; KAINUT(0);
565: 'END' DRUMPR;

566: 'END' TRYCKDEL 1;
567: 'BEGIN' 'DRUMPR';

568: 'IF' STOP(//'CR'OM'SP'KÖROM'SP'BRYT'SP'REMSA//)>0 'THEN'
569: 'GOTO' KÖROM;

```

```
570: TOFROECS(99999999999,ADR3,1,0);
571:   'FOR' X:= 0 'STEP' 4 'UNTIL' 576 'DO'
572: 'BEGIN' TOFROECS(C1,1000+X,4,1);
573: 'IF' C1= 99999999999 'THEN' 'GOTO' UT;LOADECM(C1,24000+X,4,1,//L3//);
574: 'END';

575: UT:

576: CLOSEECM(1,//C1//);
577: OPENECM(3,2,//C3//);
578: OPENECM(4,2,//C3T//);
579: LOADECM(L,21000,3,3,//L4//);
580: LOADECM(TEST(1),22000,12,4,//L4T//);
581: CLOSEECM(3,//C3//);
582: CLOSEECM(4,//C4//);
583: CLOSEECM(2,//C2//);
584: 'COMM' SLUT;
585:   TAPECODE(1,1,1,1);

586:   TAPECODE(1,1,0,0);
587:   CALL(6500);
588: 'END' DRU;
589: 'END'
```

Bilaga 5.

Kostnader från olika tillverkare har sammanställts i diagram 50:1 för värmeväxlare, samt pannkostnader i diagram 50:2. Det bästa underlaget föreligger för det förra diagrammet.

V & M
C T H

VÄRMEVÄXLARKOSTNADER
LÅGTRYCK JAN. 1964

Diagram 50:1

