

Rapport

R145:1981

**Återvinning av värme med
värmepump från lokaler där
spillvärme alstras**

**Anders Hill
Lars-Olof Matsson
Anders Ryberg**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	81-2509
Plac	<i>ser</i>

*K
A.H.L.*

Byggeforskningsrådet

R145:1981

ÅTERVINNING AV VÄRME MED VÄRMEPUMP
FRÅN LOKALER DÄR SPILLVÄRME ALSTRAS

Anders Hill
Lars-Olof Matsson
Anders Ryberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781113-2 från Statens råd för byggnadsforskning
till Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB, Solna

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

R145:1981

ISBN 91-540-3628-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING.....	5
2	INLEDNING.....	6
3	FÖRUTSÄTTNINGAR.....	7
4	TEKNISKT UNDERLAG.....	9
4.1	Allmänt.....	9
4.2	Effektbehov och energiförbrukning.....	9
5	SYSTEMBESKRIVNING.....	12
5.1	Optimal storlek.....	12
5.2	Systemvalmöjligheter.....	15
5.3	Försmutsning av värmeöverförande ytor.....	16
5.4	Utrymmesbehov.....	19
5.5	Reglersystemets uppbyggnad.....	21
6	ANDRA TYPER AV SPILLVÄRMEKÄLLOR MED LIKARTAD ATMOSFÄR.....	23

1 SAMMANFATTNING

Utredningens syfte har varit att undersöka hur spillvärme kan tillvaratas med hjälp av värmepumpar i lokaler med förorenad luft. Exempel på sådana lokaler är maskinhallar, hissmaskinrum, transformatorstationer, kompressorläggningar och tunnlar.

I utredningen har tyngdpunkten lagts vid lokaler av den sista typen, och då speciellt de tågtunnlar som används av Storstockholms Lokaltrafik, SL.

I dessa tunnlar finns ett värmeöverskott från tågen, samtidigt som det finns ett värmebehov i stationerna. En energimässig idealsituation för värmepumpar.

Luften i tunnelarna är dock kraftigt förorenad med bl.a. stoft från tågens bromsar.

För att utröna föroreningarnas inverkan genomfördes prov med en värmepump uppställd i tunneln vid Hötorgets station. Under hälften av proven försågs förångaren med filter. Proven visade att värmepumpen med fördel kunde drivas utan förångarfilter. De beläggningar som satte sig på förångarytorna var lätta att tvätta bort. Tvättintervallet var ca 50 dygn.

I utredningen har en förprojektering och kostnadsberäkning för en 195 kW värmepump vid Hötorget gjorts. God lönsamhet kan förutses.

2 INLEDNING

Med stigande energipriser har intresset för värmeåtervinning och andra energibesparande åtgärder ökat. I många olika sammanhang har värmepumpar utnyttjats. Intresset för dessa har stigit såväl nationellt som internationellt.

Skillnaden mellan en kylmaskin och en värmepump ligger allmänt sett endast i om intresset är knutet till den kalla eller varma sidan. Tekniskt sett är skillnaden mycket större. Erfarenheten från drift med värmepumpar understryker just denna skillnad. Det har nämligen visat sig att problem framstått som mera vanliga vid drift av värmepumpar än vid drift av kylmaskiner. Anledningen till detta är att den konventionella kyltekniken har använts under driftsförhållanden, som den inte varit lämpad för.

Om värmepumpar störningsfritt och med framgång skall kunna användas för att spara energi, finns det därför två vägar att gå. Den ena är att utveckla befintlig kylteknik, så att de driftssituationer som kan uppstå vid värmepumpsdrift klaras. Den andra vägen är, att tills dess befintlig kylteknik utvecklats begränsa utnyttjandet av värmepumpar till de driftsområde som tekniken idag kan klara.

Exempel på fall där en utvecklad värmepumpsteknik kan spara energi är värmeåtervinning från maskinhallar, hissmaskinrum, transformatorstationer, kompressor-anläggningar, simhallar samt vissa industrialanläggningar.

Ett sådant fall är att täcka tunnelbanestationers behov av värme för lokaluppvärmning, ventilation och varmvattenberedning. Värmen kan hämtas från spår-tunnlarna, där temperaturen är hög året om pga de stora energimängder som tunnelbanetågen avger.

Tunnelbanestationerna har ofta ett stort värmebehov, men tågens spillvärmeavgivning är betydligt större. Spillvärmen lämpar sig därför synnerligen väl att återanvändas till uppvärmning av stationer.

Eftersom tunnelbaneluftens temperatur är lägre än den temperatur som önskas i stationernas uppvärmda lokaler, kan energiåteranvändning endast ske med hjälp av värmepump.

Denna rapport avgränsas i mycket till att behandla tunnelbanefallet. De problem, och lösningar på dessa, som kommer att tas upp i rapporten avses dock att också ge en generell belysning så att resultaten kan nyttiggöras även vid andra lokaler med likartad miljö.

3 FÖRUTSÄTTNINGAR

Generellt kan sägas att det fordras speciella förutsättningar för att en värmepump skall vara ett lönsamt alternativ. Investeringskostnader för en värmepumpinstallation är högre än för en anläggning för fjärrvärmeanslutning eller för en egen pannanläggning. Elenergi för drift av värmepump och för ev tillsatsvärme kostar nästan dubbelt så mycket per kWh som fjärrvärme eller värme från egen panncentral.

Det främsta villkoret för att besparingen skall bli stor är att värmefaktorn, dvs förhållandet mellan utvunnen energi och drivenergi, är hög under hela uppvärmningssäsongen. Vidare är det viktigt att behovet av tillsatsvärme är lågt och att driftstiden för värmepumpen är lång.

Värmefaktorn blir bättre ju högre temperatur värmekällan har och ju lägre temperatur värmemediet behöver ha. Att som värmekälla utnyttja uteluft, vars temperatur sjunker när värmebehovet stiger och värmemediet behöver högre temperatur, är därför inte särskilt förmånligt. För att klara maximalt värmebehov måste då antingen värmepumpinstallationen ges en kapacitet som blir dåligt utnyttjad eller också blir behovet av tillsatsenergi stort, vilket medför höga effektavgifter för köpt energi eller stora investeringar för energi, producerad i egen anläggning.

För den aktuella anläggningen, station Hötorget, är emellertid förutsättningarna i flera avseenden gynnsamma för att en värmepumpinstallation skulle kunna bli lönsam.

De gynnsamma omständigheterna är främst följande:

1. Tunnelluften är en värmekälla som håller en jämförelsevis hög temperatur hela året.
2. På grund av den höga temperaturen hos värmekällan behöver inte denna kylas under fryspunkten, varför problem med avfrostning undviks och ytterligare energi kan sparas.
3. Den befintliga installationen ställer inga höga krav på temperatur hos värmemediet. Radiatorsystemet är visserligen dimensionerat för 80°C - 60°C vid lägsta utetemperatur men radiatorerna är tilltagna att klara de första årens värmebehov för uttorkning och utnyttjas numera i mindre grad. Därför är en framledningstemperatur av omkring $+50^{\circ}\text{C}$ tillräcklig.

Ventilationsgrupperna arbetade tidigare med $+80^{\circ}\text{C}$ framledningstemperatur vid lägsta utetemperatur. Ombyggnad av ventilationssystemet har gjorts och återluftsystem har införts.

Tilluften till ventilationsaggregaten har nu en temperatur av lägst ca $+10^{\circ}\text{C}$. Värmebatterierna i aggregaten kommer därför att få en betydande överkapacitet och den erforderliga framledningstemperaturen blir inte högre än ca $+50^{\circ}\text{C}$ vid lägsta utetemperatur.

4 TEKNISKT UNDERLAG

4.1 Allmänt

Följande handlingar ligger till grund för förstudien:

- Huvudhandlingar för VVS med konventionell värmeförsörjning upprättade av Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB.
- Planritningar över station Hötorget, upprättade av Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB.
- Temperaturmätningar gjorda i tunneln av Hugo Theorells Ingeniörsbyrå AB under vintern-vårensommaren 1980.

4.2 Effektbehov och energiförbrukning

På grundval av den uppmätta årsförbrukningen har en sammanställning av max effektbehov och årlig energiförbrukning framtagits. Siffrorna återges i tabell 1.

Tabellen visar det aktuella läget efter ombyggnader och ändrade driftsförhållande för ventilationsaggregaten.

Tabell 1. Aktuella effektbehov och energibehov

	Hötorget N		Hötorget X		Hötorget S		Totalt	
	kW	MWh	kW	MWh	kW	MWh	kW	MWh
Ventilation	50	160	125	270	40	90	215	520
Radiatorer	9	3	17	7	13	5	39	15
VV-beredning	6	11	26	64	9	40	41	115
Summa	65	174	168	341	62	135	295	650

För att fastställa lönsamheten hos en värmepumpinstallation måste det vara känt hur stor del av energibehovet som täcks av värmepumpen. Vidare, hur stor del av energibehovet som måste täckas av tillsatsenergi, vilken typ av tillsatsenergi, (el, olja, fjärrvärme etc), samt vilken värmeeffekt som måste installeras.

Även aspekter på driftsäkerheten kommer in. Skall tillsatseffekten vara så stor att hela effektbehovet kan täckas den kallaste dagen vid ett eventuellt kompressorhaveri? Är värmepumpens värmeeffekt tillräckligt stor för att delas på flera separata system? Hur många system skall då väljas?

Dessa frågor, som bara är ett litet urval, visar med all önskvärd tydlighet att det ej går att ge något generellt svar på frågan: "Är en värmepump lönsam?".

Däremot kan man allmänt säga att den ekonomiskt optimala storleken på värmepumpen är ej liktydigt med det maximala effektbehovet. Optimal storlek brukar återfinnas inom intervallet 60-70 % av effektbehovet. Detta resulterar i sin tur av en ca 90 % täckning av årsenergibehovet.

Temperaturförhållanden för tunnelbanestation Hötorget.

Fig. 1 Tunneltemperaturens variation under året.

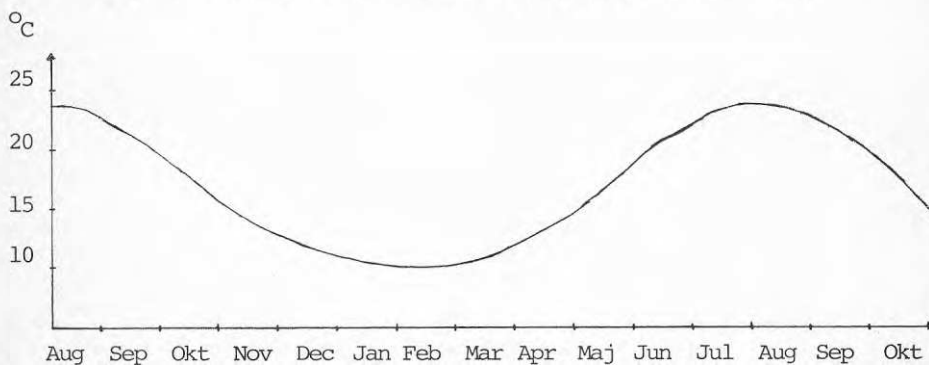


Fig. 2 Fram- och returledningstemperaturen som funktion av utetemperaturen.

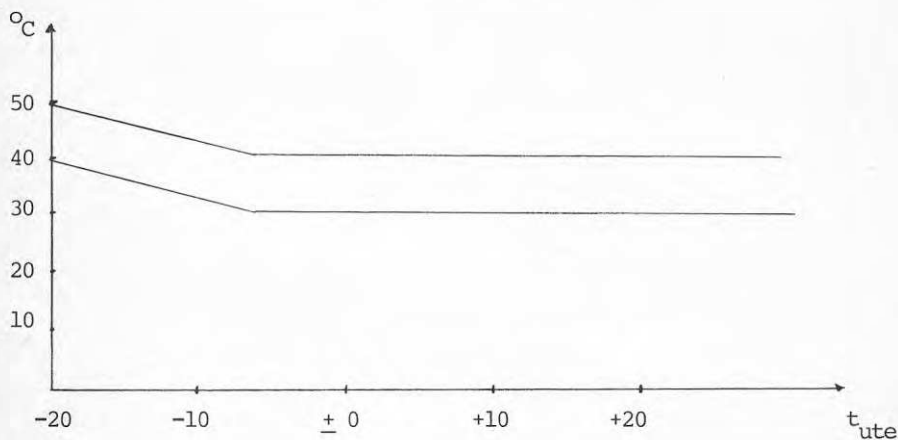
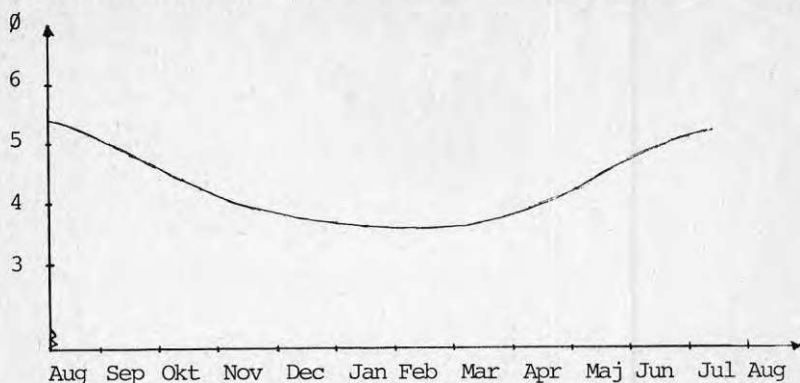


Fig. 3. Värmefaktorns variation under året.



Tunneltemperaturens variation under året framgår av fig 1. Som synes är temperaturnivån hos värmekällan hög i jämförelse med uteluften. Lägsta temperatur är ca $+10 - 11^{\circ}\text{C}$ och uppträder under januari och februari.

Erforderlig framledningstemperatur samt returledningstemperatur finns uppritade som funktion av utomhustemperaturen i fig 2. Temperaturen på returledningen ligger på en ur värmepumpsynpunkt bra nivå. Cirka $+30^{\circ}\text{C}$, tills dess att utetemperaturen understiger -5°C , för att sedan stiga till $+40^{\circ}\text{C}$ vid -20°C ute.

Värmefaktorns variation under året visas i fig 3. Värmefaktor är totalvärmefaktor, dvs inkluderar vattencirkulationspump samt förångarfläktar. Årsmedelvärmefaktorn blir ca 4,0.

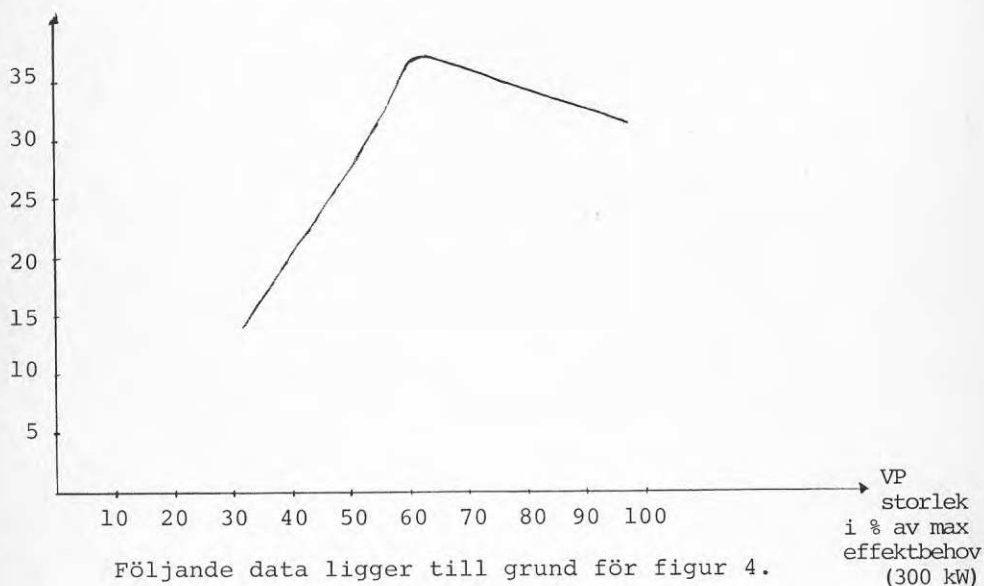
5 SYSTEMBESKRIVNING

5.1 Optimal storlek

Det aktuella objektet som studeras uppvärms idag på konventionellt sätt med fjärrvärme. Förstudien avser att undersöka lönsamheten med en värmepumpinstallation samt att fastställa ekonomiskt optimal storlek av densamma. För att få fram vilken storlek som är ekonomiskt optimal så har följande diagram framräknats.

Fig. 4. Ekonomiskt optimal storlek på värmepump.

Besparing i % i jämförelse med uppvärmning med fjärrvärme.



Följande data ligger till grund för figur 4.

Avskrivningstid = 15 år

Realränta = låneränta - inflation = 4 %

Årlig ökning av energipriset utöver inflation = 2 %

Årlig ökning av underhållskostnaden utöver inflation = 1 %.

Figur 4 visar att den största procentuella besparingen fås av en installerad värmepump som har en värmeeffekt som är ca 65% av maximala effektbehovet. Då max effektbehov är 300 kW så skulle värmepumpen ha en värmeeffekt på 195 kW. Denna värmeeffekt syftar mot värmebehovet vid en utetemperatur av ca -7°C . Studium av varaktighetsdiagrammet för Stockholm ger då att en värmepump med en värmeeffekt som är 65 % av maximala värmebehovet täcker ca 95% årsenergibehovet.

Beräkningsexempel: Värmepump med en värmeeffekt på 195 kW och tillsatsvärme i form av fjärrvärme 105 kW.

Fjärrvärmekostnad

Anslutningseffekt	105 kW		
Årlig energi	29 400 kWh		
Fast årlig avgift	$2500 + 30 \cdot 105$	=	5 650 kr
Distributionsavgift	$\frac{29400 \cdot 36}{4,2 \cdot 20} \cdot 0,5$	=	630 kr
Index	$\left(\frac{586 - 350}{350}\right) \cdot (5650 + 630)$	=	4 235 kr
Produktionsavgift	$1,285 \cdot \frac{9,72}{100} \cdot 29400$	=	<u>3 670 kr</u>
Årlig kostnad för tillsatsenergi		=	14 185 kr

Elkostnad, värmepump

Anslutningseffekt	$= \frac{195}{3,3} = 59$ kW;		
Erforderlig strömstyrka	$\frac{59000}{380 \cdot \sqrt{3} \cdot 0,8} = 112$ A		
Fast abonnemangsavgift (125 A)			3 840 kr
Energiavgift	$\frac{620 \cdot 600}{4,0} \cdot 0,19$		<u>29 480 kr</u>
Årlig driftskostnad för värmepumpen		=	33 320 kr

Investeringskostnader

Värmepump		283 000 kr
Rör, pumpar		32 000 kr
El, regler		26 000 kr
Byggkostnader		20 000 kr
Summa investering		= 361 000 kr

Kapitalkostnad

Avskrivningstid = 15 år

Realränta = låneränta - inflation = 4%

Detta ger en annuitetsfaktor på 0,08994.

Kapitalkostnad = $0,08994 \cdot 361000 = 32 470$ kr.

Kapitalkostnad + Driftskostnad = $32470 + 33320 = 65790$

Fjärrvärmekostnad

Kostnaden för fjärrvärme om hela årsenergibehovet skall täckas. (300 kW; 650 000 kWh).

Fast årlig avgift	11 500 kr
Distributions avgift	13 930 kr
Index	17 150 kr
Produktionsavgift	81 190 kr
Summa	123 770 kr

Energikostnadsbesparingen med värmepump installerad blir då lika med skillnaden mellan kostnaderna för fjärrvärme, ensamt täckande hela årsenergibehovet, och fjärrvärme plus elkostnader då värmepumpen och fjärrvärme tillsammans täcker årsenergibehovet.

$$\begin{aligned} \text{Energikostnadsbesparing} &= 123\ 770 - 33\ 320 - 14\ 185 = \\ &= 76\ 265 \text{ kr.} \end{aligned}$$

Denna besparing är baserad på dagens energipriser. I denna kalkyl uppskattas framtida energiprisökningar till 2%/år utöver inflation.

$$\begin{aligned} \text{Energikostnadsbesparing, med hänsyn till prisökning,} \\ = 0,07783 \cdot 76\ 265 \cdot 15 = 89\ 035 \text{ kr.} \end{aligned}$$

Underhållskostnaden för värmepumpanläggningen beräknas till 12 000 kr/år. Vidare uppskattas framtida ökning av underhållskostnaderna till 1%/år utöver inflation.

$$\begin{aligned} \text{Underhållskostnad, med hänsyn till prisökning,} \\ = 0,07212 \cdot 12000 \cdot 15 = 12\ 980 \text{ kr.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Årlig minskning av energikostnaden} = \\ = 89\ 035 - 12\ 980 - 32\ 470 = 43\ 600 \text{ kr.} \end{aligned}$$

Med ett pris på 110 kr/MWh för fjärrvärmen motsvarar 43 600 kr ca 400 MWh fjärrvärmeenergi.

Den årliga besparingen blir cirka 44 000 kr/år vid en installation av en värmepump med värmeeffekten 195 kW. Denna årliga besparing är en nettobesparing ty kostnader för kapital och underhåll är avräknade.

Lönsamhetskriterium

Om värdet idag av de samlade årliga besparingarna under värmepumpens ekonomiska livslängd överstiger investeringen så är den lönsam.

Ekonomisk livslängd = 15 år.

Realränta = 4%

Detta ger en nusummefaktor på 11,118.

Dagsvärdet av de samlade besparingarna blir då =
 $= 11,118 \cdot 44000 = 489\,190$ kr.

Investeringen uppgick till 361 000 kr vilket är mindre än värdet av besparingarna.

Således är investeringen lönsam.

5.2 Systemvalmöjligheter

Värmepumpar kan arbeta med flera olika typer av värmekällor och värmesänkor. På så sätt kan flera olika system byggas upp. I det studerade objektet gäller det att med värmepumpens hjälp skära ned uppvärmningskostnaderna. Då det gäller anslutning till befintliga system så begränsas möjligheten att fritt välja system. Detta främst pga ekonomiska skäl. Marginalen på lönsamheten, med nu gällande energipriser, hos värmepumpar tillåter ej alltför stora extrakostnader för rör, byggnadsarbeten etc.

För t-banestation Hötorget gäller ovanstående i alla högsta grad. Om bara ekonomin kring värmepumpen betraktas så hade det i detta fall varit mera ekonomiskt att enbart ansluta värmepumpen till ventilations- och radiatorsystemet. Tappvarmvattenvärmning hade fått ske med fjärrvärme. På så sätt hade framledningstemperaturen kunnat börvärdesförskjutas efter utomhus-temperaturen. Detta hade resulterat i en högre årsmedelvärmefaktor och därmed större besparing av energikostnaden för ventilation och radiatorer. Denna besparing hade blivit större än merkostnaden för fjärrvärmeenergin för värmning av tappvarmvatten. Men kostnaden för att möjliggöra denna inkoppling rört tekniskt, skulle bli mycket stor i förhållande till besparingen. Kostnaden består i extra rörkostnader samt byggnadsarbeten i form av håltagning efterlagning etc. Dessa kostnader blir avsevärda med tanke på den långa rördragningen (se planskiss bilaga 1), och således avskrivs detta alternativ.

På den varma sidan ansluts därför värmepumpen till befintlig systems returledning från radiatorer, värmebatterier och varmvattenberedare. Denna anslutning måste ske före rörsystemets första förgrening sett från fjärrvärmeväxlaren. Första förgrening finns vid "lilla-skräcken", där en ledning går till Hötorget norra och en till Hötorget södra. Rörledning dras då i spårtunnelns tak från tryckutjämningsstunneln vid Hötorget södra, där värmepumpen ska placeras, till

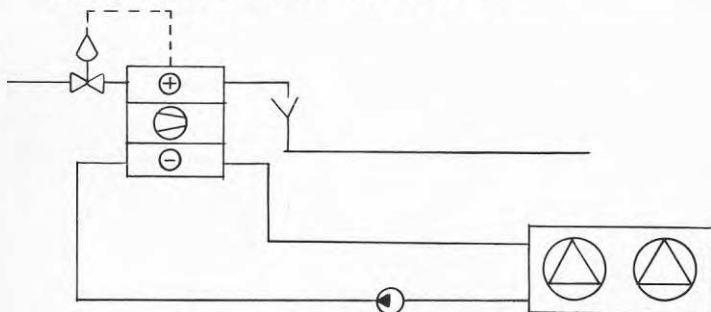
"lilla-skräcken". En total sträcka på ca 70 m.

På den kalla sidan finns tunnelluften som värmekälla. Värmen ur tunnelluften upptas genom att cirkulera en brinelösning, genom därför avsedda kylbatterier, och återkyla densamma i ett vätskekylaggregat. Fördelen med detta system är att ett konventionellt vätskekylaggregat skulle kunna tjänstgöra som värmepump. Nackdelen är att ytterligare en temperaturdifferens byggs in, vilket resulterar i en sämre total värmefaktor, och därmed sämre total ekonomi. Dessutom blir kostnaderna för värmeupptagande batterierna ca 80% dyrare. Ytterligare felkällor, i form av pumpar, kontaktorer och dylikt, byggs då dessutom in i systemet.

Ett fördelaktigare system är i detta fall att utföra aggregatet med den värmeupptagande delen i form av förångare för direktexpansion. Med riktig dimensionering av köldmedieledningar kan eventuella problem med oljeåterföring vid del-last lösas. Eventuellt måste dubbla stigarledningar användas på suggasledning- en. Även fördelningsrören i förångaren måste dimensioneras med omsorg. Detta system får emellertid både lägre driftskostnad och lägre investeringskostnad.

5.3 Försmutsning av värmeöverförande ytor

För att fastställa hur den stoftbemängda tunnel-luften påverkar värmeövergången så installerades en experimentanläggning. Denna placerades i en tryckutjämnings-tunnel mellan norr och södergående spår vid södra delen av T-banestation Hötorget. Anläggningen var i princip uppbyggd enligt fig. 5.



Figur 5. Principschema försöksanläggning

Storheter som uppmättes var: in- och utgående lufttemperatur till förångaren, in- och utgående brinetemperatur till förångaren samt brineflödet. Med hjälp av dessa data kunde ett $(k \cdot A)$ för förångaren framräknas för varje mätpunkt.

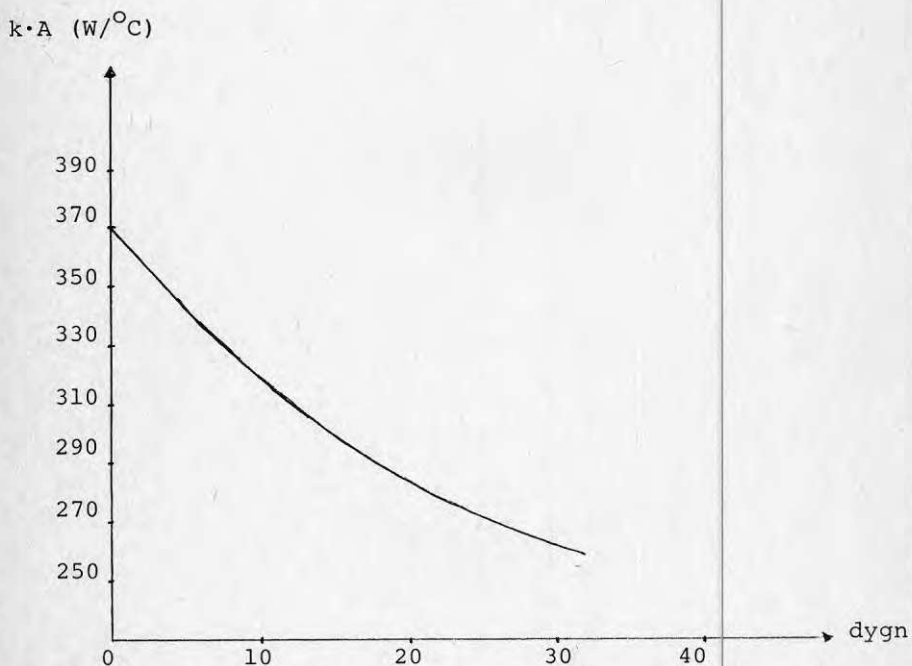
Två mätserier gjordes, en med filter och en utan filter. För att begränsa tiden för mätningar provades bara en filtertyp. Filtret var ett grundfilter med progressiv täthet i luftströmningsriktningen.

I figur 6 finns $k \cdot A$ inritat som funktion av tiden för båda mätserierna.

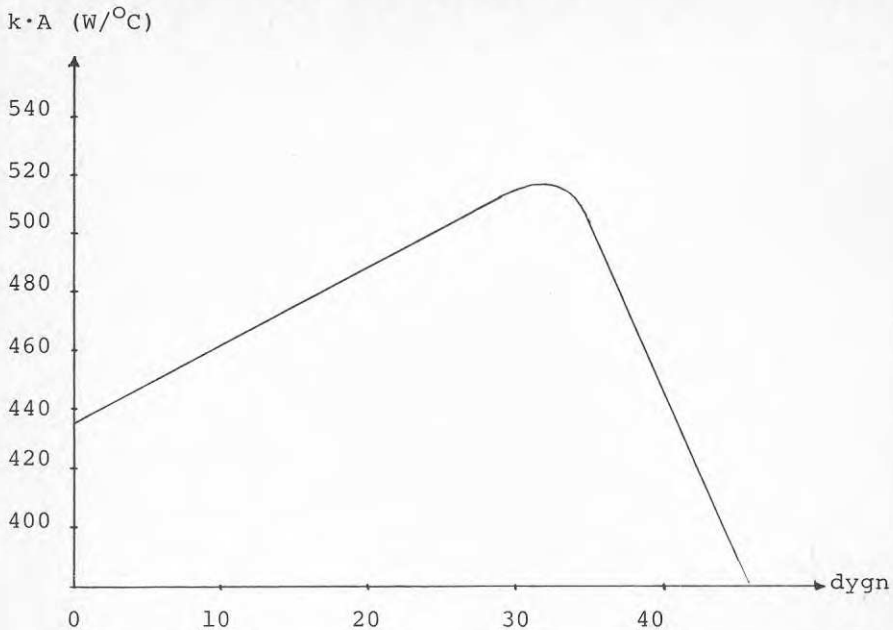
Kurva I, förångaren försedd med filter, uppvisar ett exponentiellt avtagande förlopp. Efter 10 dygn har $k \cdot A$ minskat med ca 15% och efter 30 dygn med ca 30%.

Figur 6. Inverkan av försmutsning på värmeförande ytor.

Kurva I, förångaren med filter.



Kurva II, förångaren utan filter.



Detta har sin förklaring i att luftströmmen genom förångaren minskar i takt med att filtret sätts igen. Lämplig tidsintervall för filterbyte är ca 1 gång per månad.

Kurva II, förångaren utan filter, uppvisar ett helt annat förlopp. Här ökar $k \cdot A$ med tiden till en viss tidpunkt då $k \cdot A$ drastiskt försämras. Förklaringen är den att den värmeutbytande ytan successivt ökar, samt att turbulensen i luftströmmens gränsskikt ökas, genom beläggning av smuts. Den positiva effekten bibehålls ända tills dess att påbyggnaden av smuts blir så stor, att luftströmmen genom förångaren minskar kraftigt.

Jämförelse mellan kurva I och kurva II visar att efter 45 dygns kontinuerligt drift utan filter erhöles i princip samma $k \cdot A$ -värde som uppmättes med ett nytt filter efter ett dygn! Lämplig tidsintervall för rengöring av förångarytan skulle vara ca 1 gång per 50 dygn.

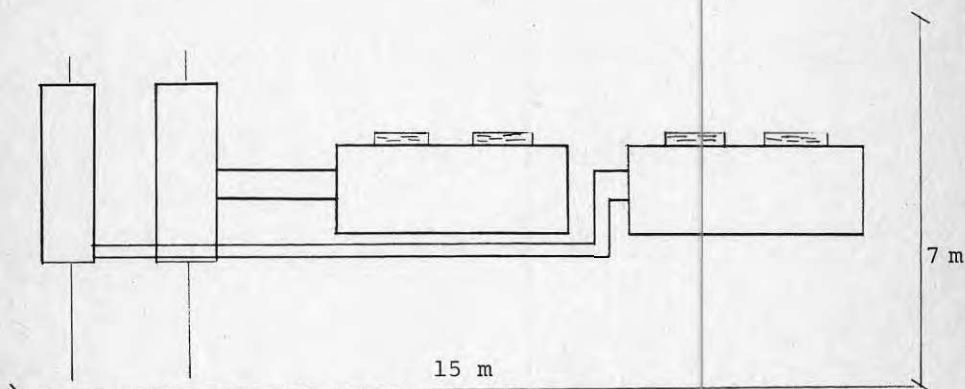
Efter avslutade mätserier renspolades förångaren med kallvatten utan några kemiska tillsatser. Resultatet blev mycket bra. Ytorna blev till synes lika blanka och rena som vid ny-skick.

Kontentan av ovanstående blir att om drift sker utan filter så erhålls bättre värmeövergång, längre tid mellan serviceintervallerna samt besparing av materialkostnad (i form av filtermaterial). Arbetstiden för filterbyte och renspolning av förångarytorna anses vara lika.

För att få så bra effekt av renspolningen som möjligt bör förångaren väljas med omsorg. Lamelldelningen får ej vara för liten. Ty då begränsas smutspartiklarnas möjlighet att "blåsa igenom" förångare, med en ökad avsättning på ytorna och en minskad luftström som följd. Ju större lamelldelning som väljs ju tjockare kan beläggningsen få vara innan luftströmmen minskar märkbart. Under denna tid fås en ytförstöring som är mycket gynnsam ur värmeöverföringssynpunkt. Vidare bör förångaren ej ha för många rörrader i luftströmmens riktning utan då hellre en något större frontarea. Detta för att renspolningen skall bli effektivare. Försöksförångaren hade en lamelldelning på 9 mm vid luftinloppet och 5 mm vid luftutloppet samt 4 st rör-rader i djupled.

5.4 Utrymmesbehov

Värme-pumpen utgörs av 2 st separata kompressoraggregat med vätskekylda kondensorer. Aggregaten inkopplas i serie med varandra. Varje kompressoraggregat ansluts till var sin förångarkrets. Uppdelningen av värmeeffekten på två lika stora aggregat höjer driftsäkerheten hos anläggningen. Vidare kan en finare effektreglering erhållas genom att effektstegen blir fler och mindre. Genom att seriekoppla aggregaten på vattensidan sänks kondenseringstemperaturen, med ökad värmefaktor som följd på det ena aggregatet utan att framledningstemperaturen sjunker. Kondensorer måste dock väljas med omsorg så att inte tryckfallet blir onödigt stort till följd av kopplingen. Utrymmesbehov varierar med fabrikat men variationen är marginell och utrymmet i tunneln stort, se fig. 7.



Figur 7. Planskiss uppställning

På grund av tunnelbanetågens rörelse i olika riktningar i spårtunnlarna uppstår både över- och undertryck. Dessa tryck utjämnas i speciella tryckutjämningschakt före stationerna, för att få en så lugn luftström som möjligt vid perrongerna. Värmepumpens tänkta placering är just ett sådant tryckutjämningschakt. Detta för med sig den fördelen att den av förångarna kylde luften ej "stannar kvar", utan borttransporteras och fördelas jämt över hela tunnelsystemet. På så sätt förbrukas inte den enorma värmemängd som finns lagrad i bergväggarna lokalt utan nedkylningen sker mera fördelat.

Den lagrade värmemängdens storlek, i jämförelse med kyleffekten hos värmepumpen, är av den ordningen att 10 års drift ger en sänkning av tunnelmedeltemperaturen med maximalt någon hundraledsgrad. Vidare tillförs tunnelluften mycket stora energimängder via tunnelbanetågen, personer och belysning. Värmekällan kan således betraktas som mycket stabil.

Betraktelse

Medelenergiförbrukningen för ett tunnelbanetåg är ca 2,5 KWh/vagn. Förlusterna i form av värme är ca 35% av km^{km} medelenergiförbrukningen. Totalt avverkar SL 70 milj vagn km/år. 55% av denna sträcka är under jord.

Detta innebär att tunnelsystemet tillföres $2,5 \cdot 0,35 \cdot 70\,000\,000 \cdot 0,55 = 33\,700$ MWh/år, enbart i form av förlustvärme från tunnelbanetågen. Till denna siffra skall naturligtvis även belysningsvärme och värmeavgivning från resenärer adderas. Belysningsvärmets uppskattas till 15 W/m². En "normalstation" under jord har en yta på ca (200x20) 4000 m², vilket resulterar i en total förlusteffekt från belysningen till 60 kW per "normalstation". Denna belysning är tänd dygnet runt. Räknat under ett år så tillföres "normalstationen" $60 \cdot 8700 = 520$ MWh i form av belysningsvärme. Avgivet värme/person är ca: 100 W. Genomsnittlig trafikantbelastning på innerstadsstationerna är ca 250 pers/timme, räknat över hela dygnet. "Normalstationen" tillföres då ca $250 \cdot 0,1 \cdot 8700 = 215$ MWh i form av personvärme. Antal under-jord stationer i Stockholms tunnelbanesystem är ca 30 st. Total energitillförsel per år till tunnelsystemet från tågagnar, belysning och personer blir $ca\ 33700 + 3 \cdot (215+520) = 33700 + 22100 = 55\,800$ MWh/år.

5.5 Reglersystemets uppbyggnad

Principerna för en värmepump och en kylmaskin är densamma. Den kanske största skillnaden ligger i styr- och reglersystemet. I en kylanläggning eftersträvas oftast att hålla konstant temperatur på förångarsidan samtidigt som kondenseringstemperaturen rör sig inom relativt snäva gränser. På detta sätt erhålls en driftsäker anläggning.

Värmepumpen kommer i en helt annan situation i detta avseende. Motivet för att installera en värmepump är att spara energi. Storleken på besparingen avgörs av värmepumpens värmefaktor. Således eftersträvas en så hög värmefaktor som möjligt. En hög värmefaktor får man då skillnaden mellan kondenseringstrycket och förångningstrycket i en anläggning är liten. Om en begränsning som införes för att höja värmefaktorn innebär att antalet fullasttimmar minskar, så är det ej bra ur totalekonomisk synpunkt. En uppgift för reglersystemet är alltså att hålla ner kondenseringstrycket samtidigt som förångningstrycket skall hållas upp så mycket som möjligt.

Detta medför emellertid att om värmepumpen används för uppvärmning av en lokal så stiger förångningstemperaturen på våren samtidigt som framledningstemperaturen till värmesystemet kan minskas.

Detta vår-driftsfall kan avvika så mycket från det dimensionerande att värmepumpen havererar.

Då förångningstemperaturen stiger minskar värmepumpens pumphöjd med ett ökat köldmedieflöde som följd, samtidigt ökar köldmediets densitet vid kompressorns insugssida. Resultatet blir att strömstyrkan till kompressormotorn ökar med ca 1,5 - 2 % per grad ökad förångningstemperatur. Om kondenseringstemperaturen sjunker så ökar också köldmedieflödet, men densiteten på kompressorernas utlopp sjunker samtidigt som inloppssidans är konstant. Det innebär att motorns strömförbrukning ökar vid ökande kondenseringstemperatur.

Små värmepumpar med helhermetiska kompressorer har normalt inte kapacitetsreglering. Det innebär att elmotorns strömförbrukning kan vara ca 40 % högre i vår-fallet än under dimensionerande förhållanden.

På sommaren då värmepumpen endast används för tappvarmvattenuppvärmning så kan kompressorströmmen överstiga de dimensionerande förhållandena med över 60 %.

Reglersystemet skall alltså vara uppbyggt så att en hög värmefaktor eftersträvas samtidigt som kompressormotorn måste skyddas. Kompressortillverkaren måste lämna anvisningar på vilka driftssituationer kompressorn klarar och reglersystemet anpassas därefter.

Genom att byta köldmedium i ett kompressoraggregat kan man i vissa fall utöka driftsområdet avsevärt. Man väljer alltså ett "snällare" köldmedium än vad aggregatet är konstruerat för.

Förångningstemperaturen kan begränsas uppåt på flera sätt. Genom att göra värmekällan mer svårtillgänglig, dvs minska medieflödet till förångaren, så sjunker förångningstemperaturen. Ett annat sätt är att förse expansionsventilen med s k m.o.p.-verkan (m.o.p. = max operating pressure). En sådan ventil begränsar förångningstemperaturen uppåt till ett visst värde.

Dessa åtgärder är energitekniskt sett destruktiva men nödvändiga ur driftssäkerhetssynpunkt om kompressorns arbetsområde annars överskrids.

Eftersom elförbrukningen minskar samtidigt som värmefaktorn ökar då kondenseringstemperaturen sjunker är det reglersystemets uppgift att alltid sträva efter lägsta möjliga kondenseringstemperatur.

Det finns emellertid ett problem med alltför låg kondenseringstemperatur också. Drivtrycket över expansionsventilen minskar med sjunkande kondenseringstemperatur samtidigt som köldmedieflödet från kompressorn ökar. En och samma expansionsventil kan kanske inte klara hela driftsområdet. Är detta fallet, så kan lösningen ligga i antingen flera parallellkopplade expansionsventiler eller en undre begränsning av kondenseringstrycket. Oavsett vilken metod som används så måste reglersystemet utformas så att låg kondensering eftersträvas samtidigt som tillräcklig fyllning av förångaren säkerställs.

Även förångningstemperaturen kan behöva en minbegränsning. Anledningen till att man inte kan låta förångningstemperaturen falla är att anläggningens värmefaktor blir så låg att servicekostnaderna börjar närma sig energibesparingen eller att kompressorn lager inte klarar den stora tryckskillnaden mellan hög- och lågtryckssidan. I vissa fall kan det vara frysrisk som är den begränsande faktorn. Normalt kan man minbegränsa förångningstrycket med en lågtryckspressostat som antingen stänger av kompressorn eller reglerar ned kapaciteten.

De flesta värmepumpar, över en viss storlek, är försedda med någon form av kapacitetsreglering. Det är alltså mycket viktigt att alla driftssituationer beaktas när köldmedierören dimensioneras. Återföring av från kompressorn utkastad olja måste säkerställas i alla driftsfall. Om det inte går att åstadkomma trots finurliga rörkopplingar och vettigt dimensionerade rör så blir det reglersystemets uppgift att förhindra dessa driftsfall.

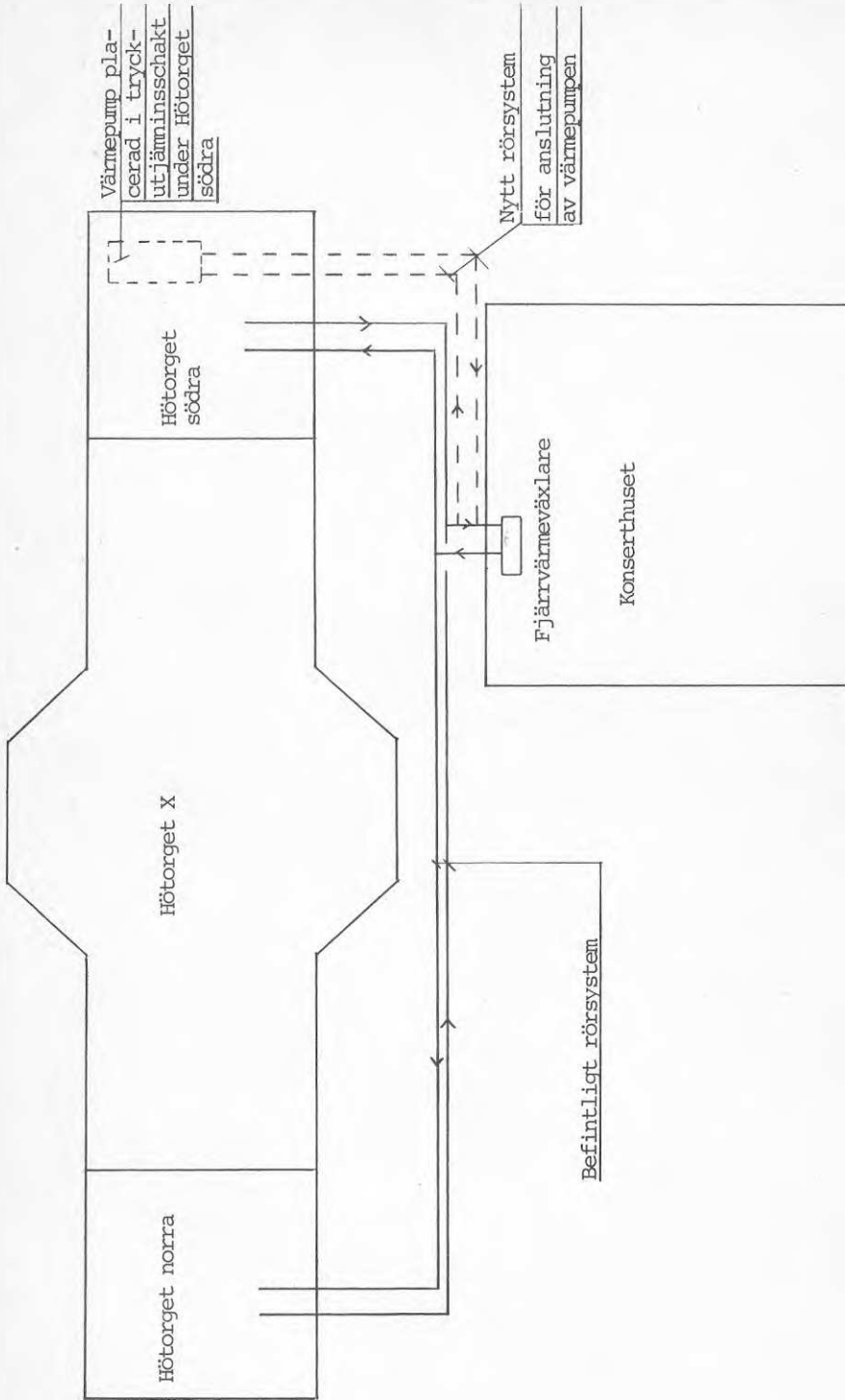
6 ANDRA TYPER AV SPILLVÄRMEKÄLLOR MED
 LIKARTAD ATMOSFÄR

Exempel på andra spillvärmekällor, med en likartad atmosfär, är transformatorer, hiss- och övriga maskinrum, kompressorstationer, rulltrappor m m.

Transformatorer finns på jämna avstånd längs SL's tunnelbanenät. De luftkylda tunnelplacerade enheterna uppvisar samma temperaturkaraktäristik som tunnel-luften, men ca 5 grader högre. Värmeåtervinningen kan enkelt åstadkommas genom att placera värmepumpens förångare i luftströmmen från transformatorns kylare. Vid större transformatorer är det troligen bättre att ansluta värmepumpen direkt till transformatorns kylsystem med en värmeväxlare.

Värmeutvecklingen i hissmaskinrum är normalt liten, men i byggnader där hissarna används ofta, som t ex kontorshus och offentliga byggnader, kan värmen vara lönsam att tillvarata med en värmepump. Förutsättningen är givetvis att ett värmebehov finns i närheten.

I kompressorstationer utvecklas en hel del värme pga mekaniska förluster i kompressorn och temperaturhöjning hos den komprimerade luften. Värmen kan tillvaratas med hjälp av en värmepump som kyler luften eller ev kylvatten.



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
781113-2 från Statens råd för bygnadsforskning
till Hugo Theorells Ingenjörbyrå AB, Solna.**

R145: 1981

ISBN 91-540-3628-3

Statens råd för bygnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700445

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirka pris: 20 kr exkl moms