



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

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

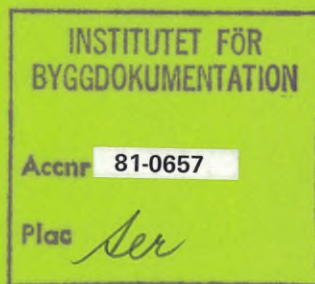


Värmepumpsystem med värmeåtervinning ur avloppsvatten i Vaxholm

V-107

Förprojektering

Margareta Gefwert
Herje Wahlberg



R36:1981

VÄRMEPUMPSYSTEM MED VÄRMEÅTERVINNING
UR AVLOPPSVATTEN I VAXHOLM

Förprojektering

Margareta Gefwert
Herje Wahlberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
791758-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till Tekniska Verksstyrelsen, Vaxholms kommun.

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

R36:1981

ISBN 91-540-3482-5
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1981 152199

INNEHÅLL

	FÖRORD	Sida
1	SAMMANFATTNING	9
2	BAKGRUND	11
3	AVLOPPSVATTEN SOM VÄRMEKÄLLA	13
3.1	Värmeinhåll i avloppsvatten	13
3.2	Speciella problem i samband med värmeåtervinning ur avloppsvatten	15
3.2.1	Inledning	15
3.2.2	Korrosion	15
3.2.3	Avlagringar och igensättningar	16
3.2.4	Val av anläggning	17
3.3	Avloppsvattnets temperaturutbyte med omgivningen	17
3.3.1	Avloppsvattnets flöde och temperatur	18
3.3.2	Temperaturutbyte med ventilationsluft	18
3.3.3	Temperaturutbyte med mark	20
3.3.4	Exempel	22
3.3.5	Den biokemiska avloppsreningsprocessens temperaturberoende	27
4	VÄRMEPUMPENS FUNKTION	29
5	VÄRMESYSTEMETS UPPBYGGNAD	33
5.1	Bostadsområdets effekt- och energibehov	33
5.2	Sjöförlagd avloppsvattenledning	34
5.3	Ur avloppsvattnet uttagen energi	35
5.4	Tillsats- och reservsystem	36
5.5	Värmepumpens olika driftförhållanden	37
5.5.1	Vinterfall	38
5.5.2	Vår- och höstfall	40
5.5.3	Sommarfall	40
5.6	Lågtemperatursystem	40

	Sida	
6	INVESTERINGS- OCH KOSTNADSKALKYL	43
6.1	Investeringskalkyl	43
6.2	Driftkostnads-kalkyl	44
6.3	Kostnadssammanställning	46
6.4	Finansiering	46
7	REFERENSLISTA	47
BILAGA 1.	Temperaturförluster i oisolerad sjöförlagd avloppsvattenledning	49
BILAGA 2.	Akkumuleringstankens volym	52
BILAGA 3.	Kulvertsystem Kullaskogen	53

FÖRORD

Föreliggande utredning är upprättad av VIAK AB på uppdrag av Vaxholms kommun och utgör redovisning av förprojektering av VÄRMEPUMPSYSTEM MED VÄRMEÅTERVINNING UR AVLOPPSVATTEN I VAXHOLM. Projektet har bedrivits under tiden 1980-04-01--1980-10-31 med anslag från Statens råd för byggnadsforskning.

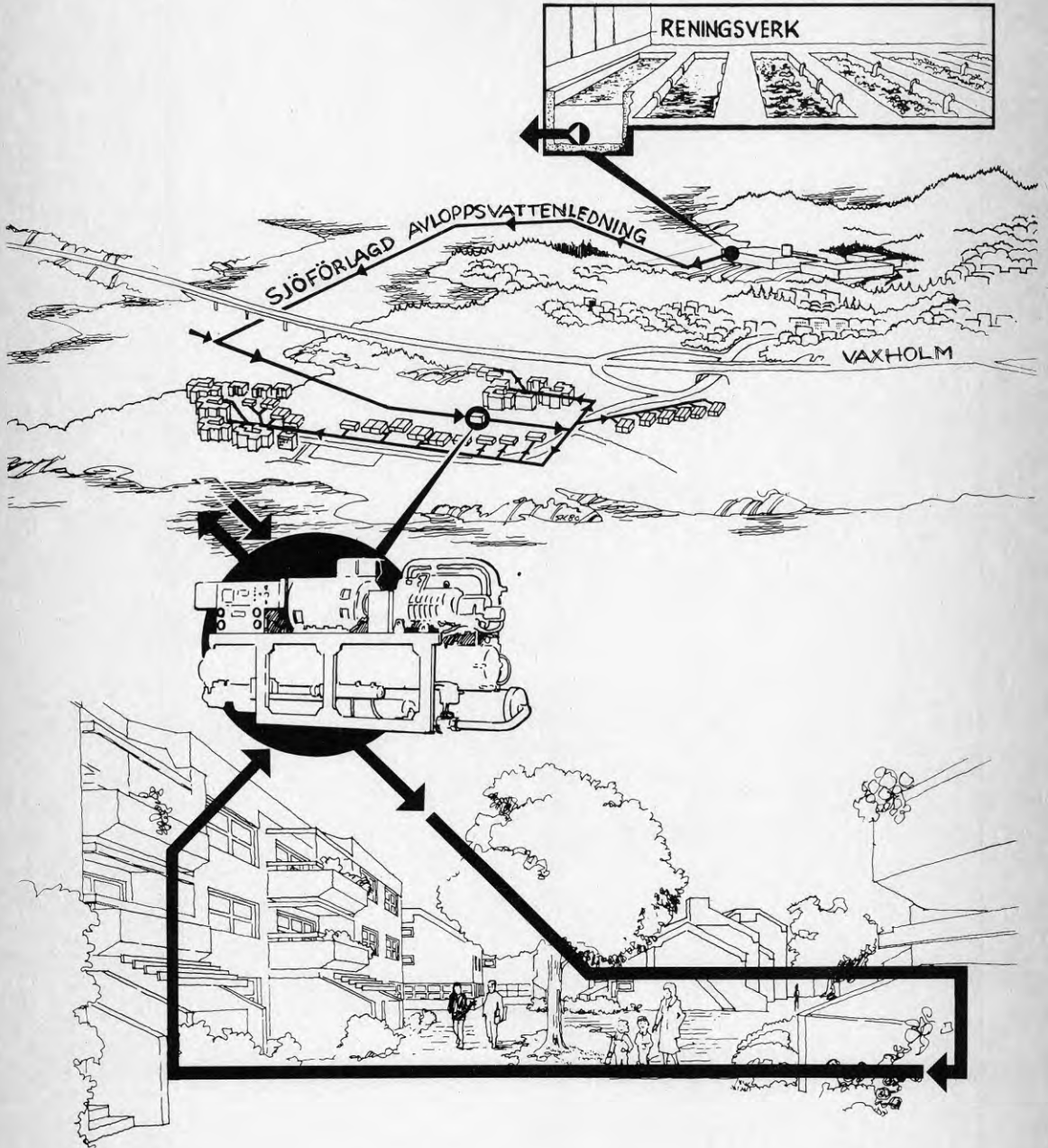
Enligt önskemål från kommunen har direktverkande el använts som referensanläggning då man vid förplanering av området förutsatt att denna uppvärmningsform skulle utnyttjas. För värmepumpsystem innebär detta en mer ogynnsam jämförelse än om jämförelsen skett med t ex vattenburen el.

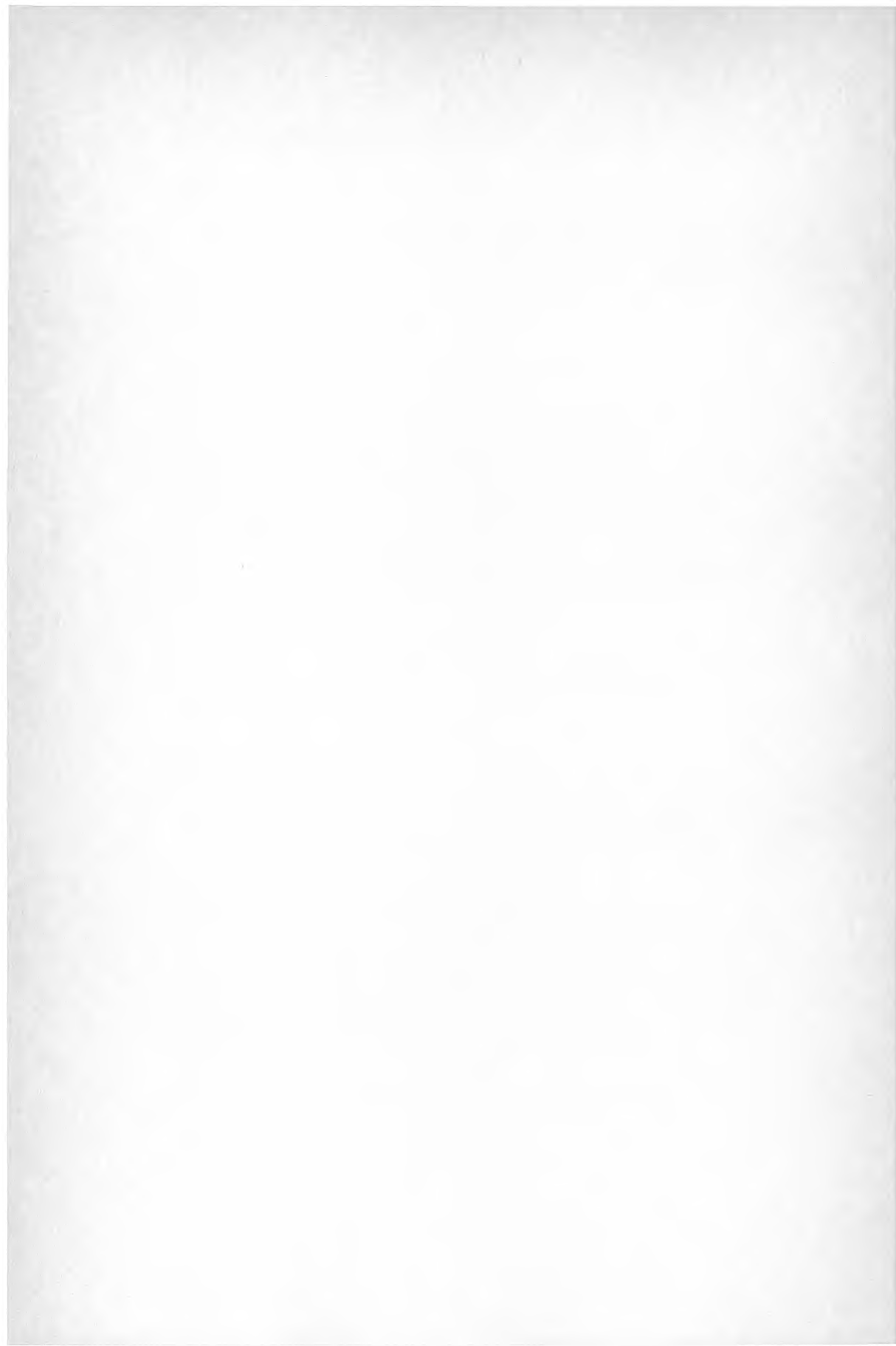
Arbetet har genomförts av Margareta Gefwert och Herje Wahlberg. Värdefulla synpunkter i samband med redovisningen har erhållits av Jonas Hallenberg.

Vällingby 1980-10-31

Herje Wahlberg
Projektledare







I föreliggande rapport studeras möjligheterna att tillvarata energi i avloppsvattnet från Blynäs reningsverk i Vaxholms kommun. Avsikten är att med hjälp av en värmepump återvinna energin och utnyttja den för uppvärmning av det nya bostadsområdet Kullaskogen.

Bostadsområdet omfattar ca 150 lägenheter på tillsammans 13 000 m² bostadsyta fördelat på enbostads-, par- och flerbostadshus.

Effektbehovet är beräknat till 700 kW och energibehovet till 1,9 GWh/år. Uppvärmningssystemet dimensioneras för lågtemperaturvärme, 60/40°C.

En eldriven värmepump täcker grundvärmebehovet och placeras i en värmecentral som uppförs i direkt anslutning till bostadsområdet.

Vid reningsverket anläggs en bassäng för utjämning av avloppsvattenflödets dygnsvariationer. Avloppsvattnet pumpas från utjämningsbassängen till värmepumpen i en sjöförlagd ledning. Värmepumpen dimensioneras för en inkommande avloppsvattentemperatur av lägst +6°C och en temperatursänkning i värmepumpen av knappt 4°C. Efter värmeavgivning återförs avloppsvattnet till recipienten. Under ett dygn pumpas maximalt 1 100 m³ avloppsvatten genom värmepumpens värmeupptagande del.

Under vissa perioder av året, då sjövattnets temperatur är högre än avloppsvattnets, kommer sjövatten att pumpas in i förångaren i stället för avloppsvatten. En automatisk ventil väljer endera sjövatten eller avloppsvatten som energikälla beroende på vilket som har den högsta temperaturen.

Vid ovan angivna flöde och temperaturfall kan ca 195 kW utvinnas ur avloppsvattnet. Med värmefaktorn 3,2 uppgår den termiska effekten till drygt 280 kW. Från värmepumpen utgår en värmebärartemperatur av ca 50°C.

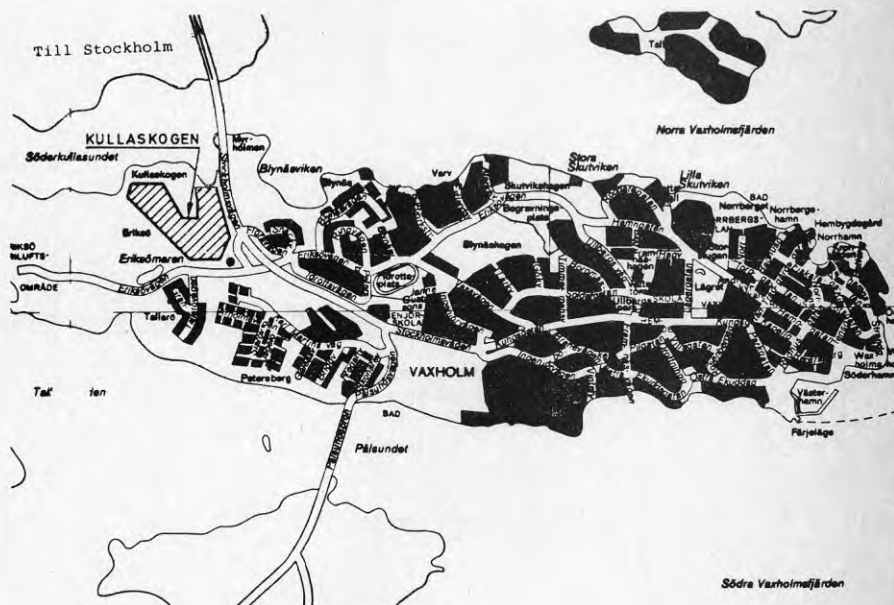
Som tillsatsvärme för årets kallaste dagar planeras billig natt-el att utnyttjas. En elpanna, som under normala förhållanden endast är i drift under natten, värmer hetvattnet till 120°C. Hetvattnet ackumuleras för att användas dagtid. Ackumuleringsystemet är slutet, och värmen överförs via en växlare till radiatorkretsen. Ackumuleringsstankens volym är beräknad till ca 125 m³ för att täcka den under dagen maximala energiförbrukningen.

Utredningen visar att med dagens energipris ökar den årliga kostnaden för ett värmepumpsystem med ca 377 000 kr jämfört med direktverkande el. Om hänsyn tas till en inflation av 10% blir kostnadsdifferensen istället 112 000 kr/år. Energiförbrukningen minskar med ca 1200 MWh/år, dvs med ca 60% av den totala energiförbrukningen.

De senaste årens osäkerhet beträffande framtida energiförsörjning har medfört att tidigare ej uppmärksammade energikällor numera undersöks mycket ingående, både med avseende på utvinningsteknik och lönsamhet.

En sådan värmekälla är kommunalt avloppsvatten som finns samlat i närheten av alla större orter. Det transporteras vanligen via ledningar och pumpstationer till ett reningsverk, där det behandlas för att sedan avledas till recipienten. Avloppsvatten som värmekälla finns således att tillgå dels obehandlat före reningsverket dels behandlat efter reningsverket.

I föreliggande rapport undersöks möjligheterna att återvinna värme ur behandlat avloppsvatten från Blynäs reningsverk i Vaxholm. Den utvunna energin skall utnyttjas för uppvärmning av det planerade bostadsområdet Kullaskogen.



FIGUR 1 Situationsplan över Vaxön

Till grund för rapporten ligger en av VIAK tidigare utarbetad förstudie där alternativa uppvärmningsformer för Kullaskogen studerades. Direktverkande el befanns vara den billigaste uppvärmningsformen vid då gällande energipris. Från energiförsörjningssynpunkt ansågs emellertid alternativet med centralvärme och värmepump vara det mest flexibla och bedömdes förbruka ca 50% mindre energi än de övriga studerade alternativen.

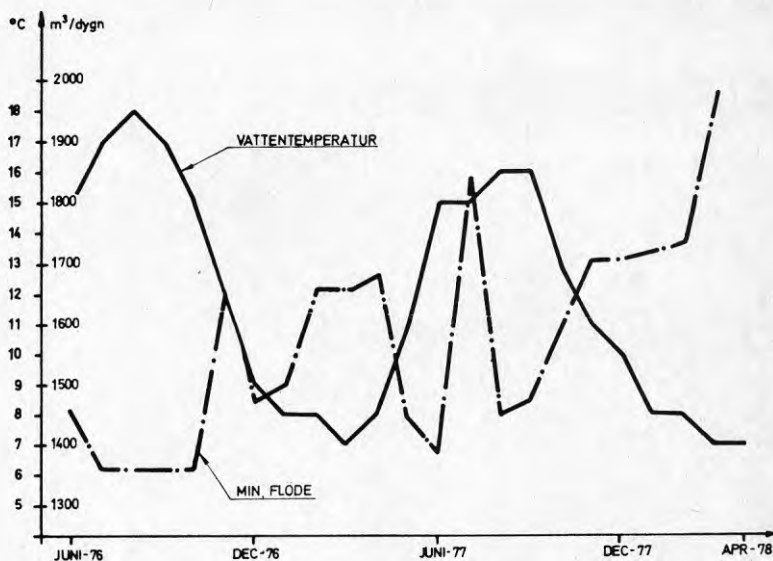
I det följande studeras mer ingående alternativet med en värmepump som täcker grundvärmebehovet och en ackumuleringsanläggning för elvärme som levererar spetsenergi. Referensanläggning är direktverkande el.

3.1 Värmeinhåll i avloppsvatten

Ett kommunalt avloppsvatten är sammansatt av olika typer av avloppsvatten såsom spillvatten från enskilda fastigheter och gemensamhetsanläggningar, industriellt avloppsvatten, ofta kylvatten, läck- och dräneringsvatten samt beroende på ledningssystem även regnvatten.

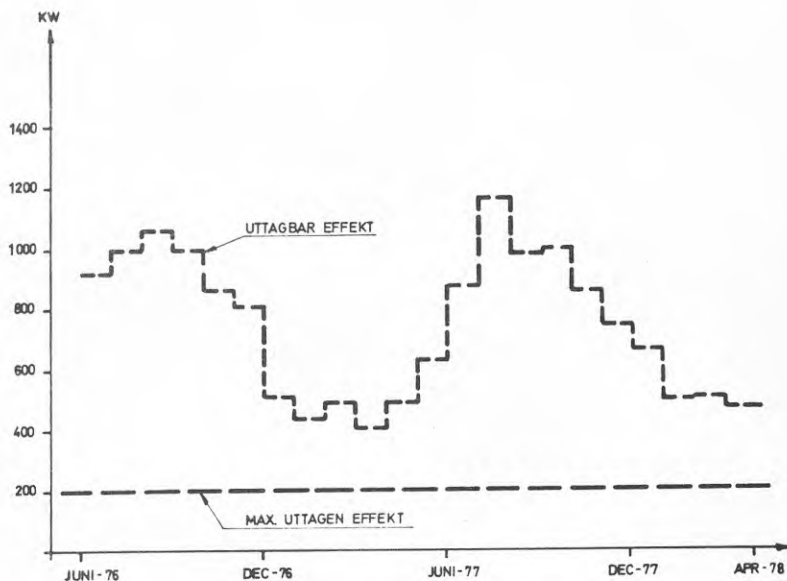
Mängden läck- och dräneringsvatten samt regnvatten varierar starkt över året, mest beroende på nederbörden och snösmältningen, medan övriga avloppsvattenflöden är tämligen konstanta.

När man beräknar energiinnehållet i avloppsvatten är det två parametrar som är av intresse, nämligen temperatur och flöde. I FIGUR 2 visas till Blynäs reningsverk inkommande avloppsvattentemperaturer och flödesvariationer över året.



FIGUR 2 Avloppsvattnets temperatur- och flödesvariationer över året.

Avloppsvattnets temperatur och flöde bestämmer således energiinnehållet. På grund av flödes- och temperaturvariationer varierar energiinnehållet över året. För uppvärmning av Kullaskogen utnyttjas endast en mindre del av den effekt som är möjlig att återvinna ur avloppsvattnet, se FIGUR 3. I FIGUR 3 redovisas hur den uttagbara effekten varierar över året samt hur stor den av värmepumpen uttagna effekten är.



FIGUR 3 Den uttagbara effektens variation över året samt maximalt uttagen effekt.

Det vattenflöde som kan avge en viss effekt beräknas ur formeln

$$V = \frac{P}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

- P = avgiven effekt (W)
 ρ = vattnets densitet (kg/m^3)
 c_p = vattnets värmekapacitivet (J/kg K)
 Δt = vattnets temperatursänkning (K)

Den för detta projekt dimensionerade värmepumpen kyler avloppsvattnet ca $3,8^{\circ}\text{C}$ vid en ingående temperatur av $+6^{\circ}\text{C}$. Kyleffekten uppgår härvid till 195 kW. För att erforderlig kyleffekt skall uppnås krävs ett avloppsvattenflöde på

$$V = \frac{195\ 000}{10^3 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot 3,8} = 0,012 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.2 Speciella problem i samband med värmeåtervinning ur avloppsvatten

3.2.1 Inledning

Ett alternativ vid värmeåtervinning ur avloppsvatten är att värmeväxla avloppsvattnet i en värmepumps förångare, värmepumpens "kalla" sida. Den ur avloppsvattnet utvunna energin "förädlas", temperaturen höjs med hjälp av till värmepumpen tillförd drivenergi, för att avges till värmesystemets cirkulationsvatten via värmepumpens kondensor. Kondensorn är värmepumpens värmeväxlare på den "varma" sidan. De drift- och konstruktionsproblem som kan uppstå på en värmepumpanläggning med avloppsvatten som värmekälla är främst koncentrerade till förångare och speciellt den värmeupptagande yta i förångare som avloppsvattnet kommer i kontakt med. Beroende på avloppsvattnets kvalitet kan den värmeupptagande ytan utsättas för bl a korrosion och avlagringar. Om andelen torrsustans i avloppsvattnet är stor kan även igensättningar uppstå.

3.2.2 Korrosion

Korrosion och korrosionsförlopp påverkas av flera faktorer. För att karakterisera ett vattens aggressivitet används begreppet kalk-kolsyrejämvikt. Kolsyra förekommer i vatten dels i fri form (CO_2), dels i halv bunden form (HCO_3^-), dels i bunden form (CO_3^{2-}). Av den fria kolsyran tas en del i anspråk för att hålla bikarbonatjonerna i lösning s k tillhörande kolsyra. Den resterande delen kallas aggressiv. Med

kännedom om vattnets halt av fri och bunden kolsyra samt dess temperatur kan man ange dess aggressivitet i förhållande till t ex järn. Vanligtvis bestäms vattnets pH-värde och bikarbonathalt, varefter halten av fri och bunden kolsyra beräknas.

Andra faktorer av betydelse för korrosionsangrepp på metaller är vattnets kloridhalt, speciellt i kombination med låg strömningshastighet och låg karbonathårdhet. Detta gäller speciellt galvaniserat material och i viss mån rostfritt stål.

Vissa organiska material kan i kombination med ovanstående förorsaka s k biologisk korrosion speciellt vid låg strömningshastighet.

Det finns även exempel på vatten där högt innehåll av järnbakterier orsakat punktangrepp.

3.2.3 Avlagringar och igensättningar

Avlagringar och beläggningar förorsakas främst av organisk substans i såväl löst som uppslammad form. Dålig vattenomsättning och låg vattenhastighet påskyndar tendenser till avlagringar. Erfarenheterna från reningsverket i Sundsvall, där en värmepump med behandlat avloppsvatten som värmekälla är i drift, tyder på att man kan få problem med hår, fibrer, alger m m. Dessa problem har dock ej påverkat värmeöverföringsförmågan som man kanske väntar sig, utan i stället har tryckfallet genom förångarsidan ökat avsevärt. För att komma till rätta med avlagringar och igensättningar har man vid anläggningen i Sundsvall installerat ett självrensande filter med en maskvidd på ca 0,4 mm.

Vid reningsverket i Boden, där en värmepumpsanläggning med avloppsvatten som värmekälla nyligen installerats, finns en sil placerad före avloppsvattenpumparna med maskvidden 1 mm och en sil placerad före värmepumpen

med maskvidden 0,4 mm. Troligtvis är inte det första filtret rätt anbringat utan betydligt större partiklar än 1 mm fastnar i 0,4 mm filtret. Detta har till följd att 0,4 mm filtret blir överbelastat och fordrar alltför stor skötsel. Bodens kommun har därför beslutat installera självrensande filter lika Sundsvall.

3.2.4 Val av anläggning

För att bemästra korrosion, avlagringar och igensättningar måste lämpligt material och lämpliga rengöringsmöjligheter väljas. På materialsidan torde rostfritt stål och koppar vara att föredra. För att undvika biologisk korrosion och avlagringar bör vattenhastigheten ej vara för låg. På rengöringssidan bör det finnas möjlighet till både mekanisk och kemisk rengöring. För att en mekanisk rengöring skall vara genomförbar förutsätts att de ytor som avloppsvattnet når är lätt tillgängliga. För kemisk rengöring bör t ex backspolningsutrustning installeras med möjlighet till rundpumpning av tvätt- och algbekämpningsmedel.

3.3 Avloppsvattnets temperaturutbyte med omgivningen

Vid avloppsvattens passage genom ledningsnät, från förbrukare till reningsverk, överförs stora värmemängder från avloppsvattnet till bl a omgivande mark, under förutsättning att markens temperatur är lägre än avloppsvattnets. Då behandlat avloppsvatten utnyttjas som värmekälla till värmepumpar har alltså stora energimängder redan gått förlorade innan vattnet når reningsverket. Dessutom måste, för att tekniken skall vara ekonomiskt lönsam, någon form av bebyggelse eller annan aktivitet med uppvärmningsbehov finnas i nära anslutning till reningsverket så att den utvunna värmen inte behöver transporteras alltför långa sträckor. Större energimängder skulle följaktligen kunna tillvaratas om uttaget

sker tidigare i ledningsnätet, d v s från obehandlat avloppsvatten. Pumpstationer skulle till exempel kunna vara lämpliga uttagspunkter.

Marken kring ledningssystemet tjänar som en buffert på så sätt att temperaturvariationerna i inkommande avloppsvatten till reningsverket är mindre än variationerna från de enskilda hushållen. Faktorer som inverkar på avloppsvattentemperaturen är t ex renvattnets temperatur, andelen varmvatten, annan uppvärmning i byggnader, temperaturutbyte med marken och ventilationsluften i avloppsledningarna samt inläckande grundvatten.

3.3.1 Avloppsvattnets flöde och temperatur

Spillvattenflödet från bostäder är av storleksordningen 220 l/pd. Av detta flöde utgör omkring 30 procent förbrukat varmvatten. Enligt praktiskt genomförda mätningar uppgår temperaturen på det utgående varmvattnet till 55-60°C. Mängden inläckande dräneringsvatten varierar starkt och är beroende av avloppsledningens täthet, markens beskaffenhet samt nederbördens storlek. Vid överslagsmässiga beräkningar kan inläckningsmängden i ledningen sättas till 0.05 l/s,ha.

3.3.2 Temperaturutbyte med ventilationsluft

I avloppsnät bildas gas som ventileras bort för att förhindra inträngning i anslutna byggnader. Detta sker bl a via byggnadernas luftningsledningar. Luften sugas in genom nedstigningsbrunnarnas lock och genom gatuledningen. Luftströmningen åstadkommes av termiska drivkrafter dvs av den densitetsskillnad som uppstår på grund av olika temperaturer. Den termiska drivkraften kan uttryckas

$$TD = h (f_2 - f_1) \quad (\text{Pa})$$

h = luftledningens höjd (m)

f_1 = luftens densitet i avloppsledningen (kg/m^3)

f_2 = luftens densitet utomhus (kg/m^3)

När luften strömmar genom luftningsledningen uppstår friktion mellan luften och rörväggen. Friktionstryckfallet i ledningen kan beräknas ur ekvationen

$$\Delta p = \frac{f_1 v^2}{2g} \left(f \frac{h}{d} + \zeta \right) \quad (\text{Pa})$$

Då

$$TD = \Delta p$$

är systemet i balans. Dvs

$$h(f_2 - f_1) = \frac{f_1 v^2}{2g} \left(f \frac{h}{d} + \zeta \right)$$

detta ger

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{f \frac{h}{d} + \zeta} \left(\frac{f_2}{f_1} - 1 \right)}$$

Luftflödet, \dot{V} , genom varje luftningsledning beräknas med ekvationen

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

där d = luftningsledningens diameter (m)

f = friktionskoefficient (-)

ζ = engångsmotstånd i utloppet. $\zeta \approx 1$ för tvärt utlopp (-)

Den termiska effekt som avges från avloppsvattnet till ventilationsluften är beroende av uteluftens temperatur och fukttinhåll dvs av dess entalpi, av avloppsvattnets temperatur samt av luftflödets storlek. Den till ventilationsluften avgivna effekten fås av

$$P = \dot{V} \cdot \rho_1 (i_1 - i_2)$$

och resulterar således i en temperatursänkning på avloppsvattnet. Denna temperatursänkning kan uttryckas med

$$\Delta t_v = \frac{P}{Q \cdot \rho_3 \cdot c_p} \quad (1)$$

eller

$$\Delta t_v = \frac{\pi \cdot d^2 \rho_1 (i_1 - i_2)}{4 \cdot Q \cdot c_p \cdot \rho_3} \cdot \sqrt{\frac{2gh}{f \frac{h}{d} + \zeta} \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right)} \quad (2)$$

där i_1 = ventilationsluftens entalpi vid temperaturen t_1
(kJ/kg K)

i_2 = uteluftens entalpi dvs vid temperaturen t_2
(kJ/kg K)

ρ_3 = avloppsvattnets densitet (kg/m³)

3.3.3 Temperaturutbyte med mark

Temperaturutbytet med marken kan beräknas med (ur VAV P14):

$$Q/L = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda}{c_p \cdot \ln\left(\frac{2h}{r}\right) \cdot \ln\left(\frac{t_f - t_h}{t_e - t_h}\right)}$$

Q = dygnsmedelvärdet under vinterhalvåret för avloppsvattenflödet i ledningen (m³/S)

L = ledningens längd (m)

λ = markens värmeledningstal (W/m²°C)

c_p = avloppsvattnets värmekapacitivitet (kJ/kg K)

h = läggningsdjupet räknat till rörcentrum (m)

r = rörets invändiga diameter (m)

t_f = avloppsvattnets temperatur före ledningen (°C)

t_e = avloppsvattnets temperatur efter ledningen (°C)

t_h = marktemperaturen på ledningens nivå på stort avstånd från ledningen (°C)

En utveckling av ekvationen ger avloppsvattnets temperatur efter ledningen:

$$\ln\left(\frac{t_f - t_h}{t_e - t_h}\right) = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \lambda \cdot L}{c_p \cdot Q \cdot \ln(r/2h)} = K$$

$$\frac{t_f - t_h}{t_e - t_h} = e^K$$

$$t_e = t_h + e^K (t_f - t_h) \quad (3)$$

$$K = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \lambda \cdot L}{c_p \cdot Q \cdot \ln(r/2h)} \quad (4)$$

Markens årsmedeltemperatur är för varje 100-tal dagar som snötäcket varar approximativt 1,5°C högre än luftens årsmedeltemperatur. Marktemperaturen, t_h , varierar med lufttemperaturen, men jämfört med luften är dess maxima och minima förskjutna 1 månad för varje meter under markytan, dvs om luftens temperatur har maximum i juli är markens på 1 meters djup i augusti och på 6 meters djup i januari. Även temperaturvariationernas amplitud varierar med djupet. För markarter typ sandblandad jord och liknande kan följande ekvation ställas upp:

$$t_h = t_{1, \text{årsm}} + \zeta 1.5 \pm 0.5 \cdot 0.6^h (t_{1, \text{max}} - t_{1, \text{min}}) \quad (5)$$

ζ = antalet hundra dagar som snötäcket varar per år

h = markdjupet i meter

$t_{1, \text{årsm}}$ = luftens årsmedeltemperatur (°C)

$t_{1, \text{max}}$ = luftens maximitemperatur (°C)

$t_{1, \text{min}}$ = luftens minimitemperatur (°C)

Uttrycket för avloppsvattnets temperaturförlust till mark blir:

$$\Delta t_m = t_f - t_h - e^K (t_f - t_h) \quad (6)$$

med K och t_h enligt ovan.

Slutligen kan avloppsvattnets temperatur in till reningsverket beräknas:

$$t_e = t_f - \Delta t_v - \Delta t_m \quad (7)$$

där t_e = avloppsvattnets temperatur in i reningsverket, dvs efter ledningsnätet

t_f = avloppsvattnets temperatur från förbrukarna, dvs före ledningsnätet

Δt_v = avloppsvattens temeperaturfall på grund av förluster till ventilationsluften

Δt_m = avloppsvattnets temperaturfall på grund av förluster till omgivande mark.

Ett energiuttag i t ex en pumpstation medför att temperaturdifferensen mellan avloppsvattnet och omgivningen minskar och därmed minskar även effektförlusterna. Detta innebär i sin tur att temperatursänkningen inte blir så stor under transporten till reningsverket, vilket kan belysas med nedanstående räkneexempel:

3.3.4 Exempel

Ett mindre samhälle (600 småhus) i Stockholms närhet på drygt 100 ha bebyggd yta har i runda tal 2000 invånare. Från samhället till reningsverket distribueras avloppsvattnet i en 4 km lång ledning. Ledningen förutsätts ligga på 2 meters djup och tjälfritt.

Spillvattenflödet uppgår till 220 l/p,d från hushållen plus 55 l/p,d allmänt, vilket ger ett totalt spillvattenflöde av $(220 + 55) \times 2000 = 550\ 000$ l/d = 6 l/s. Av dessa 6 l/s utgör ca 30 procent 60-gradigt varmvatten och resten 10-gradigt kallvatten, dvs blandningstemperaturen blir 25°C ($0,3 \times 60 + 0,7 \times 10$).

Uppskattningsvis läcker dessutom ca 0,05 l/s, ha dräneringsvatten in i ledningen, dvs 5 l/s för hela området. I Stockholm är utelufttemperaturen som lägst i februari och därmed är marktemperaturen enligt tidigare som

lägst i april. Dräneringsvattnet består till stora delar av snösmältnings- och regnvatten och antas därför hålla något lägre temperatur är uteluften, ca $+4^{\circ}\text{C}$.

Från samhället utgår alltså ett avloppsvattenflöde av:

Hushålls + Allmänt spillvatten	6 l/s (25°C)
Dräneringsvatten	5 l/s (4°C)
	11 l/s ($15,5^{\circ}\text{C}$)

Densiteten för fuktig luft beräknas enligt

$$\rho = \rho_t (1 + x)$$

där ρ_t är densiteten för torr luft vid temperaturen t och x den fuktiga luftens absoluta fukttinnehåll.

Uteluftens medeltemperatur är i april $+4,4^{\circ}\text{C}$ och den relativa fuktigheten ungefär 60%. Därmed är $x_2 = 0,003$ kg vatten/kg torr luft (se FIGUR 4), $\rho_{t2} = 1,256$ kg/m³ torr luft och $\rho_2 = 1,256(1 + 0,003) = 1,260$ kg/m³ luft. Luften ut ur luftningsledningen antas vara mättad och hålla ungefär samma temperatur som avloppsvattnet, dvs $\varphi \approx 100\%$ och $t_1 \approx 15,5^{\circ}\text{C}$. I detta fall blir $x_1 = 0,011$ kg vatten/kg torr luft, $\rho_{t1} = 1,208$ kg/m³ torr luft och $\rho_1 = 1,208(1 + 0,011) = 1,221$ kg/m³ luft.

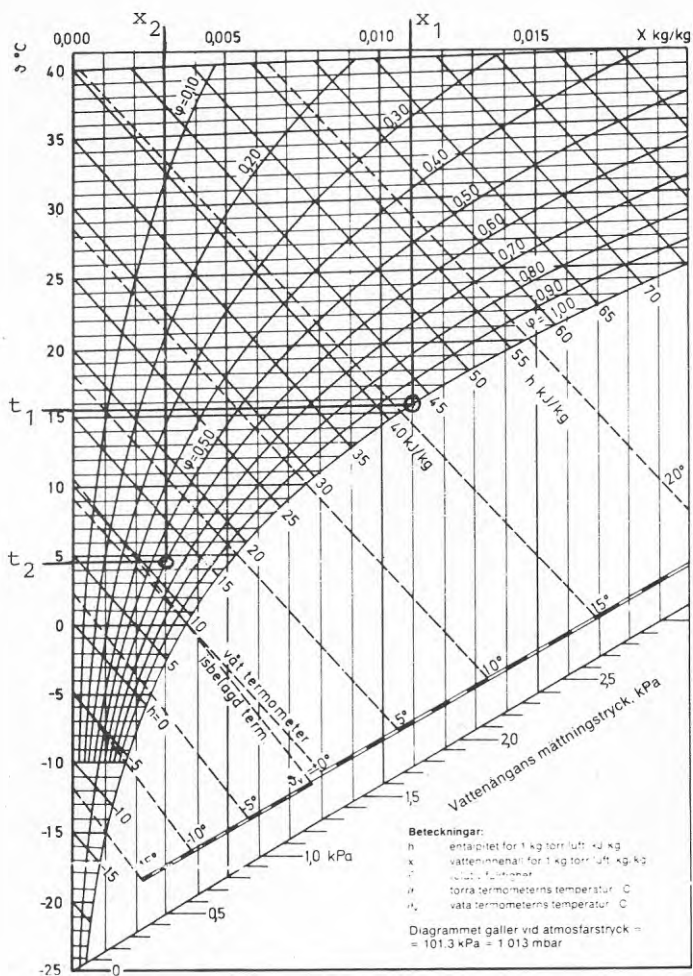
Ur FIGUR 4 fås även $i_1 = 42$ kJ/kg och $i_2 = 12$ kJ/kg, varvid förutsatts att den luft som lämnar luftningsledningen är mättad och håller ungefär samma temperatur som avloppsvattnet.

För 600 luftningsledningar med höjden 6 m, diametern 0,075 m och friktionskoefficienten 0,025 fås då temperaturförlusten till ventilationsluften:

$$\Delta t_v = \frac{600 \cdot (0,075)^2 \cdot \pi \cdot 1,22 (42 - 12) 10^3}{4 \cdot 0,011 \cdot 4,2 \cdot 10^6}$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 6}{0,025 \cdot \frac{6}{0,075} + 1} \cdot \left(\frac{1,26}{1,22} - 1 \right)} \approx 2,4^{\circ}\text{C}$$

Denna temperatursänkning förutsätts ske i början på ledningsnätet, före en pumpstation.



FIGUR 4 Mollierediagrammet för fuktig luft

Marktemperaturen på ledningsdjupet (2 m) beräknat enligt ekvation (5) ger:

$$\begin{aligned}
 t_{2m} &= 6,6 + 1,5 \pm 0,5 \cdot 0,6^2 (17,8 - (-3,1)) = \\
 &= 8,1 \pm 3,8 = \begin{cases} 11,9^{\circ}\text{C} & (\text{max}) \\ 4,3^{\circ}\text{C} & (\text{min}) \end{cases}
 \end{aligned}$$

Således är markens temperatur på 2 meters djup som lägst i april månad och lika med $4,3^{\circ}\text{C}$. Ekvation (3) ger avloppsvattentemperaturen in i reningsverket, men först måste konstanten K beräknas. Om ledningsdimensionen antas vara $\varnothing 250$ blir $r = 0,125$ och ekvation (4) ger:

$$K = \frac{6,3 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 4000}{4200 \cdot 0,011 \cdot \ln\left(\frac{0,125}{4}\right)} = -0,157$$

Avloppsvattnets temperaturförlust till mark blir:

$$\Delta t_{m1} = (15,5 - 2,4) - 4,3 - e^{-0,157} (15,5 - 2,4 - 4,3) \approx 1,3^{\circ}\text{C}$$

Slutligen beräknas avloppsvattentemperaturen in i reningsverket:

$$t_e = 15,5 - 2,4 - 1,3 = 11,8^{\circ}\text{C}$$

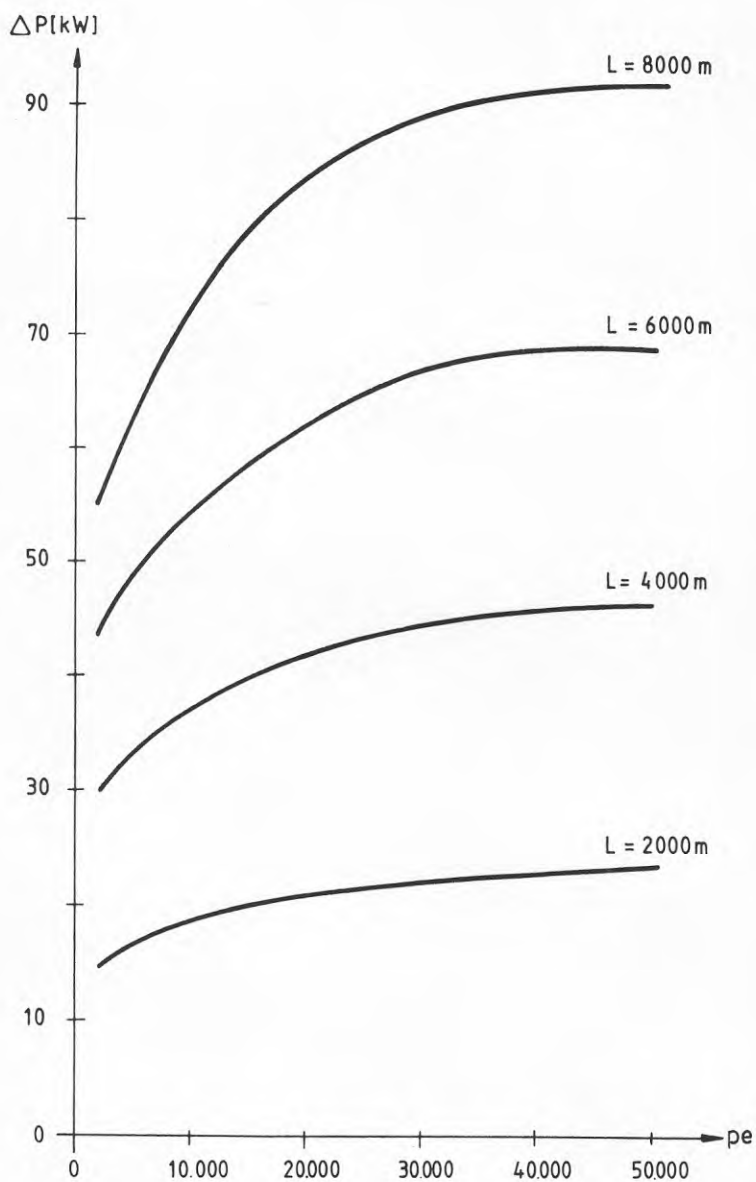
Om man i början på ledningen, t ex som tidigare nämnts i en pumpstation, istället sänker avloppsvattnets temperatur ungefär 5°C med en värmepump kommer temperaturen in i reningsverket att bli:

$$\Delta t_{m2} = (15,5 - 2,4 - 5) - 4,3 - e^{-0,157} (15,5 - 2,4 - 4 - 4,3) \approx 0,6^{\circ}\text{C}$$

dvs temperaturförlusten till mark blir $0,7^{\circ}\text{C}$ mindre än då inget energiuttag i t ex en pumpstation gjordes. Genom att ta energi i en pumpstation före reningsverket "vinner" man $0,7^{\circ}\text{C}$ eller en effekt av

$$P = Q \cdot f_3 \cdot c_p (\Delta t_{m1} - \Delta t_{m2}) = 0,011 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot 0,7 \approx 30 \text{ kW.}$$

I FIGUR 5 redovisas den "energivinst" man erhåller vid varierande flöden och ledningslängder, genom att ta energin i t ex en pumpstation före reningsverket.



FIGUR 5 "Energivinst" som funktion av antalet anslutna personekvivalenter och ledningslängder.

Förutom "energivinsten" minskar även kulvertdragningen väsentligt, varför - från såväl energi- som ekonomisynpunkt - obehandlat avloppsvatten är att föredra framför behandlat. Dock kan vissa igensättningsproblem uppstå på förångarsidan. Med en spaltsilt före förångaren kan dessa problem till stora delar elimineras. I ett bostadsområde i Skurup utnyttjas obehandlat avloppsvatten till en värmepumpanläggning och denna anläggning har hittills fungerat helt tillfredsställande.

3.3.5 Den biokemiska avloppsreningsprocessens temperaturberoende

Vid avloppsrening ingår ofta biokemiska processer. Dessa processer karakteriseras bl a av att reaktionshastigheten är temperaturberoende. Högre temperatur ger högre reaktionshastighet och därmed minskade volymbehov i reaktionstankar. Avloppsvattnets temperatur är högre på sommaren och hösten än på vintern och våren, vilket kan medföra motsvarande variationer i de biologiska processernas effektivitet.

Den biologiska nedbrytningens temperaturberoende är relativt väl kartlagd. En temperaturhöjning eller -sänkning av 5°C ger 10-20% ökning respektive minskning av reaktionshastigheten. Detta påverkar dimensioneringen av reningsverket, så att en högre temperatur på avloppsvattnet innebär att mindre volymer erfordras på luftningsbassängerna.

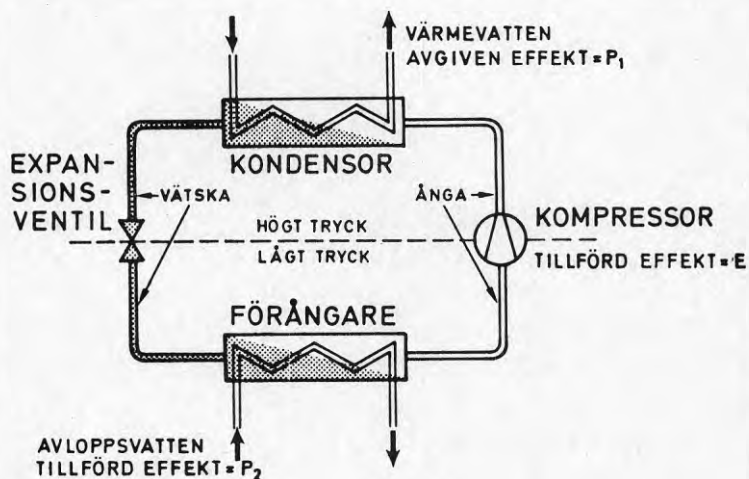
För att hålla samma ingående avloppsvattentemperatur vid ett energiuttag före reningsverket, som vid ett opåverkat ledningsnät och därmed bibehålla den befintliga bassängvolymen, kan den ingående avloppsvattentemperaturen höjas genom att en värmepump "tar värme" från reningsverkets utlopp och för till inloppet.

Även då ett reningsverks kapacitet börjar bli för liten för att klara rening av erforderliga avloppsvattemängder kan det i vissa fall vara mer ekonomiskt

att ansluta en värmepump mellan ut- och inlopp, i syfte att höja inloppstemperaturen och därmed även reaktionshastigheten, än att bygga ut bassängvolymen.

I en värmepump upptas värme vid en låg temperatur och avges vid en högre. För att detta skall vara möjligt måste emellertid alltid en viss mängd högvärdig energi tillföras värmepumpen. Denna högvärdiga drivenergi avges sedan tillsammans med den uttagna lågvärdiga värmen vid den högre temperaturen ($P_1 = E + P_2$), se FIGUR 4. Värmepumpen kan således avge betydligt mer värme än vad som tillförts som drivenergi.

En värmepump som är utförd enligt principen med förångningsprocess har fyra komponenter, vilka framgår av FIGUR 6. Ett köldmedium cirkulerar i ett slutet system och mediets tryck- och temperaturtillstånd påverkas av de olika komponenterna. I förångaren, som står under lågt tryck, bringas köldmediet att koka genom att lågvärdig värme tillförs. Den ånga som härvid bildas sugas upp och tryckhöjs i kompressorn, där efter blåses den in i kondensorn. Eftersom ångan nu har högt tryck kondenserar den vid en hög temperatur och avger samtidigt sin kondenseringsvärme. Den vätska som bildas passerar expansionsventilen i vilken trycket sänks och vätskan tillförs åter förångaren.



FIGUR 6 Värmepump enligt principen med förångningsprocess

För att värmepumpen skall avge värme måste högvärdig energi tillföras för att driva kompressorn. Eldrift är för närvarande det helt dominerande drivsättet. Dieseldrift eller andra typer av förbränningsmotorer kan i framtiden bli mycket intressanta om elpriset stiger snabbare än priset på annan drivenergi. För- och nackdelar med dieseldrivna värmepumpar belyses längre fram i rapporten. I Kullaskogen bedöms dock en eldriven värmepump vara det mest lämpliga.

Ett mått på hur bra drivenergin används i värmepumpen är den s k värmefaktorn som betecknas \varnothing och är förhållandet mellan avgiven värme och tillförd drivenergi, d v s

$$\varnothing = \frac{P_1}{E} \quad (8)$$

Värmefaktorn kan även uttryckas

$$\varnothing = \eta \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (9)$$

där T_1 = kondenseringstemperatur (K)

T_2 = förångningstemperatur (K)

η = verkningsgrad

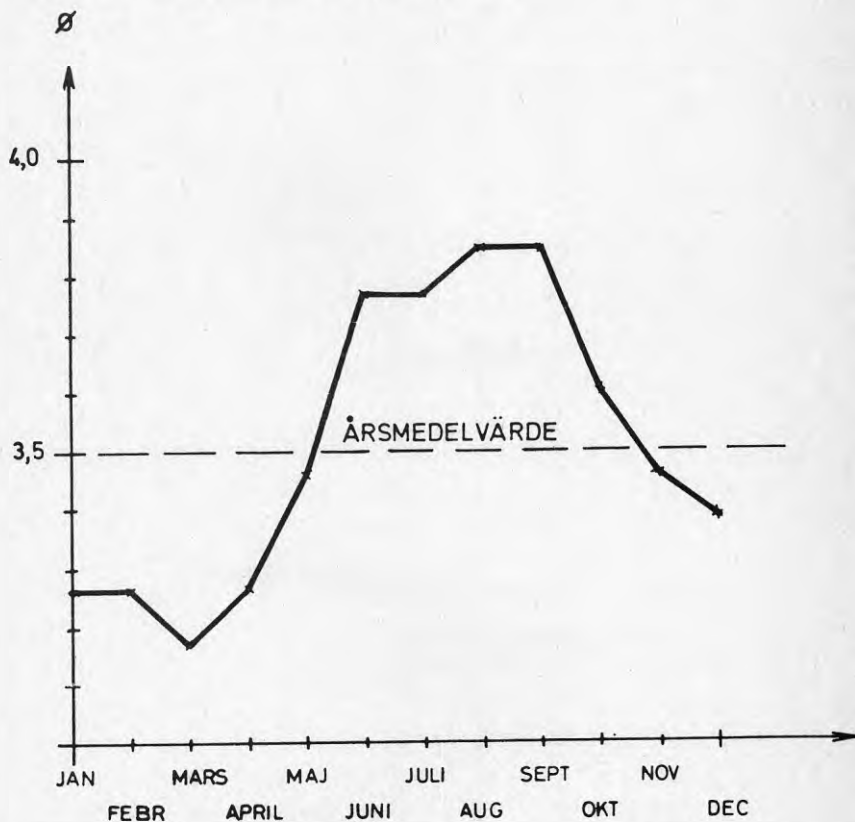
Av ekvationen (9) framgår att en liten temperaturskillnad mellan värmeupptagning och värmeavgivning ger en bra värmefaktor.

Eftersom köldbärartemperaturen är beroende av värmekällans temperatur, som här är lika med avloppsvattnets eller sjövattnets temperatur, innebär detta att även förångningstemperaturen, T_2 , är bestämd inom ganska snäva gränser.

Däremot kan kondenseringstemperaturen, T_1 , väljas godtyckligt upp till 70°C som är en teknisk gräns med dagens teknik och värmekälla av typ avloppsvatten

($+5^{\circ}\text{C}$ - $+15^{\circ}\text{C}$). För att en hög värmefaktor skall uppnås, och därmed bästa driftekonomi på värmepumpen, bör de båda temperaturnivåerna, T_1 och T_2 , ligga nära varandra, varför T_1 lämpligen väljs så låg som möjligt. Dock kräver värmebäraren en viss minimitemperatur för att erforderlig effekt skall avges i värmesystemet. Det är därför vanligt att kondenseringstemperaturen blir $50-60^{\circ}\text{C}$.

Värmefaktorn (\varnothing) varierar över året eftersom avloppsvattentemperaturen och därmed även förångningstemperaturen (T_2) varierar över året. Kullaskogens värmepump kommer att uppnå en årsmedelvärmefaktor på 3,5, se FIGUR 7. Vid beräkning av värmefaktorerna har endast driften av värmepumpen medtagits.



FIGUR 7 Värmefaktorns variation över året för värmepumpen i Kullaskogen

För att en värmepumpinstallation skall vara motiverad från ekonomisk synpunkt måste vissa villkor vara helt eller delvis uppfyllda.

De viktigaste är:

- lång årlig drifttid
- värmesänka (förbrukare) med ej för högt temperaturkrav
- närliggande värmekälla
- tillgång till ej för dyr drivenergi

Kullaskogens värmepump kommer för tappvarmvattenberedning att utnyttjas hela året och för uppvärmningsändamål under ca 7000 h/år.

Värmesänkan utgörs av bostadsområdet Kullaskogen, där uppvärmningssystemet kommer att dimensioneras för lågtemperaturvärme, 60/40°C.

Värmekälla, d v s avloppsvattnet i Blynäs avloppsreningsverk, är beläget ungefär 1 km från bostadsområdet.

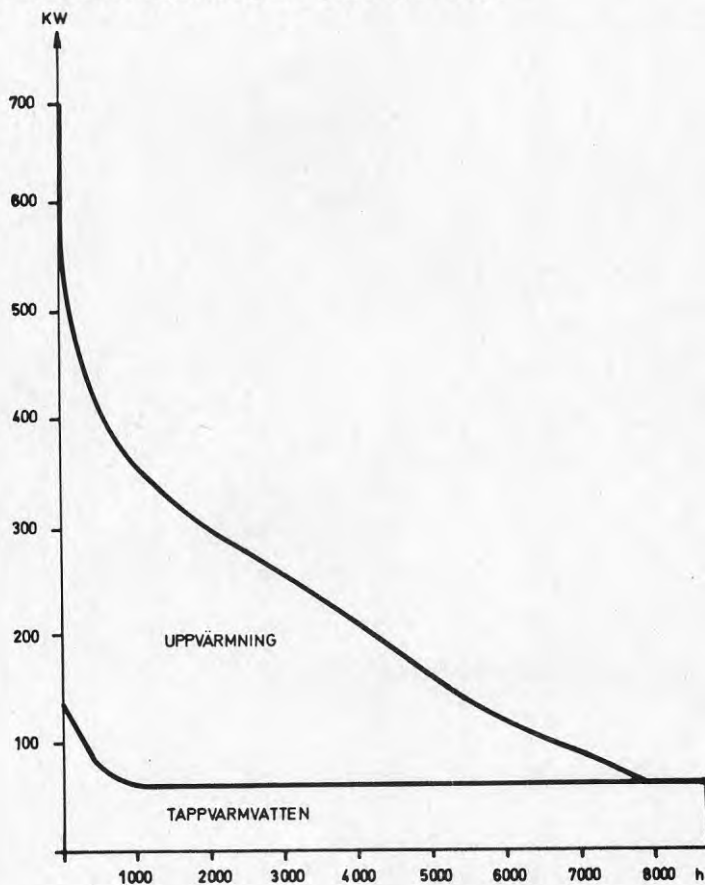
Som drivenergi till kompressorn kommer elenergi, som under den närmaste tioårsperioden bedöms ha gynnsam prisutveckling, att användas.

Ovanstående villkor får därför anses vara uppfyllda för Kullaskogens bostadsområde.

5.1 Bostadsområdets effekt och energibehov

Bostadsområdet Kullaskogen i Vaxholm kommer att omfatta knappt 150 lägenheter på tillsammans ca 13 000 m², fördelat på enbostads-, par- och flerbostadshus.

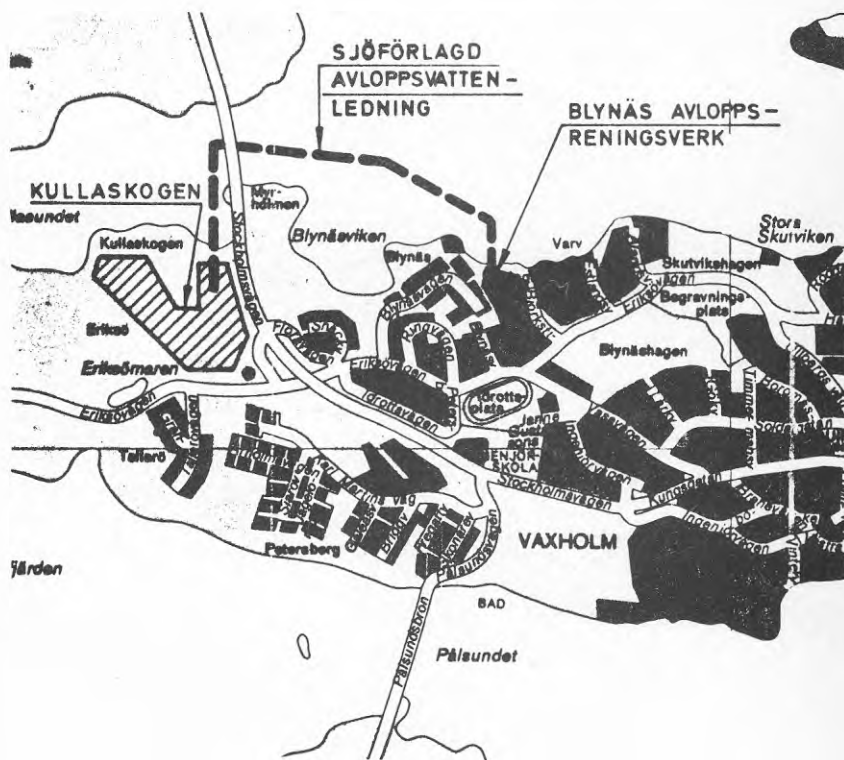
Områdets effektbehov är beroende av utetemperaturen. I FIGUR 8 åskådliggörs hur effekten varierar över året. Maximalt effektbehov är beräknat till 700 kW och årsenergibehovet till 1,9 GWh.



FIGUR 8 Varaktighetsdiagram för Kullaskogens bostadsområde.

5.2 Sjöförlagd avloppsvattenledning

Grundvärmebehovet skall täckas med en eldriven värmepump och som värmekälla till värmepumpen kommer behandlat avloppsvatten från Blynäs avloppsreningsverk att utnyttjas. Avloppsvattnet pumpas, från reningsverket till värmepumpanläggningen, i en till största delen sjöförlagd ledning, se FIGUR 9. Värmepumpen placeras i en värmecentral som uppförs i direkt anslutning till det planerade området.



FIGUR 9 Sjöförlagda avloppsvattenledningens sträckning

En utjämningsbassäng med en beräknad volym av ca 100 m^3 anläggs vid reningsverket. Härigenom kan avloppsvattenflödet in till värmepumpen hållas konstant över hela dygnet trots att det från reningsverket utgående flödet varierar. I bassängen placeras en drickbar pump.

Den sjöförlagda ledningen av oisolerad PEH, svetsas på platsen och nedsänks med vikter. Strandkanterna muddras och ledning läggs där ner i sjöbotten för att förhindra att den rivs upp vid t ex ankring.

Den från reningsverket lägsta utgående avloppsvattentemperaturen har uppmätts till ca $+7^{\circ}\text{C}$. I den sjöförlagda ledningen har temperatursänkningen beräknats till mindre än 1°C (se BILAGA 1) och in i värmepumpen pumpas alltså avloppsvatten med en temperatur av som lägst ca $+6^{\circ}\text{C}$.

Avloppsvattnet, som pumpas direkt in i förångaren, sänks i värmepumpen ca 4°C . Därefter återförs avloppsvattnet till recipienten.

Vid maximalt effektuttag beräknas drygt 1100 m^3 avloppsvatten pumpas genom förångaren under ett dygn.

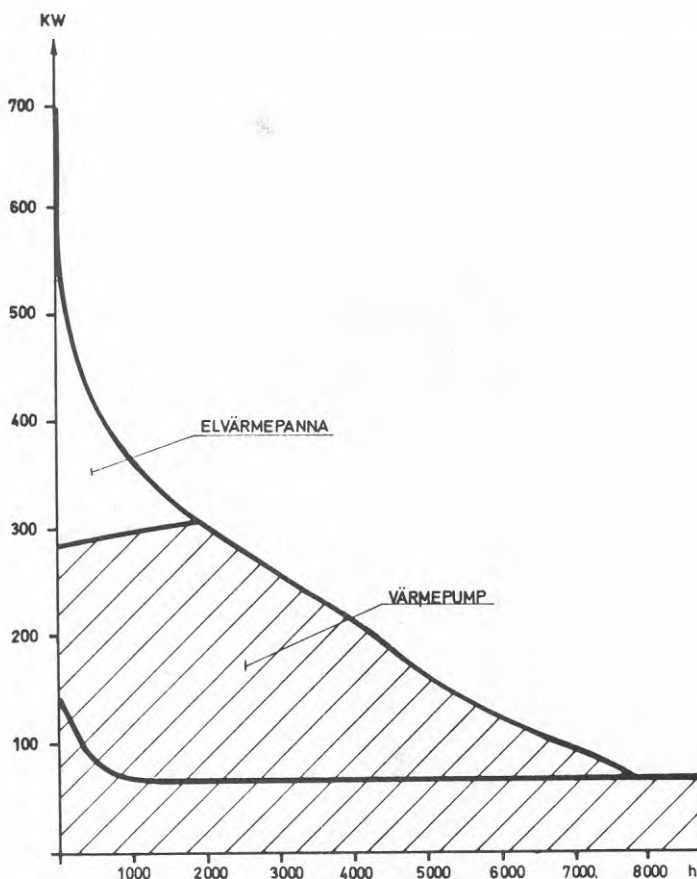
Under vissa perioder av året, då sjövattnets temperatur är högre än avloppsvattnets, kommer sjövattnet att pumpas in i förångaren i stället för avloppsvatten. En automatisk ventil väljer endera sjövattnet eller avloppsvatten som energikälla beroende på vilket som har den högsta temperaturen.

5.3 Ur avloppsvattnet uttagen energi

Värmepumpen dimensioneras för att, vid en ingående avloppsvattentemperatur av $+6^{\circ}\text{C}$, kunna utvinna ca 195 kW ur avloppsvattnet. Värmefaktorn är vid detta driftfall ca 3,2 och värmepumpen kan alltså avge drygt 280 kW termisk effekt. Värmepumpen kommer härigenom att täcka ca 90 procent av Kullaskogens totala årsenergibehov. Se FIGUR 10.

5.4 Tillsats och reservsystem

Som reserv och tillsatsvärme för årets kallaste dagar planeras vattenburen el att utnyttjas.



FIGUR 10 Effekt och energidiagram för Kullaskogens bostadsområde.

En ackumulator laddas under natten då billig elenergi finns tillgänglig och byggnadens effektuttag är lägst. Dagtid är elvärmepannan avstängd och det under natten ackumulerade hetvattnet svarar för energitillförseln. Ackumulatorn bör ha en volym av 125 m^3 för att kunna täcka den under dagen maximala energiförbrukningen, se BILAGA 2.

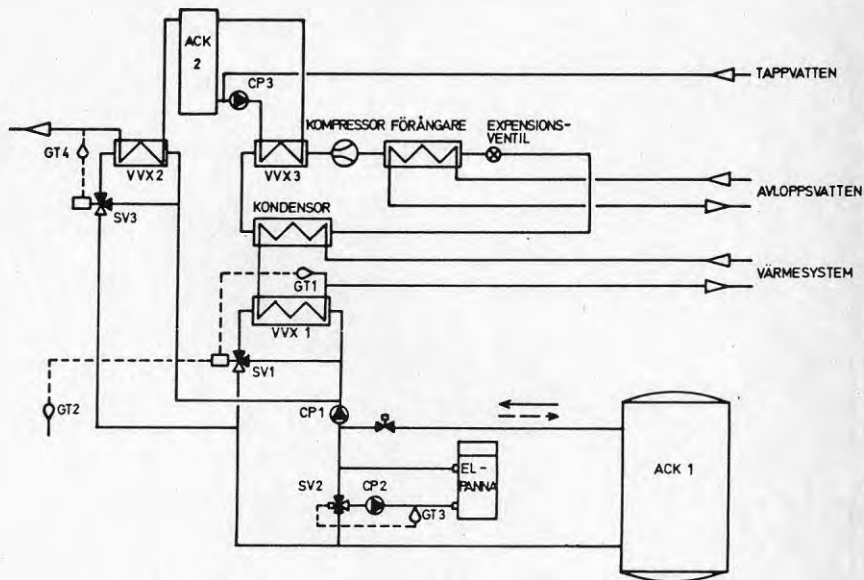
Energiförbrukningen för det kombinerade värmepump/ elvärmepannsystemet har under ett år följande fördelning:

Elvärmepanna	0,2 GWh
El till värmepump*	0,5 GWh
Avloppsvatten	1,2 GWh
	<hr/>
	1,9 GWh

* Beräknat med en årsvärmeffaktor på 3,4 för värmepumpen.

5.5 Värmepumpens olika driftförhållanden

Flödesschemat för den kompletta värmepumpanläggningen, från avloppsvatten till värmevatten, får följande utseende:



FIGUR 11 Flödesschema för värmepumpanläggningen.

Systemet kommer att bestå av fem separata kretsar, se FIGUR 11, för respektive:

- avloppsvatten
- köldmedia
- hetvatten i ackumuleringsanläggning
- tappvarmvatten
- värmevatten

Eftersom energikonsumtionen varierar över året kommer värmepumpsystemet att arbeta under olika driftförhållanden. Dessa kan indelas enligt följande:

1 Vinterfall

Värmepumpdrift med tillsatsenergi för energiproduktion av tappvarmvatten och värmevatten

- a) nattdrift
- b) dagdrift

2 Vår och höstfall

Värmepumpdrift för energiproduktion av tappvarmvatten och värmevatten

3 Sommarfall

Värmepumpdrift för energiproduktion av endast tappvarmvatten

Nedan beskrivs de olika driftfallen:

5.5.1 Vinterfall

Både uppvärmnings- och tappvattenbehov föreligger samtidigt som uttag och/eller ackumulering av elenergi sker. Detta driftfall uppträder då värmepumpen inte klarar att ensam leverera erforderliga energimängder, varför tillsatsenergi måste tillföras, d v s under årets kallaste perioder.

Värmesystem

I värmesystemet cirkulerar värmevatten som värms i värmepumpens kondensator från $+40^{\circ}\text{C}$ till 50°C och sedan eftervärms i VVX 1 med vattenburen el till erforderlig framledningstemperatur, max $+60^{\circ}\text{C}$.

Tappvarmvatten

Tappvarmvattnet förvärms i VVX 3 av överhettad gas från värmepumpens kompressor och eftervärms i VVX 2 av vattenburen el till ca $+55^{\circ}\text{C}$.

Vattenburen tillsats-el

a) nattdrift

Det avkylda hetvattnet pumpas från ackumulatorns botten via styrventilen SV2 till elvärmepannan. Hetvattnet värms till 120°C och leds därefter till ackumulatorn, eller om direkt värmebehov föreligger, till värmeväxlaren, VVX 1. Hetvattnet cirkulerar i den streckade pilens riktning i FIGUR 11.

Elvärmepannan är av elektrodtyp och steglöst reglerbar mellan 15-100% av märkeffekten, 800 kW.

b) dagdrift

Dagtid är elvärmepannan avstängd och det under natten ackumulerade hetvattnet svarar för energitillförseln. Flödesriktningen till och från ackumulatorn blir den motsatta, heldragen pil i FIGUR 11. Hetvattnet pumpas från ackumulatorns topp genom VVX 1 där värmen avges. Det avkylda hetvattnet, ca 70°C , cirkulerar in i ackumulatorns botten.

5.5.2 Vår- och höstfall

Då den erforderliga framledningstemperaturen är lika med eller lägre än den från värmepumpen utgående värmebärartemperaturen kopplas tillsatsenergin bort och värmepumpen svarar ensam för energiproduktionen.

Värmesystem

Värmevattnet värms i värmepumpens kondensator till max $+50^{\circ}\text{C}$. Ingen eftervärmning sker i VVX 1.

Tappvarmvatten

Tappvarmvattnet värms i VVX 3 av överhettad gas från värmepumpens kompressor. För att tappvarmvattnet skall uppnå önskvärd temperatur kan även viss kondensering av gasen accepteras.

Då tillsatsenergin är bortkopplad sker ingen eftervärmning i VVX 2.

5.5.3 Sommarfall

Under årets varma perioder, då inget uppvärmningsbehov föreligger, produceras endast energi för tappvarmvattenberedning. Både värmesystem och tillsatsenergi är avstängda.

Värmeväxlaren VVX 3 kommer att fungera som kondensator där tappvarmvattnet värms.

5.6 Lågtemperatursystem

Från värmecentralen utgående fyr-rörskulvert distribuerar värme- och varmvatten till respektive fastighet, se BILAGA 3. Värmevattnet cirkuleras direkt in i radiatorerna utan mellanliggande värmeväxling.

Den från radiatorerna avgivna effekten bestäms approximativt av formeln

$$P = kA (t_{r,m} - t_1)$$

där k = radiatorns värmegenomgångstal (ungefär konstant)

A = radiatorns värmeavgivande yta

$t_{r,m}$ = radiatorns medeltemperatur

t_1 = rumsluftens temperatur

Radiatorns värmeavgivning är alltså beroende både av den värmeavgivande ytans storlek och av temperaturdifferensen mellan radiatorns medeltemperatur och rumsluftens temperatur.

Lång årlig drifttid för värmepumpen är viktigt eftersom värmepumpen i förhållande till konventionell uppvärmning har hög investeringskostnad men låg driftkostnad.

Ju lägre framledningstemperaturen är desto billigare blir värmepumpen och desto bättre utnyttjas den tillförda elenergin. För att uppnå så bra driftförhållanden som möjligt för värmepumpen dimensioneras uppvärmningssystemet därför för lågtemperaturvärme, 60/40°C.

Detta innebär att radiatorytans medeltemperatur är lägre än vid ett konventionellt 80/60°C system och följaktligen är även temperaturdifferensen mellan radiator och rumsluft lägre. För att samma värmeavgivning skall uppnås vid ett lågtemperatursystem som vid ett konventionellt system måste radiatorytorna följaktligen förstoras.

Ett 60/40°C system kräver ungefär den dubbla radiatorytan jämfört med ett 80/60°C system.

6.1 InvesteringskalkylInvesteringsbehov för värmepumpinstallationen

För att kunna utnyttja avloppsvattnet som värmekälla måste följande investeringar göras:

Utjämningsbassäng, dränkbar pump m m	60 000 kr
Sjöförlagd avlopps- vattenledning	635 000 kr
Värmecentral	475 000 kr
Värmepumpanläggning	200 000 kr
Elvärmepanna, ackumulator, värmeväxlare	415 000 kr
Transformatorcentral	50 000 kr
Värmesystem inkl kulvert- nät och radiatorer	2 300 000 kr
Projektering	350 000 kr
Oförutsett	365 000 kr
	<hr/>
	4 850 000 kr

Investeringsbehov för installation av direktverkande el

För installation av direktverkande el måste följande investeringar göras:

Elradiatorer	480 000 kr
Varmvattenberedare	350 000 kr
Projektering	75 000 kr
Oförutsett	85 000 kr
	<hr/>
	1 150 000 kr

6.2 DriftkostnadskalkylKapitalkostnad

15 år och 13,5% ger annuitetsfaktorn 0.1588 och kapitalkostnaden för

värmepumpsystem	770 000 kr/år
direktverkande el	183 000 kr/år

Ett enkelt sätt att ta hänsyn till inflationens inverkan på investeringar är att använda sig av realränta vid beräkning av kapitalkostnaden. De kapitalkostnader som inte påverkas av inflationen beräknas med en annuitetsfaktor baserad på realränta. Övriga kostnader, som stiger med inflationen, beräknas i dagens pris. Realräntan definieras i detta fall som skillnaden mellan kommunens låneränta, som antas vara 13,5%, och inflationen som sätts till 10%. Realräntan blir följaktligen $13,5 - 10,0 = 3,5\%$. Annuitetsfaktorn blir då vid brukstid 0,087 och kapitalkostnaden för

värmepumpsystem	422 000 kr/år
direktverkande el	100 000 kr/år

Energikostnad

Den minskade energiförbrukningen jämfört med direktverkande el skall betala de ökade kostnaderna för värmepumpanläggningen. Enerpriserna är beräknade efter 1981 års eltariffer.

Elenergiförbrukningen för de båda driftfallen är:

Värmepumpdrift kl 06 - 22	340 MWh/år
kl 22 - 06	360 MWh/år
Direktverkande el kl 00 - 24	1 900 MWh/år

Energipris vid värmepumpdrift:

Kl 06 - 22	24,0 öre/kWh
Kl 22 - 06	14,0 öre/kWh

Energipris vid direktverkande el:

Kl 00 - 24	20,0 öre/kWh
------------	--------------

Eftersom den installerade effekten är av samma storleksordning i de båda driftfallen påverkar denna ej driftkostnadskalkylen utan kan bortses ifrån.

Årskostnad:

värmepumpdrift	132 000 kr/år
direktverkande el	380 000 kr/år

Energikostnadsbesparing:

Med 1981 års energipriser fås vid värmepumpdrift en besparing av:

248 000 kr/år

Med ökat energipris ökar givetvis även driftkostnadsbesparingen motsvarande.

Underhållskostnader

Underhållskostnaderna bedöms uppgå till 2% av värmepumpens och 1% av övrig utrustnings investeringskostnad, vilket ger vid

värmepumpdrift	50 500 kr/år
direktverkande el	12 500 kr/år

6.3 Kostnadssammanställning

	direktverkande el	värmepump
Kapitalkostnad (kr/år)	183 000	770 000
Driftkostnad (kr/år)	380 000	132 000
Underhållskostnad (kr/år)	12 500	50 000
Årlig kostnad (kr/år)	575 000	952 500

Enligt kostnadsberäkningarna erhålls en ökad årlig kostnad av 377 000 kr vid värmepumpsdrift jämfört med direktverkande el.

Om hänsyn tas till inflationen fås följande kostnads-sammanställning:

	direktverkande el	värmepump
Kapitalkostnad (kr/år)	100 000	422 000
Driftkostnad (kr/år)	380 000	132 000
Underhållskostnad (kr/år)	12 500	50 500
Årlig kostnad (kr/år)	492 500	604 500

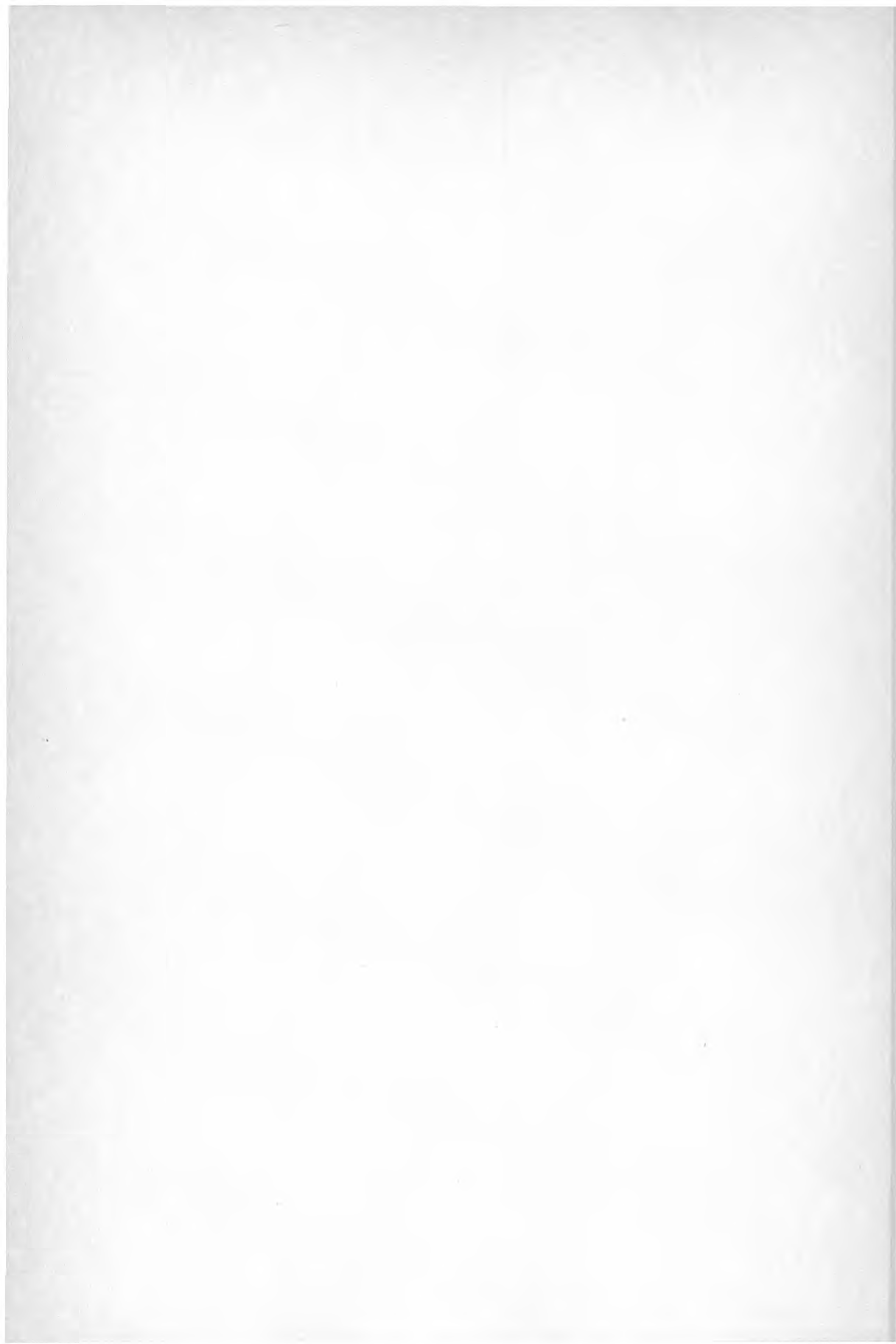
I detta fall erhålls alltså en ökad årlig kostnad av 112 000 kr vid värmepumpdrift jämfört med direktverkan-de el.

6.4 Finansiering

Merkostnaden för de anläggningsdelar som påverkas av den föreslagna systemlösningen jämfört med direkt-
verkande el täcks med ett stående, räntefritt experi-
mentbyggnadslån. Storleken på lånets återbetalnings-
skyldiga del baseras på lönsamheten.

7 REFERENSLISTA

- 1 Andersson B, Backman A, Wahlberg H. Våremåtervinning ur avloppsvatten. Rapport R42:1989 (Statens råd för byggnadsforskning).
- 2 Svensson Gösta. Dygnsbehovet av tappvarmvatten. Rapport R57:1973 (Statens råd för byggnadsforskning)
- 3 VVS Special 1978
- 4 VVS Special 1979
- 5 Läggningsdjup för VA-ledningar i jord med hänsyn till tjäle, Publikation VAV P14 dec 1969.



När avloppsvatten eller annat flytande medium pumpas genom en sjöförlagd ledning uppstår energiförluster då temperaturen i omgivande sjövatten understiger avloppsvattentemperaturen. Avloppsvattnets energiförluster resulterar i en temperatursänkning på avloppsvattnet. När sjövattnentemperaturen överstiger avloppsvattentemperaturen tillförs istället avloppsvattnet energi från sjövattnet. I följande exempel belyses förlustsidan översiktligt.

Formler

Avloppsvattnets temperaturfall, θ , i den sjöförlagda ledningen kan beräknas enligt:

$$\theta = \frac{P}{Q \cdot \rho \cdot c_p} \quad (^\circ\text{C})$$

där

P = till sjövattnet avgiven effekt (W)

Q = avloppsvattenflöde (m^3/s)

ρ = avloppsvattnets densitet (kg/m^3)

c_p = avloppsvattnets värmekapacitet ($\text{J}/\text{kg K}$)

Den från avloppsvattnet till sjövattnet avgivna effekten, P , kan beräknas enligt:

$$P = k A \Delta t \quad (\text{W})$$

där

k = ledningens värmegenomgångskoefficient ($\text{W}/\text{m}^3\text{ }^\circ\text{C}$)

A = ledningens totala värmeavgivande yta (m^2)

Δt = temperaturdifferens mellan avloppsvattnet och sjövattnet

kA definieras genom uttrycket

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{A_m} + \frac{1}{\alpha_u \cdot A_u}$$

där

α_i = inre värmeövergångsmotstånd (W/m^2K)

α_u = yttre värmeövergångsmotstånd (W/m^2K)

A_i = ledningens totala innerarea (m^2)

A_u = ledningens totala ytterarea (m^2)

A_m = ledningens logaritmiska medelarea (m^2)

$$A_m = (A_u - A_i) / \ln(A_u / A_i)$$

Yttre och inre värmeövergångsmotståndens inverkan är så liten att de kan försummas, varför formeln kan skrivas:

$$\frac{1}{kA} = \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{1}{A_m}$$

Exempel med siffervärden

För att beräkna ett karakteristiskt värde på temperaturfallet antas ledningen bestå av oisolerade PEH-rör med ytterdiametern 160 mm, godstjockleken 14,6 mm och en sammanlagd längd på 1000 mm. Sjövattentemperaturen antas vara $+4^{\circ}C$ och avloppsvattentemperaturen $+7^{\circ}C$, vilken är den lägst uppmätta avloppsvattentemperaturen i Blynäs reningsverk (mars månad) samt flödet $0,012 m^3/s$. Värmeledningskoefficienten för PEH-rör är ungefär $0,52 W/m^{\circ}C$. Ovanstående siffervärden ger då

$$A_i = \sqrt{\pi} 0,1308 \cdot 10^3 = 410,9 \text{ m}^2$$

$$A_u = \sqrt{\pi} 0,1600 \cdot 10^3 = 502,7 \text{ m}^2$$

$$A_m = \frac{502,7 - 410,9}{\ln(502,7/410,9)} = 453,3 \text{ m}^2$$

$$\frac{1}{kA} = \frac{0,0146}{0,52} \frac{1}{455,3}$$

$$kA \approx 16 \ 200 \text{ W}$$

$$P = 16 \ 200 \left(\frac{7-6}{2} - 4 \right) = 40 \ 000$$

$$\theta = \frac{40 \ 000}{0,012 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot 10^3} = 0,8^\circ\text{C}$$

Med ett omgivande sjövatten på $+4^\circ\text{C}$ sjunker således avloppsvattnet från $+7^\circ\text{C}$ till ca $6,2^\circ\text{C}$.

ACKUMULERINGSTANKENS VOLYM

Värmepumpen levererar ca 280 kW termisk effekt vid dimensionerande driftförhållanden. Detta motsvarar en energiproduktion av 6700 kWh/dygn.

Energibehovet för tappvarmvatten är ca 3100 kWh/dygn och av dessa förbrukas knappt 95% dagtid.

Energibehovet för uppvärmning uppgår maximalt till 13 200 kWh/dygn och är någorlunda jämnt fördelat över dygnet.

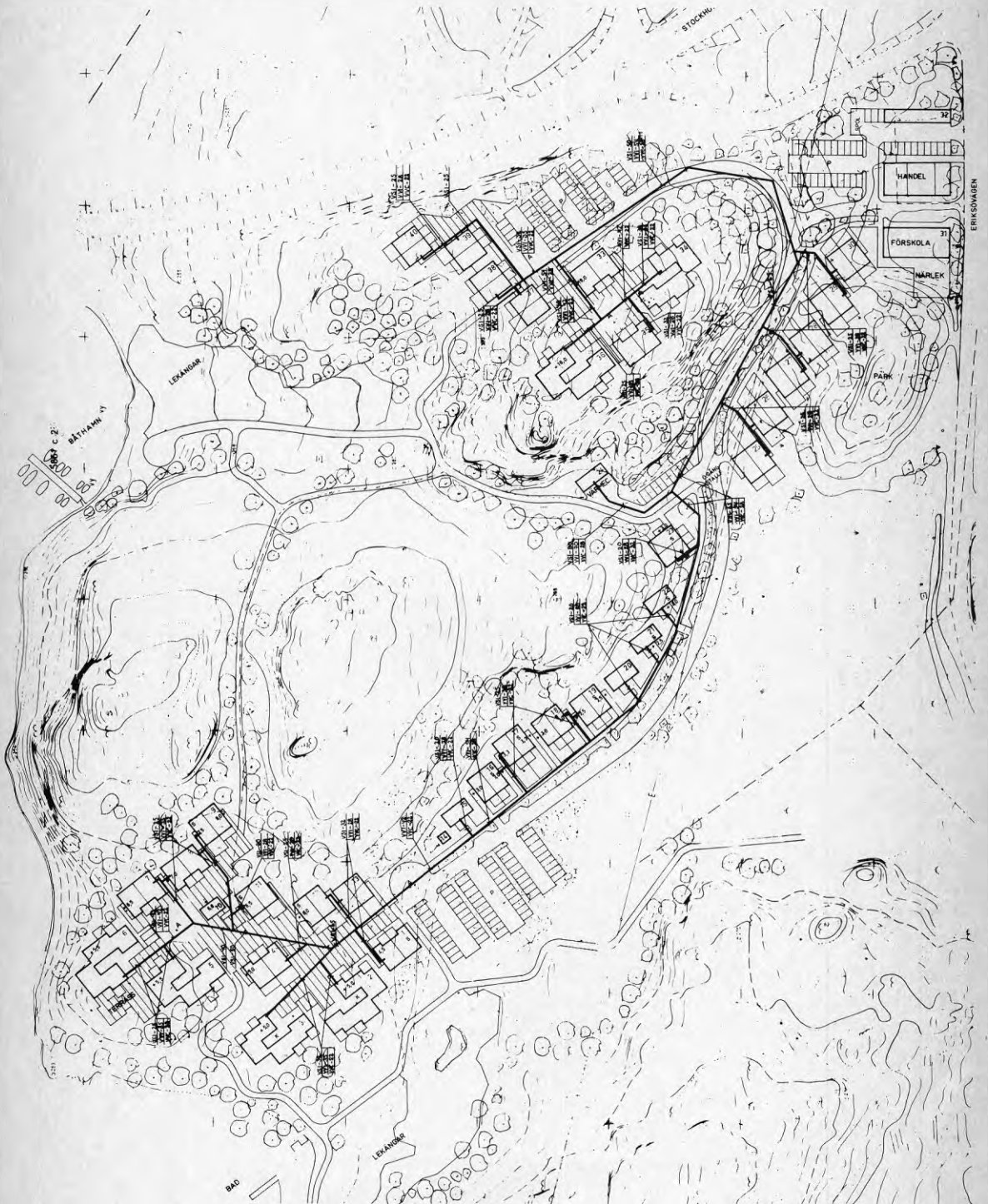
	kl 06-22	kl 22-06
Värmepump	- 4450	- 2250
Tappvarmvatten	2950	150
Uppvärmning	8800	4400
Tillsatsenergi	7300	2300 kWh

Tillsatsenergin för tiden 22-06 alstras och nyttjas under natten. Även tillsatsenergin för tiden 06-22 alstras under natten men måste lagras då den skall nyttjas dagtid. D v s erforderlig ackumuleringsvolym blir:

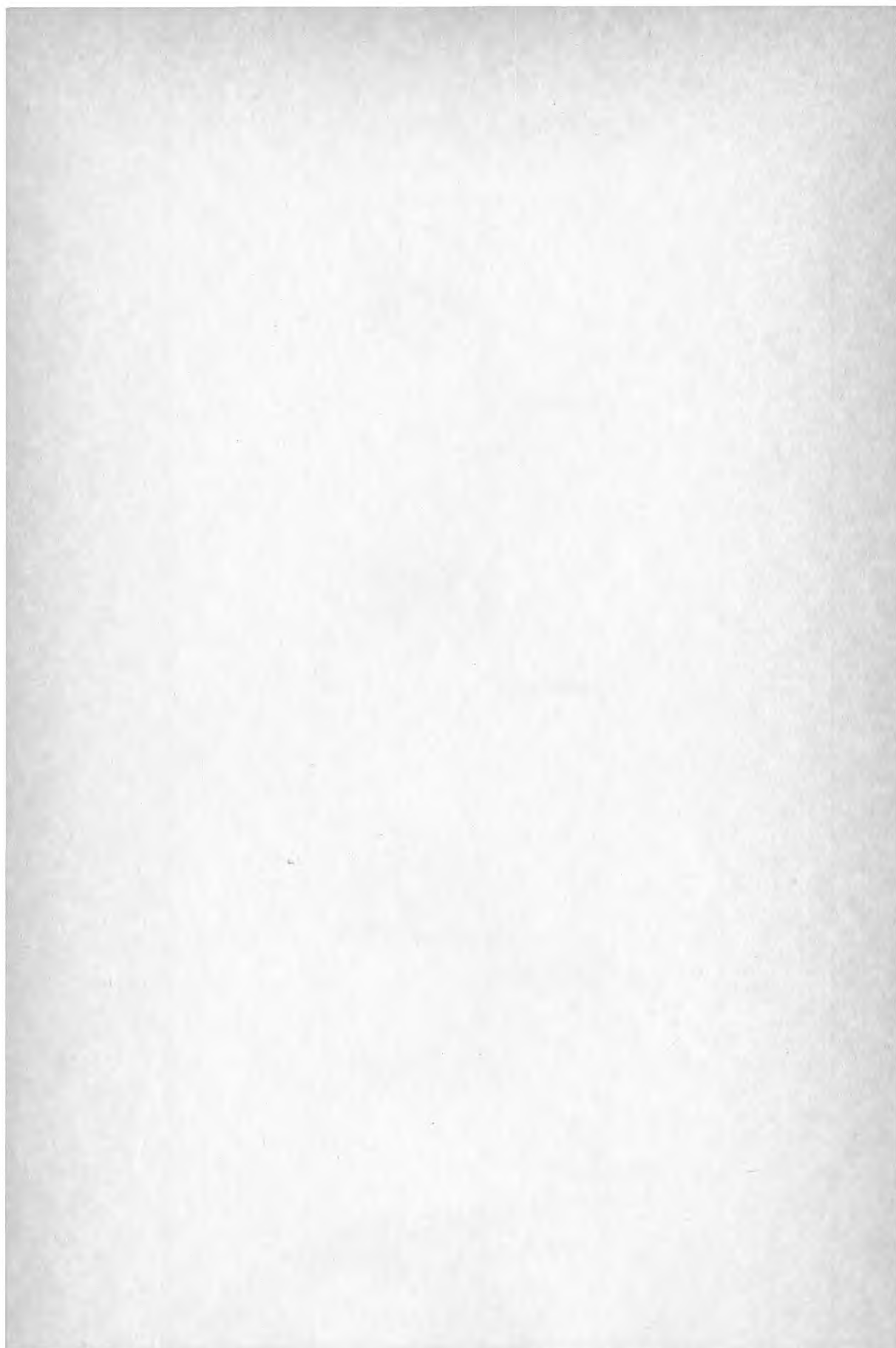
$$V = \frac{E}{\rho c_p \Delta t} = \frac{7300 \times 10^3 \times 3600}{10^3 \times 4200 \times 50} = 125 \text{ m}^3$$

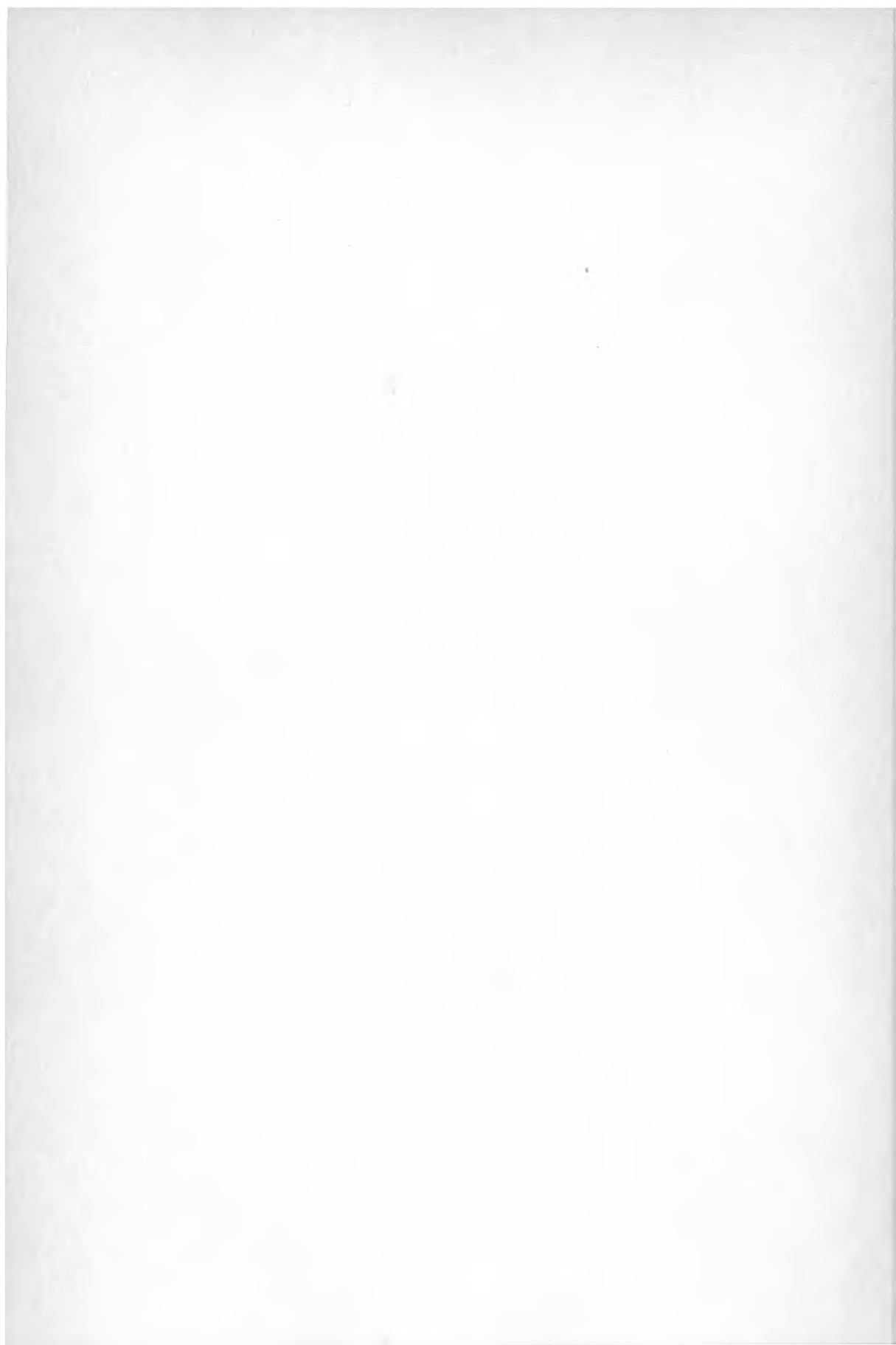
Akkumuleringsystemet "arbetar" med temperaturerna 120/70°C dvs $t=50^\circ\text{C}$.

KULLASKOGEN









**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
791758-1 från Statens råd för byggnadsforskning
till Tekniska Verksstyrelsen, Vaxholms kommun.**

R36: 1981

ISBN 91-540-3482-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700336

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 25 kr exkl moms