

Anslutning av grundvattenvärmepump till gruppcentral

Förstudie i Hallsberg

Per Göransson
Anders Tvärne

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

N
Anders

R98:1982

ANSLUTNING AV GRUNDVATTENVÄRMEPUMP
TILL GRUPPCENTRAL

Förstudie i Hallsberg

Per Göransson
Anders Tvärne

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
801269-8 från Statens råd för byggnadsforskning
till Byggnadskontoret i Hallsbergs kommun.

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

R98:1982

ISBN 91-540-3774-3
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

INNEHÅLL

1.	SAMMANFATTNING	5
2.	INLEDNING	7
3.	GRUNDVATTEN	8
3.1	Möjligt effektuttag ur grund- vattnet	8
3.2	Vattenanalys grundvatten	8
4.	UNDERSÖKNING AV VÄRMESYSTEM	9
5.	SYNPUNKTER PÅ VÄRMEPUMP- DIMENSIONERING	11
5.1	Temperaturnivåns inverkan på energikostnaden	11
5.2	Dimensionering av värmepump	23
5.3	Bestämning av uppvärmenings- kostnaden	26
6.	INKOPPLING TILL GRUPPCENTRAL	30
6.1	Inkoppling till Alléhallen	30
6.2	Dimensionering av värmepump till Alléhallen	45
6.3	Bestämning av anläggningens uppvärmningskostnad	48
7.	INKOPPLING TILL FJÄRRVÄRMENÄT	51
8.	BILAGOR	57
9.	LITTERATURREFERENSER	71

SAMMANFATTNING

Ett alternativ till utnyttjande av en i Hallsbergs kommun belägen grundvattenkälla är att låta grundvatt-
net utgöra värmekällan för en värmepump.

För att bibehålla grundvattennivån borttransporteras
idag 2 600 m³ vatten per dygn. Vattnets temperatur är
omkring 7°C vilket med ovan angivna vattenflöde mot-
svarar ett möjligt effektuttag av cirka 650 kW. Detta
motsvarar en värmepump med kondensoreffekten 1 100
kW.

I rapporten har möjligheten för utnyttjande av en
värmepump i en närbelägen gruppcentral studerats.
Värmepumpen har här anslutits till primär systemets
returledning efter en av de tre värmeväxlare som finns
i primärnätet.

Den totala installerade effekten i hela gruppcentralen
är 4,2 MW medan den gemensamma undercentralen där
värmepumpen är tänkt att kopplas in har effektbehovet
1,35 MW. Till undercentralen är tre byggnader anslutna
en sport- och simhall, en vaktmästarbostad och en matsals-
byggnad, (s-huset).

Temperaturnivån på primärsystemet där en värmepump kan
kopplas in är för närvarande ett 80/60-system. Vid
sänkning av primärsystemets temperaturnivå 1°C på
framledningen fås en ungefärlig energikostnadsbespar-
ing av 1 procent.

Besparingen är dock beroende av temperaturnivån och
värmepumpens storlek i förhållande till tillsatseffek-
ten (olja). Energitkostnadsbesparingen beror på ökning-
en av värmepumpens värmefaktor och kondensoreffekt.

Genom att låta värmesystemens temperaturnivå bestämma
primärnätets temperatur där brytpunkten är vid 50°C
framledningstemperatur och 40°C returtemperatur kan en
väsentlig minskning av energikostnaden erhållas.

Här krävs installation av extra varmvattenberedare,
större bassängväxlare samt ombyggnad av shuntgrupper
till en kostnad av cirka 180 000:- för att denna
temperaturnivå skall kunna upprätthållas. Denna inves-
tering ger en årlig minskning av energikostnaden med
cirka 90 000 kr. Denna uppskattning gäller vid kalkyl-
räntan 12 procent på totala investeringen samt vid
återbetalningstiden 15 år.

Gruppcentralen har ej avsättning för 1 100 kW från en
värmepump istället är här uppskattat att en lämplig
storlek är cirka 350 kW. Tillsatseffekten är då in-
kopplad under cirka 4 000 h/år.

Den värmepumpsproducerade energimängden är vid denna värmepumpstorlek 2 175 MWh medan tillsatsenergin är 925 MWh.

Vid inkoppling av värmepump med bibehållande av nuvarande temperaturnivå i primärsystemet fås en kostnadsbesparing vid värmepumpsdrift på cirka 56 000 kr/år.

Som alternativ till utnyttjande av grundvattenflödet för värmning i gruppcentralen har en lönsamhetsbedömning av inkoppling till fjärrvärmenätet gjorts. Här kan en värmepump med kondensoreffekten cirka 1 100 kW få cirka 7 800 fullasttimmar vilket ger ett driftnetto på cirka 400 000 kr/år vid antagande om elpris 200 kr/MWh, oljepris 180 kr/MWh samt annuitetsfaktorn 0,14. Vid elpriset 160 kr/MWh blir motsvarande driftsnetto cirka 500 000 kr.

Av betydelse för driftsekonomin för värmepumpen är naturligtvis fjärrvärmesystemets temperaturnivå. Ovanstående uppskattning av driftsnetto baseras på en temperaturnivå enligt bild 7.1.

Det synes alltså vara möjligt att med lönsamhet installera en värmepump i både gruppcentraler och i fjärrvärmenätet.

2. INLEDNING

Värmeförsörjningen sker för närvarande inom Hallsbergs kommun med oljeeldade panncentraler. Ett fjärrvärmenät är för närvarande under byggnad i Hallsbergs tätort. Ansluten effekt är nu cirka 15 -20 MW. De olika enheterna försörjs av transportabla panncentraler TPC (provisorier). Då fjärrvärmen är fullt utbyggd beräknas den anslutna effekten vara cirka 38 MW. Det sammanlagrade maximala effektbehovet bedöms uppgå till 30 MW.

Genom att utnyttja värmepumpsteknik och lokala värmekällor finns förutsättningar att täcka stora delar av energibehoven. I Hallsbergs samhälle finns bland annat en grundvattentäkt vid idrottsplatsen där grundvattennivån är hög. Grundvattenuttag sker för närvarande med cirka 30 l/s för att undvika inläckning i befintliga byggnader inom området. Temperaturen på vattnet som avbördas till lågvattenssystemet är cirka 7 - 7,5°C. Temperaturen är uppmätt vid kontroller av vattenanalyser och dylikt vid några olika tidpunkter. En lämplig dimensioneringstemperatur är 7°C på grundvattnet. Grundvattenflödet representerar ett tämligen stort energiflöde som kan nyttiggöras med hjälp av värmepumpsteknik.

I anslutning till grundvattentäkten ligger bland annat Alléhallen med stor energiförbrukning. Hallen uppvärms idag av en oljeeldad panncentral som är belägen i närheten. Ett intressant alternativ är att komplettera den befintliga uppvärmningsanläggningen med en värmepumpanläggning. Föreliggande rapport har utförts för att belysa tillämpning i grundvattenvärme via värmepump i Hallsberg där anslutningen sker till en gruppcentral.

Alléhallen består bland annat av en sporthall och en simhall. Vidare är en vaktmästarebostad samt en matsalsbyggnad ansluten till denna abonnent. Abonnenten är här allt efter värmeväxlaren i primärsystemet.

Övriga fastigheter anslutna till gruppcentralen är en skola, en brandstation samt några mindre byggnader.

3 GRUNDVATTEN

3.1 Möjligt effektuttag ur grundvattnet

Det nuvarande grundvattnet som pumpas bort till dagvattensystemet kan utnyttjas som värmekälla till en värmepump. Flödet är cirka 30 l/s och temperaturen 7,0°C. Ett uttag av $\Delta T = 5\text{K}$ förefaller vara rimligt med tanke på frysrisk vid förångarbatteriet. Därmed kan förångareffekten Q_2 beräknas som

$$Q_2 = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = 30 \cdot 42 \cdot 5 \approx 650 \text{ kW}$$

Om kondenseringstemperaturen antas vara $t_1 = 70^\circ\text{C}$ och förångningstemperaturen $t_2 = -3^\circ\text{C}$ erhålls en värmefaktor ϕ som

$$\phi = 1 + \eta_t \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2} = 1 + 0,45 \cdot \frac{270}{73} = 2,66$$

η_t = totala verkningsraden för värmepumpen.

Tillgänglig kondensoreffekt Q_1 kan därefter beräknas till

$$Q_1 = Q_2 \cdot \frac{\phi}{\phi - 1} = 650 \cdot \frac{2,66}{1,66} \approx 1100 \text{ kW}$$

Erforderlig driveffekt (el) blir följaktligen 380 kW.

Grundvattenuttaget med 30 l/s motsvarar cirka 2 600 m³/dygn. Enligt gällande lagstiftning är det tillåtet att ta ut 300 m³/dygn utan vattendomstoles tillstånd. Det skulle erfordras en provning i vattendomstolen för detta grundvattenuttag.

3.2 Vattenanalys grundvatten

Huruvida grundvatten är lämpligt som värmekälla beror på dess fysikaliska - kemiska sammansättning. Det kvalitetsproblem som är vanligast vid vattenförsörjning är aggressivitet, höga järn- och manganhalter samt höga salthalter. Vid värmeutvinning är de vanligaste problemen korrosion och avlagringsproblem, till följd av utfällningar, på ingående komponenter.

För att kontrollera den aktuella vattenkvaliteten har en vattenanalys utförts. Se bilaga 1.

Vattenkvalitet

Grundvattnet i Hallsberg håller höga järn- och manganhalter. I övrigt inga anmärkningar. Det är dock relativt hårt med 14,4 tyska hårdhetsgrader. Inga korrosionsproblem bör föreligga vid riktigt val av material i förångaren.

4. UNDERSÖKNING AV VÄRMESYSTEM

I anslutning till grundvattentäkten ligger en sport-hall (Alléhallen), en matsalsbyggnad och en vaktmästarbostad. Alla tre byggnaderna är anslutna till samma del av värmedistributionsystemet efter en värmeväxlare. Värmeväxlaren är placerad utanför matsalsbyggnaden och försörjs för närvarande med värme från en oljeeldad gruppcentral i närheten.

Möjligheterna att tillgodogöra sig energin i grundvattnet bedömdes vara goda. För att få en bild av hur värmesystemet är uppbyggt har en undersökning och besiktning utförts.

Effektbehov samt systemets uppbyggnad har fastställt.

En schematisk bild av hela systemet anslutet till panncentralen samt effektbehovet framgår av bild 4.1

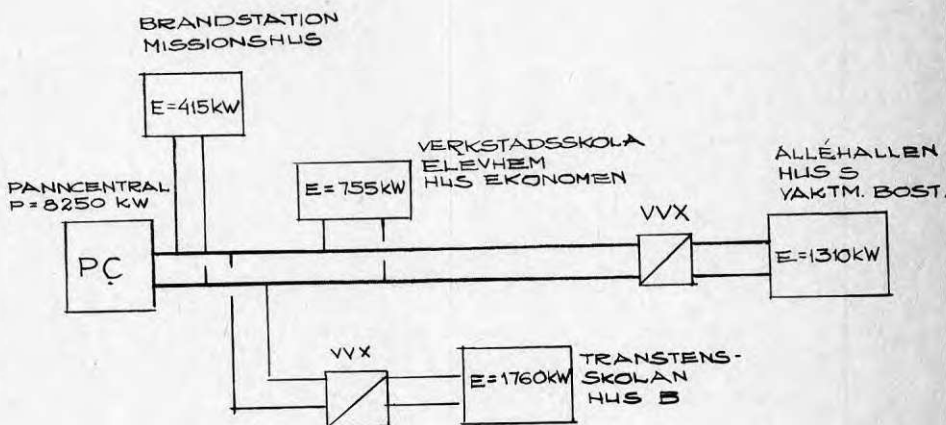


Bild 4.1 Systemuppbyggnad samt effektbehov.

Den totala anslutna effekten till panncentralen uppgår till som framgår av bild 4.1 4 240 kW.

Värmeväxlarna för husen vid Alléhallen samt vid Transtensskolan krävs för att hålla ned trycknivån i systemet. Om endast en pannkrets skulle användas krävs en högre trycknivå på pannan än 4 atö. Varvid vissa komponenters tryckgräns överskrides varför utbyte av dessa skulle krävas.

Pannkretsen är dimensionerad för 90/70°C och sekundärkretsarna är dimensionerade för 80/60°C. Vid besiktningstillfället var samtliga temperaturer för höga jämfört med dimensioneringsdata.

Panncentralen hade en framledningstemperatur på 98°C och returtemperaturen var 76°C.

Det måste alltså till åtgärder för att sänka temperaturnivån om värmepump skall utnyttjas.

Temperaturnivån i de två systemen efter värmeväxlarna vid Alléhallen och Transtensskolan var 84/74°C respektive 78/70°C vid besiktningstillfället. Båda "sekundärsystemen" var dimensionerade för 80/60°C. Temperaturnivåerna är alltså betydligt högre än de dimensionerade. Åtgärder för att sänka dessa måste tillgripas.

Alléhallen är den byggnad som ligger närmast grundvattentäkten av de befintliga byggnaderna i området. Temperaturnivån i denna sekundärkrets är lägre än i pannkretsen. Därför studeras möjligheten att koppla in värmepumpen till Alléhallen.

5 SYNPKUNKTER PÅ VÄRMEPUMPDIMENSIONERING

5.1 Temperaturnivåns inverkan på energikostnaden

För en given värmepumpsinstallation förändras driftsekonomin vid förändring av värmebärarens temperatur och därmed kondenseringstemperaturen. Förutom att värmefaktorn ϕ ökar så ökar också kondensoreffekten vid en sänkning av värmebärartemperaturen. För att kunna bedöma lönsamheten av en åtgärd för sänkande av temperaturnivån har en uppskattning av förändringar i totalenergikostnad gjorts för kombinationen olja/vP vid sänkning av temperaturnivån vid olika temperaturnivåer. Även förångningstemperaturen T_2 påverkar naturligtvis värmepumpens driftsekonomi. I nedanstående analys har denna temperatur antagits konstant 273K då värmekällans temperatur är någorlunda konstant (cirka 7°C).

Värmefaktorns beroende av kondenseringstemperaturen T_1 framgår av ekv (5.1) och (5.4).

$$\phi = 1 + \eta_t \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (5.1)$$

$$\eta_t = \eta_d \cdot \eta_s \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_{cd} = \eta_{mk} \cdot \eta_{cd} \quad (5.2)$$

där

η_d = drivmotorns verkningsgrad

η_s = kraftöverföringens verkningsgrad

η_m = mekanisk verkningsgrad för kompressorn

η_i = "indicerad" verkningsgrad dvs verkningsgrad med hänsyn till strömningsförluster i kompressorn

η_{cd} = köldmediets carnotska verkningsgrad

Köldmediets verkningsgrad η_{cd} beror av kylprocessens förlopp där förluster uppstår i strypningen mellan kondensor och förångare. Förlusterna ökar med differansen $T_1 - T_2$ mellan kondenserings- och förångningstemperatur.

$$\eta_{cd} = 1 - 0,004 (T_1 - T_2) \quad (5.3)$$

I bild (5.1) framgår hur totala verkningsgraden η_t varierar med $T_1 - T_2$ för en värmepumpsstorlek omkring 2 - 300 kW.

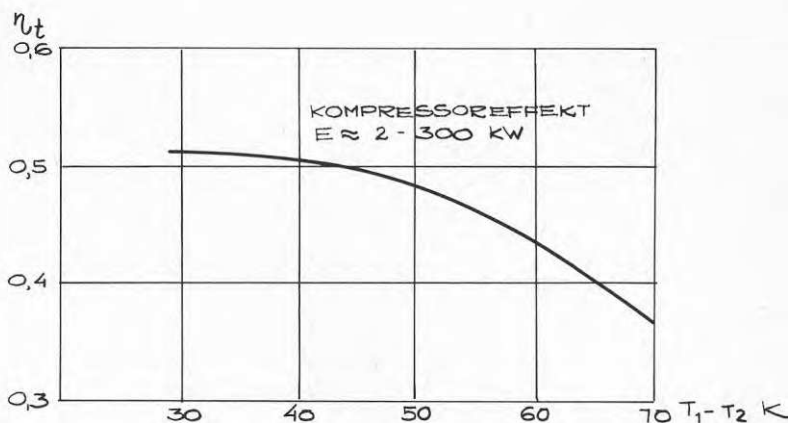


Bild 5.1 Totala verkningsgradens variation med temperaturdifferensen.

Värmefaktorns beroende av kondenserings- och förångningstemperaturen beskrivs av

$$\begin{aligned} \phi &= 1 + \eta_{mk} \cdot [1 - 0,004 \cdot (T_1 - T_2)] \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \quad (5.4) \\ &= 1 + \eta_{mk} \left(\frac{T_2}{T_1 - T_2} - 0,004 \cdot T_2 \right) \end{aligned}$$

I bild 5.2 visas hur värmefaktorn varierar som funktion av kondenseringsstemperaturen T_1 . Förångningstemperaturen är här satt till 273K och motor/kompressorverkningsgraden $\eta_{mk} = 0,6$.

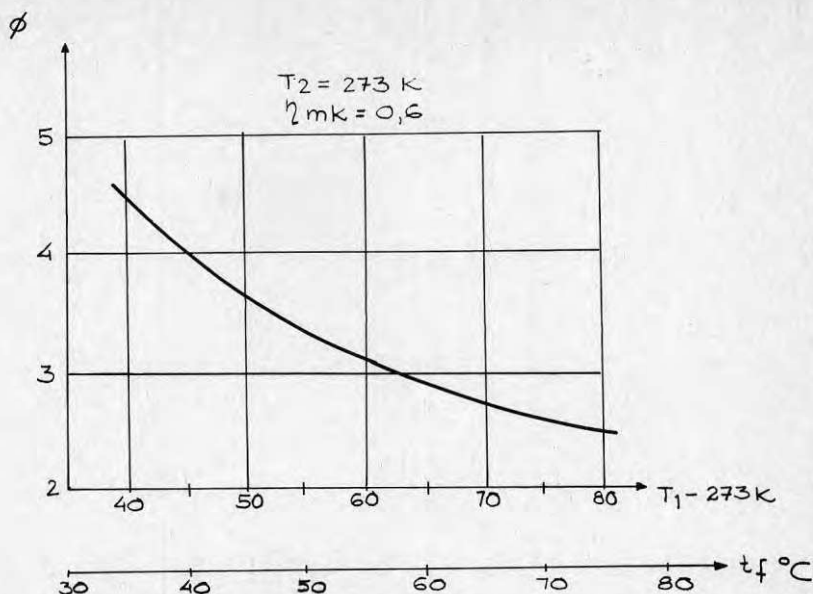


Bild 5.2 Värmefaktorns variation med kondenseringstemperaturen T_1

Framledningstemperaturen t_f är här antagen som 5°C lägre än kondenseringstemperaturen.

Som framgår ur bild (5.2) avtar försämringen i värmefaktor när kondenseringstemperaturen sjunker. Detta åskådliggöres bättre genom att betrakta första derivatan av ekv (5.4) med avseende på kondenseringstemperaturen. Se bilaga 2 för beräkningen.

$$\frac{d\phi}{dT_1} = -\eta_{mk} \cdot \frac{T_2}{(T_1 - T_2)^2} \quad (5.5)$$

Med T_1 och η_{mk} enligt ovan fås sambandet mellan förändringen i värmefaktor och kondenseringstemperaturen enligt bild (5.3).

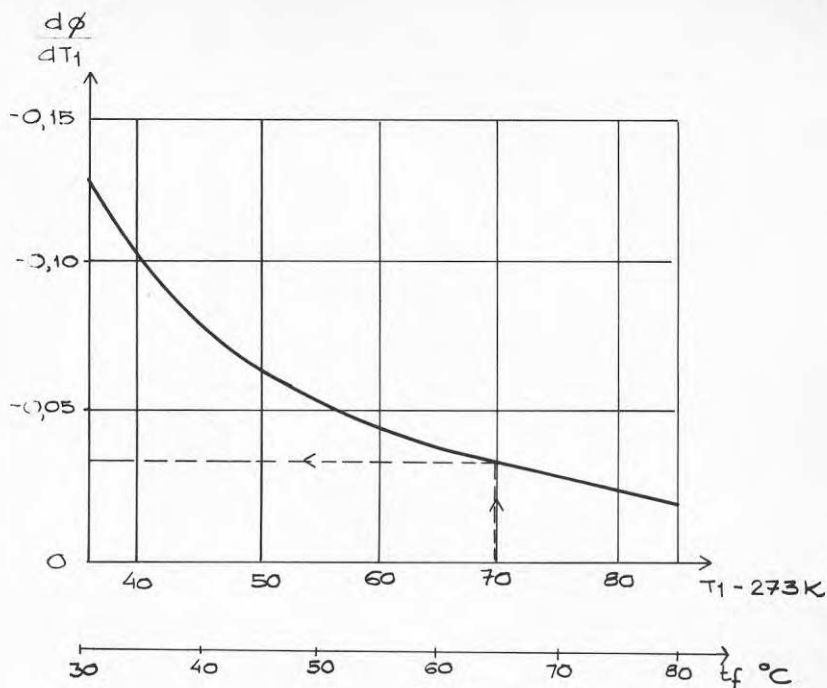


Bild 5.3 Första derivatan av värmefaktorn med avseende på kondenseringstemperaturen.

Det framgår ur ovanstående att vid sänkning av framledningstemperaturen med 1°C (från 70 till 69°C) ökar värmefaktorn hos värmepumpen med cirka $0,033$ enheter. Vid lägre kondenseringstemperaturer blir vinsten av en sänkning större.

Vid sänkning av kondenseringstemperaturen ökar även den från kondensorn angivna effekten, då värmepumpens kompressor får ett gynsammare driftförhållande.

Den kyleffekt Q_2 en kolvkompessor förmår alstra i en förångare kan skrivas

$$Q_2 = \eta_s \cdot V_s \cdot \frac{1}{v_2} \cdot 0,8 \cdot r_2 \quad [\text{kW}] \quad (5.6)$$

där

η_s = kompressorns volymetriska verkningsgrad

V_s = kompressorns slagvolym [m^3/s]

v_2 = köldmediets specifika ångvolym i förångaren. [m^3/kg]

r_2 = köldmediets ångbildningsvärme vid förångningstemperaturen. [kJ/kg]

I ekv (5.6) är det endast η_s som förändras vid variation av kondenseringstemperaturen T_1 . I bild (5.4) framgår hur η_s ändras vid varierande förhållande mellan kondenserings- och förångningstemperatur.

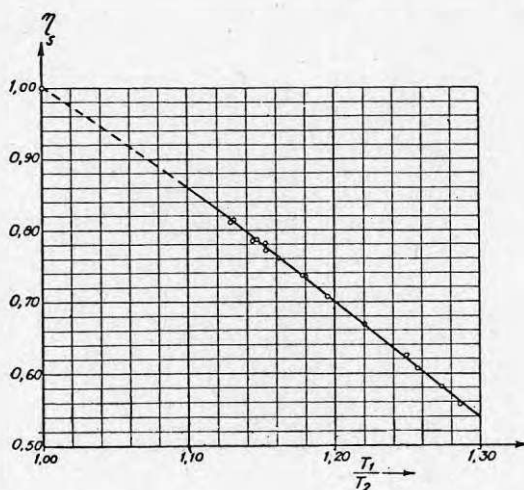


Bild 5.4 Provningsresultat utvisande volymetriska verkningsgradens variation med T_1/T_2 (Ref 2).

Bild 5.5 visar hur den volymetriska verkningsgraden varierar med kondenseringstemperaturen, då förångningstemperaturen är 0°C och köldmediet R12.

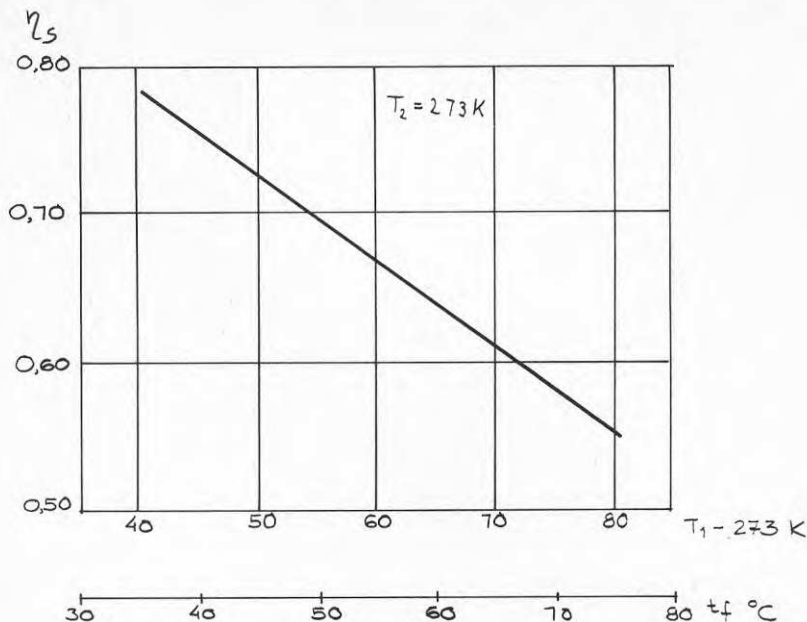


Bild 5.5 Volymetriska verkningsgradens variation med kondenseringstemperaturen.

Det framgår att η_s och därmed kylkapaciteten ökar med cirka 0,6 procent enheter per grads sänkning av kondenseringstemperaturen.

Med ledning av ovanstående kan av den från kondensorn angivna energin uttryckas som

$$Q_1 = E + Q_2 = \left(\frac{1}{\eta_k} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} + 1 \right) \cdot Q_2 = \quad (5.7)$$

$$= \left[\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \cdot \frac{T_1 - T_2}{1 - 0,004(T_1 - T_2)} + 1 \right] \cdot Q_2$$

Den relativa ändringen av Q_1 vid 1°C sänkning av kondenseringstemperaturen fås genom derivering av samband (5.7) enligt nedan. Se bilaga 2 för härledningen av ekv (5.8).

$$\frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} = \frac{\frac{dQ_2}{dT_1}}{Q_2} + \frac{1}{(T_1 - T_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0,004 \right) \cdot \left(1 + \eta_{mk} \cdot T_2 \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0,004 \right) \right)} \quad \{$$

där

$$\frac{dQ_2}{dT_1} = V_s \cdot \frac{1}{V_2} \cdot 0,8 \cdot r_2 \cdot \frac{d\eta_s}{dT_1} = Q_2 \cdot \frac{d\eta_s}{dT_1} \cdot \frac{1}{\eta_s} \quad (5.9)$$

Volymetriska verkningsgraden variation med temperaturen T , kan enligt bild 5.5, inom det intressanta intervallet (50 - 80°C), approximeras med en rät linje där lutningskoefficienten och därmed derivatan är cirka 0,006.

Samband (5.9) får då utseendet

$$\frac{dQ_2}{dT_1} = -\frac{0.006}{\eta_s} \cdot Q_2 \quad (5.10)$$

Samband (5.8) kan nu skrivas som

$$\frac{dQ_1}{dT_1} = -\frac{0.006}{\eta_s} + \frac{1}{(T_1 - T_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right) (1 + \eta_{mk} \cdot T_2 \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right))} \quad (5.11)$$

I bild 5.6 visas den relativa förändringen av kondensoreffekten när kondenseringstemperaturen varieras. Förångningstemperaturen är här 273K och motor/kompressorverkningsgraden är satt till 0,6.

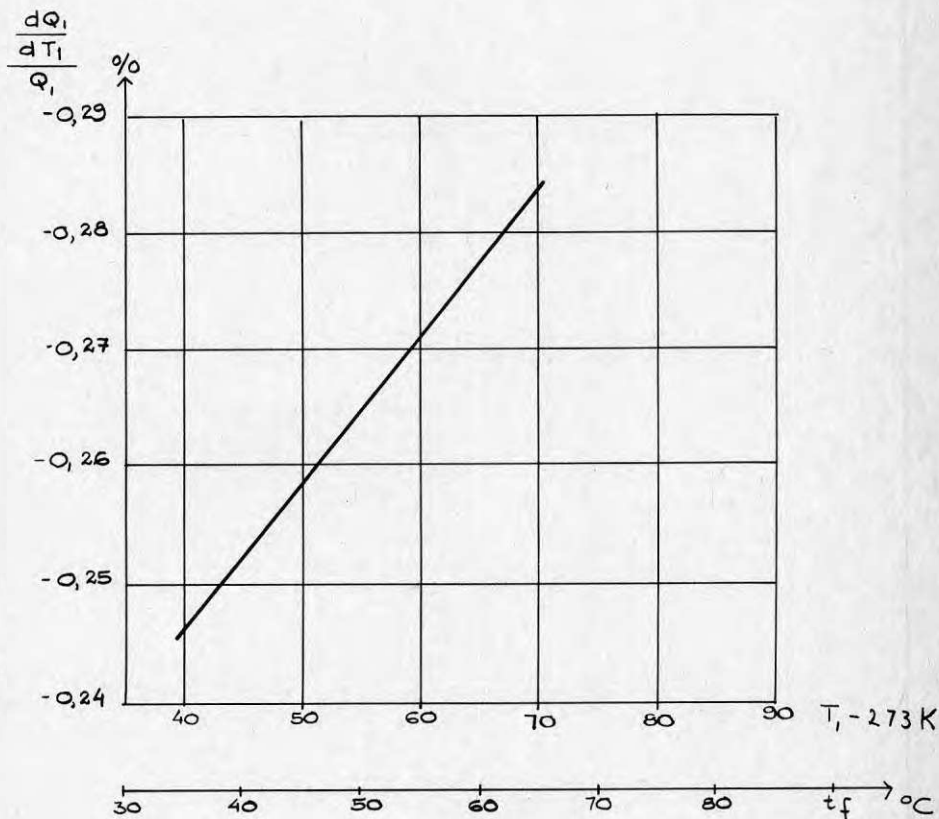


Bild 5.6 Relativa förändringar av kondensoreffekten vid varierande kondenseringstemperatur.

Det framgår här att värmepumpens kapacitetsökning är cirka 0,3 procent per °C sänkning av kondenserings-temperaturen (gäller vid cirka 70°C).

För att kunna bedömma lönsamheten av en temperatursänkning på värmesystemet kan den erhållna energibesparingen ställas i relation till kostnaden för de installationer en temperatursänkning kräver.

Den energikostnadsbesparing som uppnås genom en sänkning av kondenserings-temperaturen kan beräknas med utgångspunkt från en specifik anläggnings totala energikostnad enligt

$$K_e = d_{el} \cdot W_{el} + d_{olja} \cdot (W_{tot} - W_{vp}) \quad (5.12)$$

där

$$d_{el} = \text{elenergi pris} \quad (\text{kr/MWh})$$

$$W_{el} = \text{under perioden förbrukad elenergi} \quad (\text{MWh})$$

$$d_{olja} = \text{olja pris} \quad (\text{kr/MWh})$$

$$W_{tot} = \text{totalt energibehov under perioden} \quad (\text{MWh})$$

$$W_{vp} = \text{från värmepumpen angiven energimängd under perioden} \quad (\text{MWh})$$

$$W_{el} = \frac{Q_1}{\phi} \cdot \Delta T \quad , \quad W_{vp} = Q_1 \cdot \Delta T$$

$$W_{tot} = A \cdot W_{vp} = A \cdot Q_1 \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \text{den betraktade tidsperioden}$$

$$A = \text{total producerad energi i förhållande till energi producerad via värmepumpen.}$$

Deriveras nu ekv (5.12) med avseende på kondenserings-temperaturen fås ett uttryck för minskningen i energikostnad vid sänkning av kondenserings-temperaturen. Den relativa minskningen i energikostnad beskrivs då av:

$$\frac{\frac{dK_e}{dT_1}}{K_e} = \frac{d_{el} \cdot \left[\frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} - \frac{d\phi}{\phi} \right] - \phi \cdot d_{olja} \cdot \frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1}}{d_{el} + \phi \cdot d_{olja} \cdot (A-1)} \quad (5.13)$$

För härledning av ekv. 5.13 se bilaga 2.

$$\frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} \quad , \quad \phi \quad \text{och} \quad \frac{d\phi}{dT_1} \quad \text{fås ur bild (5.2) (5.3) och (5.6)}$$

A uttrycker här förhållandet mellan totala energi-behovet och energin producerad via värmepumpen.

I bild 5.7 redovisas relativa kostnader för uppvärmning med några olika tillsatsenergi/värmepumpsenergiförhållande det vill säga olika värden på A. Elpriset och oljepriset har här satts till 200 respektive 180 kr/MWh.

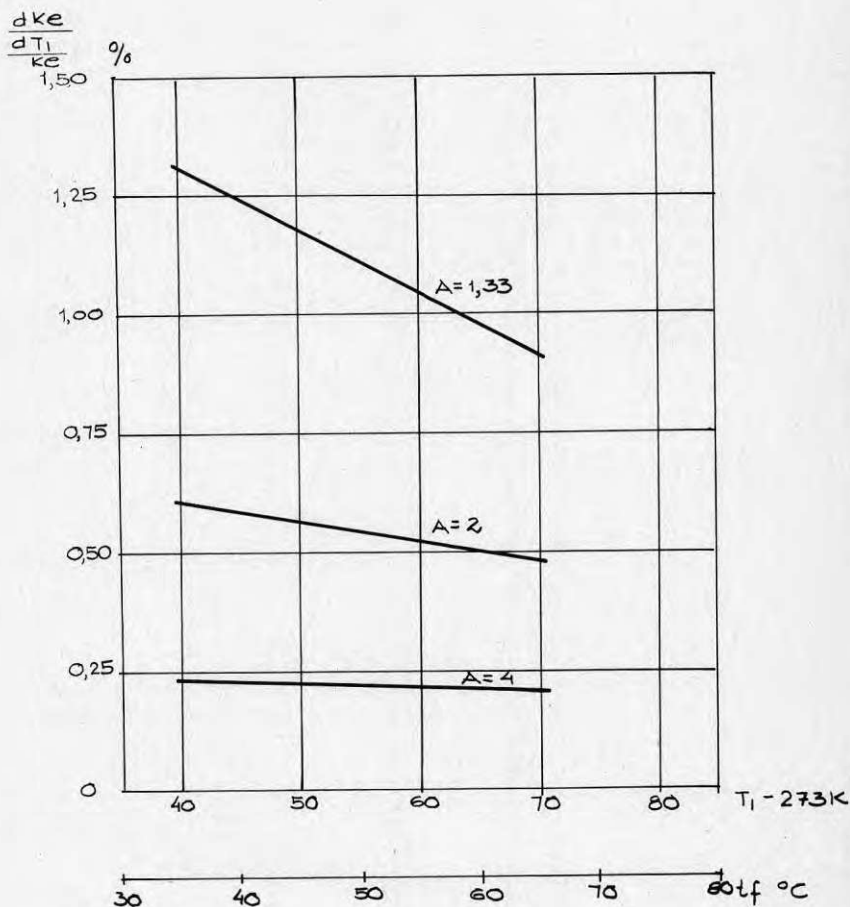


Bild 5.7 Relativa kostnader vid olika tillsatsenergin-/värmepumpsenergiförhållande vid varierande kondenseringstemperatur.

Det framgår ur bild 5.7 att den relativa kostnadsbesparingen för uppvärmning vid sänkning av framledningstemperaturen ökar vid ökande relativ värmepumpstorlek (A). A = 1,33, 2 respektive 4 innebär att 75, 50 respektive 25 procent av energibehovet täcks via värmepumpen. A varierar under året så att från att sommartid kanske vara 1 till vår, höst omkring 2 och kanske 4 i vinterfallet.

Ovanstående är naturligtvis endast ett exempel, men kan åskådliggöra användningen av bild 5.7.

I bild 5.7 finns ej någon kurva för $A = 1$ inritad, detta på grund av att förhållandena då är något annorlunda. Här kan ej någon vinst av Q_c 's ökning göras då ej avsättning för hela kondensoreffekten finns.

Energivinsten vid sänkning av kondenseringstemperaturen representeras då av skillnaden i förbättring av ϕ på grund av minskad temperaturdifferens $T_1 - T_2$ och försämring av ϕ på grund av nedreglering av värmepumpens effekt.

När en värmepump går med dellast minskar värmefaktorn på grund av ändrat förhållande mellan mekaniska förluster i motor och kompressor och den avgivna effekten. Då värmepumpen regleras genom att ett delflöde av köldmediet bypassas så kallad slidreglering är de mekaniska förlusterna relativt konstanta medan kondensoreffekten minskas.

Värmefaktorn vid nedreglering enligt ovan kan uttryckas enligt

$$\phi_{\frac{1}{n}} = \left(\frac{1}{2 - \eta_m} \right)^{\frac{n}{2}} \cdot \phi \quad (5.14)$$

Se bilaga 3 för härledning av ekv 5.14

där

η_m = mekaniska verkningsgrad för motor och kompressor.

ϕ = värmefaktor vid fullast.

$\frac{1}{n}$ = uttrycker andel av fullbelastning hos värmepumpen.

I bild 5.8 visas hur värmefaktorn förändras vid delbelastning.

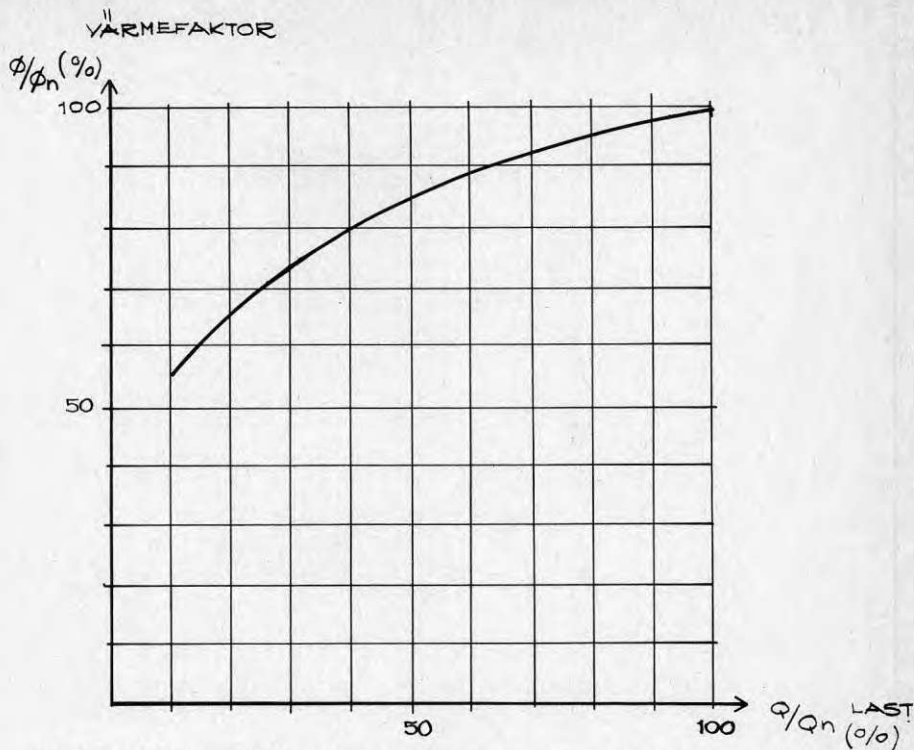


Bild 5.8 Värmefaktorns variation med delbelastningen.

Då en värmepump arbetar på dellast förändras också ytbelastningen på kondensor och förångare så att ett gynnsammare driftsförhållande uppkommer.

I bild 5.9 visas värmefaktorförsämringen vid delbelastning för en skruv- respektive kolvkompressor.

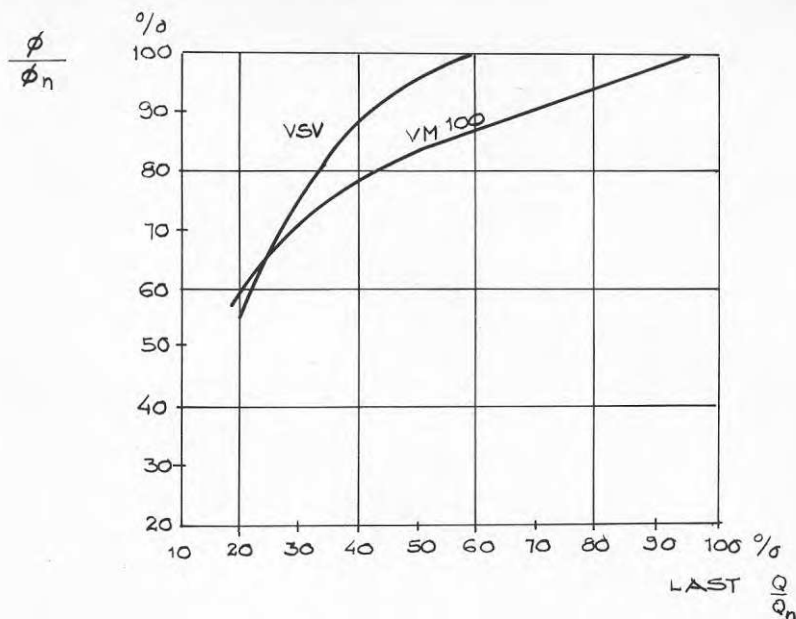


Bild 5.9 Värmefaktorförsämringen vid delbelastning för en skruv- respektive kolvkompressor.

Dellast kurvorna är hämtade ur Stal Refrigeration datablad för skruvkompressor VSV och kolvkompressor VM 100 serier.

Av betydelse för kolvkompressor kurvans form är dels elmotorns verkningsgradskurva samt det förhållande att vid dellast minskar temperaturdifferenser över kondensator och förångare vilket till viss del uppväger försämringen på grund av ökade motorförluster och mekaniska förluster i kompressorn.

Som framgår ur bilden kan skruvkompressorn nedregleras till cirka 60 procent dellast utan att värmefaktorn försämras medan däremot kolvkompressorn vid 60 procent dellast endast har cirka 87 procent av värmefaktorn vid fullast.

Värmesystemets temperaturnivås inverkan på totala energikostnaden under ett år kan åskådliggöras med ett exempel.

Förutsättning

Vinter: energi från VP : 700 MWh
 totalt energibehov : 1 500 MWh
 A = 2
 Besparing cirka 0,6 procent/°C

Vår/höst: energi från VP : 750 MWh
 totalt energibehov : 1000 MWh
 $A = 1,3$
 Besparing cirka 1,3 procent/°C

Sommar: energi från VP : 500 MWh
 totalt energibehov : 500 MWh
 genomsnittlig dellast : 65 procent
 Besparing $1.6 - 0.1 = 1.5$ procent/°C

Om värmesystemets och därmed kondenseringstemperaturen kan sänkas i genomsnitt 10°C under året blir en uppskattning med ovan angivna förutsättningar av energikostnadsbesparingen enligt:

$$\frac{0,06 \times 1500 + 0,13 \times 1000 + 0,15 \times 500}{1500 + 1000 + 500} = 0,10$$

Den totala energibesparingen har alltså varit 10 procent av de totalt förbrukade 3 100 MWh. Detta motsvarar en reduktion av oljekostnader med cirka 50 000 kr/år. Det skulle med annitetsfaktorn 0,15 i detta fall vara lönsamt att göra en investering på cirka 330 000 kr för att sänka temperaturnivån 10°C i värmesystemet.

Under kapitel "Inkoppling till gruppcentral" behandlas olika åtgärder för sänkande av temperaturnivån, samt en uppskattning av dess kostnader.

5.2 Dimensionering av värmepump

Vid dimensionering av en värmepump som skall kopplas till ett värmesystem, är det viktigt att förhållandet mellan värmepumpens kondensoreffekt och tillsatseffekten är lämplig. Då marginalkostnaden för ökad energiproduktion via värmepumpen är lägre än marginalkostnaden för tillsatsenergin är värmepumpen för liten och bör dimensioneras större så att marginalkostnaderna blir ungefär lika.

På samma sätt är värmepumpen för stor om marginalkostnaden för energiproduktion via värmepumpen är högre än marginalkostnaden för tillsatsenergin.

Flera faktorer påverkar värmepumpens dimensionering inte minst antagande om kalkylräntor och återbetalningstider för investeringen.

Osäkerheten när det gäller lämplig kalkylränta för t ex "energiinvesteringar" är stor.

I denna utredning har räntesatsen 12 procent använts vid beräkning av årlig kapitalkostnad.

Beträffande avskrivningstidens längd bör den väljas med hänsyn till förväntad brukstid, vilken uppenbarligen bör vara kortare än anläggningens tekniska livslängd.

Här har vi valt en 15 årig avskrivningstid (brukstid) emedan erfarenheterna från denna typ av anläggningar ej är omfattande idag. Närmast jämförs stora värmepumpar med stora kylmaskiner dock är driftförhållandena något annorlunda.

Vidare finns det ett flertal andra parametrar som påverkar värmepumpdimensioneringen.

Nedan redovisas vilka parameterförändringar som ger en större värmepump:

- * högre tillsatsenergikostnad
- * lägre elpris
- * högre fast tillsatsenergimarginalkostnad
- * lägre fast värmepumpsmarginalkostnad
- * lägre annuitet (låg ränta, lång avskrivningstid)
- * högre förångningstemperatur
- * lägre kondenseringstemperatur
- * längre utnyttningstid (varaktighetskurvans utseende).

Den dimensionerande utetemperaturen för värmepumpen som betecknas med t_{op} innebär att vid lägre utomhustemperatur kopplas tillsatsvärme in. Om vid denna temperatur samma marginalkostnad för energi från värmepump som för tillsatsenergi antas fås följande samband:

$$a_{vp} K_{vp} + (E_e + \delta_{el} \cdot \tau_B) / \phi_{op} = a_{olja} \cdot K_{olja} + \delta_{olja} \cdot \tau_B \quad (5.15)$$

där

a_{vp} = värmepumpens annuitet

K_{vp} = värmepumpens marginella kapitalkostnad (kr/MW)

E_e = effektavgift för el (kr/MW, år)

δ_{el} = elenergikostnad (kr/MW, år)

τ_B = tid per år när tillsatsvärme inkopplas (h)

ϕ_{op} = värmefaktor vid dimensionerande utomhustemperatur t_{op}

a_{olja} = tillsatsenergianläggningens annuitetsfaktor

K_{olja} = tillsatsenergianläggningens marginella kapitalkostnad (kr/MW)

$\delta_{olja} = 10^{-4} K_B / \eta_P$ (Tillsatsenergikostnad olja) (kr/MWh)

K_B = oljepris (kr/m³)

η_P = pannverkningsgrad.

Den "optimala" dimensioneringen kan nu bestämmas genom att lösa ut enligt:

$$\tau_B = \frac{a_{VP} \cdot K_{VP} - a_{olja} \cdot K_{olja} + E_e / \phi_{DP}}{H_{olja} - H_{el} / \phi_{DP}} \quad (5.16)$$

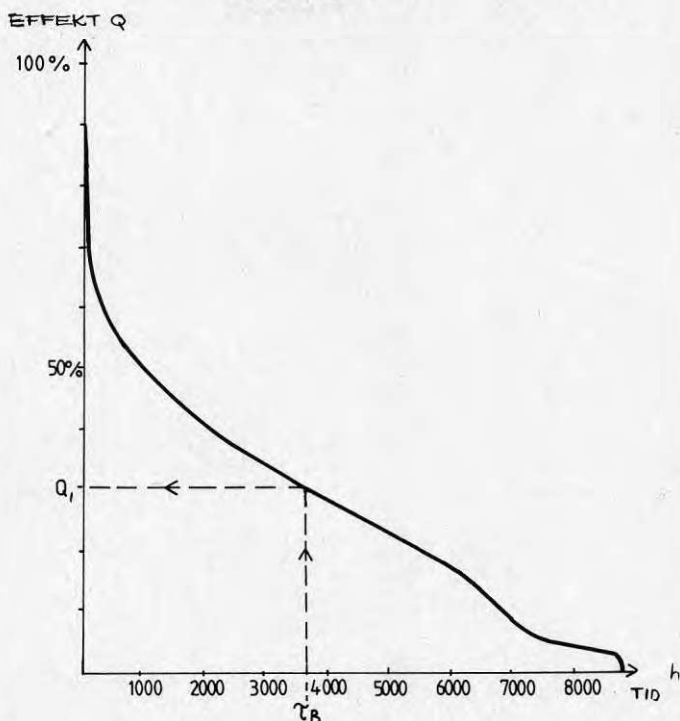


Bild 5.10 Varaktighetsdiagram där värmepumpens kondensoreffekt kan utläsas.

Även den framtida energiprisutvecklingen påverkar lämplig storlek på värmepumpen.

I ett antal statliga utredningar bland annat konsekvensutredningen har antagande om prisutvecklingen publicerats. Med stöd från dessa uppgifter har följande antaganden gjorts när det gäller real prisutveckling:

Eldningsolja; 2 - 4 procent per år under avskrivningstiden.

För el antar vi i denna utredning att den reala prisutvecklingen är 0 procent under avskrivningstiden.

Den ovan beskrivna dimensioneringsmodellen tar ej hänsyn till förändringar i relation mellan olje- och elpris. Med ovan beskrivna prognoser kan det dock vara lämpligt att välja en något större värmepump än vad ekv 5.16 ger.

Vissa begränsningar i giltigheten av ekv 5.16 bör dock beaktas.

Kravet på temperaturnivå på utgående värmebärare kan leda till att köldmediet måste bytas så att högre kondenseringstemperatur kan uppnås.

Detta medför också en större värmepump och därmed ett högre värde på Kv varför "optimal" värmepumpsproducerad energimängd minskar. I nedanstående tabell visas maximala värmebärartemperaturer och relativa värmeeffekter för några olika köldmedier.

Köldmedien	Värmebärartemp maximum cirka	Relativ värmeeffekt
R22	50 - 55°C	1,0
R500	55 - 60°C	cirka 0,7
R12	70 - 80°C	cirka 0,6
R114	80 - 115°C	cirka 0,25

Som framgår av tabellen krävs en betydligt större värmepump om önskan är att utgående värmebärartemperatur ur kondensorn skall vara över 80°C. Varför denna temperatur får anses utgöra en övre gräns för utnyttjande av värmepump.

5.3 Bestämning av uppvärmningskostnader

Den totala årsuppvärmningskostnaden för systemet kan uttryckas som

$$K_{tot} = K'_{olja} + K'_{vp} \quad (5.17)$$

Oljekostnaden kan uppdelas enligt

$$K'_{olja} = a_{olja} \cdot K_{olja} + \theta_{olja} \cdot W_{olja} + K_{d,olja} \quad (5.18)$$

Värmepumpskostnaden kan uppdelas enligt

$$K'_{vp} = a_{vp} \cdot K_{vp} + \theta_{el} \cdot \frac{W_{vp}}{\phi_m} + K_{d,vp} \quad (5.19)$$

där

a_{olja} = annuitet tillsatsenergianläggning

a_{vp} = annuitet värmepumpanläggning

K_{olja} = kapitalkostnad för oljepanna (kr)

θ_{olja} = tillsatsenergikostnad olja (kr/MWh)

W_{olja} = energimängd som täcks med olja (MWh)

$K_{d,olja}$ = drift- och underhållskostnad för oljepanna (kr)

K_{vp} = kapitalkostnad för värmepump-anläggningen (kr)

ϕ_{el} = elenergikostnad (kr/MWh)

W_{vp} = energimängd som täcks med värmepumpsanläggningen (MWh)

ϕ_m = årsmedelvärmefaktor

K_{drvf} = drift- och underhållskostnad för värmepumpsanläggningen (kr)

Kapitalkostnaden för värmepumpsanläggningen kan uppdelas enligt nedan

$$K_{vp} = K_p + K_k \quad (5.20)$$

där

K_p = kapitalkostnad värmepump (kr)

K_k = kapitalkostnad kringutrustning (kr)
(VVX, styrning, ledningsdragning m m).

Specifika kostnaden för en värmepump kan redovisas som i bild 5.11. Därutöver tillkommer en fast kostnad för rördragning, elutrustning m m.

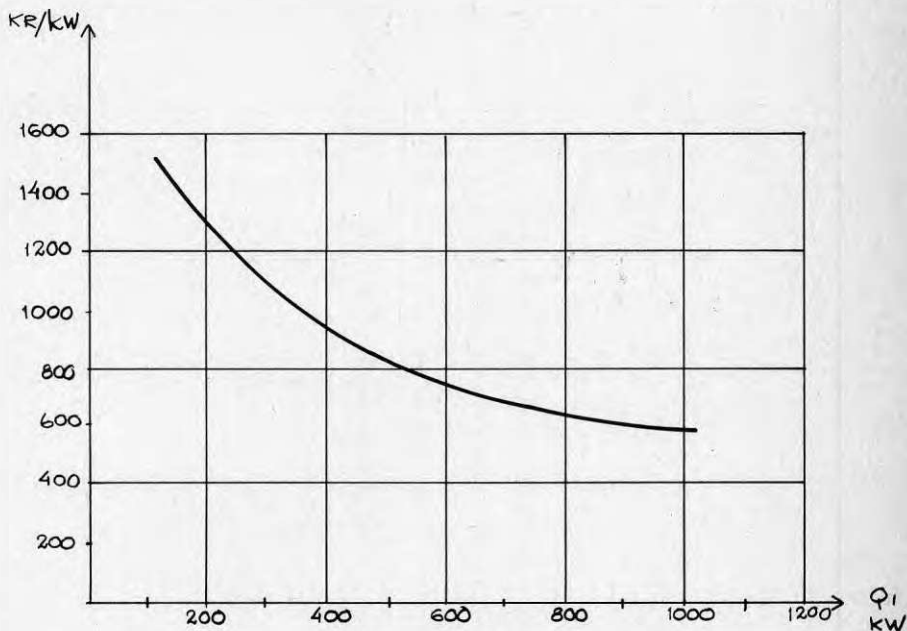


Bild 5.11 Specifik kostnad värmepump kr/kw, kondensoreffekt som funktion av installerad kondensoreffekt. Observera att endast värmepumpkostnaden ingår och ej kostnaden för kringutrustning.

Andelen energi som täcks med värmepumpen framgår av bild 5.12.

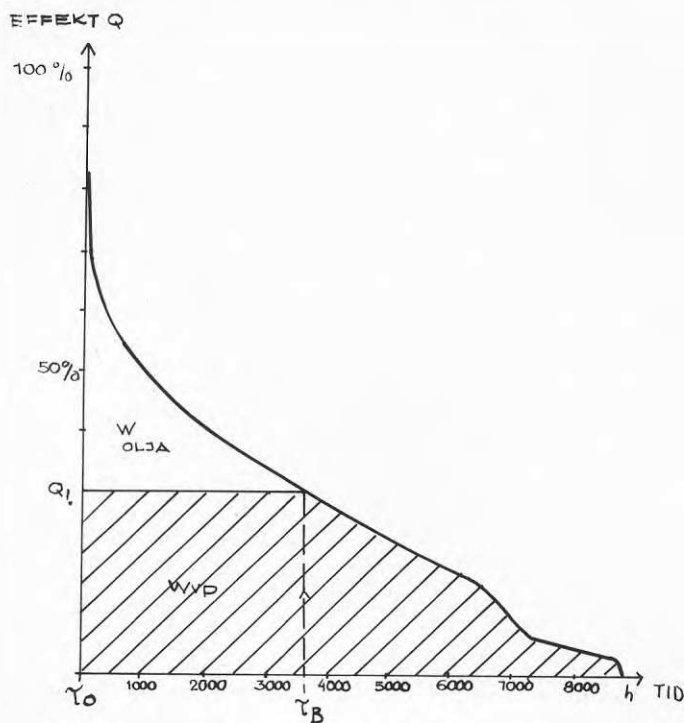


Bild 5.12 Andelen energi som täcks med värmepumpen.

Värmepumpenenergin kan beskrivas som

$$W_{VP} = Q_1 \cdot \tau_B + \int_{\tau_B}^{\tau_{max}} Q_2 \cdot dt \quad (5.21)$$

Kondensoreffekten Q , kan skrivas som

$$Q_1 = \left(n + \eta_t \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2} \right) \cdot E \quad (5.22)$$

där $n < 1$ och tar hänsyn till ej nyttiggjorda värmeförluster från värmepumpens varma delar. Den totala verkningsgraden med hänsyn till förluster i förångare och kondensor betecknas med η_t .

T_1 = kondenserinstemperaturen (K)

T_2 = förångningstemperaturen (K)

E = kompressoreffekten (kw)

Antag vidare att $n \neq 1$ för en stor värmepump. Uttrycket kan skrivas om till en funktion av förångningseffekten Q_2 enligt nedan, genom insättningar av $E = Q_1 - Q_2$ i ekv 5.22

$$Q_1 = \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot Q_2 + Q_2, \text{ då } n \neq 1 \quad (5.23)$$

$$Q_1 = 1 + \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot Q_2 \quad (5.24)$$

Eleffekten kan nu skrivas som

$$E = \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot Q_2 \quad (5.25)$$

Elenergibehovet kan nu skrivas som

$$W_{el} = \int_{T_0}^{T_2} \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot Q_2 \cdot \Delta T + \int_{T_0}^{T_{max}} \frac{Q_i}{\phi_i} \cdot \Delta T \quad (5.26)$$

där

Q_i = dellast kondesoreffekt

ϕ_i = dellast värmefaktor

Total verkningsgraden $\eta_t = \eta_{cd} \cdot \eta_{mk}$

där

$$\eta_{cd} = 1 - 0,0004 (T_1 - T_2)$$

Ekv 5.26 kan nu även omformas till

$$W_{el} = \int_{T_0}^{T_2} \frac{1}{\eta_{mk} \cdot \eta_t} \cdot \frac{T_1 - T_2}{(1 - 0,0004 (T_1 - T_2))} Q_2 \cdot \Delta T + \int_{T_0}^{T_{max}} \frac{Q_i}{\phi_i} \cdot \Delta T \quad (5.27)$$

När alla kostnader väl är bestämda kan uppvärmningskostnaden därefter beräknas.

Genom att variera temperaturnivån går det nu att finna den lönsammaste systemlösningen.

6 INKOPPLING TILL GRUPPCENTRAL

6.1 Inkoppling till Alléhallen

Närmaste inkopplingspunkt till den befintliga grundvattenpumpen är vid Alléhallen. En 300 m lång tryckvattenledning (ϕ 200, PVC) krävs då för anslutning till den tänkta värmepumpsanläggningen som placeras i gruppcentralen i S-huset vid Alléhallen. Se bild 6.1

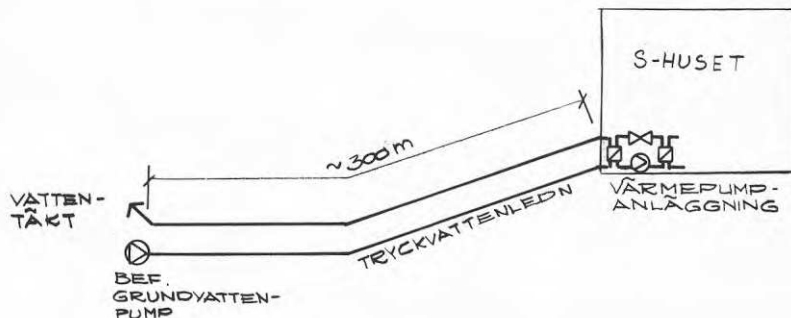


Bild 6.1 Schematisk skiss över värmepumpsanläggningen

Bild 6.2 visar ett varaktighetsdiagram för Alléhallens effektbehov. Maximalt effektbehov är 1 310 kW samt energibehovet är 3 100 MWh.

Som framgår av diagrammet finns under sommar månaderna inget reelt energibehov. Orsaken till detta är at framförallt Alléhallen ej utnyttjas under denna tid varför något energibehov för tappvatten och bassängvärmning ej föreligger.

Bild 6.2 Varaktighetskurva Alléhallen, S-huset,
Vaktmästarbostad.

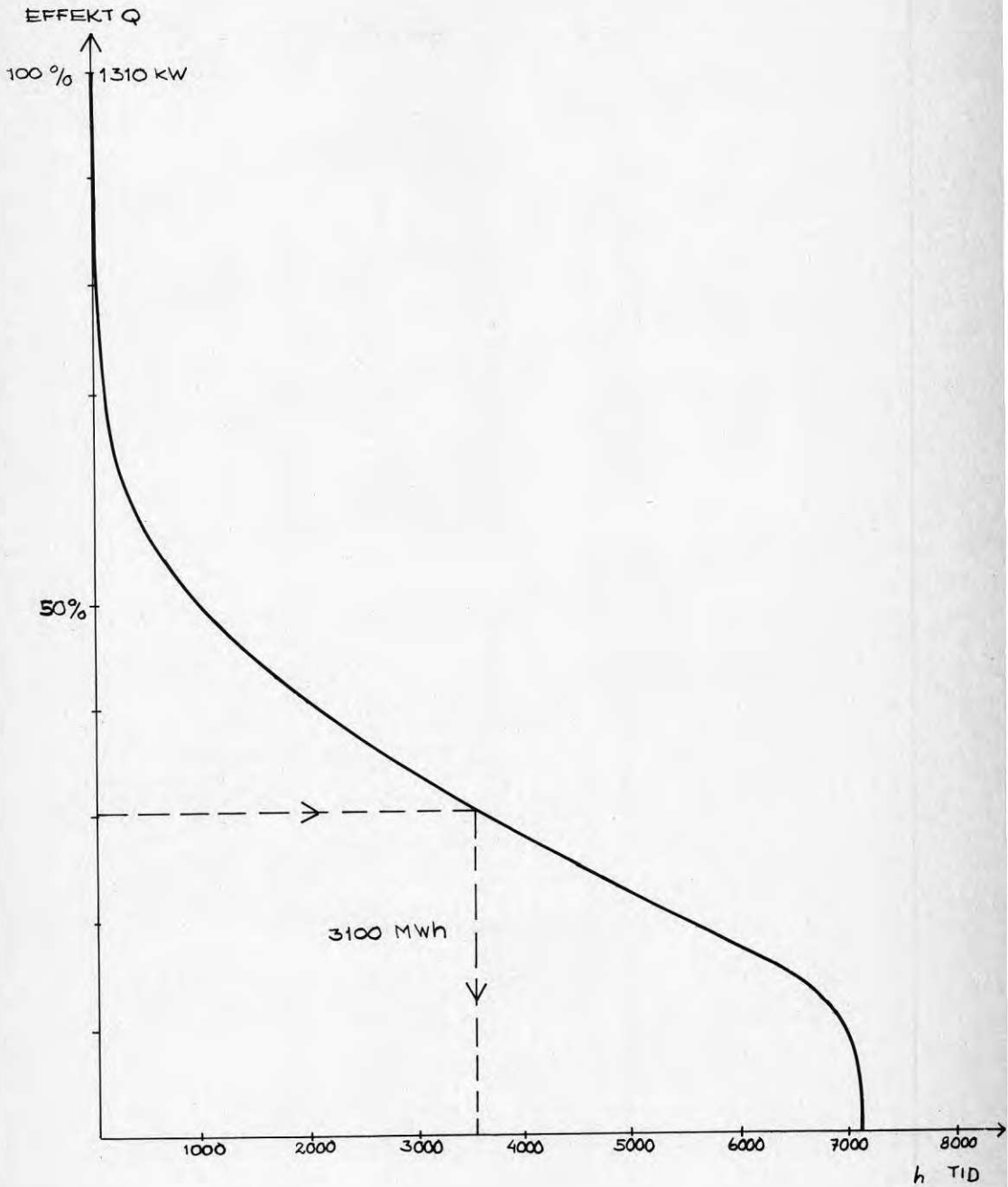


Bild 6.3 visar schematiskt hur värmesystemet är utfört i Alléhallens gruppcentral. Som angivits är den dimensionerade temperaturen i sekundärsystemet 80/60 denna temperaturnivå upprätthållas under hela året.

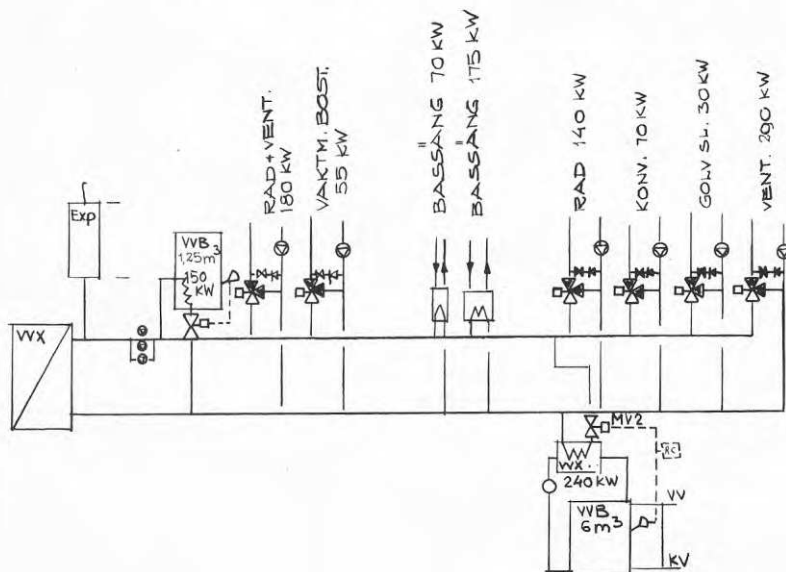


Bild 6.3 Värmesystemets utformning.

För att det skall vara ekonomiskt möjligt att utnyttja värmepump i Alléhallen är det angeläget att sänka temperaturnivån så att värmepumpen kan klara hela uppvärmningsbehovet under en stor del av året. Ur bild 6.2 framgår att med en värmepump med kondensoreffekten 400 kW, tillsätsenergi endast behövs under drygt 3 500 h. Det är därför önskvärt att temperaturnivån i systemet är sådant att värmepumpen under övrig del av året kan arbeta med en kondenseringstemperatur som understiger cirka 80°C, det vill säga max framledningstemperatur bör här vara 75°C. Av ekonomiska skäl kan det vara önskvärt att sänka temperaturnivån ytterligare.

Den lägsta möjliga temperaturen i sekundärsystemet styrs av behovet hos de olika värmesystemen respektive värmning av tappvatten och bassängvatten.

Radiatorsystemen

Radiatorsystemen är av erfarenheter ofta överdimensionerade. Undersökningar har visat att den verkliga framledningstemperaturen i många fastigheter uppgår till 60 - 70°C vid dimensionerande fall.

En noggrannare undersökning av temperaturnivåerna hos Alléhallens värmesystem krävs för att göra en uppskattning av dimensioneringen.

I bild 6.4 redovisas fram- och returtemperatur vid varierande överdimensioneringsgrad hos radiatorsystemet.

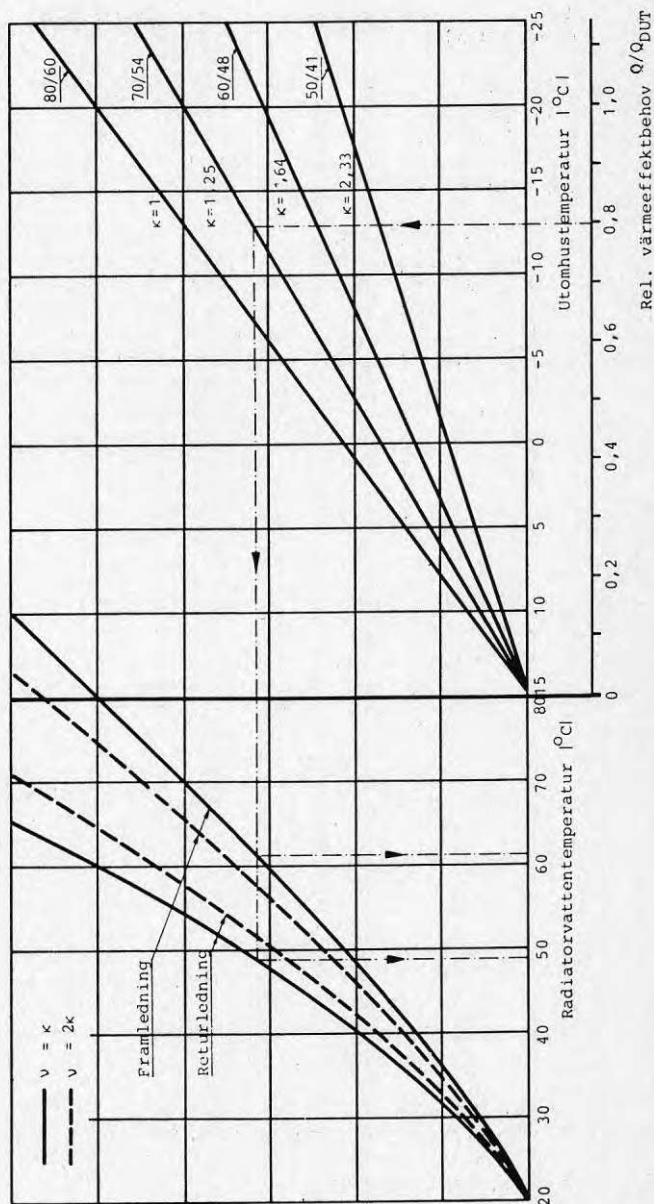


Bild 6.4 Fram- och returtemperaturen vid varierande storlek på radiatorsystemet och radiatorvattenflödet. Rumstemperaturen 20°C och $DUT = -20^{\circ}\text{C}$. Ref (4).

Här är \mathcal{H} radiatorsystemets överdimensioneringsgrad det vill säga kvoten mellan radiatorsystemets värmeangivande area och den nödvändiga arean för att systemet skall motsvara ett 80/60-system vid DUT. I bilden är också förhållandet vid en ökning av vattenflödet till det dubbla jämfört med dimensionerat flöde redovisat.

\mathcal{V} är alltså här flödets överdimensioneringsgrad. Antages här att för systemet i Alléhallen gäller att $\mathcal{H} = 1,25$ och $\mathcal{V} = \mathcal{H}$ fås ett 70/54-system. En förutsättning för ett sådant system är ofta att en inreglering av radiatorsystemet utförs.

I bild 6.5 redovisas retur- och framledningstemperaturernas varaktighet för ett 80/60- och ett 70/54-system. Som framgår av bilden behöver framledningstemperaturen för ett 80/60-system överstiga 75°C under endast cirka 300 timmar, under denna tid räcker kondensorvärmern på en riktigt dimensionerad värmepump ej till för att klara hela värmebehovet varför inga problem med köldmedium R12 uppkommer.

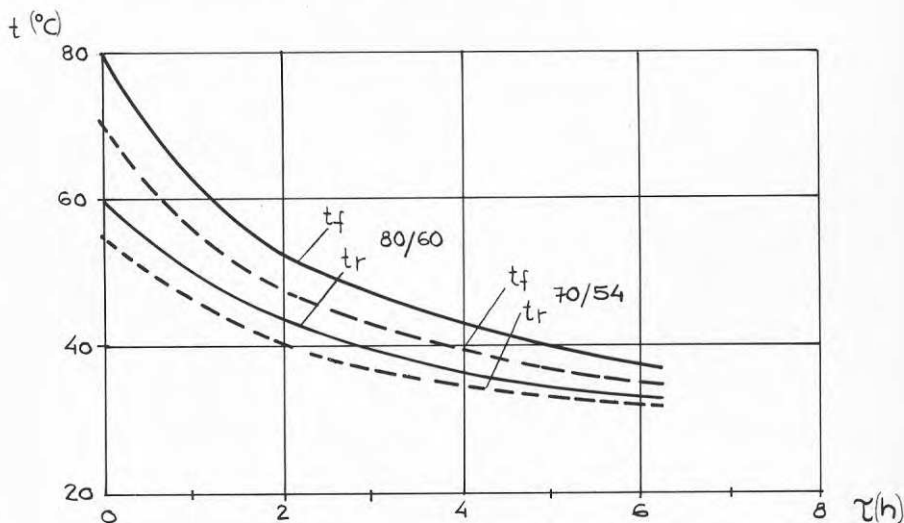


Bild 6.5 Fram- och returledningstemperatur varaktighetsdiagram för 80/60- och 70/54-system.

Under större delen av uppvärmningsperioden är för 80/60-systemet temperaturbehovet för framledningen under 60°C respektive 55°C för 70/54-systemet. Dessa temperaturer överskrids endast under cirka 1 200 timmar/år.

En förutsättning för att så låg returtemperatur som möjligt skall erhållas i primärsystemet är att de olika shuntgrupperna utformas med blandning så att ej primärens framledningsflöde återcirkuleras okylt. Samtliga shuntgrupper kopplade till gruppcentralen är utformade för blandning varför en ombyggnad här måste ske.

Luftvärmare

Vad gäller överdimensionering och temperaturbehov gäller för luftvärmare i stort sett detsamma som för radiatorsystemet.

Temperaturbehovet på värmesystemets framledning kan alltså även här åskådliggöras av bild 6.5

Varmvattenberedning

De största problemen vid en sänkning av temperaturnivån uppkommer i regel vid beredningen av tappvarmvatten då ackumuleringsvolym och värmeväxlarytor är dimensionerade för ett 80/60-system.

Här krävs alltså någon form av ombyggnad för att med bibehållen varmvattenkomfort kunna sänka temperaturnivån på systemet.

Flera metoder står här till buds för att klara varmvattenberedningen vid en sänkt framledningstemperatur.

1. Kompensera den lägre temperaturnivån med en större beredare och värmeväxlare.
2. Spetsa med en elberedare.
3. Ansluta varmvattenberedaren till primärsystemet.
4. Kombination av 1 och 2 där returvattnet får förvärma tappvattnet.

Alternativ 4 har den fördelen att man dels får en ytterligare sänkning av returvattnets temperatur med bättre utnyttjande av värmepumpen som följd och dels får en ackumulering så att värmebehovets variation kan utjämnas.

Det är här önskvärt att varmvattenberedaren är så dimensionerad att effektbehovet för varmvatten kan hållas nära medeleffektbehovet under dygnet, så att värmepumpen ej utsätts för stora belastningsvariationer.

Av bild 6.6 framgår hur en inkoppling av varmvattenberedarna kan utföras.

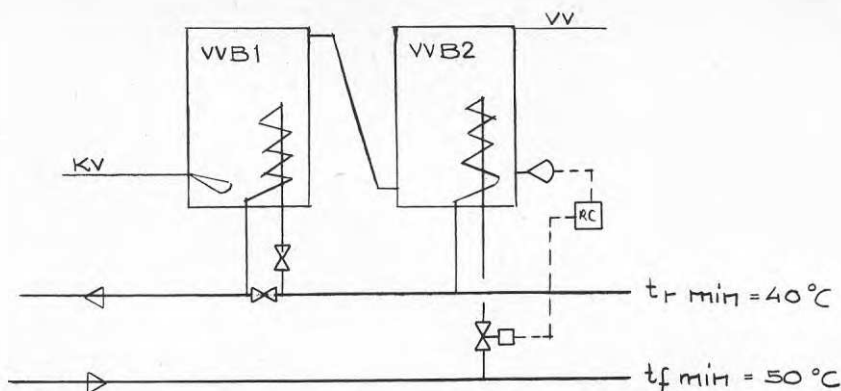


Bild 6.6 Inkoppling av varmvattenberedarna.

För Alléhallen gäller att medeleffektbehovet för tappvarmvatten är av storleksordningen 80 kW vilket innebär ett dygnsenergiebehov av cirka 2 000 kWh/dygn. Antas att varmvatten endast förbrukas under 10 timmar/dag fås ett medel effektbehov under denna tid av cirka 200 kW. Om den installerade effekten för varmvattenberedningen är 80 kW krävs en ackumuleringsvolym hos varmvattenberedaren motsvarande;

$$(200 - 80) \times 10 = 1\,200 \text{ kWh.}$$

vilket motsvarar volymen;

$$V = \frac{1\,200}{4,2 \times (47 - 5)} = 24 \text{ m}^3$$

Denna ackumulatorvolym är av praktiska och ekonomiska skäl orimligt stor. Okas varmvattenberedareffekten till cirka 150 kW kan totala beredarvolymen minskas till cirka 12 m³.

Inkoppling av beredaren visas schematiskt i bild 6.7

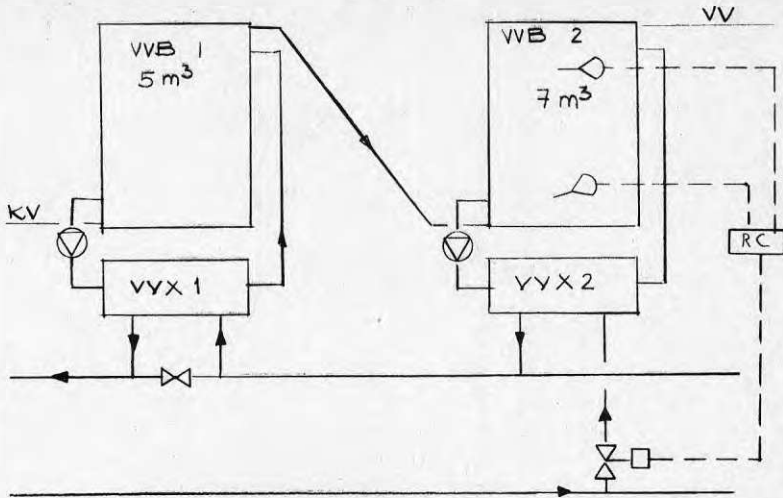


Bild 6.7 Inkoppling av beredare.

VVB1 är här den befintliga varmvattenberedaren där VVX1 ger effekten 240 kW vid 80/60 - 5/55°C.

När denna krets är inkopplad som förvärmning vid returtemperaturen 40°C i systemet blir effekten betydligt lägre.

Dimensioneringsdata för VVX1 kan bestämmas genom kännedom om flöden och temperaturen i VVX1 vid dimensionerande fall.

Totala effekten för tappvatten är antagen till 150 kW, vilket fördelas på VVX1 respektive VVX2.

Flödet genom värmväxlarens sekundärsida bestäms av

$$\dot{m} = \frac{150}{4,2 \cdot (47-5)} \approx 1,0 \text{ kg/s}$$

Flödet på primärsidan är här cirka 3,0 l/s vilket motsvarar returflödet i primärsystemet sommartid.

Vid dimensionerande fall för VVX1 gäller då:

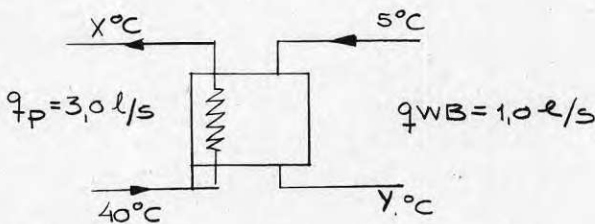


Bild 6.8 Dimensionerande fall för VVX1.

Temperaturerna X respektive Y fås då genom sambanden:

$$1,0 \cdot 4,2 \cdot (Y - 5) = 3,0 \cdot 4,2 \cdot (40 - X) \quad (6.1)$$

$$1,0 \cdot 4,2 \cdot (Y - 5) = k \cdot A \cdot \frac{(40 - Y) - (X - 5)}{\ln \frac{40 - Y}{X - 5}} \quad (6.2)$$

$$k \cdot A = \frac{\frac{240}{(80 - 55) - (60 - 5)}}{\ln \frac{80 - 55}{60 - 5}} = 6 \text{ kW/}^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

Efter insättning av ekv (6.1) och (6.3) i (6.2) fås $X = 34^\circ\text{C}$ respektive $Y = 24^\circ\text{C}$ varvid den befintliga varmvattenberedareffekten blir cirka 80 kW.

Effektbehovet i eftervärmningsbatteriet blir då $150 - 80 = 70 \text{ kW}$.

Här gäller då dimensioneringsdata enligt bild 6.9

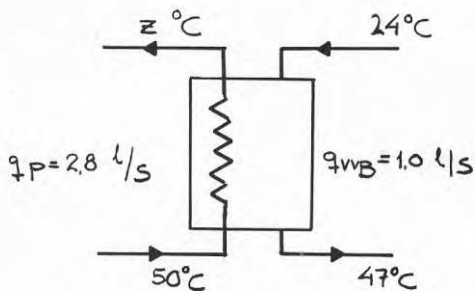


Bild 6.9 Dimensionerande fall för eftervärmningsbatteriet.

Temperaturen Z kan lösas ur

$$70 = 2,8 \cdot 4,2 \cdot (50 - Z).$$

$$Z = 44^\circ\text{C}.$$

Värmeväxlarens $k \cdot A$ -värde vid dimensionerande fall blir då

$$k \cdot A = \frac{70}{\frac{(50 - 47) - (44 - 24)}{\ln \frac{50 - 47}{44 - 24}}} = 6 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

De båda värmeväxlarna är alltså ungefär lika stora.

Den returtemperatursänkning som erhålls på vattnet efter VVX1 kan uppskattas enligt.

$$t_r = \frac{\bar{P}_{VV} \cdot 34 + \bar{P}_{\text{övr}} \cdot 40}{\bar{P}_{VV} + \bar{P}_{\text{övr}}} \quad (6.4)$$

där

\bar{P}_{VV} = dygnsmedelvärdet av tappvarmvatteneffekten
= 80kW.

$\bar{P}_{\text{övr}}$ = övrigt effektbehov.

Temperatursänkningens variation kan åskådliggöras enligt bild 6.10.

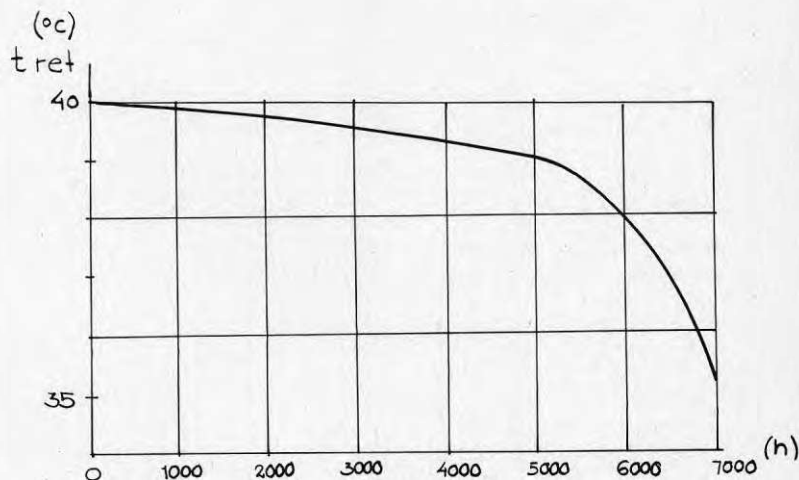


Bild 6.10 Temperatursänkningens variation.

Den varmvattenberedare som är placerad i själva gruppcentralen har en nominell effekt av 150 kW och volymen 2,5 m³.

En mer korrekt dimensionering av VVX1 fås nu genom att använda returtemperaturen i bild 6.10 för dimensionerande fall.

Här förbrukas betydligt mindre varmvatten än i Alléhallen varför det här är mer ekonomiskt att komplettera med elvärmning. Detta kan utföras enligt bild 6.11.

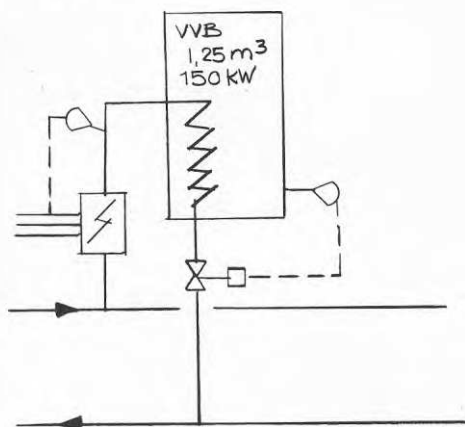


Bild 6.11 Utförande av inkoppling av elvärmare.

Elbatterit kan här dimensioneras för en höjning av primärvattnets temperatur från 50°C till 70 å 80°C.

Bassängväxlare

De två värmeväxlare som värmer bassängvattnet är idag dimensionerade för 80/60°C primärt och cirka 26°C på sekundärsidan. De nuvarande effekterna är 70 respektive 175 kW.

k A för de båda värmeväxlarna är 1,6 respektive 4 kW/°C.

Behovet av k A-värde vid den nya lägre temperaturnivån blir för de två värmeväxlarna nu större på grund av lägre temperaturdifferens mellan primär och sekundärsidan. Motsvarande värden blir här:

$$\frac{70}{\frac{(50-26) - (40-26)}{\ln \frac{50-26}{40-26}}} = \frac{70}{18} = 3,7 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

respektive

$$\frac{175}{18} = 9,7 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Det framgår här att den större värmeväxlaren som är avsedd för värmning av simbassängen kan användas för värmning av barnbassängen. Den mindre värmeväxlaren kompletteras med ytterligare cirka 8 kW/°C för värmning av simbassängen. Se bild 6.12.

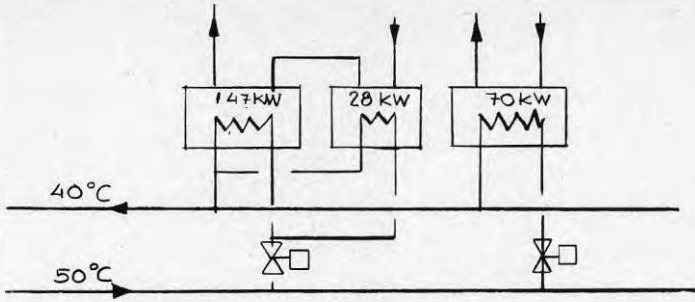


Bild 6.12 Inkoppling av bassängvärmewäxlare.

Inkoppling av värmepump

Värmepumpen inkopplas på en egen krets för att ett jämnt flöde skall kunna bibehållas genom kondensorn. För stora flödesvariationer kan ge upphov till problem vid styrning av värmepumpens kondenseringstemperatur.

En inkoppling kan utföras enligt bild 6.13 där värmewäxlaren utgörs av den befintliga värmewäxlaren i gruppcentralen.

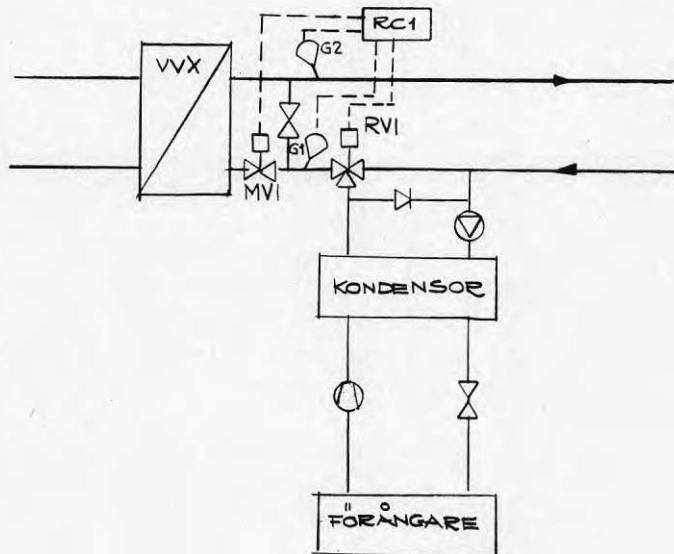


Bild 6.13 Inkopplingsprincip för värmepumpen.

Funktionen av RC1 är sådan att RV1 och MV1 styrs i sekvens så att RV1 öppnar först. Uppnås ej inställt börvärde vid G1 öppnar MV1 och höjer temperaturen till den önskade. Detta sker alltså när värmepumpseffekten ej räcker till.

I bild 6.14 framgår varaktigheten hos temperaturen vid G1 och G2.

Värmepumpens kondenseringstemperatur är också inritad.

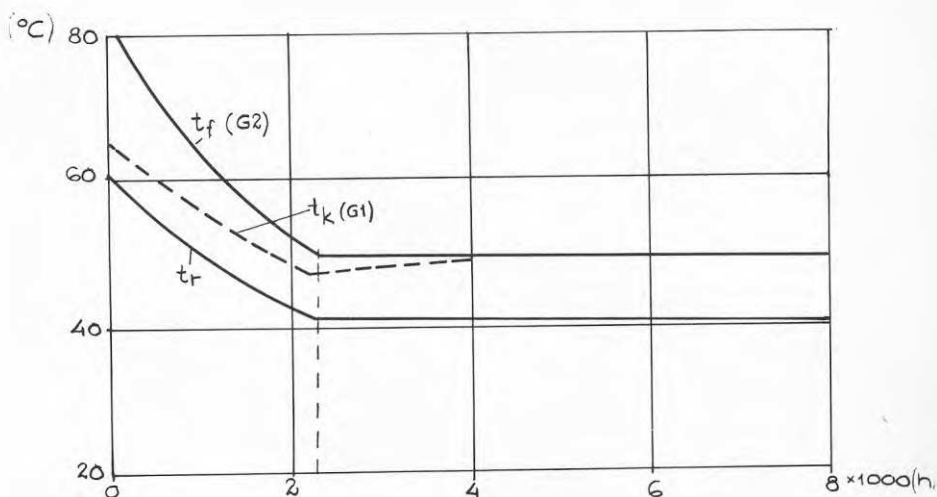


Bild 6.14 Systemets temperatur varaktighet.

t_f = framledningstemperatur

t_r = returledningstemperatur

t_k = värmepumpens kondenseringstemperatur.

Den ombyggnad som krävs för sänkande av värmesystemets temperaturnivå kan sammanfattas enligt

Installation av

- * Värmeväxlare tappvatten 70 kW.
- * Varmvattenberedare 7 m³.
- * Elvärmebatteri.
- * Bassängväxlare 150 kW.

samt

- * Ombyggnad av 6 shuntgrupper.

Ett problem som i samband med värmepumpdrift är som tidigare nämnts variationerna i effektbehov som förekommer under dygnet. Det är här främst variationen till följd av tappvattenvärmning som ofta är stor.

Tidigare har detta beaktats vid dimensionering av varmvattenberedare, här krävs dock en något större ackumulator om en totaldygnsutjämning skall kunna erhållas.

Nedan visas värmesystemets utseende efter ombyggnad samt en kostnadsuppskattning för de åtgärder som behöver utföras.

Kostnaden för material och installationer kan uppskattas enligt

Värmeväxlare VVX2	7 000:-
Varmvattenberedare VVB2	70 000:-
Elvärmebatteri	6 000:-
Bassängväxlare	10 000:-
Rördelar	15 000:-
Arbetskostnad	<u>75 000:-</u>
Totalt	cirka 180 000:-

Värmesystemets utformning efter ombyggnad framgår av bild 6.15.

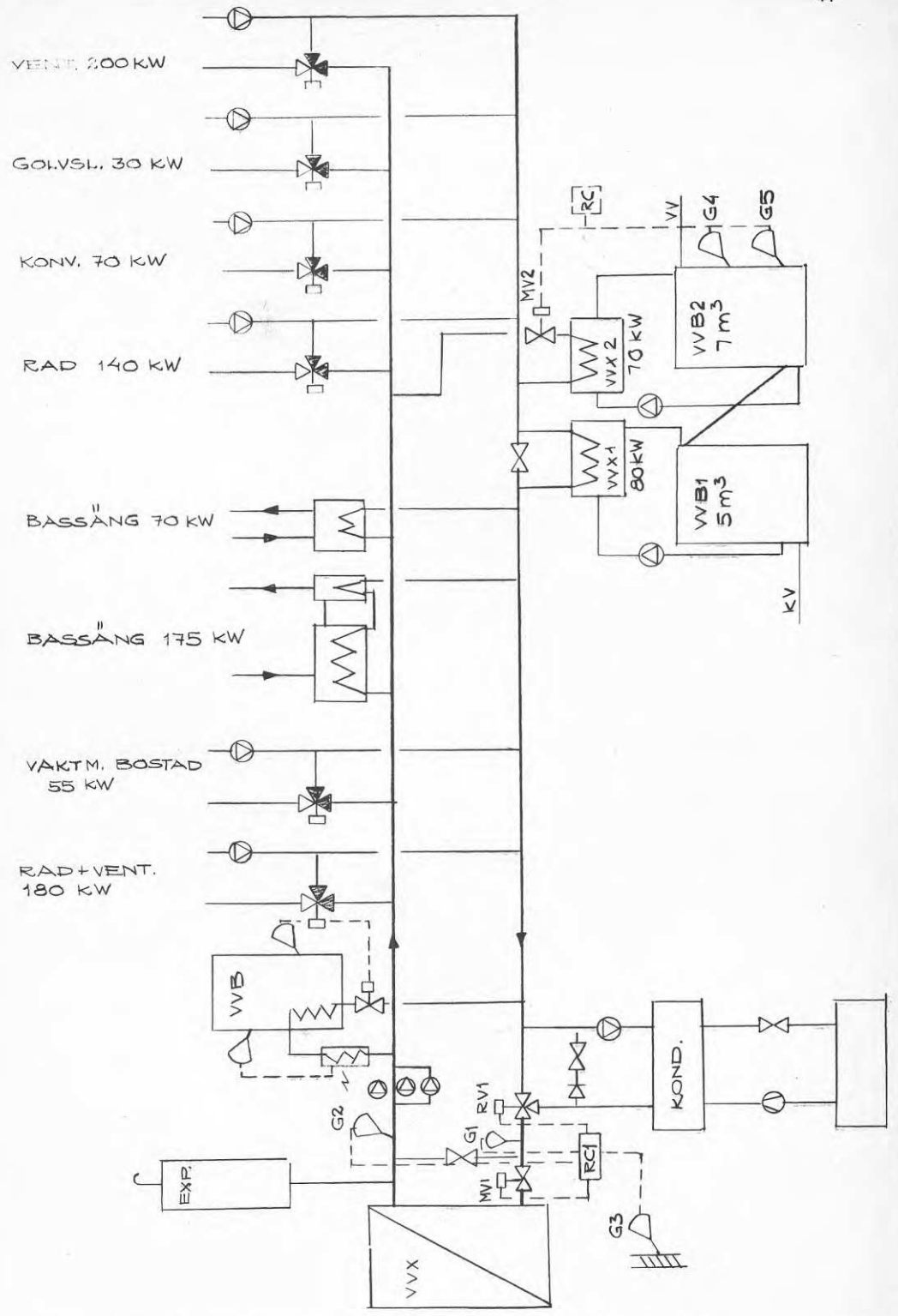


Bild 6.15 Värmesystemets utformning efter åtgärder.

6.2 Dimensionering av värmepump till Alléhallen

Det gäller nu att finna en lämpligt stor värmepump.

Värmepumpen dimensioneras nu enligt det tillvägagångs-sätt som beskrivs i kapitel 5.

Värmefaktorn i dimensioneringspunkten vid τ_B erhålls ur bild 5.2 med en kondenseringstemperatur på 55°C som kräves enligt bild 6.14.

$$\phi_{DP} = 3.3$$

Ur ekv (5.16) kan nu τ_B bestämmas.

$$\tau_B = \frac{a_{VP} \cdot K_{VP} - a_{olja} \cdot K_{olja} + E_e / \phi_{DP}}{d_{olja} - d_{el} / \phi_{DP}}$$

Antag här att

$$a_{VP} = a_{olja} = 0,15 \quad (r = 12\%, 15 \text{ år}).$$

$$K_{VP} = 1\,000 \times 10^3 \text{ kr MW.}$$

$$K_{olja} = 0 \text{ (ty befintlig panncentral).}$$

$$E_e = 260 \times 10^3 \text{ kr/MW.}$$

$$d_{olja} = 180 \text{ kr/MWh.}$$

$$d_{el} = 200 \text{ kr/MWh.}$$

detta ger

$$\tau_B = 2\,500 \text{ h.}$$

Värmepumpen har inritats i ett varaktighetsdiagram för Alléhallen, bild 6.16.

Värmepumpens effekt kan där utläsas till 450 kW i dimensioneringspunkten.

Ovanstående dimensionering är giltig under förutsättning att värmepumpen får arbeta under de driftsbetingelser som kan utläsas ur varaktighetsdiagrammet. Diagrammet avslöjar ej de variationer i effektbehovet som förekommer över dygnet. Dessa variationer ställer till problem i form av ojämn drift hos värmepumpen. Dessa problem minskas vid mindre värmepump alternativ kan problemen avhjälpas med en värmebuffert som jämnar ut effektbehovet.

Av ovan angivna skäl väljs här en värmepump med något lägre kapacitet.

Istället för 450 kW väljs här en värmepump med kondensoreffekten 350 kW. Ytterligare skäl till att installera en något mindre värmepump än vad metoden visar är den ökade försämringen av värmefaktorn vid lägre belastning på grund av det ökade behovet av nedreglering.

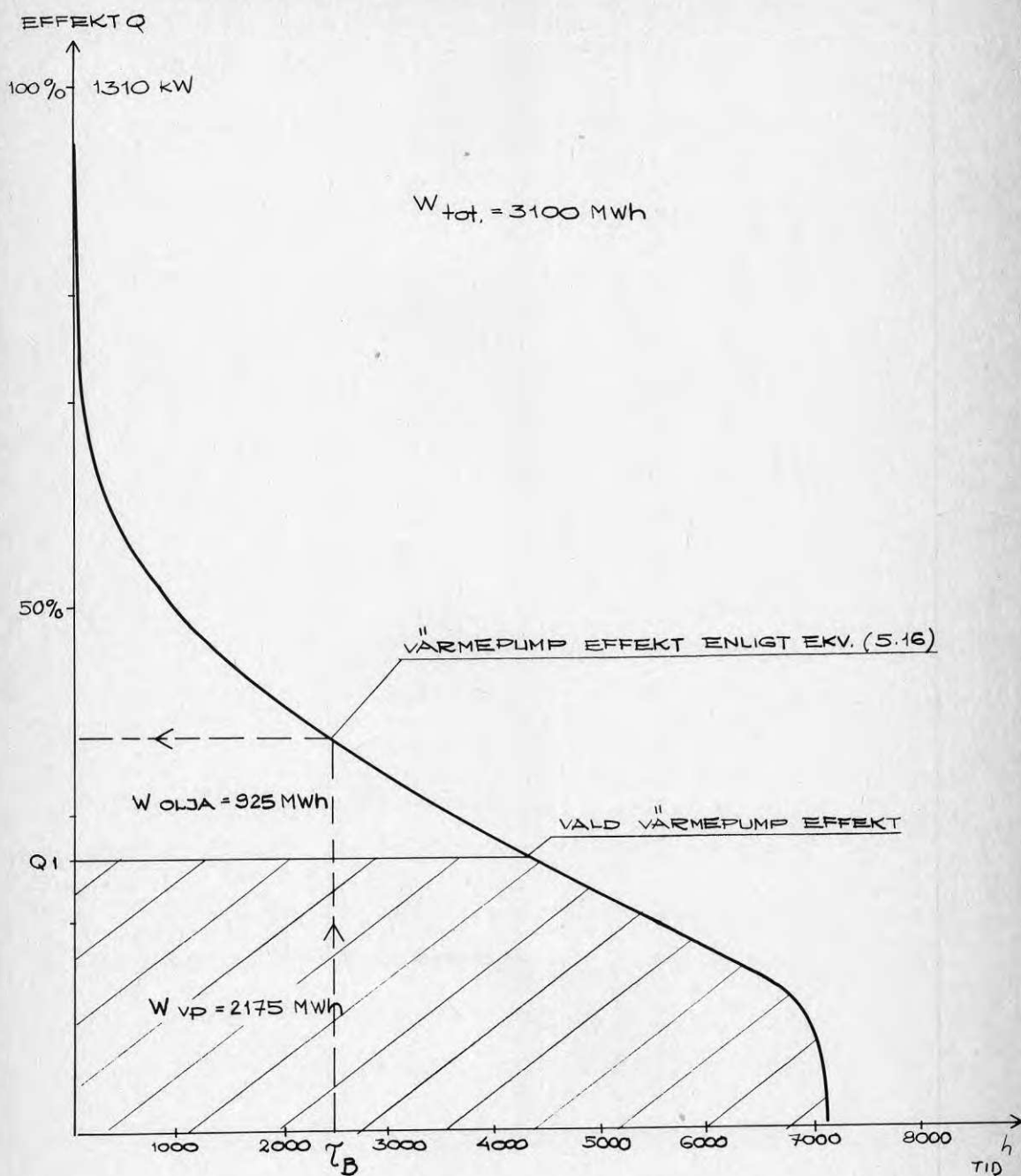


Bild 6.16 Varaktighetsdiagram med värmepumpen inlagd.

6.3 Bestämning av anläggningens uppvärmningskostnad

Som ett referensfall beräknas anläggningens uppvärmningskostnad vid en kondenseringstemperatur på 80°C.

Därefter tas hänsyn till kostnadsbesparingen på grund av sänkningen av systemets temperaturnivå med utnyttjande av bild 5.7.

Anläggningens totala årsuppvärmningskostnad beräknas med ekv (5.17), (5.18), (5.19).

Kapitalkostnaden för värmepumpen plus installation kan för denna storlek uppskattas till cirka 1 600 kr/kW till denna kostnad kommer kostnad för vattenledning mellan värmepump och grundvattenkällan. Övriga installationer för utnyttjande av grundvattnet är befintliga varför kostnaden för dessa ej har tagits hänsyn till.

Följande värden kan sättas in i ekvationerna.

$$a_{vp} = a_{olja} = 0,15$$

$$K_{olja} = 0 \text{ (ty befintlig anläggning)}$$

$$d_{olja} = 180 \text{ kr/MWh}$$

$$K_{jolja} = 16\,000 \text{ kr}$$

$$d_{el} = 200 \text{ kr/MWh}$$

$$K_{vp} = 1\,600 \times 350 = 560\,000 \text{ kr}$$

$$K_{dvp} = 20\,000 \text{ kr}$$

Värmeffaktorn erhålls ur bild 5.2 till $\phi = 2,4$ vid kondenseringstemperatur på 80°C.

Energien som produceras med värmepumpen fås till $W_{vp} = 2\,175 \text{ MWh}$ ur bild 6.16.

Det resterande energibehovet $W_{olja} = 925 \text{ MWh}$.

Ekv (5.19) ger nu med insättning av ovan angivna värden.

Värmepumpskostnaden

$$K'_{vp} = 0,15 \times 560\,000 + 200 \times \frac{2175}{2,4} + 20\,000 = 285\,000 \text{ kr}$$

Oljeanläggningskostnaden fås ur ekv (5.18) enligt

$$K'_{olja} = 0,15 \times 0 + 180 \times 925 + 16\,000 = 182\,500 \text{ kr.}$$

Den totala årsuppvärmningskostnaden för referensfallet blir följaktligen 468 000 kr.

Den specifika uppvärmningskostnaden blir

$$\frac{468\ 000}{3\ 100} = 0,151 \text{ kr/kWh}$$

Nu kan den verkliga uppvärmningskostnaden beräknas för den temperaturnivå som värmepumpen arbetar med. Dess variation under året framgår av bild 6.14.

Beräkningen av driftkostnaden har utförts enligt beskrivningen i kapitel 5 och redovisas i bilaga 4.

Driftkostnaden för värmepumpen vid denna lägre temperaturnivå blir 283 700 kr. Detta skall jämföras med driftkostnaden, vid konstant kondenseringstemperatur $t_f=80^\circ\text{C}$, som var

$$\frac{200 \times 2175 + 180 \times 925}{2,4} = 347\ 750 \text{ kr}$$

Driftkostnaden har följaktligen minskat med

$$\frac{347750 - 283700}{347750} = 18 \text{ procent}$$

Den totala årsuppvärmningskostnaden kan nu beräknas till

$$K_{tot} = 0,15 \times 740000 + 283700 + 20000 + 16000 = 430\ 700 \text{ kr.}$$

Här har kapitalkostnaden ökat med 180 000 kr på grund av installationer i värmeanläggningen se kapitel 6.1.

Den specifika uppvärmningskostnaden blir

$$\frac{430700}{3100} = 0,139 \text{ kr/kWh.}$$

Denna kostnad kan jämföras med när området försörjs av befintliga oljepannor. Bara oljekostnaden är 0,180 kr/kWh. Därtill kommer underhållskostnaden och även i framtiden en kapitalkostnad för ny panncentral när det blir aktuellt.

För värmepumpsalternativet tillkommer en årlig kostnad, för plastkulvert från grundvattenbrunnar till värmepumpanläggningen samt en installationskostnad. Med en antagen annuitet $a = 0,15$ bedöms denna kostnad vara cirka 50 000 kr per år.

Uppvärmningskostnaden blir då vid den högre temperaturnivån 518 000 kr och den specifika kostnaden 0,167 kr/kWh respektive 481 000 kr och 0,155 kr/kWh vid den lägre temperaturnivån.

Driftsresultatet efter installation av värmepump kan då beräknas till

olja: 3 100 x 180 + 16 000	574 000 kr/år
- vp/olja 80°C	<u>518 000 kr/år</u>
Resultat	+ 56 000 kr/år
- vp/olja 55°C	<u>481 000 kr/år</u>
Resultat	+ 93 000 kr/år
- vp/olja 80 - vp/olja 55°C	= 37 000 kr/år

Av ovanstående framgår att med annuitetsfaktor 0,15 blir den årliga utgiftsminskningen 93 000 kr vid installation av värmepump i kombination med ombyggnad enligt kapitel 6.1.

Med en värmefaktor $\phi = 3,30$ krävs med en kondensor-effekten Q på 350 kW en upptagen effekt

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\phi - 1}{\phi} = 350 \cdot \frac{3,3 - 1}{3,3} = 245 \text{ kW i förångaren}$$

Kompressoreffekten bör då följdaktligen vara cirka 100 kW vid de givna förutsättningarna.

Enligt uppskattningen i kapitel 3.1 är den till förångaren tillgängliga effekter från grundvattnet cirka 650 kW.

För inkoppling till Alléhallen behövs ej hela denna effekt. Man kan därför använda ett lägre flöde eller utnyttja en mindre temperatursänkning på grundvattnet. Eftersom man måste pumpa bort 30 l/s för att hålla nere grundvattennivån i området förordas en mindre sänkning av temperaturen på grundvattnet.

Lämplig temperatursänkning på grundvattnet kan nu beräknas enligt

$$\Delta T = \frac{Q_2}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{245}{30 \cdot 4,2} \approx 2 \text{ K}$$

Temperaturen på grundvattnet kan sänkas från 7,0 till 5,0°C i förångaren. Detta är en relativt liten sänkning av temperaturen. Man bör kunna utnyttja ett 5 K temperaturfall i förångaren för att ta till vara på energiinnehållet i grundvattnet. Alléhallen är alltså ett för litet delområde för en lämplig inkoppling av grundvattenvärmepumpen. Följdaktligen bör inkoppling ske till ett större delområde.

Fjärrvärmenätet i Hallsbergs tätort är under uppbyggnad. Det sammanlagrade effektbehovet vid fullt utbyggt nät bedöms vara cirka 30 MW. Detta nät är en lämplig avnämning för värmen från en grundvattenvärmepump. Värmepumpen kan då leverera värme vid fullast under större delen av året.

En lämplig inkopplingspunkt på nätet är i returledningen i en punkt belägen cirka 300 m från grundvattenkällan.

Effektvärdet i denna delsträcka på kulvertnätet är vid fullt utbyggt nät cirka 17 MW.

Fjärrvärmenätet är dimensionerat efter konventionellt temperaturstandard så kallad 120/70°C system. Se bild 7.1. Maximala flödet vid DUT -20°C uppgår till cirka 300 m³/h i den tänkta inkopplingspunkten. Flödet sommardag uppskattas till cirka 40 m³/h.

Vid DUT -20°C kan ej nätet ta emot värmepumpens hela effekt 1 100 kW på grund av för hög returtemperatur. Den temperaturdifferens som krävs uppskattas till

$$\Delta T_{(\dot{m} = 82 \text{ t/s})} = \frac{1100}{82 \cdot 4,2} = 3,2 \text{ K}$$

Bortfallet är cirka 100 h under den kallaste perioden.

En kontroll av sommarfallet om flödet i inkopplingspunkten räcker till för att mata ut värmepumpens effekt 1 100 kW utförs nedan. Den temperaturdifferens som krävs uppskattas till

$$\Delta T_{(\dot{m} = 10 \text{ t/s})} = \frac{1100}{10 \cdot 4,2} = 26 \text{ K}$$

Detta ger en temperatur efter kondensorn av cirka 76°C vilket är maximalt vad värmepumpen kan klara. Slutsatsen är alltså att värmepumpen kan gå med maxbelastning även sommarfallet.

Av stor betydelse för hur värmepumpen kommer att fungera i fjärrvärmenätet är här tidskonstanten på nätet det vill säga hur effektbehovet i inkopplingspunkten varierar vid belastningsvariationer hos abonnenterna. Detta gäller främst sommardag då belastningsvariationen över dygnet är som störst.

I nedanstående beräkningar har här en total drifttidsreducering med 10 procent antagits för att kompensera detta förhållande. Antalet fullasttimmar för värmepumpen kan då uppskattas till cirka 7 800 h.

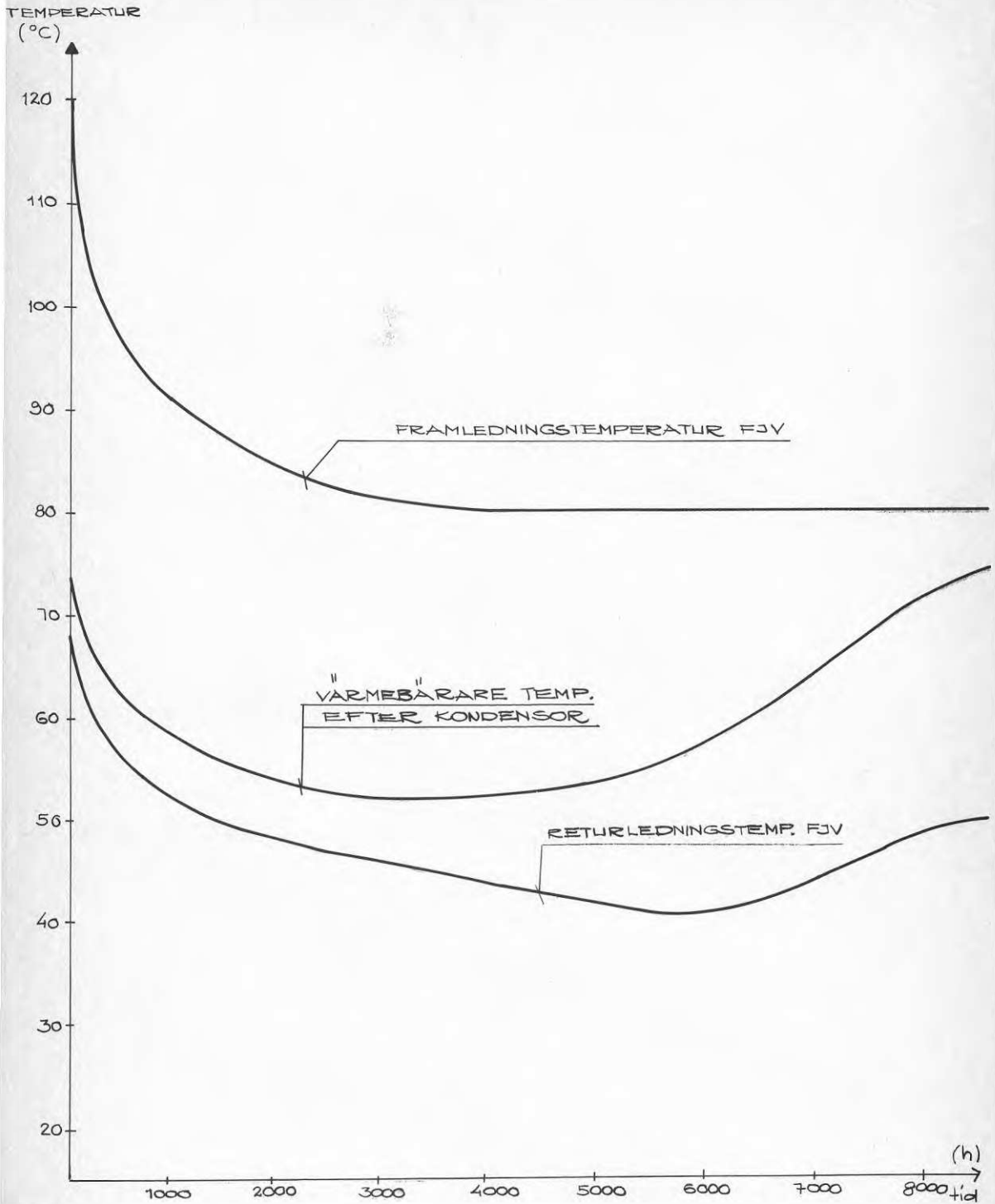


Bild 7.1 Fram- och returledningstemperaturdiagram.

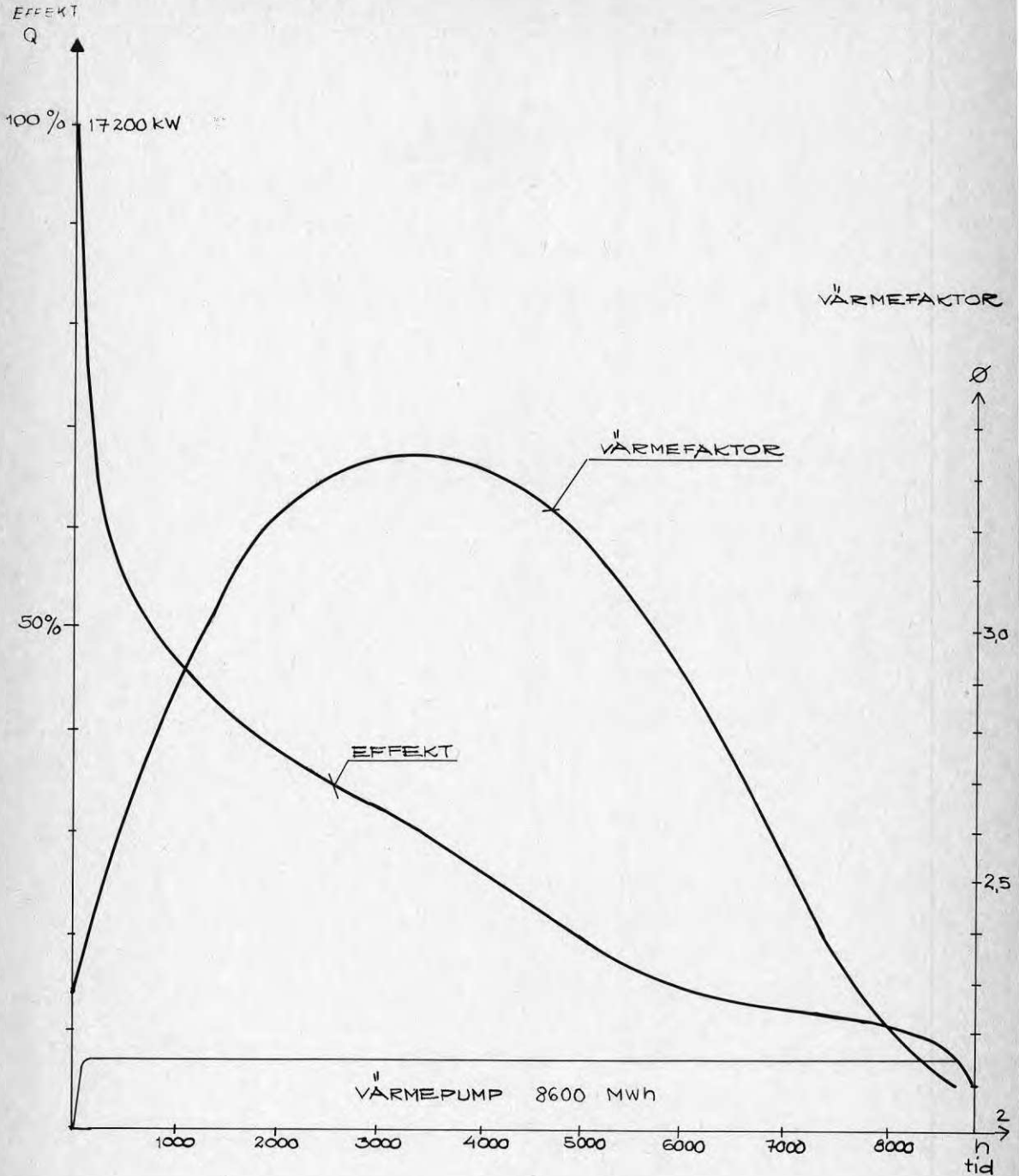


Bild 7.2 Varaktighetsdiagram för inkopplingspunkten på fjärrvärmenätet, samt värmefaktorns variation.

Fjärrvärmenätets effektbehov i inkopplingspunkten överstiger värmepumpens kapacitet under cirka 8 500 h, se bild 7.1. I bilden finns också returvattnets temperatur efter kondensorn inritad.

Värmepumpens kondenseringstemperatur antas här överskrida denna temperatur med 5°C.

Energitillskottet från värmepumpen till fjärrvärmenätet framgår av bild 7.2. I denna bild är även variationen av värmepumpens värmefaktor inritad. Härvid gäller att förångningstemperaturen är 270 K.

Värmepumpens medelvärmefaktor under driftsperioden kan uppskattas ur bild 7.2 till cirka 2,8.

Detta ger en totalt insamlad energimängd på

$$11\ 00 \times 7\ 800 = 8,6 \text{ GWh.}$$

Nedan görs en jämförelse av kostnaderna mellan den värmepumpsproducerade energin och alternativet som här är värmeproduktion i en oljeeldad central.

Värmepumpen placeras i en separat byggnad i anslutning till fjärrvärmenätet.

<u>Driftkostnad</u>	<u>Olja</u>	<u>VP</u>
8 600 MWh		
Olja 180 kr/MWh	1 550 kkr	
El 200 kr/MWh ($\phi=2,8$)		670 kkr
Abonnemangsavgift el 260 kr/kW		95 kkr
Skötsel, underhåll		50 kkr
	1 550 kkr	815 kkr
<u>Investeringskostnad VP</u>		
VP i ny byggnad		2 200 kkr
300 m kulvert à 670 kr/m		200 kkr
installation		200 kkr
		2 600 kkr
<u>Driftsresultat</u>		
Kapitalkostnad VP 2600x0,147		- 382 kkr
Driftskostnadsbesparing (1550-815)kkr		734 kkr
Resultat		+ 353 kkr

Vid andra relationer mellan olje och elpris förändras resultatet drastiskt. Ovanstående exempel kan ses som en lägre gräns för driftsnettot då här ett relativt högt elpris och annuitetsfaktor har använts.

I bild 7.3 har driftsnetto redovisats vid olika värde på annuitetsfaktor, elpris samt oljepris.

Här framgår att vid annuitetsfaktorn 0,1 (8%, 15 år), elpris 160 kr/MWh och oljepris 200 kr/MWh blir totala driftskostnadsnettot cirka 800 000 kr/år.

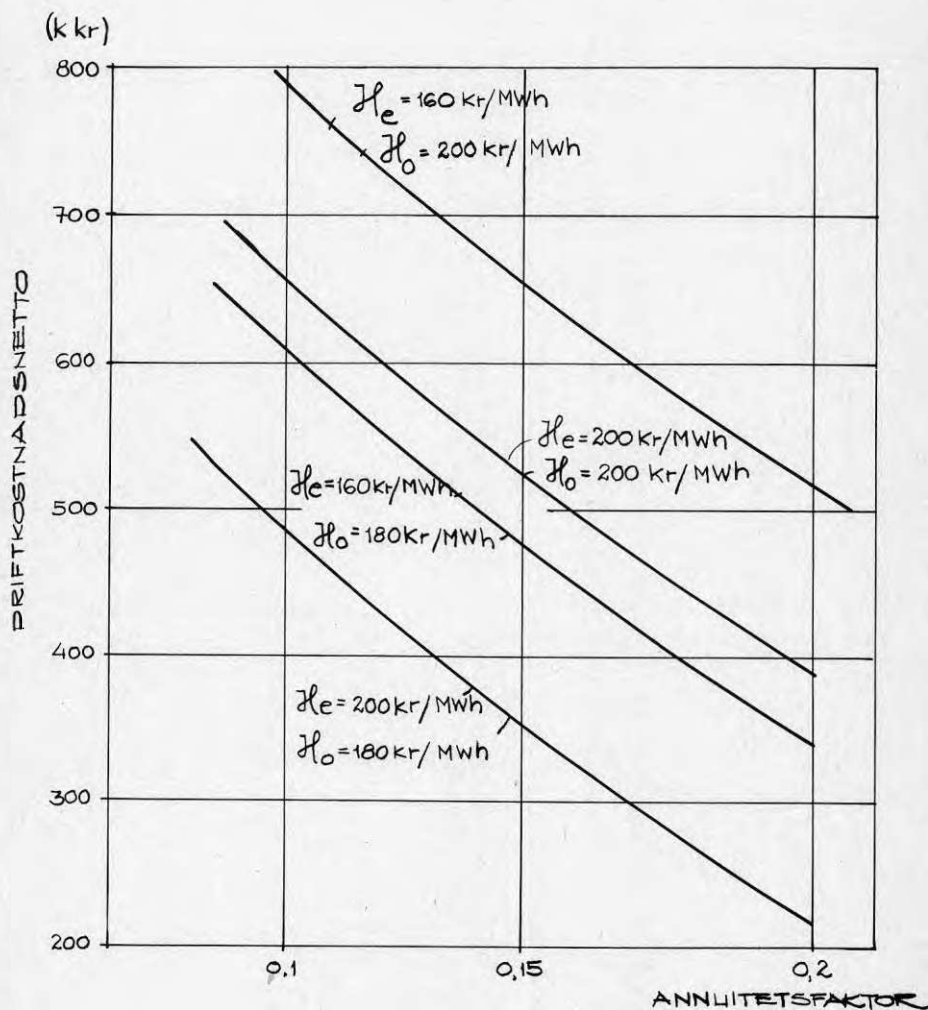


Bild 7.3 Årlig minskning av driftkostnaden vid värme-pumpsdrift.

8. BILAGOR

Bilaga 1: Vattenanalys	59
Bilaga 2: Beräkningar	60
Bilaga 3: Härledning av dellast värmefaktor	63
Bilaga 4: Beräkning av uppvärmnings- kostnad för Alléhallen	66

VATTENANLÄGGNING

Pumpstation idrottsplan Hallsberg

Byggnadskontoret

Hallsberg

PROV

Prov av råvatten renvatten	<input checked="" type="checkbox"/>	som är underkastat kontroll enligt hälsöversiktstidplan 32 och 33 59
	<input type="checkbox"/>	som är underkastat kontroll enligt hälsöversiktstidplan 32 och 33 59
	<input type="checkbox"/>	övrigt (dock ej renvatten för enskild förbrukning)
Provets namn		
Råvatten Hallsberg		
Provningsdatum	kl	Vattnets temperatur vid provtagningen
1980-03-04	10.00	7,4 °C
Ansvarig provtagare		
Christina Strömberg		
Provningsplats	Provets inkommet datum	kl
Ur tappkran i vattenverket	1980-03-04	15.30

Resultat

Fysikalisk undersökning	
Färgstyrka, Pt	7,5
Grumlighet	1,3 FTU
Lukt, styrka	Ingen
" , art	
Smak, styrka	
" , art	
Bottensats	Ingen
Konduktivitet mS/m	55
Kemisk undersökning	
Permanganatförbrukning, KMnO ₄	3 mg/l
Torrsubstans	"
Glödrest	"
pH	7,8
Ammonium, NH ₄	< 0,1 mg/l
Totalhärdhet, beräknad som Ca	103 "
Totalhärdhet, beräknad som CaCl ₂	14,4 "
Järn, Fe	0,26 mg/l
Mangan, Mn	0,31 "
Aluminium, Al	"
Alkalitet, beräknad som HCO ₃	168 "
Klorid, Cl	25 "
Fluorid, F	"
Sulfat, SO ₄	88 "
Nitrat, NO ₃	< 2 "
Nitrit, NO ₂	< 0,01 "
Fosfat, PO ₄	< 0,1 "
Marmoraggressiv kolsyra, CO ₂	"

Tecknet < betyder att halten understiger angivet siffravärde
översäger " "

UTLATANDE

Efter bedömning enligt gällande råd och anvisningar har det tillhandahållna vattnet vid detta undersökningstillfälle befunnits vara

tjänligt med tvekan tjänligt otjänligt

Avskrift av protokollet har tillställts: Hallsberg
Länsläkaren Behörig undersökare
Oli Brännström

Beräkningar

- 1) Värmefaktorns beroende av kondenseringstemperaturen åskådliggörs av första derivatan av ekv (5.4) med avseende på kondenseringstemperaturen.

$$\phi = 1 + \eta_{mk} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1 - T_2} - 0.004 \cdot T_2 \right)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\phi}{dT_1} &= \frac{d}{dT_1} \left(1 + \eta_{mk} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1 - T_2} - 0.004 \cdot T_2 \right) \right) = \\ &= -\eta_{mk} \cdot \frac{T_2}{(T_1 - T_2)^2} \end{aligned}$$

- 2) Den relativa ändringen av Q vid 1°C sänkning av kondenseringstemperaturen fås genom derivering av ekv (5.7). Ekvation (5.7) kan först skrivas som

$$Q_1 = \left[\left(\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} \right) + 1 \right] \cdot Q_2$$

$$\frac{dQ_1}{dT_1} = Q_2 \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \right) \frac{\frac{1}{(T_1 - T_2)^2}}{\left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004 \right)^2} + \frac{dQ_2}{dT_1} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} \right) +$$

$$+ \frac{dQ_2}{dT_1} = \frac{dQ_2}{dT_1} \left[\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} + 1 \right] +$$

$$+ \frac{Q_2}{\eta_{mk} \cdot T_2} \cdot \left[\frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} \cdot \left(\frac{1}{(T_1 - T_2)^2} \left(\frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} \right) \right) \right]$$

Den relativa ändringen av Q erhålls ur

$$\begin{aligned} \frac{dQ_1}{dT_1} &= \frac{dQ_2}{dT_1} + \frac{\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right)} \cdot \frac{1}{(T_1 - T_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right)}}{\left[\frac{1}{\eta_{mk} \cdot T_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004} + 1 \right]} = \\ &= \frac{dQ_2}{dT_1} + \frac{\frac{1}{(T_1 - T_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right)}}{1 + \eta_{mk} \cdot T_2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right)} = \\ &= \frac{dQ_2}{dT_1} + \frac{1}{(T_1 - T_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right) \cdot \left(1 + \eta_{mk} \cdot T_2 \cdot \left(\frac{1}{T_1 - T_2} - 0.004\right)\right)} \end{aligned}$$

- 3) Derivering av energikostnaden samband (5.12) med avseende på kondenseringstemperaturen T_2 , ger en antydning hur totala energikostnaden minskar med sänkning av kondenseringstemperaturen.

$$K_e = \eta_{el} \cdot W_{el} + \eta_{olja} \cdot (W_{tot} - W_{vp})$$

$$\text{där } W_{el} = \frac{Q_1}{\phi} \cdot \Delta T$$

$$W_{vp} = Q_1 \cdot \Delta T$$

$$\frac{dK_e}{dT_1} = \frac{d}{dT_1} \cdot \left(\eta_{el} \cdot W_{el} + \eta_{olja} \cdot (W_{tot} - W_{vp}) \right)$$

$$\text{där } \frac{d(\eta_{el} \cdot W_{el})}{dT_1} = \frac{d\left(\eta_{el} \cdot \frac{Q_1}{\phi} \cdot \Delta T\right)}{dT_1} =$$

$$= \eta_{el} \cdot \Delta T \cdot \frac{d\frac{Q_1}{\phi}}{dT_1} = \frac{\eta_{el} \cdot \Delta T \cdot \left(\frac{dQ_1}{dT_1} \cdot \phi - \frac{d\phi}{dT_1} \cdot Q_1\right)}{\phi^2}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d\phi_{olja} \cdot (W_{tot} - W_{vp})}{dT_1} &= \phi_{olja} \cdot \frac{d(W_{tot} - W_{vp})}{dT_1} = \\
 &= \phi_{olja} \cdot \frac{dW_{tot}}{dT_1} - \phi_{olja} \cdot \frac{dW_{vp}}{dT_1} = 0 - \phi_{olja} \cdot \frac{d(\Delta T \cdot Q_1)}{dT_1} = \\
 &= -\phi_{olja} \cdot \Delta T \cdot \frac{dQ_1}{dT_1}
 \end{aligned}$$

Den relativa ändringen av K_e erhålls ur

$$\frac{\frac{dK_e}{dT_1}}{K_e} = \frac{\phi_{el} \cdot \Delta T \cdot \frac{\frac{dQ_1}{dT_1} \cdot \phi - \frac{d\phi}{dT_1} \cdot Q_1}{\phi^2} - \phi_{olja} \cdot \Delta T \cdot \frac{dQ_1}{dT_1}}{\phi_{el} \cdot W_{el} + \phi_{olja} (W_{tot} - W_{vp})}$$

$$\text{där } W_{tot} = A \cdot W_{vp} = A \cdot Q_1 \cdot \Delta T$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\frac{dK_e}{dT_1}}{K_e} &= \frac{\phi_{el} \cdot \Delta T \cdot \frac{\frac{dQ_1}{dT_1} \cdot \phi - \frac{d\phi}{dT_1} \cdot Q_1}{\phi^2} - \phi_{olja} \cdot \Delta T \cdot \frac{dQ_1}{dT_1}}{\phi_{el} \cdot W_{el} + \phi_{olja} (W_{tot} - W_{vp})} = \\
 &= \frac{\phi_{el} \cdot \left[\frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} - \frac{\frac{d\phi}{dT_1}}{\phi} \right] - \phi_{olja} \cdot \frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} \cdot \phi}{\phi_{el} + \phi_{olja} \cdot (A - 1) \cdot \phi}
 \end{aligned}$$

Härledning av dellast värmefaktor

När en värmepump går på dellast minskar värmefaktorn.

Om vi antar att en skruvkompressor utnyttjas vet vi att denna körs med slidreglering. Ett delflöde bypassas.

Nedan följer en beräkning av hur värmefaktorn varierar med delbelastning.

Den totala tillförda energin kan beskrivas som

$$E_{tot} = E_n + E_i + E_{cd} + E_m$$

där E_n = Nyttiggjord energi till processen

E_i = Indicerad förlustenergi

E_{cd} = Köldmedieförlustenergi

E_m = Mekanisk förlustenergi

Vid fullast gäller:

$$E_{tot} = E_n + (1 - \eta_m) \cdot E_{tot} + (1 - \eta_{cd}) \cdot E_{tot} + (1 - \eta_i) \cdot E_{tot}$$

$$E_n = (\eta_m + \eta_{cd} + \eta_i - 2) \cdot E_{tot}$$

$$\text{sätt } \eta_m + \eta_{cd} + \eta_i - 2 = \eta_T$$

$$\text{detta ger } E_n = \eta_T \cdot E_{tot}$$

Värmefaktorn ϕ kan skrivas som

$$\phi = \frac{Q_1}{E_{tot}} = \frac{Q_2 + E_n}{E_{tot}} = \frac{Q_2 + E_{tot} \cdot \eta_T}{E_{tot}}$$

Vid halvlast gäller:

$$E_{t \frac{1}{2}} = 0,5 \cdot E_n + 0,5 \cdot (1 - \eta_i) \cdot E_{tot} + 0,5 \cdot (1 - \eta_{cd}) \cdot E_{tot} + (1 - \eta_m) E_{tot} =$$

$$= 0,5 (E_n + (1 - \eta_i) E_{tot} + (1 - \eta_{cd}) E_{tot} + (1 - \eta_m) E_{tot}) + 0,5 (1 - \eta_m) \cdot E_{tot}$$

detta ger

$$E_{t \frac{1}{2}} = 0,5 \cdot E_{tot} + 0,5 (1 - \eta_m) E_{tot}$$

Värmefaktorn ϕ kan skrivas som

$$\begin{aligned}\phi_{1/2} &= \frac{Q_{1/2}}{E_{t/2}} = \frac{0,5 \cdot Q_2 + 0,5 \cdot E_n}{E_{t/2}} = \\ &= \frac{0,5 Q_2 + 0,5 E_{tot} \cdot \eta_T}{0,5 E_{tot} + 0,5 (1 - \eta_m) E_{tot}} = \frac{Q_2 + E_{tot} \cdot \eta_T}{E_{tot} + (1 - \eta_m) \cdot E_{tot}}\end{aligned}$$

Om förhållandet mellan värmefaktorerna vid fullast och halvlast uppställs erhålls

$$\frac{\phi}{\phi_{1/2}} = \frac{E_{tot} + (1 - \eta_m) E_{tot}}{E_{tot}} = 2 - \eta_m$$

$$\phi_{1/2} = \frac{1}{2 - \eta_m} \cdot \phi$$

pss fås

$$\phi_{1/4} = \frac{1}{2 - \eta_m} \cdot \phi_{1/2}, \quad \phi_{1/8} = \frac{1}{2 - \eta_m} \cdot \phi_{1/4}$$

Bild 8.1 visar η_m 's variation vid varierande kompressorstorlekar.

Om $\eta_m = 0,81$ erhålls

$$\phi_{1/2} = 0,84 \phi$$

$$\phi_{1/4} = 0,71 \phi$$

$$\phi_{1/8} = 0,59 \phi$$

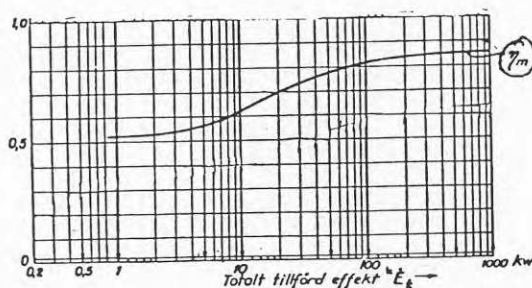


Bild 8.1 Mekaniska verkningsgradens variation med kompressorstorleken. (Ref. 2)

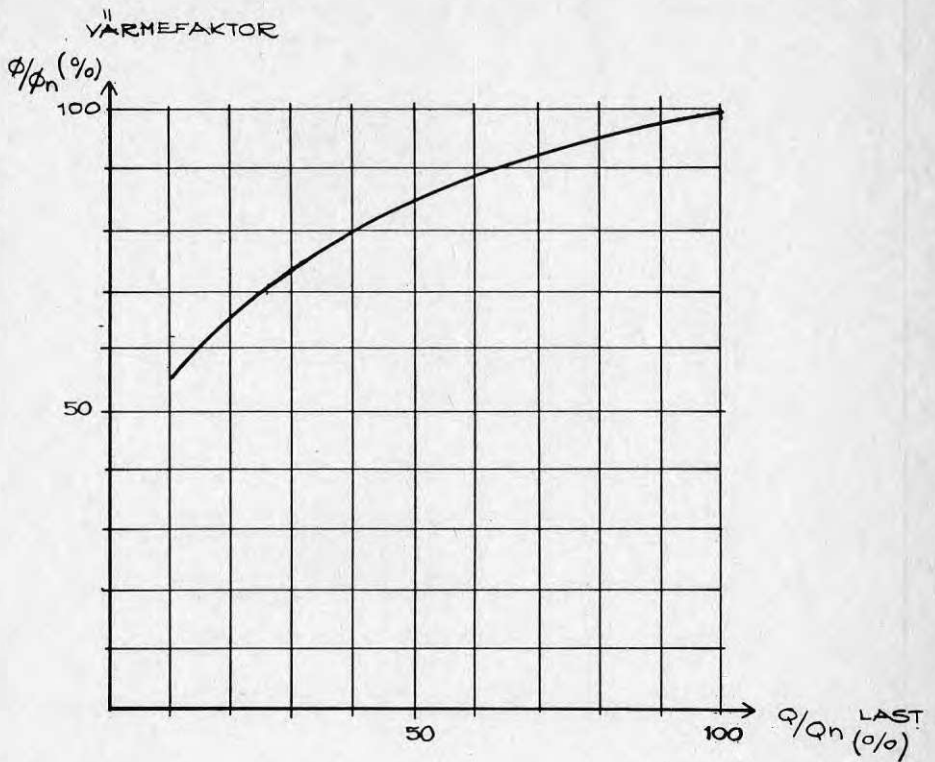


Bild 8.2 Värmefaktorns beroende av lastförhållandet.
Gäller vid $\eta_m = 0.81$

Bild 8.2 visar värmefaktorn ϕ som funktion av
dellasten vid $\eta_m = 0.81$

Beräkning av uppvärmningskostnad för Alléhallen

Varaktighetsdiagrammet bild (8.3) har indelast i 9 delintervall. Uppvärmningskostnaden har beräknats och jämförts med ett referensfall med kondenseringstemperatur 80°C.

Värmepumpens dellast värmefaktor har hämtats ur bild 5.9 för kolvkompressorer VM100 serien.

Intervall 1:

0 - 1000 h

Driftkostnad vid $t_f = 80^\circ\text{C}$

Olja $453 \times 180 = 81\ 540$ kr

Vp $\frac{200 \times 350}{2,4} = 29\ 160$ kr

Totalt 110 700 kr

Driftkostnadsbesparing med sänkt kondenseringstemperatur

Medelframledningstemperatur $t_f = 61^\circ\text{C}$

Kondenseringstemperatur $t_1 = 66^\circ\text{C}$

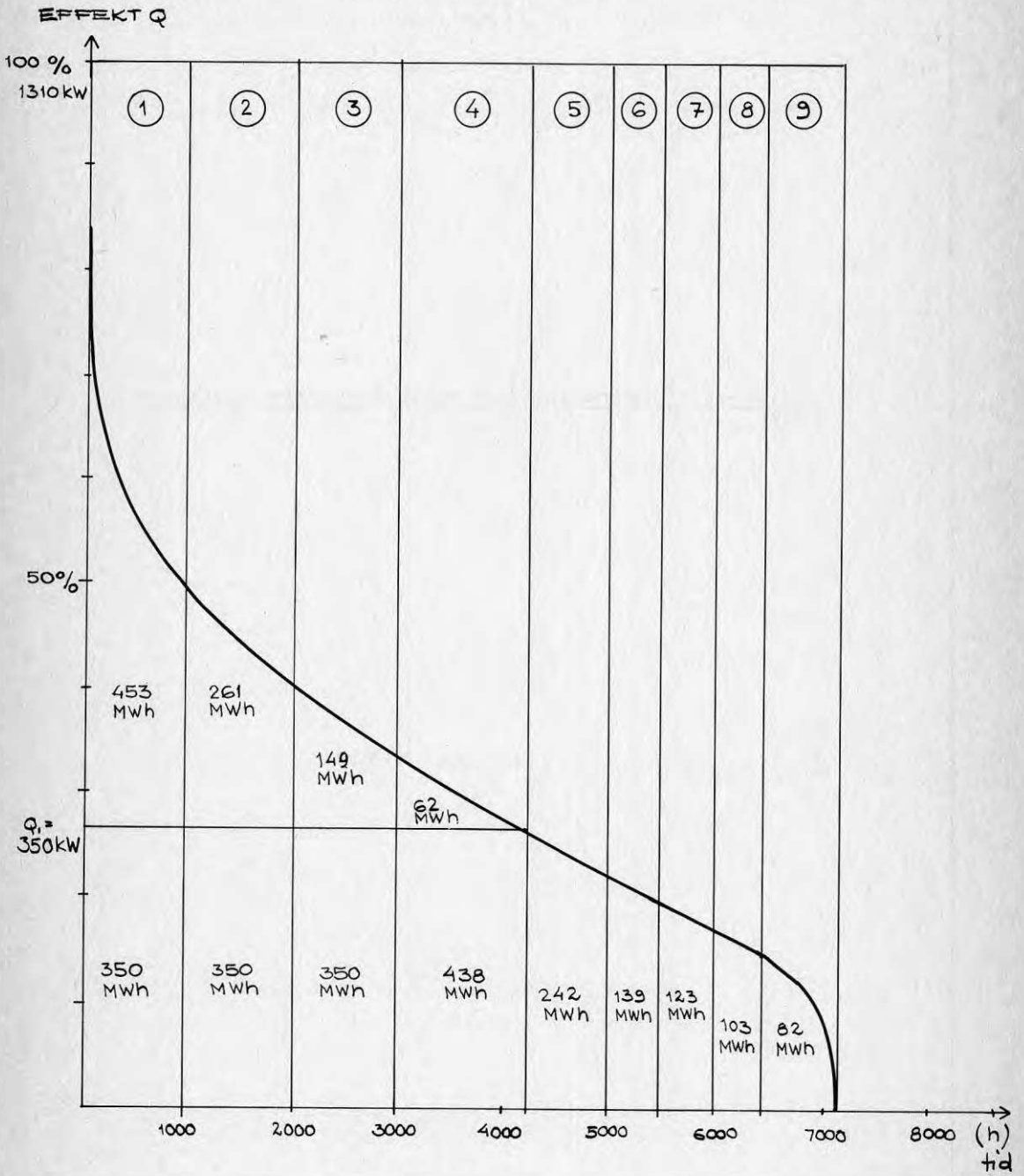
Temperatursänkning $\Delta t = 80 - 66 = 14^\circ\text{C}$

$$A = \frac{453 + 350}{350} = 2,29$$

Bild 5.7 ger

$$\frac{dK_e}{dT_1} = 0.45\% \quad \text{vid } t_1 = 66^\circ\text{C} \quad \text{och } A = 2.29$$

Bild 8.3 Varaktighetsdiagram för Alléhallen.



Kostnadsbesparingen för denna temperatursänkning blir följdaktligen

$$0,45 \times 14 = 6,3 \text{ procent}$$

Den nya driftkostnaden för detta intervall blir då

$$110\,700 (1 - 0,063) = 103\,726 \text{ kr}$$

P.S.S har driftkostnadsbesparingen för intervall 2, 3 och 4 beräknats och redovisas i tabellen nedan.

Intervall	2 1000-2000 h	3 2000-3000 h	4 3000-4250 h
Oljekostnad referens- fallet	46 980 kr	26 820 kr	11 160 kr
Värmepump- kostnad referens- fallet	$\frac{29\,160 \text{ kr}}{76\,140 \text{ kr}}$	$\frac{29\,160 \text{ kr}}{55\,980 \text{ kr}}$	$\frac{36\,500 \text{ kr}}{47\,660 \text{ kr}}$
Medelfram- lednings- temp t_f	53°C	47°C	49°C
Konden- serins- temp t_k	58°C	52°C	54°C
Tempsänk- ning	22°C	28°C	26°C
A	1,75	1,43	1,14
$\frac{dK_e}{dT_k}$ K_e	0,70%	1,00%	1,50%
Kostnads- besparing	0,70x22=15,4%	1,00x28=28%	1,50x26=39,0%
Drift- kostnad	76 140x (1-0,154)= = 64400 kr	55 980x (1-0,28)= = 40300 kr	47 660x (1-0,390)= = 29000 kr

Intervall 5:

4250 - 5000 h

Det finns ej någon avsättning för Q_1 :s ökning inom detta intervall. Energivinsten vid sänkning av kondenseringstemperaturen representeras, som redan nämnts i kapitel 5, då av skillnaden i förbättring av värmefaktorn ϕ vid minskad temperaturdifferens $T_1 - T_2$ och försämringen av ϕ på grund av nedregleringen av värmepumpens effekt.

Driftkostnad vid $t_1 = 80^\circ\text{C}$

$$vp = \frac{200 \times 242}{2,4} = 20\ 160 \text{ kr}$$

Driftkostnadsbesparing med sänkt kondenseringstemperatur

Framledningstemperatur $t_f = 50^\circ\text{C}$
 Kondenseringstemperatur $t_1 = 55^\circ\text{C}$
 Temperatursänkning = $80 - 55 = 25^\circ\text{C}$
 Bild 5.2 ger $\phi_n = 3,30$ (vid fullast)

Kondensoreffekten Q :s medelökning kan avläsas i bild 5.6 enligt

$$\frac{\frac{dQ_1}{dT_1}}{Q_1} = \frac{0,30\% + 0,17\%}{2} = 0,235\%$$

per $^\circ\text{C}$ sänkning av kondenseringstemperaturen.

Kondensoreffektökningen blir följaktligen
 $0,235 \times 25 = 5,9$ procent.

Den nya kondensoreffekten Q_n vid fullast blir då
 $1,059 \times 350 = 370$ kW.

Dellastmedelkondensoreffekten blir då
 $Q/Q_n = \frac{322,5}{370} = 0,87$ procent inom det aktuella intervallet.

Ur bild 5.9 kan nu dellastvärmefaktorn utlösas till
 $\phi/\phi_n = 97$ procent.

Medelvärmefaktorn ϕ i intervallet blir då
 $0,97 \times 3,30 = 3,20$.

Driftkostnaden blir då

$$\frac{200 \times 242}{3,2} = 15\ 125 \text{ kr}$$

Driftkostnadsbesparingen är alltså

$$\frac{20\ 160 - 15\ 125}{20\ 160} = 25 \text{ procent}$$

eller 1 procent per $^\circ\text{C}$ sänkning av kondenserings-temperaturen.

P.s.s har driftkostnaden för intervall 6, 7, 8 och 9 beräknats och redovisas i tabellen nedan (samma $\phi = 3,30$ som i intervall 5 gäller).

	6	7	8	9
Intervall	5000-5500 h	5500-6000 h	6000-6500 h	6500-7100 h
Q/Q_n	75%	66%	56%	37%
ϕ/ϕ_n	92%	89%	85%	76%
ϕ	3,04	2,94	2,81	2,51
Drift- kostnad	$\frac{200 \times 139}{3,04} =$ = 9145 kr	$\frac{200 \times 123}{2,94} =$ = 8367 kr	$\frac{200 \times 103}{2,81} =$ = 7331 kr	$\frac{200 \times 82}{2,51} =$ = 6334 kr

Den totala driftkostnaden vid denna lägre kondenseringstemperatur blir följdaktligen
 $103726 + 66400 + 40300 + 29000 + 15125 + 9145 + 8367 +$
 $+ 7331 + 6334 = 283\ 700$ kr.

9 REFERENSER

- 1) Anderson, Bohm. Samhällsekonomisk utvärdering av energiprojekt. NE 1981:12.
- 2) Bäckström M. Kylteknikern.
- 3) Dafgård, Ekstrand, Werner. Forskningsinriktad värmeförsörjningsplan för Bålsta centrum. BFR R42:1981.
- 4) Danielsson, Jansson, Strindehag. Värmepumpsystem för flerbostadshus med befintlig panncentral. BFR R70:1980.
- 5) Glas L-O. Värmepumpboken.
- 6) Gunnarsson, Lundström, Olsson. Värmepumpar i befintliga värmecentraler. BFR R34:1981.
- 7) Kraft, Fehrm, Hill. Värmepumpar för bostadsuppvärmning. BFR R14:1979.
- 8) Persson. Värmepump med ismaskin för 43 lägenheter i Sälen. BFR R49:1981.
- 9) K-Konsult. Utbyggnadsplan, fjärrvärme för Hallsbergs tätort.
- 10) VIAK. Värmeutvinning och värmelagring översikt, Hallsbergs kommun.
- 11) VVS-special 1:1978. Lågtemperaturuppvärmning.
- 12) VVS-special 1:1979. Värmepumpar.
- 13) Värmepumpar produktkataloger.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
801269-8 från Statens råd för byggnadsforskning
till Byggnadskontoret i Hallsbergs kommun.

R98: 1982

ISBN 91-540-3774-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700598

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirka pris: 30 kr exkl moms