

Värmning av ventilationsluft med gas

Naturgas

Enkel och effektiv

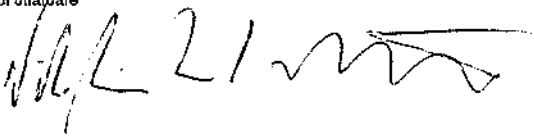
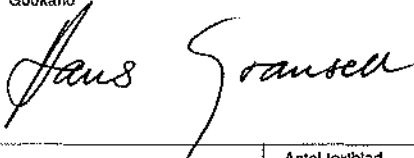
FUD

FORSKNING • UTVECKLING • DEMONSTRATION

Vattenfall

Värmning av ventilationsluft med gas

Naturgas

Från BES	Löpnnummer U (G) 1990/8	Datum 1990-01-03	Kl.nr
Författare Jonas Forsman		Teknikområde Värmning av ventilationsluft med gas	
Rapport kan lånas från Biblioteket, Vattenfall Råcksta		Rapporter kan rekvireras från Vattenfall Älvkarlebylaboratoriet Dokumentationscentralen 810 71 ÄLVKARLEBY Tel: 026/882 00	Projektnummer 87526 17
Vid utfärdare 		Godkänd 	
Sökord			Antal textblad Antal bilageblad
☒ Only summary in English	☐ Whole report in English	☐ It exists a brochure in Swedish/English	☐ Other

Rubrik**Värmning av ventilationsluft med gas****Sammanfattning**

Uppvärmning av t.ex. industrilokaler med lokalt placerade konvektiva luftvärmare, s.k. aerotemperar sker i Sverige indirekt med vatten eller ånga som värmebärare eller direkt med el. Energigas kan användas som energibärare för luftvärmning med aerotemperar både indirekt och direkt. Den här rapporten behandlar gaseldade aerotemperar för direkt luftvärmning. Direkt luftvärmning genom förbränning av gas i ventilationsluften tas upp som ett alternativ till aerotemperar.

Några möjligheter att använda naturgas i ett luftvärmesystem för uppvärmning av en industrihall i Varberg undersöks. Det nuvarande systemet tillför lokalerna värmd luft från ett centralt tilluftsaggregat där luften värms i ett eldrivet luftvärmebatteri.

Till grund för dimensioneringen ligger uppgifter om elförbrukning och uteluftsflöde samt meteorologisk statistik.

Lokalen skall tillföras 20 000 m³ uteluft per timme och värmeeffekten som behöver installeras är 400 kW.

Tre gaseldade luftvärmesystem utvärderas för industrin i Varberg. De jämförs med existerande system och med luftvärmning genom eldning med enbart en kanalbrännare direkt i ventilationsluften.

Nedan ges en kort beskrivning av de olika alternativen.

System 1

En varmluftpanna ersätter elluftvärmebatteriet i befintligt fläktrum. Värmning av tilluften till den temperatur som krävs för att hålla önskad temperatur i lokalen sker helt och hållet med varmluftpannan. Viss inblandning av återluft är nödvändig för att kunna utnyttja full effekt. Inga värmare placeras i lokalen. Befintligt fläkt och kanalsystem bibehålles i oförändrat skick.

System 2

All ventilationsluft tillförs lokalen via på hallens väggar monterade aerotemperar försedda med uteluft och återluftspjäll. Det befintliga kanalsystemet styckas upp och ansluts till aerotemperarna. Inblandning av återluft är nödvändig för att kunna köra aerotemperarna på maxeffekt.

System 3

Luften förvärms centralt med en kanalbrännare och tillförs lokalen via befintligt kanalsystem. Vägghängda recirkulerande aerotemperar eftervärmer vid behov till önskad temperatur. För att öka förvärmningskapaciteten monteras en kanalaerotemper på elbatteriets nuvarande plats. Ingen inblandning av återluft är nödvändig.

Lönsamhetsberäkningar görs med annuitets och nuvärdesmetoderna. I känslighetsanalyser undersöks inverkan av ändrad avskrivningstid, varierande gas och elpriser samt varierande årlig procentuell prisökning på el och gas.

Kalkylförutsättningarna är:

- kalkylränta 5% realränta
- avskrivningstid 15 år
- elpris 0.253 kr/kWh
- gaspris 0.2 kr/kWh

System 1 och 3 bedöms enligt dessa förutsättningar som lönsamma medan system 2 bedöms som klart olönsamt. Allra lönsammast skulle dock en ensam kanalbrännare vara. Vid sänkning av avskrivningstiden till 5 eller 10 år, med övriga parametrar oförändrade, blir alla alternativ utom ensam kanalbrännare olönsamma.

Summary

Unit air-heaters are often used for heating in various commercial establishments. In Sweden indirect air-heating with hot water or steam predominate. Electricity is used where air is directly heated. Gas-fired unit air-heaters for direct air heating are available as packaged equipment. This report deals with their use as replacement for the type of unit air-heaters currently in use in Sweden. It also points out some general considerations pertinent to gas-fired unit air-heaters in warm air heating systems.

Gas burners placed in the ventilating duct system allowing the products of combustion to mix with the heated air are considered as an alternative method for air heating.

Three possible systems using gas-fired unit air-heaters in a heating and ventilating system for industrial premises in Varberg, Sweden have been evaluated. An electric air-heater is used in the current system, which heat and supply all the required air in a central installation. The design has been based on the electricity consumption for the premises, the flow of outside air supplied and meteorological data.

A comparison is made between the proposed designs on one hand and the current system and a duct-burner on the other.

A brief outline of the proposed systems is given below.

System 1

The electric air heater is replaced with one large gas fired heater placed in the same location. The existing fan and duct system are retained unchanged.

System 2

All the outside air required is supplied by a number of wall mounted unit air-heaters. These are equipped with outside and return-air dampers. The existing duct system is divided into several smaller pieces and connected to the air heaters.

System 3

The outside air is preheated by a duct-burner and supplied to the heated space. Its heating capacity is curtailed by the current air quality requirements. A gas-fired air-heater is placed in the location of the existing electric heater to provide sufficient preheat capacity. Several recirculating unit air-heaters are placed in the heated space.

The prerequisites of the economic evaluation have been:

- effective interest 5%
- writing off time 15 years
- price on electricity 0.253 kr/kWh
- price on gas 0.2 kr/kWh

The effects of price variations on electricity and gas and shorter writing off times have been accounted for in the assessment of the economic result the implementation of the different systems would imply.

Systems 1 and 3 would be profitable if the conditions above prevail. A duct burner covering the whole heat requirement would, however, be more favorable as far as profitability is concerned. It is, incidentally, the only alternative which is profitable if the writing off time is reduced.

Innehållsförteckning

Kapitel	Sida
1 Inledning	6
2 Beskrivning av referenslokalen	6
2.1 Allmänt	6
2.2 Fakta om lokalen	
2.3 Uppvärmnings och ventilationssystemet	7
3 Luftburen värme	9
3.1 Klassificering av system	9
3.2 Luftvärmesystemets funktioner	10
3.3 Bostadsuppvärmning	11
3.4 Industriuppvärmning	11
4 Deplacerande strömning som miljöförbättrande metod	12
5 Naturgasinstallationen	13
5.1 Allmänt	13
5.2 Abonnentcentralens funktion	14
6 NO _x -bildning vid naturgaseldning	14
7 Avgasutsläppets utformning	15

Kapitel	Sida
8	Aerotemprar 16
8.1	Allmänt 16
8.2	Användningsområden 18
8.3	Förbränningsluft och avgassystem 18
8.4	Kondensationsrisk 19
8.5	Brännare 20
8.6	Värmeväxlare 21
8.7	Dimensioneringskriterier 22
8.8	Antal och placering 25
8.9	Reglersystem 26
9	Uppskattning av storleken på anslutbart kanalsystem 28
10	Direkteldade luftvärmare 30
10.1	Allmänt 30
10.2	Hygieniska krav enligt Svenska bestämmelser 30
10.3	Hygieniska krav enligt Brittisk standard 33
10.4	Diskussion 33
11	Effektbehov 34
12	Värmebehov 36
13	Metoder för lönsamhetsbedömning 36
14	Känslighetsanalys 38
15	Gaseldade luftvärmesystem 38
16	System 1 40
16.1	Systembeskrivning 40
16.2	Styrning och reglering 40
16.3	Lönsamhet 41

Kapitel	Sida
17 System 2	41
17.1 Systembeskrivning	41
17.2 Styrning och reglering	42
17.3 Lönsamhet	42
18 System 3	42
18.1 Systembeskrivning	42
18.2 Utformning med ändrade hygieniska krav	43
18.3 Styrning och reglering	43
18.4 Verkningsgrad	44
18.5 Lönsamhet	46
19 Slutsatser och rekommendationer	46
20 Diskussion	48
Referenser	50

Bilagor:

1. Effektbehovsberäkning	51
2. Värmebehovsberäkning	58
3. Lönsamhetsbedömning med annuitetsmetoden	65
4. Lönsamhetsbedömning med nuvärdesmetoden	67
5. Lönsamhetsbedömning för system 1	
6. Lönsamhetsbedömning för system 2	
7. Lönsamhetsbedömning för system 3	
8. Lönsamhetsbedömning för enbart kanalbrännare	
9. Inverkan av ändrad avskrivningstid	

Figurer:

1. Bild på östfasad
2. Interiör av lilla hallen
3. Interiör av materialförråd i stora hallen
4. Betbad i stora hallen
5. Zinkbad, öppnat lock
6. Zinkbad med nedfällt lock
7. Västra delen av stora hallen
8. Fläktrum
9. Luftspridare i lilla hallen
10. Fråluftskrubber
11. Skiss på referenslokal
12. Schema på tilluftaggregat
13. Nödvändigt luftflöde för given effekttillförsel vid värmning av uteluft i ett steg med aerotemper
14. Temperaturförlopp vid on-off reglering
15. Exempel på on-off reglering av recirkulerande aerotemper
16. Exempel på reglering av tvåstegs brännare
17. Exempel på reglering av modulerande brännare
18. Halter av CO₂ och NO₂ vid direkt eldning i luftkanal
19. Elförbrukning som funktion av specifikt värmebehov
20. Utelufttemperaturens varaktighet
21. Värmeeffektbehovets varaktighet
22. Break even elpris för gaseldade luftvärmesystem
23. Principskiss system 2
24. Aerotempermontering system 2
25. Principskiss system 3
26. Styrprincip för system 3

1 Inledning

Inte minst med anledning av den förestående kärnkraftavvecklingen är det angeläget att minska elanvändningen för uppvärmningsändamål. Naturgas kan vara ett ur teknisk, miljö och ekonomisk synpunkt intressant alternativ för att ersätta el i system för luftburen värme. I den här rapporten undersöks möjligheter att använda gaseldade luftvärmare, sk. aerotemprar, i luftvärmesystem för industrilokaler. Gaseldning direkt i den luftström som ska värmas tas upp som ett annat alternativ.

En industrilokal i Varberg har tjänat som exempel vid utformning och dimensionering av luftvärmesystem.

2 Beskrivning av referenslokalen

2.1 Allmänt

Lokalen utgör en del av en större enplans industribyggnad, och består väsentligen av två hallar. Uppvärmning sker av ett kombinerat ventilations och värmeaggregat med el som energibärare. Industrin som nyttjar lokalen tillverkar wire och stållinor.

2.2 Fakta om lokalen

Lokalen är en del av en äldre industribyggnad som byggts om och till ett antal gånger. Östfasadens utseende framgår av fig.(1), principskiss över lokalen av fig(11).

Stora hallens area är ca. 6400 m² och lilla hallens ca. 1000 m².

Takhöjden mätt till innertaket är mellan 6 och 7 m. Den effektiva takhöjden mätt till takbalkarnas nederkant är 5.5 m. I taket är flera traverser installerade.

Lilla hallen utnyttjas som verkstad. Interiör av lilla hallen visas i fig.(2).

Västra uteväggen är försedd med 9 st fönster ca. 4 x 1.5 m. Östra väggen har 4 st. fönster 1.2 x 3.1 m. Väggarna i norr och söder utgör gräns till omgivande lokaler. Ytterväggarna är byggda av tegel men gamla fönster har ersatts av plåtfasad. Den bärande konstruktionen är utförd i betong. I stora hallen finns rester av gamla ytterväggar, se fig.(3).

Byggnaden bedöms som lätt dvs. har kort termisk tidskonstant.

In och utpassage sker genom porten till stora hallen som är försedd med luftsluss.

Lager, betningsrum och kompressorcentral är ouppvärmda men har fri passage till stora hallen vilket möjliggör överluftutbyte med denna. Övriga rum i hallarna är uppvärmda. Förutsättningen för de gaseldade värmesystemen har varit att de ska ersätta elluftvärmebatteriet i tilluftaggregatet för stora och lilla hallen.

I mitten av stora hallen ligger ett betbad och bad med ca. 50 ton smält zink. Se fig.(4,5 och 6). Maskiner för produktionen är i huvudsak belägna i stora hallens östra del. I västra delen lagras den tråd man utgår ifrån i tillverkningsprocessen. Interiör av stora hallens västra del visas i fig.(7).

2.3 Uppvärmnings och ventilationssystemet

Luft tillförs och värms med ett tilluftaggregat placerat i fläktrum ovanpå ställverket mellan stora och lilla hallen. Se fig.(8).

Principschema framgår av fig.(12). Uteluftintaget är beläget på taket. Aggregatet är normalt i drift kontinuerligt. Luften tillförs lokalen via luftspridare i stora och lilla hallen. Se fig.(9). Luftspridarna har halvrund form, radiellt utlopp och är placerade utefter västra långsidan av lokalen. Frånluftaggregatet är helt avskilt från tilluftaggregatet och samkörs inte med detta. Återluft tas direkt från lokalen.

Tilluftaggregatet består av följande delar se fig.(12):

- spjäll för uteluft och returluft. Spjällen styrs av tvåläges ställdon styrda av ett styrur.
- luftfilter
- elektriskt värmebatteri med överhettningsskydd
- tilluftfläkt
- ljuddämpare (ej redovisad i fig.(12))

- luftflödesgivare
- kanaltemperaturgivare
- lokaltemperaturgivare
- reglercentral för elvärmereglering
- styrur med driftlägesväljare

Funktionsbeskrivning för tilluftaggregat:

Aggregatet startas med manöverställaren KA1.

Ute och återluftspjällens ställdon styrs av styruret.

Styrurets manöverställare har lägena noll, hand och automat. Där noll innebär enbart återluft, hand enbart uteluft och automat uteluft under arbetstid och återluft övrig tid.

Reglercentralen styr luftvärmebatteriets effekt med signalen från lokaltemperaturgivaren så att lokaltemperaturen håller på RC inställt värde. Med hjälp av begränsningstemperaturgivaren hålls tillufttemperaturen mellan de på RC inställda max. och min. gränserna. Elbatteriet på 225 kW har fem effektsteg, 15 kW, 30 kW och tre steg på 60 kW. Effekten inkopplas av reglercentralen i 23 steg med inställbar stegningshastighet.

Då luftflödet upphör eller överhettningsskyddet löst ut bortkopplas effekten omedelbart.

Tilluftaggregatet är dimensionerat att tillföra 20000 m³/h. Frånluften evakueras dels av en huvudfrånluftfläkt som har ett flöde av ca. 17000 m³/h, dels av ett antal punktutsug vilkas sammanlagda luftflöde bedöms till ca. 4250 m³/h. Undertryck råder i lokalen eftersom frånluftflödet är större än tilluftflödet.

Någon samkörning av till och frånluftaggregat sker inte.

Frånluftfläktarna går kontinuerligt även under icke arbetstid då ingen uteluft tillförs via tilluftaggregatet. Uteluft kommer till följd av detta in i lokalen genom otätheter även nattetid.

Värmeåtervinning ur frånluften förekommer inte. Frånluften innehåller korrosiva ämnen, H_2SO_4 , HCL och Borax från betbad. Innan frånluften släpps ut i det fria renas den i en skrubber.

Se fig.(10).

3 Luftburen värme

3.1 Klassificering av system

System för luftburen värme kan delas in i följande huvudgrupper:

-lokala där luftvärmaren är placerad i utrymmet som ska värmas, och tillför luft direkt till detta.

-centrala där luftvärmaren är placerad på annan plats eller i del av varmt utrymme. Luften tillförs tilluftdonen via kanaler.

-regionala där värmaren är placerad i uppvärmt utrymme och fördelning av luften inom detta sker med ett kort kanalsystem.

Utöver indelningen ovan kan system för luftburen värme indelas efter sättet att värma luften i direkta och indirekta system.

Direkta innebär att till själva luftvärmaren tillförs den energibärare som nyttjas för värmealstringen, t.ex. gas eller el.

Luften som värms blandas i direkta luftvärmesystem och luftvärmare inte med förbränningsgaserna. I direkteldade luftvärmningsaggregat däremot sker förbränning av gas öppet i den luftström som ska värmas. Förbränningsgaser och ventilationsluft blandas alltså.

I elektriska luftvärmare värms luften genom att den får passera ett elektriskt värmelement. I värmare där förbränning av gas eller annat bränsle sker leds de varma förbränningsgaserna genom en kammare och värmer luften som strömmar på utsidan av denna.

Indirekta luftvärmesystem värmer luft med varmvatten eller ånga via en värmeväxlare. Det värmebärande mediet värms i en separat panna och tillförs luftvärmarna via rörsystem.

3.2 Luftvärmesystemets funktioner

Ett luftvärmesystem kan tjäna följande syften:

-enbart lokaluppvärmning, ventilationen av det värmda utrymmet tillgodoses då med ventiler eller manuellt kontrollerade öppningar såsom fönster.

-lokaluppvärmning och ventilation, förutom för värmning av luft ingår i systemet utrustning för att tillföra den mängd uteluft och bortföra motsvarande mängd frånluft som behövs för att tillfredställa det aktuella ventilationsbehovet.

-enbart ventilation, systemet är avsett att värma och tillföra uteluft som ersättning för luft som bortförs från lokalen genom t.ex. punktutslug. Värmeförlusterna från byggnaden täcks av ett separat värmesystem.

-processluft, varm eller het luft tillförs, bortförs eller recirkuleras till en industriell process. Lufttemperaturerna är ofta högre än för lokaluppvärmning.

De främsta fördelarna med luftburen värme är:

-det värmebärande mediet är torrt och okänsligt för frysning som annars är ett vanligt problem i luftvärmeväxlare.

-värme och ventilationssystem kan integreras vilket ger mindre och billigare system.

-uppvärmning av ett utrymme kan ske snabbt.

-luften kan behandlas och fördelas i lokalen på ett kontrollerat sätt.

-jämn temperaturfördelning i uppvärmd lokal

3.3 Bostadsuppvärmning

Täta och välisolerade hus medför behov av mekanisk ventilation för att undvika fukt och mögelproblem. Det har lett till ett ökat intresse för luftburen värme i bostadshus.

Erfarenheter från Holland visar att det är billigare att bygga ett integrerat uppvärmnings och ventilationssystem än separata system för ventilation och vattenburen värme. De integrerade uppvärmnings och ventilationssystemen som börjar bli vanliga i nybyggda och renoverade hus i Holland bygger på centrala system med direkt värmning med gas som bränsle.

Utsugning av luften sker genom kök och badrum med värmeåtervinning. Nackdelar med dessa system är svår konstruktion och installation samt buller och vibrationer som kan orsakas av fläktar.

3.4 Industriuppvärmning

Ett luftvärmesystem för värmning och ventilation av en industrilokal bör ha nedan angivna egenskaper.

Under tid då ingen verksamhet pågår t.ex. under veckoslut och nätter ska värmesystemet vara avstängt eller hålla lufttemperaturen i lokalen på en miniminivå. Vid en förutbestämd tidpunkt ska systemet automatiskt starta för att lokalen ska vara uppvärmd när de som ska vistas där kommer. Under uppvärmningsperioden tillförs ingen uteluft. Istället recirkuleras luften i lokalen. Den tid verksamheten pågår ställs uteluft och returluftsjällen så att lämpligt blandningsförhållande uppnås. Finns hälsofarliga ämnen i luften från lokalen ställs spjällen i läge 100% uteluft. För att säkerställa luftflöde i riktning mot frånluftdonen, ge god fördelning av värmd luft i lokalen och minska det ofrivilliga inflödet av uteluft är det lämpligt med ett visst övertryck i lokalen.

Vid arbetsdagens slut ställs systemet om till enbart returluft och att hålla lufttemperaturen vid en miniminivå eller stängs av helt.

Värmebehovet som luftvärmesystemet ska täcka består av två delar, transmissionsförluster och värmning av uteluft.

När den värmda lokalen har en höjd överstigande ca. 4.5 m brukar det effektbehov som krävs för transmissionsförluster och luftuppvärmning

ökas med en faktor som beror av höjden. Luftriktardon som riktar luftströmen nedåt är nödvändiga vid höga lokaler.

För att minimera gasförbrukningen måste uppvärmningen inför arbetsdagen ske snabbt. Snabb uppvärmning kräver att mer värmeeffekt än som behövs för att täcka värmebehovet installeras. Används direkta luftvärmare, som aerotemprar, är det olämpligt att öka effekten med mer än 25 %. Är aggregaten försedda med tvåstegsreglering vilket är vanligt kan resultatet nämligen bli en ojämn uppvärmning med korta stötar med varm luft från en alltför överdimensionerad värmare, följda av långa perioder med avslagen brännare. Hur lång uppvärmningstiden blir beror av installerad effekt, om byggnaden är av lätt eller tung konstruktion, om värmen varit helt avstängd eller hållits vid viss miniminivå och hur lång tid värmen varit frånslagen.

4 Deplacerande strömning som miljöförbättrande metod

Genom att blåsa in undertempererad luft nära golvet, kan behagligare lufttemperaturer och renare luft åstadkommas vid värme och föroreningsavgivande källor i en lokal. Luft som med en temperatur omkring 12 °C med låg hastighet tillförs vid golvnivå invid t.ex. ett smältbad kommer att värmas av detta och därigenom stiga uppåt. Ångor och partiklar från smältbadet är varmare än omgivande luft och kommer att stiga uppåt genom denna.

Det kommer att utbildas en skiktning av luften med sval och ren luft närmast golvet och varm förorenad luft närmast taket. Det blir allt vanligare att industriventilation utförs enligt ovan beskriven princip.

För att metoden ska fungera krävs först och främst att tillförd luft är kallare än den som omger inblåsningsdonet.

Vidare fodras relativt stora luftflöden och låga lufthastigheter.

När, som i fallet med referenslokalen, delar av lokalen har stora värme och föroreningskällor medan andra delar saknar sådana, skulle man kunna använda sig av ovan beskrivna ventilationsprincip om luft tillfördes via olika tilluftaggregat.

Vid värmekällorna tillförs då undertempererad luft medan andra platser i lokalen tillförs övertempererad i den mån lokalen behöver tillföras värmeeffekt.

För tillförsel av den undertempererade luften skulle aerotemperar kunna vara lämpliga.

T.ex. kan en takplacerad aerotemper via lågimpulsdon tillföra undertempererad luft till omgivningen närmast smält och betbad.

5 Naturgasinstallation

5.1 Allmänt

Härneden följer en beskrivning i stort av den installation som behövs för att kunna använda naturgas som energibärare. Gasledningen dras av distributören till leveransgränsen, som beroende på förutsättningarna kan vara tomtgräns eller abonnentcentral.

Installationen hos användaren av distributionssystem och apparater för naturgasen ska utföras enligt föreskrifterna i Naturgasmanualen.

Installatör ska vara auktoriserad av gasdistributören och godkänd av Svenska Gasföreningen.

Naturgasens leveranstryck är 1-4 bar. I abonnentcentralen, som normalt placeras utomhus, finns komponenter för avstängning, tryckreducering och flödesmätning. Trycket efter abonnentcentralen beror av de anslutna förbrukningsapparaternas effekt. Nedan anges riktvärden.

tryck efter abbonentcentral	ansluten för- bruknings effekt
20 mbar	<600 kW
100 mbar	600 kW- 3 MW
oreducerat	> ca. 2 MW

Genom att placera tryckreducerings utrustningen vid förbrukningsapparaterna kan ledningssystemet hos användaren dimensioneras för ett högre tryck än apparaternas anslutnings tryck. Det ger mindre rördimensioner. Inomhus är högsta tillåtna gastryck 100 mbar.

5.2 Abonnentcentralens funktion

Vid 1-4 bars leveranstryck och 20-100 mbars tryck på förbrukarsidan ingår, räknat från servisledningens anlutning, följande komponenter i abonnentcentralen :

- avstängningsventil
- filter
- snabbstängningsventil
- tryckregulator
- läckavblåsningsventil
- flödesmätare

Manometrar brukar också vara placerade i abonnentcentralen.

Med avstängningsventilen stängs gastillförseln manuellt.

Snabbstängningsventilen stänger av gastillförseln om trycket efter regulatorn skulle bli för högt.

Tryckregulatorn ska hålla trycket i installationen konstant oberoende av belastningen.

Läcker tryckregulatorn eller snabbstängningsventilen ökar trycket i installationen. Blir trycket för högt öppnar läckavblåsningsventilen och släpper ut så mycket gas i den omgivande luften, att trycket sjunker till normal nivå.

Flödesmätaren registrerar gasflödet. Tillsammans med gasens tryck och temperatur bestäms därmed energiförbrukningen.

6 NO_x bildning vid gaseldning

Emissionen av föroreningar vid naturgaseldning utgörs huvudsakligen av kväveoxider, kolmonoxid och oförbrända kolväten.

De kväveoxider som bildas vid förbränning av naturgas är huvudsakligen NO och NO₂.

Förbränningstekniska åtgärder för att minska NO_x emissionerna har ofta en negativ inverkan på mängden oförbrända kolväten, koloxid samt flamstabilitet. Kvävet för de kväveoxider som bildas kommer från förbränningsluften, eftersom naturgas normalt inte innehåller kväve. NO_x mängden minskar med förbränningsgasernas uppehållstid vid hög

temperatur och bränsle-luftblandningens luftöverskott.

Förbränningsmetoder som har hög avkylningshastighet från de högsta temperaturerna och stort luftöverskott är därför fördelaktiga då man vill ha låga NO_x emissioner. De låg- NO_x brännare som finns idag ger beroende på arbetsprincip emissioner på ca. 10-100 mg/MJ. De som arbetar med stort luftöverskott ger de lägsta emissionerna.

7 Avgasutsläppets utformning vid naturgaseldning

Vid naturgaseldning är NO_x koncentrationen den bestämmande faktorn för skorstenshöjden.

Faktorer som påverkar spridningen från skorstenar är:

- luftens hastighet
- luftens turbulensförhållanden
- densitet hos omgivande luft och utsläpp
- utsläppt avgasflöde
- strömningsförhållanden kring byggnader.

Skorstenen ska dimensioneras och placeras så att skadliga koncentrationer undviks kring luftintag och öppningsbara fönster.

Enligt [2] är avgasutsläpp i fasad olämpligt då det ger alltför höga koncentrationer, speciellt på lä och lovartsidan av en byggnad.

En Åkarp i Skåne nyligen utförd undersökning av NO_x koncentrationen där avgaser från naturgaseldade villapannor släpptes ut genom fasad tyder dock på att skadliga koncentrationer inte orsakades utav naturgaseldning utan av avgaser från trafiken.

Avgasutsläpp genom fasad bedöms som olämpligt för väggmonterade utelufts-aerotemprar, eftersom luftintag och avgasutsläpp skulle hamna nära varandra.

På en byggnads tak bildas en cirkulationszon. Avgaser som släpps ut i denna cirkulerar inom zonen utan att spädas ut.

Ju större byggnadens längd är i förhållande till dess höjd desto högre och mer utbredda blir koncentrationerna i cirkulationszonen på taket. Luftintag bör därför inte placeras på tak med skorsten. Kan luftintag beläget på tak inte flyttas i samband med installation av gaseldad

utrustning måste skorstenshöjden avvägas noggrannt så att inte avgaser kommer in i byggnaden via ventilationsluften.

På en byggnads läsida bildas en virvelzon där avgaser som släpps ut från en skorsten inom zonen anrikas. Undersökningar av koncentrationen utmed byggnaders sidor och tak har visat att förhållandena på läsidan, med där placerade luftintag och fönster, blir bestämmande för skorstensdimensioneringen.

För en hall-liknande byggnad, som den aktuella referensbyggnaden, med luftintag på taket torde det enligt [2] behövas en skorsten med en höjd över tak ungefär lika med byggnadens för att avgaskoncentrationen vid luftintag, dörrar och fönster ska ligga på en acceptabel nivå.

En typisk aerotemper med slutet förbränningssystem och kombinerat luft avgasrör medger en total skorstenshöjd på omkring 5 m räknat från avgasfläkten. I praktiken kan man då för referenslokalen, vars takhöjd är 6-7 m, åstadkomma en maximal skorstenshöjd över tak på ca. 2 m. Typiskt mått på skorstenshöjden i aerotempertillverkares föreskrifter är ca. 1 m. Därvid tas dock ingen hänsyn till eventuellt närbeläget luftintag.

Vid utformningen av avgaskanal bör föreskrifterna rörande denna i Naturgasmanualen, gällande Byggnorm och Installationshandboken, som är under revision för närvarande, studeras.

8 Aerotemperar

8.1 Allmänt

En aerotemper är en konvektionsluftvärmare vilken genomströmmas av luftflödet som ska värmas. Aerotemperns huvuddelar är: värmeväxlare, brännare med brännkammare och fläkt.

Komponenter för el och gassystem, brännare, fläkt mm. är normalt inbyggt i en aerotemper till en komplett enhet. Aerotemperar för gasformiga bränslen kan normalt eldas med naturgas, propan/butan(gasol) eller stadsgas.

Förbränningsgaserna genomströmmar värmeväxlaren underifrån och upp. Samlas i en avgasuppsamlingshuv och leds därifrån ut genom ett avgasrör. Fläkten blåser luften som ska värmas i mot eller korsström genom värmeväxlaren. Luften blåses in i utrymmet som ska värmas genom ett ställbart jalusigaller. Kortare kanalsystem kan också anslutas till en aerotemper.

Recirkulerande aerotemprar cirkulerar luften i lokalen som ska värmas. De hängs upp i tak eller på väggar. De minsta storlekarna är vanligtvis försedda med propellerfläkt och blåser ut luften direkt i lokalen via ett spjällgaller som riktar luftströmmen. Kanaler eller luftriktardon kan inte anslutas till aerotemprar med propellerfläkt. Fodras stor kastlängd, luftriktardon ska anslutas eller om ett kanalsystem ska anslutas förses aerotempern med centrifugalfläkt.

Uteluftaerotemprar är avsedda att helt eller delvis värma uteluft som sedan tillförs lokalen. De kan placeras inom eller utomhus, på väggar, på tak, på golv eller byggas in i kanalsystem för att tjäna som centralt ventilationsaggregat eller möjliggöra zonindelad uppvärmning. Möjligheterna att anpassa luftvärmaren för speciella behov är stora. Det är möjligt att komponera ihop kompletta luftbehandlingsenheter. Enheterna kan förses med spjäll för uteluft och återluft, filter, spjällmotor, inbyggd centrifugalfläkt, kylbatterier och diverse andra tillbehör. Värmeväxlaren görs vanligtvis i rostfritt material för att undvika korrosionsproblem. Aerotemprar avsedda för uteluft är försedda med invändig isolering för att förhindra kondensation.

Det finns också aerotemprar som saknar fläkt. De är försedda med anslutningsflänsar för kanaler, och är avsedda att användas som värmebatterier i ventilationssystem med separat fläkt som åstadkommer luftflödet. Montering i serie, parallellt eller båda i kombination är möjligt.

Värmeeffekten för aerotemprar varierar mellan ca. 20 kW till ca. 100 kW. Verkningsgraden, definierad som kvoten mellan max. värmeeffekt och anslutningseffekt varierar för olika tillverkare mellan 80% och 90%.

tekniska data i stort:

avgiven effekt: 20-100 kW

luftflöde: 1500-10000 m³/h

temperaturhöjning: 30-55 °C

tryckuppsättning: 0-300 Pa

motoreffekt: 125-2200 W

vikt: 50-350 kg

montagehöjd: 2-7 m

8.2 Användningsområden

Aerotemperar används oftast för uppvärmning av lokaler som t.ex. verkstadslokaler, växthus, lager, sporthallar, kyrkor, affärer och matsalar. Ett annat användningsområde är som varmluftsridå vid fabriksportar o dyl.

Fördelar med aerotemperar är att:

- de medger zonvis uppvärmning av lokaler
- värmarna inte behöver vara igång kontinuerligt
- de inte tar något golvutrymme i anspråk
- recirkulerande direktvärmande aerotemperar kräver lite installationsarbete jämfört med andra konvektiva system
- aerotemperar ger möjlighet att värma luft direkt utan omvägen över varmvatten eller el med därmed förknippade förluster.

8.3 Förbränningsluft och avgassystem

Både öppna och slutna system förekommer. I ett öppet system tas förbränningsluften från lokalen. Avgaserna kan bortföras med självdrag eller forcerat drag. Förbränningsgaser kan vid självdragssystem lätt tränga ut i lokalen till följd av vindförhållanden utomhus och luftströmningsförhållanden och tryck i uppställningsrummet. Där mekanisk frånluftventilation förekommer är självdragssystem olämpligt då undertryck lätt uppstår i lokalen. Strävan efter hög verkningsgrad medför lägre avgastemperatur vilket kan medföra att självdragseffekten inte räcker för att upprätthålla cirkulationen av förbränningsluft och avgaser. Aerotemperar med öppen förbränningskrets är av ovan nämnda skäl ofta utrustade med avgasfläkt.

I slutna system är förbränningskretsen helt avskild från uppställningsrummet. Förbränningsluften tillförs utifrån till aerotempern via en kanal. Avgasfläkt används alltid i sådana system. En avgasfläkt placeras i avgaskanalen och ombesörjer både borttransport av avgaser och tillförsel av förbränningsluft. Det sammanlagda tryckfallet i luft och avgas kanal är för stort för att genom självdrag åstadkomma tillräcklig dragstyrka. Dessutom kan, eftersom systemet ska vara helt avskilt från omgivningen, inget dragskydd användas. Slutna system används i lokaler med över eller undertryck, dammiga lokaler eller lokaler med brandfarliga korrosiva eller explosiva ämnen.

Förbränningsluft kan tas utifrån antingen genom ett separat rör som för att undvika kondensation bör vara isolerat eller genom en sk. terminal som är ett dubbelmantlat rör med avgaser i det inre röret och luft till brännaren i det yttre. Förbränningsluften förvärms alltså av avgaserna då terminal används. Det ger bättre antändnings och förbränningsförhållanden samtidigt som värmets i avgaserna tas tillvara.

Både vertikal och horisontell dragning av avgas och förbränningsluftsrör medges på de flesta fabriker med avgasfläkt. Rörlängden för förbränningsluft och avgaser är begränsad av avgasfläktens kapacitet. Normalt kan motsvarande ca 25 m rakt rör anslutas. Som tum-regel gäller därvid att en 45° böj motsvarar ca. 1-1.5 m rakt rör och en 90° böj ca. 2-3 m.

8.4 Kondensationsrisk

Daggpunkten är ca. 60 °C vid stökiometrisk förbränning av naturgas. Aerotemperar som konstruerats för hög verkningsgrad eller kan gå på dellast ger så låga avgastemperaturer att åtgärder måste vidtas för att undvika kondensationsproblem. Man kan:

- isolera avgaskanalen
- utföra avgaskanalen i rostfritt material

-förse punkter där kondensatansamling kan ske med dräneringsmöjlighet

-sänka daggpunkten genom att blanda in luft i avgaserna

I självdragsystem, som alltid är försedda med dragavbrott/dragskydd späds avgaserna med luft från uppställningsrummet. Daggpunkten sänks därigenom. Luft strömmar genom avgaskanalen då brännaren är avstängd. Därigenom dunstar eventuellt kondensat i avgaskanalen. Kondensation är därför normalt inget problem i självdragsystem.

8.5 Brännare

Aerotemperar är utrustade med atmosfärsbrännare, enstegs, tvåstegs eller modulerande. För att kunna avge luft med någorlunda konstant temperatur är aerotemperar som värmer uteluft ofta försedda med tvåstegs eller modulerande brännare. Minsta effekten en modulerande atmosfärsbrännare kan ge är ca. 30% av maximala effekten. Orsaken är att flaman blir ostabil vid lägre effekter. Är effektbehovet lägre övergår den modulerande gasventilen till att fungera som en tvålägesventil.

I USA och Storbritannien har gaseldade luftvärmare med pulsbrännare börjat bli vanliga i bostäder med luftburen värme. Dessa har en mycket hög verkningsgrad. Amerikanska Lennox tillverkar enheter på ca. 10-30 kW för direkt luftvärmning med pulsbrännare och kondensering av avgaserna där verkningsgraden uppges vara 96%. Förbränningen i en pulsbrännare sker inte kontinuerligt utan med en frekvens på ca. 50-100 Hz. Samma princip används som i de Tyska V1 bomberna under andra världskriget. Gas-luftblandning förbränns i brännkammaren. Då förbränningsgaserna expanderar genom avgasröret bildas ett undertryck i förbränningsrummet varvid ny gas-luftblandning sugas in, komprimeras och antänds av en liten del av förbrännings gaserna som strömmar tillbaka till brännkammaren. Genom de heta gasernas höga hastighet erhålls en mycket god värmeöverföring. Härigenom blir värmarens dimensioner små. Trycket för att driva ut avgaserna uppstår vid förbränningen. Rökgasfläkt eller dragavbrott behövs inte.

Genomströmningsförlusterna i en panna blir lika med noll. I en värmare med pulsförbränning är förbränningsrum och avgasrör helt avskilda från omgivningen. Luft till och avgaser från aggregatet kan ledas i PVC-rör om kondensering av avgaserna sker. Avgastemperaturen är då omkring 43 °C. Kväveoxidbildningen i pulsbrännare är lägre än i konventionella brännarkonstruktioner. Det största problemet med pulsbrännare är att de bullrar mycket. En helt odämpad brännare kan avge en ljudnivå på ca. 100 dBA. Det ovan nämnda Lennox aggregatet tycks ha kommit ned i godtagbara ljudnivåer för bostäder där man accepterar maximalt ca. 65 dBA.

8.6 Värmeväxlare

Funktionen hos värmeväxlaren är att värma tilluften genom att bringa denna i kontakt med ytor vars temperatur är högre än den önskade tillufttemperaturen.

Värmeväxlaren i en aerotemper är rekuperativ dvs. värmen från avgaserna överförs till luften genom en metallvägg, som åtskiljer de två flödena. Den är vanligen anordnad så att förbränningsgaserna strömmar vertikalt och luften horisontellt. För att undvika att den varma luften stiger upp mot taket utnyttjas av vissa tillverkare speciellt utformade värmeväxlare som ger ett varmt undre och ett kallt övre luftskikt. Vanligtvis är värmeväxlaren uppbyggd av släta stålplåtar som svetsas samman så att växelvis luft och förbränningsgaskanaler bildas. Värmeväxlare i gjuten aluminium förekommer också. Dessa har ytförstorande element och får därför små dimensioner. Understiger temperaturen på luften som ska värmas ca. +5 °C föreligger risk att förbränningsgasernas daggpunkt underskrids. Rostfritt material används därför i värmeväxlare för aerotemperar som ska arbeta med uteluft. Aerotemperar som ska eldas med stadsgas bör alltid förses med rostfri värmeväxlare.

Det finns modeller med en andra värmeväxlare för att ta tillvara värmen i avgaserna som då ofta kyls till under daggpunkten.

8.7 Dimensioneringskriterier

Val av storlek och antal av aerotemperar baseras på erforderligt värmeeffektbehov. Effektbehovet, P , ges av:

$$P = P_T + P_V - P_I \quad \dots (1)$$

där,

P_T = transmissionsförluster

P_V = effekt för att värma tillförd uteluft

P_I = interneffekt avgiven från maskiner mm.

Transmissionsförlusterna är direkt proportionella mot skillnaden mellan lufttemperaturen inomhus och utomhus, enligt:

$$P_T = kA \cdot \Delta T_1 \quad \dots (2)$$

Effektbehovet för värmning av tillförd uteluft kan, om luftens vatteninnehåll försummas, skrivas:

$$P_V = q_{UL} \cdot \beta \cdot c_p \cdot \Delta T_1 \quad \dots (3)$$

där,

q_{UL} = uteluftflödet

β = luftens densitet

c_p = luftens isobara värmekapacitivet

ΔT_1 = skillnad mellan lufttemperaturen inomhus och utomhus

Av aerotemperarna tillförd effekt, P_A , ges av:

$$P_A = q_A \cdot \beta \cdot c_p \cdot \Delta T_2 \quad \dots (4)$$

där,

q_A = luftflödet genom aerotemperarna

ΔT_2 = höjning av lufttemperatur i en aerotemper

Det normala är att lokalens ventilationsbehov bestämmer q_{UL} .

Effektbehovet beräknas sedan med ekv. (1), (2) och (3). Aerotemperarnas antal och storlek väljs så att deras sammanlagda effekt är lika med effektbehovet.

Den maximala höjning av lufttemperaturen som aerotemperar är konstruerade för är omkring 55 °C. Minsta luftflöde genom aerotemperarna ges därför enligt ekv. (4) av:

$$q_A = \frac{P}{\beta \cdot c_p \cdot 55} \quad \dots (5)$$

På recirkulerande aerotemperar avpassas fläktmotorns effekt så att flödet blir minst det av ekv. (5) givna.

Tillförs uteluften via aerotemperarna måste dessa vara försedda med anordning för att blanda återluft och uteluft så att flödet enligt ekv. (5) erhålls för att kunna tillföra den med ekv. (1), (2) och (3) beräknade effekten.

I vissa fall är det olämpligt att blanda in återluft i tilluften t. ex. pga. förorenad återluft. Det innebär att lokalen tillförs enbart värmd uteluft. Har luftvärmesystemet uppgiften att tillföra lokalen all erforderlig värmeeffekt, alltså täcka både transmissionsförlusterna

och värma tillförd uteluft, krävs seriekoppling av aerotemprar. Det förklaras av följande resonemang:

Från lokalen bortförd effekt ges av ekv.(1), (2) och (3).

Tillförd effekt vid värming i ett steg ges av ekv.(4) med $q_A = q_{UL}$. För att temperaturen i lokalen ska vara konstant måste tillförd och bortförd effekt vara lika. Sätter man uttrycken för tillförd och bortförd effekt lika får man det luftflöde som uppfyller denna ekvation som:

$$q_{UL} = \frac{\Delta T_1 * kA - P_I}{(\Delta T_2 - \Delta T_1) * c_p * \beta} \quad \dots (6)$$

I fig.(13) har detta luftflöde ritats som funktion av ΔT_2 med ΔT_1 som parameter. Konstanterna kA och P_I har där satts till

8.5 kW/°C respektive 64 kW, vilka använts vid dimensioneringen av värmesystem för referenslokalen. Det för ventilationsbehovet nödvändiga luftflödet är ca. 6 m³/s. Det framgår att höjningen av temperaturen på den luft som genomströmmar aerotempern måste vara större än skillnaden mellan inomhus och utomhustemperaturen för att energi "ska bli över" för att täcka transmissionsförluster. Stora transmissionsförluster och låga utetemperaturer ger mycket större luftflöden än ventilationsbehovet påkallar. Uppvärmningskostnaderna skulle bli onödigt höga, om det överhuvudtaget vore möjligt att realisera luftflödena.

Istället skulle aerotemprar kunna seriekopplas så att den totala temperaturökningen blir så stor att tillräcklig effekt tillförs med det luftflöde som påkallas av ventilationsbehovet.

Seriekoppling ger en krånglig och skrymmande installation som orsakar stora tryckfall. Gaseldade aerotemprar är normalt inte avsedda att seriekopplas. I fall där seriekoppling av aerotemprar skulle krävas är förmodligen indirekt luftvärmning i luftvärmväxlare med vatten som värmebärande medium ett bättre alternativ. Då kan nämligen värmebärarens temperatur, luftvärmväxlarens dimensioner och luftflöde optimeras för att tillföra tillräcklig effekt med givet luftflöde.

Ett annat sätt är att installera andra värmare t.ex. radiatorer eller recirkulerande aerotemprar för att täcka transmissionsförlusterna.

En faktor som talar mot aerotemprar som tilluftaggregat är att effekten ofta inte går att avpassa precis till effektbehovet. När den lägsta effekt aerotemprarna kan ge överstiger effektbehovet kommer lokaltemperaturen att öka. Värmaren stängs av då en viss rumstemperatur uppnåtts.

Fläkten fortsätter att gå för att tillföra ventilationsluft till lokalen. Lokaltemperaturen sjunker och värmaren startas igen. Resultatet blir en ojämn temperatur på den tillförda luften och i lokalen.

Vid användning av aerotemprar i höga lokaler är det enligt [4] lämpligt att överdimensionera installerad effekt med 3- 20 % för 6 m resp. 18 m byggnadshöjd. Tillämpas nattsänkning måste lokalen värmas upp inför arbetsdagens början. Det sker mer ekonomiskt ju högre effekt som kan tillföras. En överdimensionering av effekten för att erhålla snabb uppvärmning bör enligt [4] inte överstiga 25 % för att undvika alltför stora temperaturvariationer vid normal drift.

8.8 Antal och placering

Aerotemprar hängs oftast upp i tak eller på väggar.

Det är väsentligt att se till att den av aerotempern värmda luften verkligen når den plats man avser värma. Eftersom luft blir lättare ju högre dess temperatur är har luftströmmen från en aerotemper en tendens att stiga upp mot taket där den inte gör någon nytta. En nedåtriktad luftström är därför nödvändig. Aerotemprar är vid utloppet försedda med ett spjällgaller som riktar luften. Vid större montagehöjder än ca. 4 m räcker dock inte detta utan ett särskilt luftriktardon är nödvändigt.

Antalet aerotemprar väljs så att installerad effekt blir lika med effektbehovet.

Få stora enheter gör installatinen billigare men medför större kastlängd och högre temperatur för den värmda luften, vilket försämrar komforten.

Ju fler aerotemprar som installeras desto jämnare blir temperaturfördelningen i lokalen och problem med drag av varmluft minskar.

Man måste således göra en avvägning mellan komfort och investeringskostnad.

Andra faktorer som är av betydelse för värmefördelningen i lokalen är luftomsättningen och trycket i lokalen.

Vid små luftomsättningar är det svårare att få en jämn temperaturfördelning i lokalen.

Ett mindre övertryck gör att den värmda luften sprider sig lättare vilket bidrar till en jämn temperaturfördelning.

Placeringen av luftvärmaren bör vara sådan att luftströmmen inte störs av maskiner, byggnadsdelar, ställningar och liknande eller av luftströmmen från närliggande aerotemprar.

8.9 Reglersystem

Så kallad on-off eller tvåstegsreglering är det normala styrsättet av aerotemprar. Det ger alltid upphov till cykliska temperaturvariationer i varmt utrymme, se fig(14). Vissa fabrikanter erbjuder modulerande brännare som styrs av en elektronisk regulator.

Gasarmaturen är ofta ihopbyggd till ett sk. multiblock.

På recirkulerande aerotemprar startar fläkten i regel först när värmeväxlaren blivit varm och fortsätter gå efter det brännaren släckts, för att ta vara på restvärmten. Tillförs lokalen uteluft via aerotempren går fläkten kontinuerligt.

Exempel på reglersystem för recirkulerande aerotemper med on-off reglering framgår av fig.(15).

Arbetssätt vid värmning av recirkulerad luft med on-off reglering:

- Rumstermostaten startar eventuell avgasfläkt.
- Kontroll av avgasfläktens effekt.
- Tändbrännaren tänds.
- Tändlågan kontrolleras.
- Huvudgasventilen öppnas och huvudbrännaren tänder.

- När värmeväxlaren uppnått arbetstemperatur startar fläktvakten fläktmotorn.
- När rumstemperaturen uppnått på rumstermostaten inställt värde stängs magnetventilen och brännaren släcks.
- Fläktvakten stoppar fläkten då värmeväxlaren kylts av.
- Avgas fläkten hålls igång tills förbränningskretsen är genomvädrad.
- Skulle värmeväxlaren bli för varm t.ex. pga. otillräckligt luftflöde stängs magnetventilen av max.termostaten.

Arbetssätt vid värmning av uteluft, fläkt som går kontinuerligt och tvåstegsbrännare:

- Avgasfläkten inkopplas av en termostat placerad i tilluftkanalen eller lokalen då temperaturen på luften understiger inställt värde.
- Avgasfläktens effekt kontrolleras.
- Tändbrännaren tänds.
- Tändlågan kontrolleras.
- Gasventilen släpper fram gas till bännarens första steg, som tänder.
- Sjunker lufttemperaturen ytterligare kopplar termostaten in brännarens andra steg.
- När temperaturen stigit över det undre inställda värdet stängs andra brännarsteget av termostaten.
- Stiger lufttemperaturen över önskad tillufttemperatur eller rumstemperatur stänger magnetventilen gastillförseln och brännaren slocknar.
- Avgasfläkten stängs av av en termostat i avgaskanalen när förbrännings kretsen är genomvädrad.
- Max-termostaten stänger av brännaren om värmeväxlaren blir för varm.

Exempel på styrning enligt ovan framgår av fig.(16). Rumstermostaterna är seriekopplade med den tvåpoliga kanaltermostaten för att erhålla en max. begränsning av tillufttemperaturen. Härigenom minskas lokalens

temperaturvariationer. Det interna reglersystemet är i princip detsamma som för enstegs on-off reglering enl. fig.(15).

En med modulerande brännare försedd aerotemper som kontinuerligt ska tillföra uteluft kan styras enligt exemplet i fig.(17).

Funktionsbeskrivning: Aggregatet startas och önskad lokaltemperatur ställs in på reglercentralen. Signalen från rumsgivaren tillförs reglercentralen. Denna styr gastillförseln till en effekt, P, som beror av avvikelsen mellan rumstemperaturens bör och ärvärde, E, enligt:

$$P = k_p * E + k_i * \int E \, dt$$

Kanalgivaren ger upplysning om tilluftens temperatur. Skulle denna över eller understiga på reglercentralen inställda max. och min.värden minskas respektive ökas effekten. Vid överhettning av värmeväxlaren ger överhettningstermostaten signal till reglercentralen, som omedelbart stänger av gastillförseln till brännaren. Reglercentralen startar fläkten via fläktvakten. Fläktvakten ombesörjer också att brännaren inte tänds förrän fläkten går.

9 Uppskattning av storleken på anslutbart kanalsystem

Från referenslokalens tilluftaggregat går två tilluftkanaler. Dessa följer långsidorna i stora respektive lilla hallen. Successiv avtappning sker till luftspredare placerade längs kanalerna. Den tryckuppsättning som fodras för att erhålla önskat luftflöde beräknas och jämförs med den som tilltänkta luftvärmare kan ge.

Det antas att den totala luftmängden 20000 m³/h fördels i de två kanalerna proportionellt mot respektive halls area. Vilket innebär 17300 m³/h i grenen till stora hallen och 2700 m³/h till lilla hallen. Det förutsätts att luftfödet med hjälp av de strypspjäll som finns i varje avtappning inregleras så att luftfödet blir lika i alla tilluftsdon.

Beräkningen sker så att man startar vid uteluftsintaget och summerar tryckfallen på vägen till det längst bort belägna tilluftsdonet. Utan

uppdelning av kanalen i mindre sektioner blir tryckfallet ca.450 Pa. Till det kommer en ökning av det dynamiska trycket på ca.40 Pa.

Erfoderlig tryckuppsättning är således ca. 490 Pa.

Tillgänglig tryckuppsättning i varmluftspannor är maximalt ca.370 Pa och i aerotemperar ca.300 Pa.

Placerar man luftvärmaren i det befintliga fläktrummet måste alltså en separat fläkt åstadkomma önskat luftföde. Närmast till hands ligger att använda sig av den som redan finns där.

Ett alternativ är att tillföra uteluft via aerotemperar som monteras vid vägg och ansluts till den utefter väggen löpande luftkanalen.

Lokalens effektbehov har bestämts till ca.400 kW. Fördelas effekten proportionellt mot arean får man 346 kW till stora hallen och 54 kW till lilla. De största aerotemperarna kan ge en effekt på omkring 100 kW. Om tre sådana enheter skulle anslutas till den i tre sektioner uppdelade kanalen i stora hallen skulle luftflödet per aerotemper bli ca.

$1.6 \text{ m}^3/\text{s}=5760 \text{ m}^3/\text{h}.$

För att bedömma hur stort kanalsystem som kan anslutas till en aerotemper har en beräkning gjorts på fallet att en aerotemper ansluts till tre tilluftsdon där den befintliga kanalens dimensioner är som minst, diametrar mellan 300-500 mm.

Tryckfallet i kanal med böjar, avgreningar, dimensionsändringar och tilluftsdon beräknas uppgå till ca.200 Pa. Filter och spjäll på aerotemperns sug sida beräknas ge ett tryckfall på ca. 60 Pa och dynamiska trycket är ca. 40 Pa. Erfoderlig tryckuppsättning blir alltså ca. 300 Pa. Utrustar man aerotemperarna med största tillgängliga fläkt är ovan beskrivet arrangemang möjligt utan användande av någon extra fläkt. Det ska poängteras att det studerade fallet avser en aerotemper som ger ett luftflöde på $5760 \text{ m}^3/\text{h}$ ansluten till den trängsta delen av kanalen. Grövre kanal eller en aerotemper som ger mindre flöde minskar kravet på tryckuppsättning eller möjliggör användandet av längre kanal.

10 Direkteldade luftvärmare

10.1 Allmänt

När stora uteluftsmängder ska värmas och tillföras en lokal kan förbränning av gas och utblandning av förbränningsgaserna i luften som ska värmas vara ett alternativ.

Metoden används främst för att värma uteluft som ska ersätta från lokalen bortventilerad luft. Genom att förbränningsgaserna späds ut i stora mängder uteluft bedöms inga farliga koncentrationer av skadliga ämnen uppstå. I bl.a. USA, England och Tyskland värms ofta industrierhallar, affärer och liknande lokaler där människor inte stadigvarande vistas på det här sättet.

Luftvärmning genom direkteldning sker med hög verkningsgrad, ca.100%, och medför energibesparingar främst jämfört med system där vatten eller ånga används som energibärare.

Få ingående komponenter ger en enkel och kompakt installation.

Normal aggregatstorlek är värmeeffekter på upp till 2 MW.

10.2 Hygieniska krav enligt Svenska bestämmelser

Genom att förbränningsprodukterna blandas med tilluften kommer den att innehålla hälsofarliga ämnen. De ämnen det rör sig om är:

- kolmonoxid
- koldioxid
- kväveoxid
- kvävedioxid
- aldehyder

Här betraktas CO_2 och NO_2 som de dominerande föroreningarna. Godtagbara halter av föroreningar i inandningsluft framgår av

Arbetarskyddsstyrelsens föreskrifter "Hygieniska gränsvärden".

Med nivågränsvärde menas tidsmedelvärde av föroreningshalten i luften under en arbetsdag. Enligt arbetarskyddsstyrelsens föreskrifter gäller följande nivågränsvärden:

-CO₂ : 9000 mg/m³

-NO₂ : 4 mg/m³

Svensk Byggnorm föreskriver att dimensionerande föroreningshalt för tilluft får vara högst 1/20 av det av arbetarskyddsstyrelsen fastställda hygieniska gränsvärdena utom för CO och CO₂, där halterna får vara 1/10 av de hygieniska gränsvärdena.

För tilluft gäller således,

högsta tillåtna CO₂-halt, C_{CO2} : 900 mg/m³

högsta tillåtna NO₂-halt, C_{NO2} : 0.2 mg/m³

För att kunna uppskatta halterna CO₂ och NO₂ vid luftvärmning med kanalbrännare görs följande antaganden:

-luft värms genom att naturgas förbränns stökiometriskt i ventilationskanalen.

-naturgasens effektiva värmevärde sätts till 39.0 MJ/m³n

-det bildas 1.1 m³n CO₂ per m³n förbränd naturgas

-det bildas 20 mg NO₂ per MJ utvecklad energi

-ventilationssystemet tillför endast uteluft till lokalen

Införs följande beteckningar,

P= brännareffekt [kW]

v(CO₂) = bildad CO₂ mängd [m³n/m³n]

β = densiteten för CO₂ [kg/m³n]

q = ventilationsluftflöde [m³/h]

H_1 = naturgasens effektiva värmevärde [MJ/m³n]

C_{CO_2} = halten CO₂ [mg/m³]

C_{NO_2} = halten NO₂ [mg/m³]

ges föroreningshalterna av följande uttryck:

$$C_{CO_2} = \frac{P \cdot 10^{-3} \cdot v(CO_2) \cdot \beta \cdot 10^6}{(q/3600) \cdot H_1} \quad [\text{mg CO}_2/\text{m}^3 \text{ luft}]$$

... (1)

$$C_{NO_2} = \frac{P \cdot 10^{-3} \cdot 20}{(q/3600)} \quad [\text{mg NO}_2/\text{m}^3 \text{ luft}]$$

... (2)

I fig(18) har halterna av koldioxid och kvävedioxid ritats som funktion av förhållandet mellan tillförd effekt och tillfört luftflöde. Där framgår att med gjorda antaganden och föroreningshalter enligt Arbetarskyddsstyrelsens och Boverkets föreskrifter halten NO₂ är den dimensionerande faktorn vid val av effekt och luftflöde som uppfyller kraven på föroreningshalt i tilluften. Förhållandet mellan effekt och luftflöde som uppfyller hygieniska krav blir $2.8 \cdot 10^{-3}$.

10.3 Hygieniska krav enligt Brittisk standard

I den Brittiska standarden BS 5990:1981 för direkteldade luftvärmare på 60 kW upp till 2MW anges följande maximala föroreningshalter i tilluften:

-kolmonoxid, 11.6 mg/m³

-koldioxid, 5112 mg/m³

-kväveoxid, 6.22 mg/m³

-kvävedioxid, 1.9 mg/m³

Enligt dessa föroreningshalter och ekv(1),(2) blir CO₂ halten dimensionerande för effekt och flöde. Mot max. CO₂ halt svarande förhållande mellan effekt och flöde är $25.2 \cdot 10^{-3}$ kWh/m³.

10.4 Diskussion

Mängden kväveoxider, vilken i modellen ovan antogs utgöras av enbart NO₂, beror på brännarens konstruktion. Nya brännartyper med lägre NO_x är under utveckling. Mängden koldioxid däremot som bestäms av mängden förbränt bränsle är densamma för olika brännartyper som åstadkommer samma grad av fullständig förbränning.

Ventilationsbehovet för en viss verksamhet är i princip oberoende av var man befinner sig. Däremot varierar naturligtvis effekt och energibehovet mellan olika orter. Kanalbrännaren, vars effekt begränsas av emissionshalterna i tilluften, täcker i varmare klimat kanske hela uppvärmningsbehovet eller åtminstone merparten därav. På en kallare ort däremot räcker för en liknande anläggning den effekt man kan köra kanalbrännaren på bara till en mindre del av effekt och värmebehovet. Andra uppvärmningsanordningar krävs förutom kanalbrännaren vilket fördyrar värmesystemet.

Det är med förvåning man konstaterar hur stora avvikelserna är mellan Svenska och Brittiska krav då det gäller föroreningshalten i tilluften. Om de för Storbritannien, där luftvärmning genom direkteldning är en sedan länge använd metod, gällande hygieniska kraven skulle kunna tillämpas även i Sverige vore avsevärt högre

effektuttag möjliga. Det skulle göra direkteldade gasluftvärmare mycket lämpliga som ersättning för elbatterier i system med luftburen värme.

11 Effektbehov

En metod för att beräkna värmeeffektbehovet med hjälp av energistatistik bestående av månatlig elförbrukning, uppgifter om uteluftsflöde och graddagsstatistik beskrivs i bilaga 1.

Med dimensionerande utetemperatur på -16°C , lokaltemperatur på 18°C och totala luftflödet $21250\text{ m}^3/\text{h}$ blir effektbehovet beräknat som transmissionsförluster minus interneffekt plus effekt för luftvärmning:

$$289-64+241 = 466\text{ kW}$$

Effekten på det elbatteri som idag ombesörjer uppvärmningen är bara 225 kW.

Skillnaden kan delvis förklaras av osäkra beräkningsgrunder och de antaganden som gjorts. Dessa är i huvudsak:

- totala ventilationsluftflödet
- förhållandet mellan ventilationsluftflödet då drift pågår och övrig tid.
- energibehov för tillverkningsprocessen
- elvärmearrangementens verkningsgrad
- temperaturen i lokalen
- interneffektens tidsberoende
- uteluftstemperaturens tidsberoende

Valet av hur mycket värmeeffekt som ska installeras grundas på framräknat värde, osäkerhetsfaktorerna ovan och nedanstående betingelser.

Faktorer som motiverar högre effekt:

Erfarenheten har visat att kalla dagar är inte den nu installerade effekten tillräcklig. Detta har lösts genom att stänga uteluftspjället och bara köra återluft genom värmebatteriet.

Med tanke på att tillverkningsprocessen avger hälsofarliga emissioner som förs bort via ventikationsluftflödet är det olämpligt att minska på detta.

Byggnaden är "lätt" dvs. har kort termisk tidskonstant. Den blir därför snabbt utkyld vid en eventuell köldknäpp.

Då lokalen ska värmas upp efter sänkning av temperaturen är det gynnsamt ur energihushållningssynpunkt om detta kan ske snabbt. En viss överdimensionering av värmeeffekten möjliggör detta. Enligt [4] bör man dock inte överdimensionera med mer än 25 % pga. risk för alltför varierande temperaturnivå i lokalen.

Faktorer som motiverar lägre effekt:

Värmebehovet som beräknats enl. ekv.(16), bil. 1, och använts i räkningarna avser hela lokalen dvs. även kontor, lager och övriga utrymmen som inte värms av det tilluftaggregat som ska ersättas med gaseldad utrustning.

Aerotemprar har den fördelen att de medger deluppvärmning av lokalen vilket medför att mindre värmeeffekt behövs än då hela lokalen värms.

Beräknad interneffekt är ett medelvärde under månaden. Då produktion pågår är den verkliga interneffekten högre än detta medelvärde.

Sammanvägning av faktorerna ovan gör att 400 kW bedöms som lämplig dimensioneringseffekt för värmeanläggningen.

12 Värmebehov

Ett medelvärde av årsvärmebehovet och därmed behovet av naturgas uppskattas på tre olika sätt i bilaga 2.

Det första går ut på att ställa upp ett uttryck för värmeeffektbehovet som funktion av utelufttemperaturen där årsmedelvärden på konstanter sätts in. Tillsammans med ett diagram över utelufttemperaturens varaktighet kan ett varaktighetsdiagram över värmeeffektbehovet konstrueras. Dess yta utgör ett mått på årsvärmebehovet. Se fig. (20) och (21).

Andra sättet innebär användande av samma uttryck, men med medelvärden på konstanter avseende en månad. Meteorologisk statistik ger månadernas medeltemperatur. Därmed kan månadsvärmebehoven beräknas. Deras summa utgör årsvärmebehovet.

På det tredje sättet beräknas årsvärmebehovet med hjälp av månatliga elförbrukningsuppgifter och graddagsstatistik. Elförbrukningen under månader utan uppvärmningsbehov antas representera elbehovet för produktion. Årsvärmebehovet erhålls som summan av differenserna mellan månatlig elförbrukning och produktionselbehovet.

Medelvärdet av de tre framräknade årsvärmebehoven är 712 MWh. I lönsamhetskalkylerna har värmebehovet satts till 700 MWh.

13 Metoder för lönsamhetsbedömning

För lönsamhetskalkyler då statiska förhållanden antas råda används annuitetsmetoden på det sätt som beskrivs i bilaga 3.

Kalkyler genomförs också för det fall el och gaspris ökar med viss procentsats varje år under investeringens avskrivningstid. För detta används nuvärdesmetoden, som finns beskriven i bilaga 4.

I kalkylerna används en realränta på 5 %.

Avskrivningstiden har satta lika med utrustningens tekniska livslängd, som bedömts till 15 år.

Nedan redogörs för de el och gasenergipriser som används i lönsamhetskalkylerna.

Elkostnaderna består av en fast och en rörlig del. Den rörliga elkostnaden beror av förbrukad energi och hur stor effekt som maximalt tas ut.

Under månaderna Maj-Sep är elpriset inklusive skatt och tillägg 21.05 öre/kWh. Månaderna Okt-Apr kostar elen 27.55 öre/kWh.

Genom att fastställa andelen el förbrukad under respektive period erhålls ett genomsnittligt elpris på **25.32 öre/kWh**.

När lokalen inte längre värms med el kommer uttagen effekt och därmed elkostnaden att minska. Maxeffekten under 1988, då antalet graddagar var 3083, var i genomsnitt 1022 kW då inget värmebehov fanns och 1233 kW då detta var som störst. Försvinner uppvärmningselen kan man förvänta sig en minskning av max. effektbehov under ett normalår med 3228 graddagar med,

$$\frac{3228}{3083} * (1233 - 1020) = 221 \text{ kW}$$

Avgiften per uttagen kW är 200 kr vilket ger en fast sänkning av elkostnaden på **44185 kr**.

Kostnaden för naturgas beror av hur stor energiförbrukningen är och vilken effekt som installeras.

Det förutsätts här att naturgasen ska användas enbart till lokaluppvärmning.

Anslutning till naturgasnätet är då en engångsavgift på ca. 21500 kr. Den årliga kostnaden för naturgasen består av en fast avgift på ca. 18000 kr och en rörlig avgift som beror av förbrukad energimängd. Energipriset för naturgas antas i kalkylerna vara **20 öre/kWh**.

14 Känslighetsanalys

Resultatet av en lönsamhetsbedömning är behäftat med en större eller mindre grad av osäkerhet beroende på hur väl man lyckats identifiera och kvantifiera olika intäkts och kostnadsposter. Vissa parametrar är beroende av den framtida utvecklingen och därigenom behäftade med osäkerheter.

För att se hur osäkerheter i de olika variablerna påverkar resultatet av lönsamhetsbedömningen varieras en variabel i taget.

Inverkan av en kortare avskrivningstid illustreras med annuitetsmetoden. Ovanstående energipriser antogs därvid gälla. Resultatet redovisas i bilaga 9 som driftöverskott och break even elpris vid olika avskrivningstid.

Kalkyler genomförs också enligt annuitetsmetoden med olika pris på gas och elenergi för 5 % kalkylränta och 15 års avskrivningstid.

Med nuvärdesmetoden åskådliggörs effekten av årliga procentuella ökningar av energipriserna. Kalkylräntan sattes därvid till 5 % och avskrivningstiden till 15 år.

Resultaten av de känslighetsanalyser som gjorts för de olika luftvärmesystem, vilka studeras nedan, redovisas i bilagorna 5, 6, 7, 8 och 9.

I fig. (22) har för några olika gaspriser åskådliggjorts det elpris som ger varken vinst eller förlust för de olika systemen. Kalkylräntan är 5 % och avskrivningstiden 15 år.

15 Gaseldade luftvärmesystem

Tre gaseldade system för luftburen värme och ventilation utformas för industrilokalen i Varberg. De olika systemen beskrivs tekniskt och jämförs ur lönsamhets synpunkt med befintlig uppvärmnings och ventilationsanläggning.

Under drift tillför nuvarande tilluftaggregat enbart uteluft och övrig tid enbart återluft. För att erforderlig effekt ska kunna tillföras vid låga utetemperaturer, och därmed stora effektbehov, utan att överhettas luftvärmarna måste en mindre mängd återluft ingå i tilluften även

under drifttid. Det förutsätts att detta inte märkbart försämrar luftkvaliteten.

För dimensioneringen har följande data använts:

- maximalt effektbehov, 400 kW
- med ventilationssystemet tillförd
luftmängd, 20000 m³/h
- totalt tillförd luftmängd under
drifttid, 21250 m³/h
- årligt värmebehov, 400 MWh

Kort beskrivning av de studerade alternativen:

System 1

En varmluftspanna, som i princip är en stor aerotemper avsedd för uppställning på golv, ersätter elbatteriet i fläktrummet. Värmning av uteluften till den temperatur som krävs på tilluften för att hålla önskad temperatur i lokalen sker helt och hållet med varmluftspannan. Inga värmare placeras i lokalen. Befintligt fläkt och kanalsystem bibehålls i oförändrat skick.

System 2

All ventilationsluft tillförs lokalen via aerotemprar med uteluft och återluftspjäll monterade på hallens väggar. Det befintliga kanalsystemet utnyttjas delvis.

System 3

Luften förvärms centralt med en kanalbrännare och tillförs lokalen via befintligt kanalsystem. Vägghängda aerotemperar eftervärmer vid behov till önskad temperatur.

För att öka förvärmningskapaciteten monteras en kanalaerotemper på elbatteriets nuvarande plats.

16 System 1

16.1 Systembeskrivning

Elluftvärmebatteriet i befintligt tilluftaggregat tas bort och ersätts med en varmluftspanna av fabrikat Mark Föhn typ EK-G-400 i standardutförande på 400 kW. Pannan förses med en modulerande fläktbrännare av fabrikat Elco. Tryckuppsättningen som pannans interna luftfläkt ger är inte tillräcklig för att ge önskat luftflöde. Därför behålls befintlig tilluftfläkt. Pannan förses med en liten fläktmotor vilken ger tillräcklig tryckuppsättning för att kompensera ökningen av tryckfall som pannan orsakar.

Den värmda luften distribueras till lokalen genom befintliga kanaler och tilluftsdon.

Verkningsgraden för pannan i standardutförande är enligt tillverkarbroschyr 87%. I kalkylerna har medelverkningsgraden satts till 82%.

16.2 Styrning och reglering

Uteluft och returluftspjäll styrs av tidur till antingen uteluft eller återluftläge. Minsta luftflöde pannan är avsedd för är 23400 m³/h. Önskad uteluftmängd är 20000 m³/h vilket innebär att en viss mängd återluft får blandas in även med spjällen i läge uteluft. Pannan levereras med styrutrustning. Flera reglersätt är tänkbara. Med modulerande brännaren kan tilluftens temperatur styras kontinuerligt enligt exemplet i fig(17). Rumsgivarens och kanalgivarens signaler tillförs reglercentralen vars styrsignal bestämmer brännareffekten. Kanalgivaren begränsar tillufttemperaturen för att minska temperaturfluktuationerna i lokalen. Det är också tänkbart att förse reglercentralen med signal från en utegivare. Tilluftens temperatur begränsas då till ett värde som är en funktion av utetemperaturen.

16.3 Lönsamhet

Lönsamhetsbedömning och känslighetsanalys redovisas i detalj i bilaga 5. Driftöverskottet dvs. intäkten minus driftkostnaden är 4439 kr. Det betyder att system 1 är lönsamt med de energipriser, 0.253 och 0.2 kr/kWh för el respektive gas, som användts i kalkylen. Elenergi priset som ger varken vinst eller förlust för investeringen, break even elpriset, är 0.247 kr/kWh.

17 System 2

17.1 Systembeskrivning

Befintligt tilluftaggregat utgår och ersätts av med tvåstegsbrännare försedda uteluftaerotemperar av fabrikat Reznor modell PVJ typ 225 (52.3 kW), 300 (69.8 kW) och 400 (93 kW) .

Eftersom aerotemperarna ska värma uteluft är rostfri värmeväxlare nödvändig.

Aerotemperar försedda med filter, motorstyrda uteluft och återluftspjäll hängs upp på väggarna utmed hallens långsidor. Den befintliga kanalen med vidhängande tilluftsdon styckas upp i mindre bitar. Kanalbitarna ansluts till aerotemperarna.

Se fig.(23) och (24).

Den totala effekten fördelas mellan stora och lilla hallen i proportion till respektive golvarea. Man får på så sätt att 346 kW ska installeras i stora hallen och 54 kW i lilla hallen. Med vald aerotempertyp innebär det att en aerotemper på 52.3 kW anslutes till kanalen som fördelar luften till lilla hallen samt att tre enheter på 93 kW och en på 69.8 kW placeras i stora hallen.

För att aerotemperarna inte ska bli överhettade krävs ett visst minsta luftflöde genom dem. Summan av dessa blir 21900 m³/h. Genom att justera spjällen så att en viss del av luftflödet består av återluft även i läge "100%" uteluft kan önskad uteluftmängd erhållas utan risk för överhettning av aerotemperarna.

Verkningsgraden vid märkeffekt är ca.85% medan årsverkningsgraden är okänd. Den sätts i kalkylerna till ca.80%.

17.2 Styrning och reglering

Spjällmotorerna styrs av ett tidur och ställer spjällen i läge 100% uteluft under drifttid och 100% returluft annars. Varje aerotemper värmer en zon av hallen. I respektive zon placeras två rumstermostater, alternativt kanaltermostater. Se fig(16). En för låg och en för högeffektsteget på brännaren. För att dämpa de vid on-off reglering ofrånkomliga temperaturvariationerna förreglas rumstermostaterna av en i luftkanalen placerad max.temperaturtermostat. Aggregaten är i drift kontinuerligt men sommartid är brännaren frånslagen.

17.3 Lönsamhet

Lönsamhets och känslighetsanalysen redovisas i detalj i bilaga 6.

Driftöverskottet med de i kalkylen använda energipriserna, 0.253 och 0.2 kr/kWh, för el respektive gas är -23999 kr, vilket skulle innebära väsentligt högre uppvärmningskostnad än med befintligt system. Det är den stora investeringen som orsakar det dåliga utfallet för det här alternativet. Break even elpriset är 0.287 kr/kWh. Med antagande om konstanta driftkostnader skulle det fodras en årlig procentuell elprisökning av reall 2.04 % för att system 2 under sin livslängd ska generera varken vinst eller förlust.

18 System 3

18.1

Systembeskrivning

En kanalbrännare av fabrikat Flaméco 80-AH monterad på sidoplatta monteras på befintlig ventilationskanal.

I brännarutrustningen ingår gassträcka, pilotbrännare med förbränningsluftfläkt samt styrutrustning.

Kanalbrännaren vars maximala effekt begränsas till ca. 56 kW av den maximalt tillåtna NO₂ halten i tilluften placeras i den vertikala kanal som leder luften från uteluftintaget på taket till fläktrummet. Det befintliga elbatteriet i fläktrummet ersätts med en aerotemper för kanalmontage av typ Reznor PV med effekten 93 kW. Den har slutet luft/avgassystem med forcerat drag och är alltså oberoende av lufttrycket i uppställnings rummet.

luft/avgassystem med forcerat drag och är alltså oberoende av lufttrycket i uppställnings rummet.

Nuvarande tilluftfläkt, kanalsystem och tilluftdon behålls i oförändrat skick. Genom installation av kanalbrännare och kanalaerotemper ökas kanalsystemets totala tryckfall. Tilluftfläkten antas med en eventuell varvtalsändring kunna åstadkomma tillräckligt luftflöde. Längs lokalens långsidor placeras aerotemper typ Winterwarm MA 35 på 40.5 kW för eftervärmning av luften till lagom temperatur. Se fig.(25). Då den totala effekt som ska installeras är 400 kW innebär det att aerotemperarnas sammamlagda effekt bör vara $400 - 56 - 93 = 251$ kW. Installeras 6 st med effekten 40.5 kW får man totalt 392 kW installerad värmeeffekt.

18.2 Systemlösning med andra hygieniska krav

Med de Brittiska gränsvärdena för föroreningar i tilluften som grund får man max. uttagbar effekt till 504 kW. En kanalbrännare skulle då kunna täcka hela värmebehovet för lokalen. Det skulle ge den enklaste och mest ekonomiska värmesystemlösningen. En lönsamhetskalkyl enligt annuitetsmetoden görs för detta alternativ för att tjäna som jämförelse med de övriga.

18.3 Styrning och reglering

Då produktion pågår utgörs tilluften enbart av värmd uteluft.

Returluftspjället är stängt. Övrig tid stängs uteluftspjället och returluftspjället öppnas. Spjällen styrs av tidur.

Kanalbrännaren är i drift enbart under produktionstid.

Principen för hur styrning kan ordnas framgår av fig(26).

Om lufttemperaturen i kanalen understiger på termostaten T1 inställt värde är gastillförseln till brännaren öppen under förutsättning att tilluftfläkten går och pilotlågan brinner.

Effekten styrs av den modulerande gasventilen som får signal från lufttemperaturgivaren GT.

Vid kyla startas även kanalaerotempern av termostaterna T2a och T2b för att ytterligare förvärma luften innan den tillförs lokalen.

Hur stor del av luftvärmningen som ska ske innan distribution till lokalen bestäms av att tilluften ska ha en ur komfortsynpunkt acceptabel temperatur.

Körs både kanalaerotempern och kanalbrännaren på full effekt tillförs luften $56+93=149$ kW vilket ger en temperaturökning på ca. $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. Det ger alltså vid en dimensionerande utetemperatur på $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ en temperatur på ca. $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ på luften som tillförs lokalen. Det förutsätts att man vid de få tillfällen det råder så låga temperaturer kan minska uteluftflödet genom att blanda uteluft med returluft eller minskar det totala luftflödet tills en acceptabel tillufttemperatur nås.

De i lokalen placerade aerotemperarna styrs av var sin rumstermostat. Aerotemperarna startar när lufttemperaturen vid rumstermostaten når tillslagstemperaturen och stannar när den når frånslagstemperaturen. Det innebär on-off reglering. Se fig.(15).

18.4 Verkningsgrad

Kanalbrännaren har en verkningsgrad nära 100% medan aerotemperarnas verkningsgrad ligger runt 80%. Det är naturligtvis lämpligt att i så stor utsträckning som möjligt utnyttja kanalbrännaren för värmning av uteluft. Nedanstående utredning syftar till att utröna hur stor andel av årsvärmebehovet som kan täckas av kanalbrännaren.

Kanalbrännaren körs bara under drifttid. Alla månader utom Juli antas produktion pågå 48% av tiden, enligt överläggningarna i bilaga 1. Totalt blir då tiden med produktion ca. 3848 h.

Värmeeffektbehovet under produktionstid är med $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ lokaltemperatur (beteckningar enl. bil. 2):

$$P=kA(20-T_u)-P_i+\beta*q*c_p(20-T_u)$$

Under förutsättning att utelufttemperaturen under dygnets produktionstimmar är lika med månadens medeltemperatur, kan följande tabell ställas upp:

månad	1	2	3	4	5
Jan	-0.9	262	357	56	20.0
Feb	-1.2	266	322	56	18.0
Mar	1.3	227	357	56	20.0
Apr	6.0	154	346	56	19.4
Maj	11.5	68	357	56	20.0
Jun	15.2	11	346	11	3.8
Jul	17.5	0	0	0	0
Aug	16.8	0	357	0	0
Sep	13.1	44	346	44	15.2
Okt	8.6	144	357	56	20.0
Nov	4.5	178	346	56	19.4
Dec	1.8	220	357	56	20.0
summa:			3848		176

Förklaringar till tabellen:

1=månadens medeltemperatur [°C]

2=effektbehov under produktionstid [kW]

3=produktionstid [h]

4=kanalbrännarens effekt [kW]

5=av kanalbrännaren tillförd energi [MWh]

Årsvärmebehovet har bedömts till 700 MWh alltså täcks ca. 25% av värmebehovet av kanalbrännaren.

För jämförelsealternativet täcks hela värmebehovet av kanalbrännaren som antas ha 100% verkningsgrad.

18.5 Lönsamhet

Lönsamhetsbedömning och känslighetsanalys redovisas i bilaga 7.

I bilaga 8 återfinns en kalkyl med nuvärdesmetoden för enbart en kanalbrännare som täcker hela värmebehovet. System 3 är lönsamt med de i kalkylen förutsatta priserna, 0.253 och 0.2 kr/kWh, för el respektive gas. Driftöverskottet är 2522 kr. Break even elpriset är 0.249 kr/kWh.

För enbart kanalbrännare är driftöverskottet hela 28797 kr och break even elpriset 0.194 kr/kWh. Man kan konstatera att en kanalbrännare som täcker hela eller stor del av värmebehovet skulle minska uppvärmningskostnaderna väsentligt.

19 Slutsatser och rekommendationer

Gaseldade aerotemperar är kompletta enheter för direkt värmning av luft. Brännaren är av atmosfärstyp. Enstegs, tvåstegs eller modulerande. Enheternas effekt varierar från 20 till 100 kW.

Luftflödet begränsas uppåt av tryckfallet genom aerotempern och nedåt av risken för överhettning. Andra typer av direkta luftvärmare i samma effektområde torde utan problem kunna ersättas av gaseldade aerotemperar. Effekten från indirekta aerotemperar kan regleras bättre än från gaseldade aerotemperar. Övergång till direkt luftvärmning med sådana kan då medföra nackdelar som intermitterent drift och olämpliga luftflöden och lufttemperaturer.

Två fall för direkt luftvärmning med gaseldade aerotemperar kan särskiljas.

För det första aerotemprar som tillför uppvärmt utrymme uteluft eller en blandning av uteluft och återluft.

För det andra aerotemprar som recirkulerar luften i uppställningsrummet.

Aerotemprar för första fallet finns i många olika utföranden och med en mängd tillbehör. Brännaren är normalt tvåstegs eller modulerande. Gaseldade aerotemprar som tillför enbart uteluft till en lokal har begränsad användbarhet om de utgör det enda uppvärmningssättet. Gaseldade aerotemprar är nämligen konstruerade för en maximal lufttemperaturökning av ca. 55 °C. Det begränsar den per luftmassenhet tillförbara energin till max. 55 kW/kg genomströmmad luft. Denna energi ska värma uteluft till rumstemperatur och dessutom täcka transmissionsförluster från lokalen.

Effekten man maximalt kan tillföra med det av ventilationsbehovet påkallade luftflödet kan vara otillräckligt för att täcka lokalens effektbehov. Tre tänkbara åtgärder är:

1. Ge avkall på kravet att enbart uteluft ska tillföras och blanda in så mycket återluft att med luftströmmen från aerotempern tillförd effekt täcker transmissionsförlusterna.
2. Täcka transmissionsförlusterna med andra värmare t.ex. radiatorer eller recirkulerande aerotemprar som startas vid kall väderlek. Uteluften värms då i "första steget" endast till rumstemperatur för vilket de tillgängliga 55 gradernas temperaturökning torde vara tillräcklig i de flesta fall.
3. Seriekoppla aerotemprar så att luftens sluttemperatur blir tillräckligt hög för att med fastställt luftflöde täcka transmissionsförlusterna.

Alternativ 3 är mindre lämpligt då gaseldade aerotemprar normalt inte är avsedda att seriekopplas och då luftens benägenhet att stiga upp mot taket ökar ju varmare den är.

Då stora luftmängder ska tillföras är aerotemprar mindre lämpliga eftersom det skulle krävas många enheter, vilket blir dyrbart.

I andra fallet används aerotemprar enbart för uppvärmning genom att luften i uppställningsrummet recirkuleras och värms.

Ventilationsbehovet tillgodoses med naturlig ventilation eller separat ventilationssystem. Gaseldade aerotemprar är lämpade för uppvärmning av de flesta typer lokaler där ett enkelt, lättinstallerat, ej utrymmeskrävande värmesystem som medger zonvis och tillfällig uppvärmning önskas. Aerotemprar av det här slaget utgörs av komplettaenheter färdiga att hängas upp och anslutas till gasledning och avgaskanal. Alla i aerotemprar använda typer av brännare förekommer. Ofta kan olika typer av luftriktardon anslutas. Genom att välja lämplig motorstorlek åstadkommes av leverantören angivet luftflöde.

Antalet aerotemprar väljs så att den sammanlagda effekten motsvarar lokalens effektbehov.

Vid användning av aerotemprar i höga lokaler är det lämpligt att överdimensionera installerad effekt med 3- 20 % för 6 m resp. 18 m byggnadshöjd.

En överdimensionering av effekten behövs för att erhålla snabb uppvärmning efter nattsänkning men bör inte överstiga 25 % för att undvika alltför stora temperaturvariationer vid normal drift.

20 Diskussion

I system 1 för industrin i Varberg ersätts elluftvärmebatteriet med en varmluftpanna. Varmluftpannor finns för effekter upp till 400 kW. Maximal temperaturökning är ca. 50 °C vilket medför att återluft måste tas från lokalen eller ytterligare värmare installeras för att full effekt ska kunna tillföras. Lönsamhetskalkylen visar att med dagens el och gaspris nås lönsamhet vid 15 års avskrivningstid men inte vid 10 resp. 5 år.

För tillämpningar, som industrin i Varberg, där värmning av stora mängder uteluft är aktuellt är aerotemprar mindrelämpliga. Flera enheter måste installeras parallellt, vilket är dyrt, dessutom är det inte möjligt att tillföra hela effektbehovet utan inblandning av

återluft. Finns emissionskällor för hälsofarliga ämnen i uppvärmd lokal är inblandning av återluft olämpligt.

Den ekonomiska utvärderingen för system 2 där aerotemperar värmer och tillför uteluft visar att det krävs stor skillnad mellan el och gaspris och lång avskrivningstid för att nå lönsamhet.

En kanalbrännare vars effekt anpassats till gällande Svenska regler för halter av förbränningsprodukter i tilluft kombinerat med en kanalaerotemper och recirkulerande aerotemperar utvärderas i system 3. Med dagens el och gaspris och 15 års avskrivningstid nås enligt kalkylerna lönsamhet. Men inte vid 10 resp. 5 års avskrivningstid. Direkteldade luftvärmare är tillgängliga för effekter upp till 2 MW. De är främst avsedda för värmning av stora uteluftsmängder till rumstemperatur. Det minsta luftflödet för en given effekt och därigenom den största temperaturökningen bestäms av de hygieniska krav som ställs på den värmda luften. Skillnaderna mellan olika länder beträffande hygieniska krav är stora. Enligt de Svenska föreskrifterna Hygieniska Gränsvärden (AFS 1987:12) och Svensk Byggnorm (SBN 80) är med antagande om fullständig förbränning av naturgas vars värmevärde är 39 MJ/m^3 med en brännare som ger 20 mg NO_2 per MJ tillförd energi det högsta tillåtna förhållandet mellan avgiven effekt och luftflöde ca. $2.8 \cdot 10^{-3}$. Med samma förutsättningar men hygieniska krav enligt Brittisk standard BS 5990:1981 är högsta tillåtna förhållande $25.2 \cdot 10^{-3}$. En ensam kanalbrännare skulle med de Brittiska kraven på luftkvalitet gott och väl täcka värmebehovet för industrin i Varberg. Det skulle också innebära den minsta investeringen och högsta verkningsgraden. Lönsamhet skulle enligt kalkylerna nås med 5 års avskrivningstid och lika el och gaspris. Det är alltså det ur ekonomisk synpunkt klart bästa alternativet.

För att kanalbrännare ska kunna komma i fråga fodras dock att högre halter av förbränningsprodukter i tilluften kan godtas eller att brännare med lägre NO_x emissioner än vad som är möjligt idag används.

Referenser

- [1] VVS handboken, tabeller och diagram
- [2] F Peterson, Skorstenar och utsläpp för gaseldade pannor
KTH Inst. för uppv. och ventilationsteknik. A4-serien 112.
- [3] Fjärrvärme 2:88 Seminarium 27/6-28/6 1988, KTH inst för
uppvärmnings och ventilationsteknik
- [4] Warm Air Heating, David Kut, Pergamon Press Ltd.
- [5] Control Systems for Heating, Ventilating and Air Conditioning
Roger W. Haines, Van Nostrand Reinhold 1987
- [6] Industriell Naturgasteknik, Styrelsen för teknisk utveckling,
1988
- [7] British Standards Institution BS 5990:1981
- [8] Hygieniska Gränsvärden AFS 1987:12
- [9] Kompendium I:1-4, II:1-4 i uppvärmnings och ventilationsteknik
Folke Peterson, Institutionen för Uppvärmnings och
Ventilationsteknik, KTH
Stockholm.
- [10] Gas Service Technology 1-3, Benn Technical Books 1980.

Bilaga 1EffektbehovsberäkningTransmissionsförluster

Med hjälp av driftdata och energistatistik beräknas lokalens värmeeffektbehov och interneffekt.

$$P = P_t - P_i + P_v \quad \dots (1)$$

där: P = effektbehov
 P_t = transmissionsförluster
 P_v = effekt för värmning av ventilationsluft
 P_i = interneffekt

Nedan redogörs för de samband som används.

$$P_t = kA(T_i - T_u) \quad \dots (2)$$

där: kA = lokalens "kA" värde
 T_i = lokalens temperatur
 T_u = omgivningens temperatur

Interneffekten är i verkligheten inte konstant utan hög under tider då produktion pågår och låg eljest. Här antas dock att P_i är konstant i tiden.

$$P_i = kA \Delta T_b \quad \dots (3)$$

där: ΔT_b = temperaturskillnad mellan lokalen och omgivningen då interneffekten är lika stor som transmissionsförlusterna

Effekten som behöver tillföras för att täcka transmissionsförlusterna blir enligt ekv. (1), (2) och (3):

$$P_t - P_i = kA(T_i - T_u) - kA \Delta T_b \quad \dots (4)$$

Motsvarande energimängd, W_t , som behöver tillföras lokalen under tiden t kan skrivas:

$$W_t = \int (P_t - P_i) dt = kA \int (T_i - T_u) dt - kA \int \Delta T_b dt \quad \dots (5)$$

ΔT_b har antagits oberoende av tiden eftersom P_i antagits vara oberoende av tiden. Det innebär att sista termen blir:

$$kA \Delta T_b * t = P_i * t \quad \dots (6)$$

Första termen kan skrivas:

$$kA * t * \frac{1}{t} \int (T_i - T_u) dt = kA * t * \Delta T_m \quad \dots (7)$$

ΔT_m är tidsmedelvärdet av temperaturskillnaden mellan lokal och omgivning under tiden t .

Integralen $\int (T_i - T_u) dt$ approximeras av specifika värmebehovet, S , som kan skrivas:

$$S = \sum_j (T_i - T_u)_{jm} * \Delta t_j \quad \dots (8)$$

där: $(T_i - T_u)_{jm}$ = medelvärdet av temperaturskillnaden mellan lokalen och omgivningen under tiden Δt_j

Summan av alla Δt_j är lika med t enligt ovan.

Med ekv. (5), (6), (7) och (8) kan man skriva värmebehovet pga. transmission under tiden t som:

$$W_t = kA * S - \frac{S}{\Delta T_m} * P_i \quad \dots (9)$$

ΔT_m kan approximeras av uttrycket:

$$\Delta T_m = T_{im} - T_{um} \quad \dots (10)$$

där: T_{im} =lokalens medeltemperatur under tiden t

T_{um} =utomhusmedeltemperaturen -- " --

Ventilationseffekt

Effekten, P_v , som behövs för att värma ventilationsluften till lokalen ges av:

$$P_v = \beta * q * c_p * (T_i - T_u) \quad \dots (11)$$

där: β =luftens densitet

q =ventilationsluftflödet

c_p =luftens värmekapacitivet vid konstant tryck

T_i =lokalens temperatur

T_u = uteluftens temperatur

Med antagande om i tiden konstant T_i , q , c_p och β kan värmebehovet för att värma luft under tiden t skrivas:

$$W_v = \beta * q * c_p * t * \left(T_i - \frac{1}{t} * \int T_u dt \right)$$

Där $\frac{1}{t} * \int T_u dt$ är utetemperaturens tidsmedelvärde,

som i fortsättningen betecknas T_{um} .

Energien som går åt under tiden $t = t_1 + t_2$ för att värma luft till lokalen, W_v , kan skrivas:

$$W_v = \beta * c_p \left[\int_{t_1} q_1 (T_{i1} - T_u) dt + \int_{t_2} q_2 (T_{i2} - T_u) dt \right]$$

... (12)

där: luftflödet q_1 tillförs under tiden t_1 lokalen som har temperaturen T_{i1}

luftflödet q_2 tillförs under tiden t_2 lokalen som har temperaturen T_{i2}

Då ingen verksamhet pågår i lokalen minskas luftflödet genom att uteluftspjället stängs. Frånluftfläktarna går dock kontinuerligt. Då det finns gott om otätheter i byggnaden antas luftflödet minska med en faktor 0.5.

Lokaltemperaturen sänks under icke drifttid från ca. 20 °C till ca. 15 °C.

Ekv. (12) förenklas därför i enlighet med ovanstående till:

$$W_v = \beta * c_p * q \left[\int_{t_1} (20 - T_u) dt + 0.5 \int_{t_2} (15 - T_u) dt \right]$$

... (13)

Antar man att tidsmedelvärdet av utetemperaturen är lika under tidsperioderna t_1 och t_2 , vilket är en ganska grov förenkling, kan, eftersom T_{i1} och T_{i2} är konstanter, W_v skrivas:

$$W_v = \beta * c_p * q * [t_1 * (T_{i1} - T_{um}) + 0.5 * t_2 * (T_{i1} - T_{um})] \quad \dots (14)$$

Normalt luftflöde, q , har man kl. 5-21 måndag till fredag. Minskat luftflöde råder kl. 21-5 måndag till fredag samt från fredag kl. 21 till måndag kl. 5.

Normalt luftflöde, q , har man kl. 5-21 måndag till fredag. Minskat luftflöde råder kl. 21-5 måndag till fredag samt från fredag kl. 21 till måndag kl. 5.

Det innebär 80 drifttimmar per vecka och 88 timmar övrig tid.

$$\text{Genom att bilda kvoten: } k_1 = \frac{\text{tid i drift}}{\text{total tid}}$$

får man uttryck på t_1 och t_2 .

Låter man t beteckna en månad med normal produktion får man då:

$$t_1 = k_1 * t \text{ och } t_2 = (1 - k_1) * t \quad \dots (15)$$

Där: $k_1 = 0.48$ och t_1 betecknar drifttid per månad och t_2 övrig tid.

Energiförbruknings och klimatuppgifter

Värmebehovet, $W_{\text{värme}}$, kan om elvärmeanläggningens verkningsgrad antas vara 100% uttryckas som:

$$W_{\text{värme}} = W_{\text{tot}} - W_p \quad \dots (16)$$

där: W_{tot} = total elförbrukning

W_p = el för process och fastighetsdrift

Värmebehovet för att täcka transmissionsförlusterna, W_t , kan skrivas:

$$W_t = W_{\text{värme}} - W_v \quad \dots (17)$$

Medelvärde av elförbrukningen under juni och augusti då normal verksamhet pågår men inget uppvärmningsbehov föreligger antas motsvara W_p . Nedan angivna uppgifter baseras på siffror från år 1988. Det antas att W_p är lika varje månad.

Man får $W_p = 383$ MWh/månad.

Ventilationsluftflödet, inklusive ofrivillig ventilation, sätts till $21250 \text{ m}^3/\text{h}$.

Med hjälp av uppgifter om energiförbrukning, graddagstatistik och ekv. (14), (15), (16) och (17) ovan ställs följande tabell upp:

månad	grad- dagar	T_{um} °C	W_{tot} MWh	$W_{värme}$ MWh	W_v MWh	W_t MWh
jan	440	2.8	490	107	60	47
mar	518	0.3	533	150	70	80
apr	372	4.6	449	66	51	15
okt	292	7.6	445	62	42	20
nov	454	1.9	480	97	62	35

Ekvationssystem för interneffekt och kA-värde

Med W_t värden från tabellen och ekv. (9), som skrivs om till:

$$W_t = kA \frac{\Delta T_m}{S} P_i = \frac{W_t}{S} \quad \dots (17)$$

ställs ett överbestämt ekvationssystem upp. Ur detta kan kA och P_i lösas.

För att ge lösningen lämpliga enheter uttrycks W_t i kWh och S i gradtimmar.

Om systemet skrivs $A\bar{n}=\bar{N}$ där A är systemmatrisen, $\bar{n}$ är en vektor med de sökta kvantiteterna och $\bar{N}$ är högerleden enligt ekv. (17), fås lösningen enligt minsta kvadratmetoden genom att lösa:

$$A^T A \tilde{n} = A^T \tilde{N} \quad \dots (18)$$

Man får ur ekv. (18):

$$P_i = 64 \text{ kW}$$

$$kA = 8.5 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Värmeeffektbehovet beräknas med ekv. (1), (2) och (11) där de framräknade värdena på konstanterna kA och P_i används.

Bilaga 2Värmebehovsberäkning

Värmeeffekten, P , som funktion av utetemperaturen, T_u , uppskattas med uttrycket:

$$P = kA(T_{im} - T_u) - P_i + \beta \cdot q \cdot c_p [k_2(T_{i1} - T_u) + 0.5(1 - k_2)(T_{i2} - T_u)] \quad \dots (19)$$

Där följande medelvärden under ett år antas gälla:

$$kA = 8.5 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$k_2 = 0.41$$

$$T_{i1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{i2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{im} = k_2 \cdot 20 + (1 - k_2) \cdot 15 = 17.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_u = \text{uteluftens temperatur}$$

$$P_i = 64 \text{ kW}$$

$$\beta = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$q = 21250 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$c_p = 1 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Produktion förutsätts pågå 45 veckor per år. Faktorn k_2 beräknas på samma sätt som k_1 i bilaga 1 ovan.

Interneffekten som är beräknad för en månad med "normal" produktion antas oförändrad. Smältbaderna som är de största internvärmekällorna är

nämligen igång hela året utom någon vecka på sommaren då ändå inget värmebehov föreligger.

Medeltemperaturen under ett normalår är för Varberg ca. 8°C. Varaktighetsdiagram för uteluftens temperatur är tillgängliga i meteorologiska tabellverk och ger upplysning om den temperatur som underskrids i ett angivet antal timmar per år eller omvänt, hur lång tid under året som temperaturen underskrider ett visst värde. Med hjälp av ekv(19) och utelufttemperatur och tid från diagram fig.(20), kan ett varaktighetsdiagram för värmeeffektbehovet konstrueras.

Olika sätt att uppskatta värmebehovet

För att få en uppfattning om värmebehovet för ett normalår tas olika värden fram och sammanvägs till ett förhoppningsvis med verkligheten överensstämmande värde.

Tre sätt att uppskatta värmebehovet används.

1. Areal under varaktighetskurvan, som motsvarar värmebehovet, beräknas.
2. Medelvärmeeffekten under en månad beräknas. Medeleffekterna multipliceras med antalet timmar under respektive månad och summeras.
3. Från den månatliga elförbrukningen dras det ovan beräknade medelvärdet på produktions och fastighetsel. De så erhållna värdena summeras.

Metod 1

Areal under varaktighetskurvan approximeras med arean av en triangel. Man får:

$$\frac{285 \text{ kW} \cdot 5350 \text{ h} \cdot 10^{-3}}{2} = 762 \text{ MWh}$$

Metod 2

Medelvärmeeffekten under en månad beräknas med uttrycket:

$$P = kA(T_{im} - T_{um}) - P_i + \beta \cdot q \cdot c_p [k_1(T_{i1} - T_{um}) + 0.5(1 - k_1)(T_{i2} - T_{um})] \quad \dots (20)$$

Genom att sätta P till noll och lösa ut temperaturen kan man konstatera att inget uppvärmningsbehov föreligger då månadens medeltemperatur överstiger ca. 13 °C.

Följande tabell har ställts upp med ekv(20) och temperaturuppgifter ur [1].

månad	medeltemp. [°C]	medel- effekt [kW]
Jan	-0.9	192
Feb	-1.2	196
Mar	1.3	162
Apr	6.0	97
Jun	15.2	-
Jul	17.5	-
Aug	16.8	-
Sep	13.1	-
Okt	8.6	61
Nov	4.5	118
Dec	1.8	155

I ett diagram med energiförbrukningen som funktion av specifikt värmebehov, se fig.(19), framgår att December, och även semestermånaden Juli (men det saknar betydelse här), markant avviker från det förväntade linjära beteendet. Värmebehovet för December korrigeras därför med en faktor som fås genom proportionering i diagrammet.

Värmebehovet under en månad beräknas som:

medeleffekten*antaldagar*24*eventuell korrektionsfaktor

Man får:

Månad	värmebehov [MWh]
Jan	143
Feb	132
Mar	120
Apr	70
Maj	16
Okt	45
Nov	85
Dec	98
Summa:	709

Metod 3

Energiförbrukning och graddagsstatistik från 1988 används.

Månadsbehovet av el för produktion och fastighetsdrift, W_p , antas lika varje månad, och skattas med medelelförbrukningen under Juni och Augusti vilken är 383 MWh.

Värmebehovet antas kunna beräknas enl. ekv(16).

Följande tabell kan ställas upp i vilken även Varbergs specifika värmebehov S medtagits.

månad	S [grad- dagar]	elförbr. $W_{\text{värme}}$ [MWh]	[MWh]
Jan	440	490	107
Feb	451	497	114
Mar	518	533	150
Apr	372	449	66
Maj	65	391	8
Juni	0	384	0
Juli	0	120	0
Aug	0	382	0
Sept	24	384	1
Okt	292	445	62
Nov	454	480	97
Dec	467	413	30
Summa:	3083	4968	635

Antalet graddagar under ett normalår för Varberg är 3228. Värmebehovet bör vara proportionellt mot antalet graddagar. Man får därför värmebehovet för ett normalår som,

$$\frac{3228}{3083} \cdot 635 = 665 \text{ MWh}$$

De med metod 1, 2 och 3 framräknade årsvärmebehoven är alltså: 762,709 och 665 MWh/år. Det ger ett medelvärde på 712 MWh/år. Med tanke på de osäkerheter värdena är behäftade med anses det motiverat att för fortsatta överväganden sätta årsvärmebehovet till 700 MWh/år.

Bilaga 3

Lönsamhetsbedömning med annuitetsmetoden

När förhållandena under en anläggnings livslängd är statiska dvs. inte ändras i tiden, är det lämpligt att göra lönsamhetsbedömning med hjälp av annuitetsmetoden.

Olika uppvärmningssystem jämförs genom att jämföra driftöverskotten för anläggningarna. Driftöverskottet definieras som skillnaden mellan de årliga inkomsterna, intäkterna, och årliga utgifterna, kostnaderna. Inkomst för en uppvärmningsanläggning jämförs med minskade årliga utgifter. För el i det fall som är aktuellt här.

Kostnaderna delas in i fasta kostnader och rörliga kostnader. Rörliga kostnaderna beror på rådande gasenergipriser.

I fortsättningen avses med de fasta kostnaderna :

-de årliga betalningarna för amorteringar och ränta

-gasabonnemangsavgift

-ökade underhållskostnader

Rörliga kostnader jämförs med bränslekostnader.

Intäkterna delas in i en fast del, som är oberoende av elenergispriset, och en rörlig del som beror därav.

Den fasta delen består av minskningen av elkostnaden till följd av att effektuttaget minskar vid övergång till gaseldning.

Den rörliga delen av intäkterna vid konvertering från el till gasuppvärmning består av mindre utgifter på grund av minskningen av den årliga elförbrukningen. Elvärmeanläggningens verkningsgrad har satts till 100%.

De årliga betalningarna för amorteringar och ränta kallas kapitalkostnad och beräknas enligt annuitetsmetoden med formeln:

$$K \cdot \frac{i(1+i)^z}{(1+i)^z - 1} \quad \dots (1)$$

Där:

K =investeringsbehov

i =kalkylränta

z =avskrivningstiden

Kalkylräntan sätts till 5%.

Avskrivningstiden är densamma som den tekniska livslängden som sätts till 15 år.

Vid jämförelse mellan en el och en gaseldad uppvärmningsinstallation antas att underhållskostnaderna är en faktor 1.5 högre för gasinstallationen. Faktorn baseras på resultat från en jämförelse mellan el och gasvärmda villor.

Därav posten "ökade underhållskostnader" under fasta kostnader.

Investeringsbehovet, K , indelas i kapital för:

1. materiel
2. montage och installationsarbeten
3. avgifter t.ex. för anslutning till naturgasnätet
4. oförutsett, schablonmässigt 5% av summan av 1, 2 och 3 ovan
5. projektering, schablonmässigt 10% av summan av 1, 2 och 3 ovan.

Bilaga 4Lönsamhetsbedömning med nuvärdesmetoden

För det fall kostnader och intäkter inte är lika under varje år utan varierar under anläggningens livslängd är inte annuitetsmetoden lämplig.

I stället används nuvärdesmetoden där framtida intäkter och kostnader räknas om, eller diskonteras, till tidpunkten för investeringen.

Hänsyn kan tas till årliga förändringar av intäkter och driftkostnader.

Härnadan redogörs för förfarandet då priset på el och gas ökar med en viss årlig procentsats. Bara energipriset antas variera.

Abonnemangsavgifter antas konstanta.

Nuvärdet av intäkten under det n:te driftåret, vilket är lika med minskningen av elenergikostnaden för det året, I_n kan skrivas:

$$I_n = \frac{a}{(1+i)} \cdot \frac{(1+p)^{n-1}}{(1+i)^{n-1}} \quad \dots (2)$$

Där:

a =elenergikostnad med det elpris som råder vid tidpunkten för investeringen

p =årlig procentuell ökning av priset på elenergi

i =kalkylräntan

n =antal år som anläggningen varit i drift

Nuvärdet av all den elenergi man spar in under investeringens hela livslängd, I_z , kan om $r < 1$ skrivas:

$$I_z = \frac{a}{1+i} \cdot \frac{1-r^z}{1-r} \quad \dots (3)$$

Där $r = \frac{1+p}{1+i}$ och $z = \text{avskrivningstiden}$

eller om $r=1$:

$$I_z = \frac{a}{1+i} * z \quad \dots (4)$$

För nuvärdet av den totala gasenergikostnaden under installationens livslängd, D_z , gäller på samma sätt om $s < 1$:

$$D_z = \frac{b}{1+i} * \frac{1-s^z}{1-s} \quad \dots (5)$$

där $s = \frac{1+q}{1+i}$

b = gasenergikostnad med det gaspris som råder vid tidpunkten för investeringen

q = årlig procentuell ökning av gaspriset

och om $s=1$:

$$D_z = \frac{b}{1+i} * z \quad \dots (6)$$

Den fasta delen av driftkostnader och intäkter antas varje år ge en nettosumma på Y kr. Nuvärdet av Y kr som varje år under z år utfaller till betalning, Q , ges av:

$$Q = Y \frac{(1+i)^z - 1}{i(1+i)^z}$$

Genom att införa begreppet kapitalvärde definierat som, nuvärdet av alla intäkter minus nuvärdet av alla kostnader minus investeringens storlek, kan man se om en investering är lönsam.

Investeringen är lönsam om kapitalvärdet är större än noll.

Lönsamhetsbedömning med nuvärdesmetoden för system 1

Tabellen visar kapitalvärdet för investeringen vid olika årliga procentuella ökningar av el och gaspris

Årlig ökning i % av elenergipriset	procentuell årlig ökning av gasenergipri		
	0%	2%	4%
0	234095	-516	-276713
0.5	291285	56674	-219524
1	350839	116227	-159970
1.5	412860	178249	-97949
2	477458	242846	-33351
2.5	544746	310134	33937
3	614842	380230	104033
3.5	687869	453258	177061
4	763957	529346	253149

Känslighetsanalys för system 1

Tabell över driftöverskott enligt annuitetsmetoden för olika gas och elpris

Elpris kr/kWh					
gaspris kr/kWh	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0.20	-32661	37339	107339	177339	247339
0.25	-75344	-5344	64656	134656	204656
0.30	-118027	-48027	21973	91973	161973
0.35	-160710	-90710	-20710	49290	119290
0.40	-203393	-133393	-63393	6607	76607

Tabell över vilket elpris som behövs för att driftöverskottet enligt annuitetsmetoden ska bli noll

gaspris kr/kWh	Break even elpris
0.20	0.247
0.25	0.308
0.30	0.369
0.35	0.430
0.40	0.491

Lönsamhetsbedömning för system 2

Lönsamhetsbedömning med annuitetsmetoden

Investeringsbehov	Kvantitet	Pris per enhet kr	Summa kr
Aerotemper, 52.9 kW, antal	1	36500	36500
Aerotemper, 69.8kW, antal	1	43500	43500
Aerotemper, 93 kW, antal	3	50500	151500
Uteluftspjäll	5	1800	9000
Returluftspjäll	5	1600	8000
Filterkasett	10	850	8500
Överhettningsskydd	5	200	1000
Spjällmotor	5	4300	21500
Uteluftgaller	5	700	3500
Väggenomföring	5	300	1500
Övergångsstycke	5	2000	10000
Böjar diam. 800	4	1884	7536
Böjar diam. 630	4	625	2500
Böjar diam. 500	8	426	3408
Böjar diam. 400	4	352	1408
Böjar diam. 160	5	94	470
Spirokanal 3m d800	1	1285	1285
Spirokanal 3m d630	1	815	815
Spirokanal 3m d500	2	650	1300
Spirokanal 3m d400	1	517	517
Spirokanal 3m d160	7	148	1036
Kopparrör DN25, meter	100	70	7000
Kopparrör DN20, meter	45	46	2070
Armatur för rörledning, meter	145	10	1450
Elkabel, meter	150	12	1800
Upphängningsklämmor för elkabel, meter	150	5	750
Elarmatur för aerotemperar, antal	5	700	3500
Upphängningsdon för aerotemperar, antal	5	1000	5000
Materiel totalt:			336345
Montage aerotemperar i mantimmar	80	200	16000

Rörmontage i mantimmar	24	200	4800
El montage i mantimmar	15	200	3000
Arbete totalt:			23800
Anslutning till gasnätet			21500
Summa			381645
Projektering			38165
Oförutsett			19082
Summa investeringsbehov:			438892
Kapitalkostnad	42284		
Investeringsbehov	438892		
Kalkylränta, %/100	0.05		
Aveskrivningstid, år	15		
Annuitetsfaktor	0.096		
Driftkostnad, fast del	28000		
gasabonnemang	18000		
ökade uh. kostn.	10000		
Driftkostnad, rörlig del	175000		
Värmebehov, MWh	700		
Gaspris, kr/kWh	0.2		
Verkningsgrad	0.8		
Intäkt, fast del	44185		
fast minskn. av elavg.			
Intäkt, rörlig del	177100		
Minskad elförbr., MWh	700		
Elpris, kr/kWh	0.253		
Driftöverskott	-23999		
Break even elpris, kr/kWh	0.287		

Lönsamhetsbedömning med nuvärdesmetoden

Tabellen visar kapitalvärdet för investeringen
för olika procentuella ökningar av el och gaspris

Arlig ökning i % av elenergi priset	kapitalvärde 0 % ökn. av gaspr.	kapitalvärde 1 % ökn. av gaspr.
0	-249100	-364459
0.5	-191910	-307269
1	-132356	-247715
1.5	-70335	-185694
2	-5737	-121096
2.5	61550	-53808
3	131646	16288
3.5	204674	89315
4	280762	165403

Känslighets analys för system 2

Tabellen visar driftöverskott enligt annuitetsmetoden för olika priser på el och gas

Elpris kr/kWh					
gaspris kr/kWh	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0.2	-61099	8901	78901	148901	218901
0.25	-104849	-34849	35151	105151	175151
0.3	-148599	-78599	-8599	61401	131401
0.35	-192349	-122349	-52349	17651	87651
0.4	-236099	-166099	-96099	-26099	43901

Tabellen visar vilket elpris som behövs för att driftöverskottet enligt annuitetsmetoden ska bli noll

gaspris kr/kWh	break even elpris
0.2	0.287
0.25	0.35
0.3	0.412
0.35	0.475
0.4	0.537

Lönsamhetsbedömning med annuitetsmetoden

Investeringsbehov	kr
Kanalbrännare Flameco typ 80 AH monterad på sidoplatte	72000
Aerotemper, 73 kW, för kanalmontage	32000
Aerotemprar för montage i hallen. 6 st på 40.5 kW	67200
Upphängningsanordningar för aerotemprar, ca. 1000 kr/enhet	7000
Elarmatur för aerotemprar ca. 700 kr/enhet	4200
Kombinerade luft/avgasrör för aerotemprar	13100
Gasledning ca. 220 m kopparrör dia. 22mm pris ca. 46 kr/m	10120
Rörarmatur, ca 10 kr/rörmetern	2200
Elkabel ca. 220 m pris ca. 12 kr/m	2640
Elarmatur ca. 5 kr/kabelmeter	1100
Summa materiel:	211560
Montage av brännaren, ca. 50 mantimmar a 200 kr	10000
Montage av aerotemprar ca. 80 mantimmar a 200 kr	16000
Montage av gasledning, installationshastighet ca. 6 m rör/timme a 200 kr	7333
Montage av elkabel och armatur, installationshastighet ca. 10 m/timme a 200 kr	4400
Summa arbete:	37733
Avgift för anslutning till naturgasnätet	21500
Summa:	249293
Projektering	3773.3
Oförutsett	1886.65
Summa investeringsbehov:	254953

Kapitalkostnad	24563	BILAGA 7 sid 2(3)
Kalkylränta	0.05	
Avskrivningstid	15	
Annuitetsfaktor	0.096	
Driftkostnad, fast del	28000	
Årlig abonnemangsavg.	18000	
Ökade underhållskostnader	10000	
Driftkostnad, rörlig del	166200	
Värmebehov, MWh	700	
Gaspris, kr/kWh	0.2	
Verkningsgrader:		
176 MWh med verkningsgraden	1	
524 MWh med verkningsgraden	0.8	
Intäkt, fast del	44185	
Fast minskning av elkostnaden		
Intäkt, rörlig del	177100	
Minskad elförbrukning MWh	700	
Elpris Kr	0.253	
Driftöverskott:	2522	
Break even elpris kr/kWh:	0.249	

Lönsamhetsbedömning med nuvärdesmetoden

Tabellen visar investeringens kapitalvärde för olika årliga ökningar av el och gaspris

procentuell ökn. av elenergi priset	procentuell årlig ökning av gaspris			
	0%	1%	2%	3%
0	281133	171575	52749	-76179
0.5	338323	228765	109939	-18990
1	397876	288318	169492	40564
1.5	459898	350340	231513	102585
2	524495	414937	296111	167183
2.5	591783	482225	363399	234471
3	661879	552321	433495	304567
3.5	734907	625349	506523	377595
4	810995	701437	582611	453683

Tabellen visar driftöverskottet enligt annuitetsmetoden för olika el och gaspris

		Elpris kr/kWh				
gaspris kr/kWh		0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0.2		-34578	35422	105422	175422	245422
0.25		-76128	-6128	63872	133872	203872
0.3		-117678	-47678	22322	92322	162322
0.35		-159228	-89228	-19228	50772	120772
0.4		-200778	-130778	-60778	9222	79222

Tabellen visar vilket elpris som behövs för att driftöverskottet enligt annuitetsmetoden ska bli noll

gaspris kr/kWh	break even elpris
0.2	0.249
0.25	0.309
0.3	0.368
0.35	0.427
0.4	0.487

Lönsamhetsbedömning med annuitetsmetoden

Investeringsbehov	kr
Kanalbrännare med förbrännings- luftfläkt, gasarmatur och styrutrustning.	72000
Gasrör, koppar DN 25 25 m a 70 kr/m	1750
Armatur för rörledning a 10 kr/rörmeter	250
Elkabel 10 m a 12 kr/m	120
Armatur för elkabel a 5 kr/m	50
Elkomponenter	1000
Material, summa:	75170
Montage av kanalbrännare 48 mantimmar a 200 kr	9600
Rörinstallation 6 m rör per timme a 200 kr	833
Elinstallation 10 m per timme a 200 kr	200
Arbete summa:	10633
Avgift för anslutning till naturgasnätet	21500
Summa:	107303
Projektering, 10 % pålägg	10730
Oförutsett, 5 % pålägg	5365
Summa investeringsbehov:	123398
Kapitalkostnad:	11888
Investeringsbehov	123398
Kalkylränta, %/100	0.05
Avskrivningstid, år	15
Annuitetsfaktor	0.076
Driftkostnad, fast del:	28000
Gasabonnemang	18000
ökade uh. kostnader	10000
Driftkostnad, rörlig del:	140000
Värmebehov, MWh	700

Gaspris, kr/kWh	0.2
Verkningsgrad	1

Intäkt, fast del:	44185
Fast minskning av elavgift	

Intäkt, rörlig del:	164500
Minskad elförbr., MWh	700
Elpris, kr/kWh	0.235

Driftöverskott, kr/år:	28797
------------------------	-------

Break even elpris, kr/kWh:	0.194
----------------------------	-------

System 1

avskrivnings- tid år	drift- överskott kr	break even elpris kr/kWh
5	-20876	0.283
10	-1797	0.256
15	4439	0.247

System 2

avskrivnings- tid år	drift- överskott kr	break even elpris kr/kWh
5	-95688	0.372
10	-51154	0.308
15	-23999	0.247

System 3

avskrivnings- tid år	drift- överskott kr	break even elpris kr/kWh
5	-31803	0.298
10	-5933	0.261
15	2522	0.247

Kanalbrännare

avskrivnings- tid år	drift- överskott kr	break even elpris kr/kWh
5	12183	0.218
10	24704	0.2
15	28797	0.196

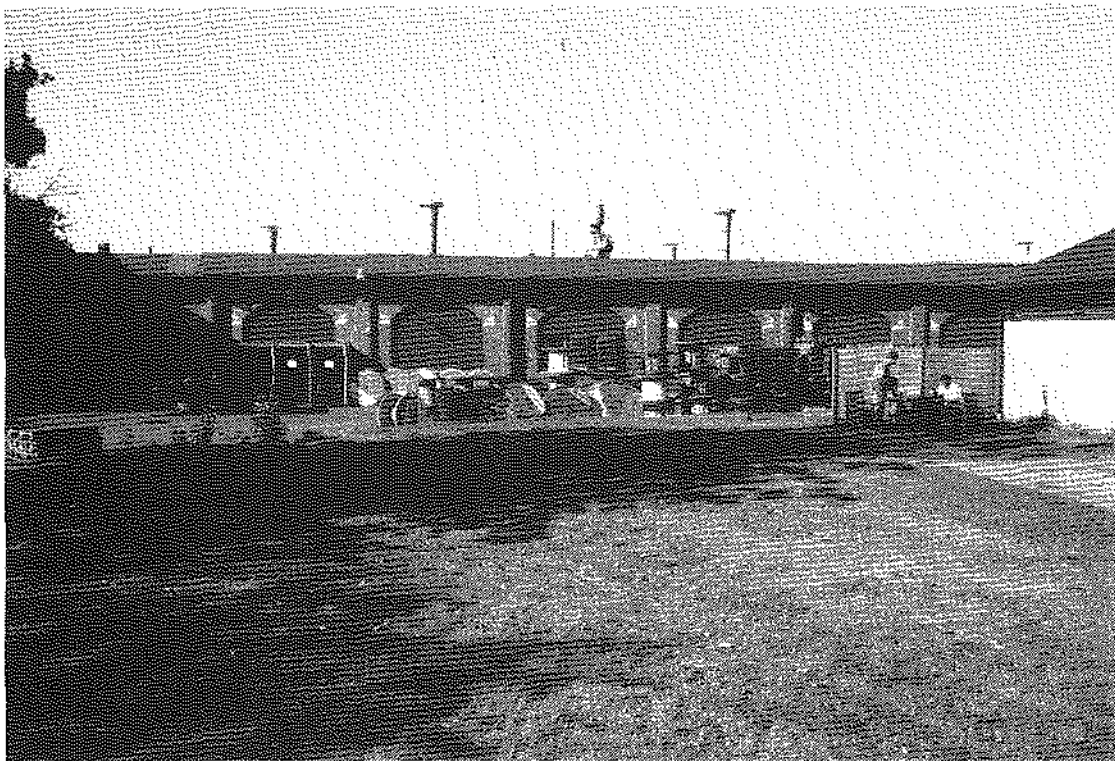


Fig. 1 Bild på östfasad

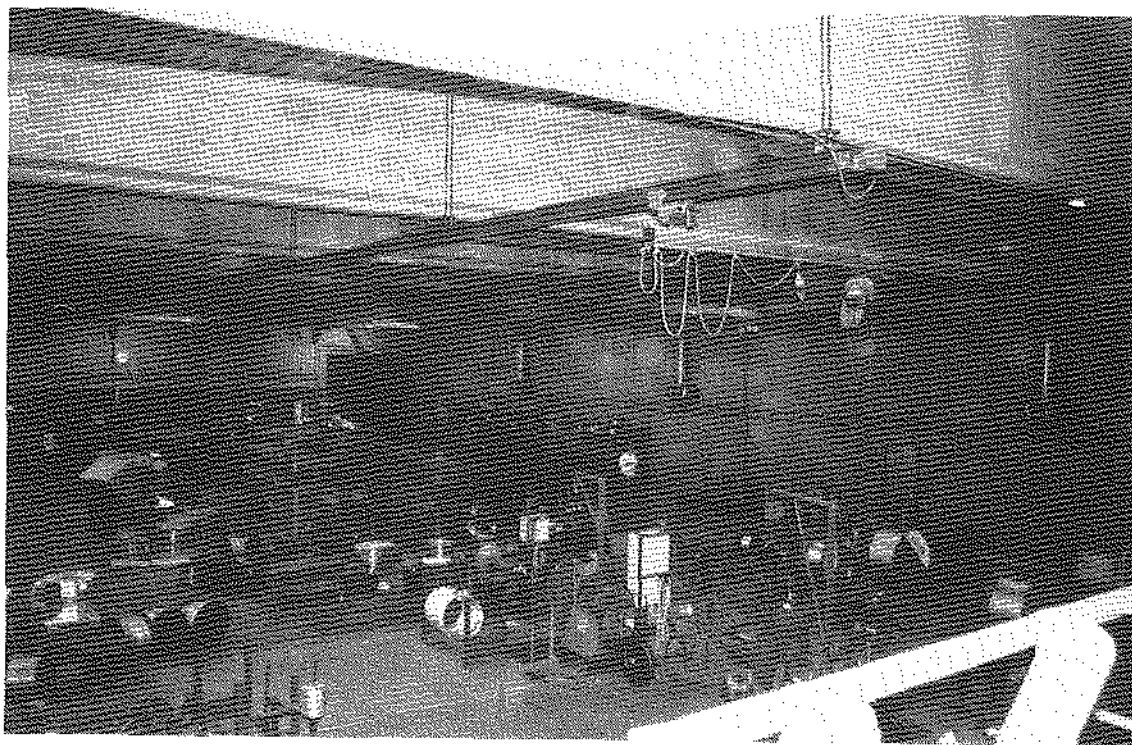


Fig 2 interiör av lilla hallen

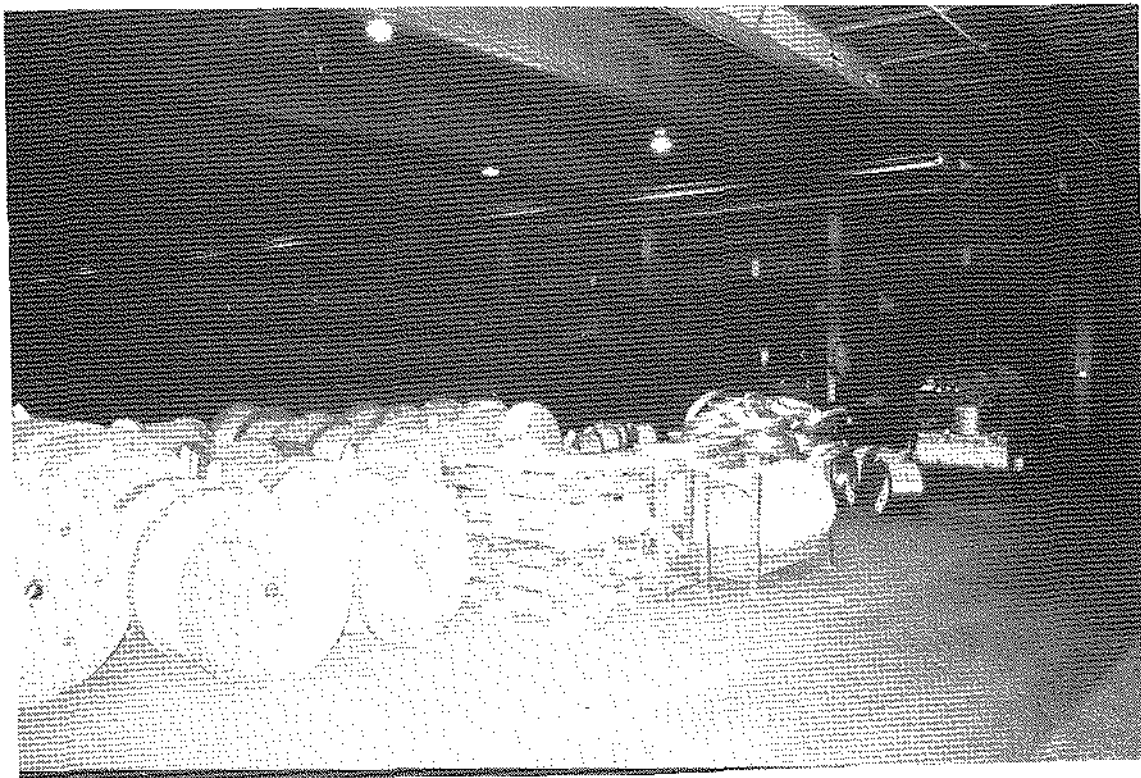


Fig. 3 Materialförråd i stora hallen

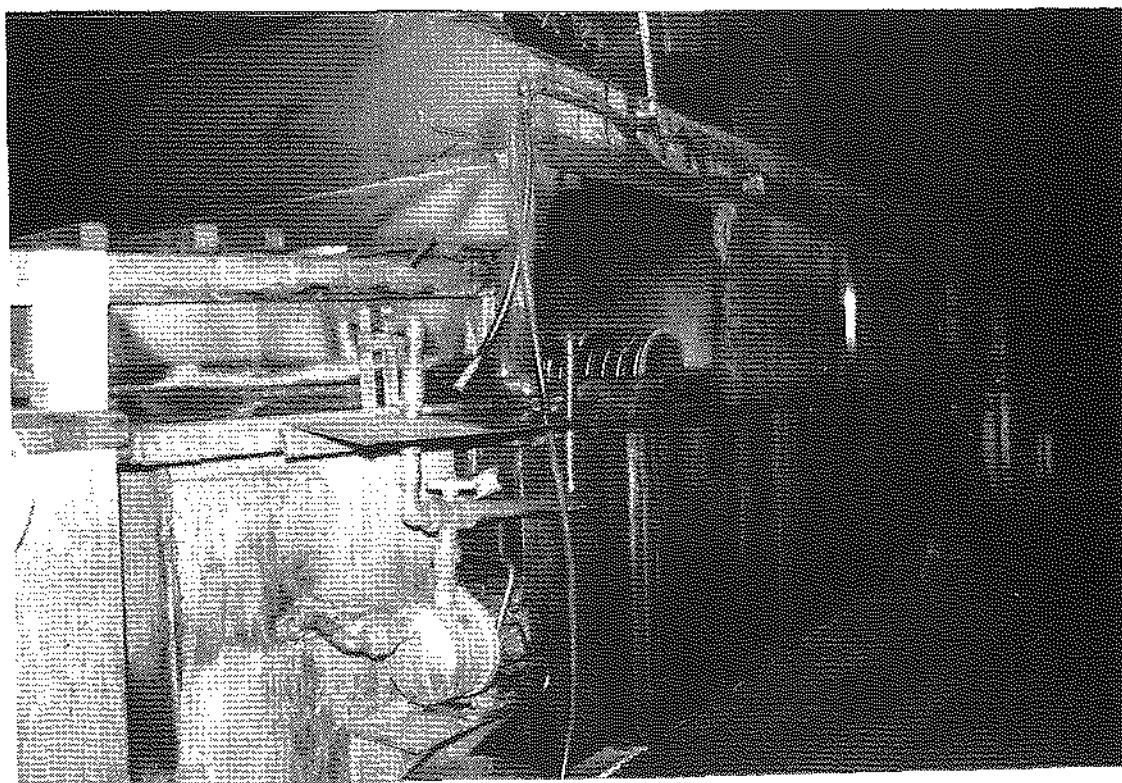


Fig. 4 Betbad i stora hallen

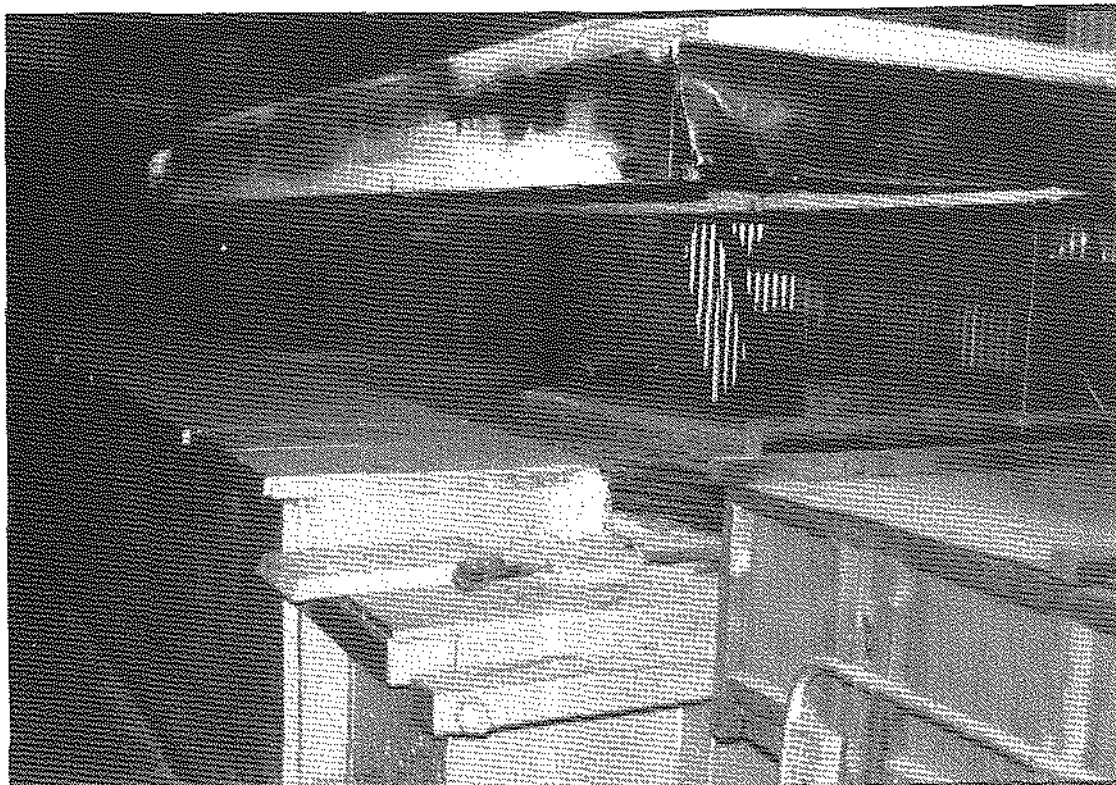


Fig. 5 Zinkbad öppnat lock

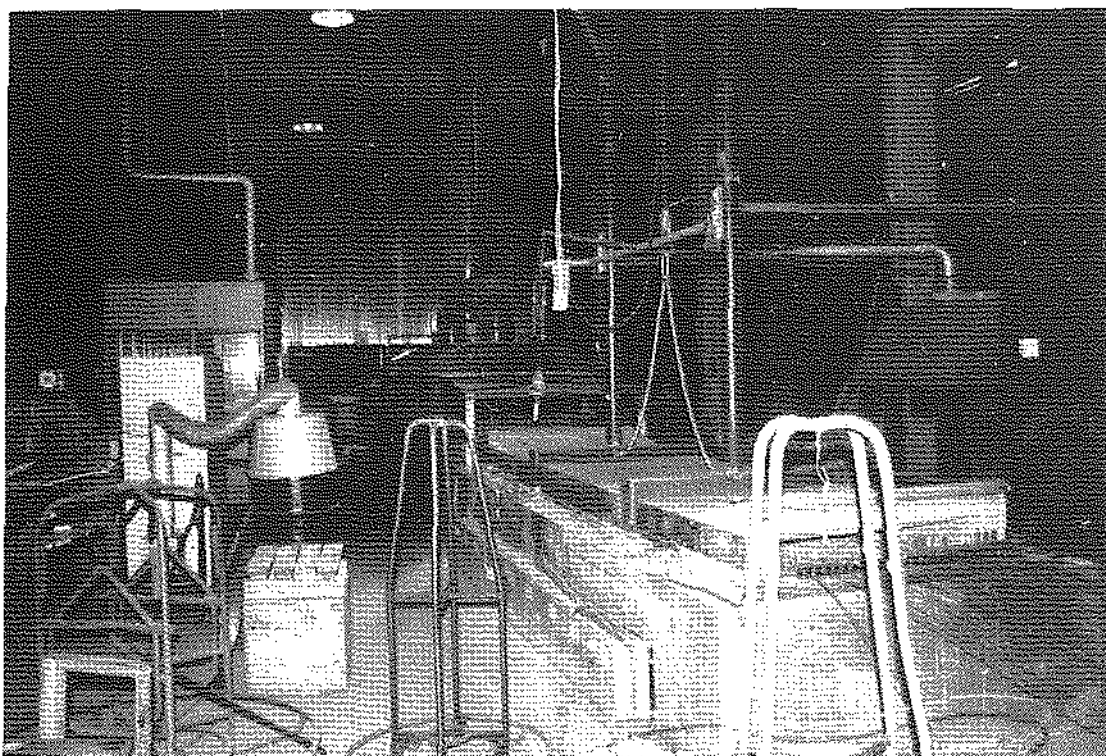


Fig. 6 Zinkbad med nedfällt lock

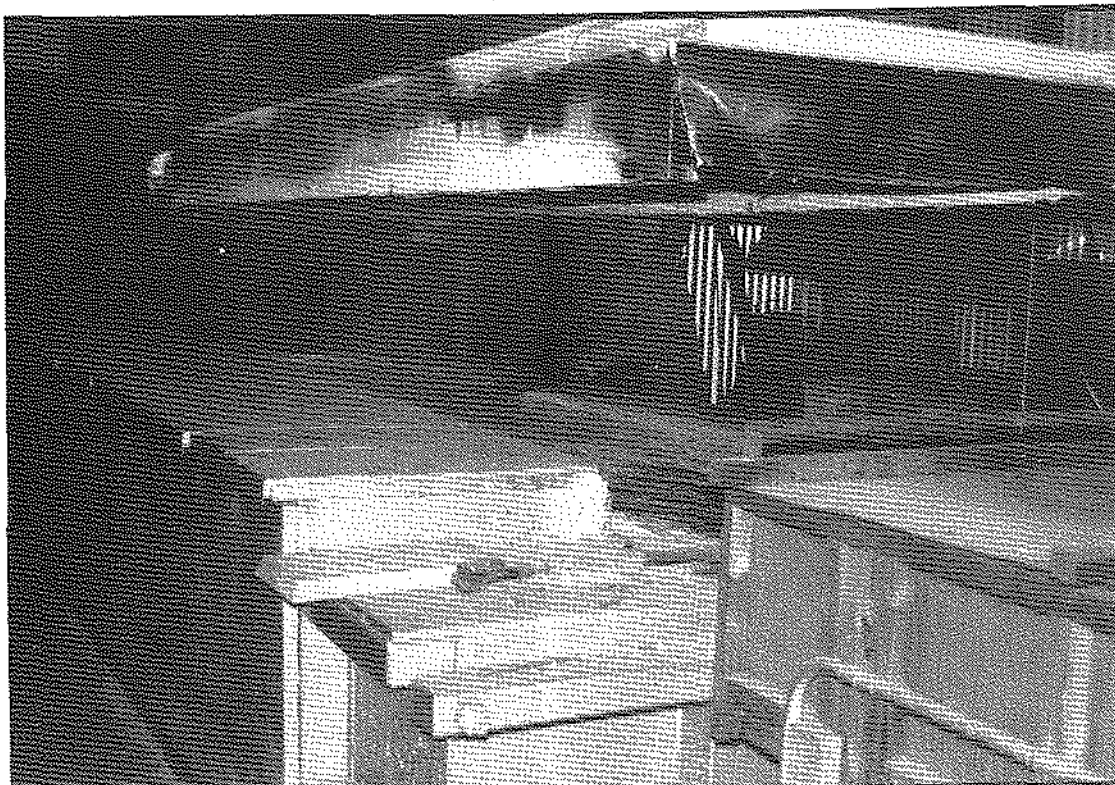


Fig. 5 Zinkbad öppnat lock

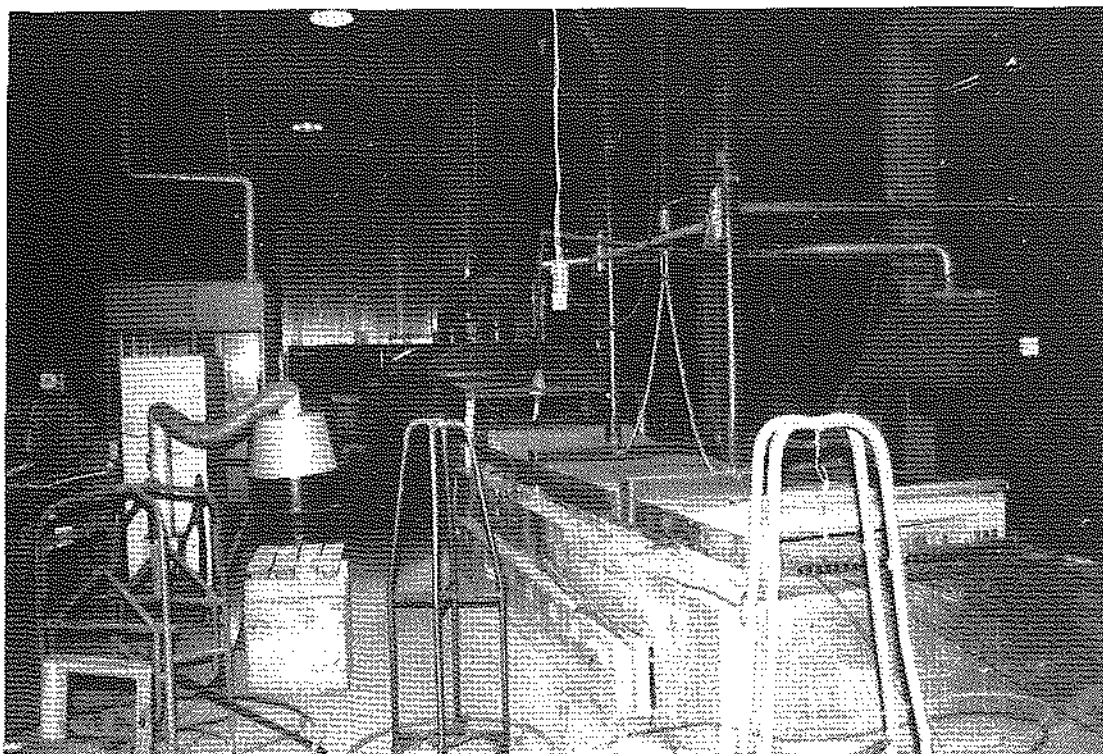


Fig. 6 Zinkbad med nedfällt lock

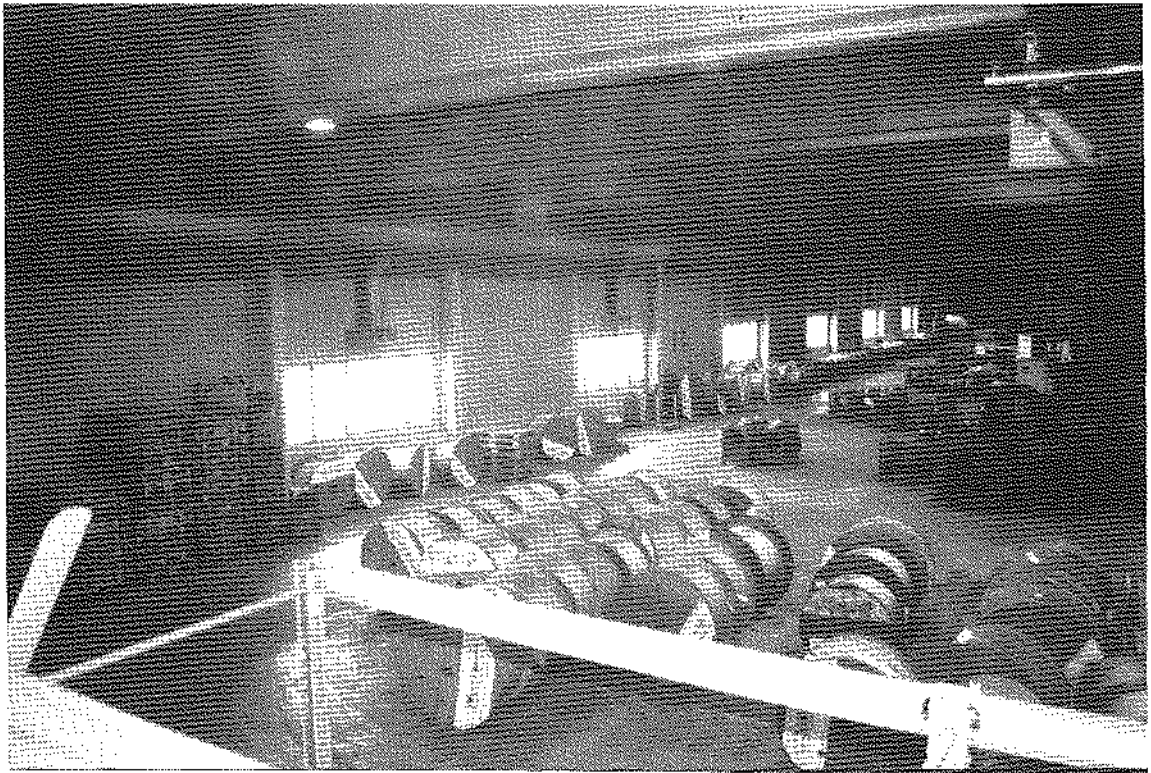


Fig. 7 Västra delen av stora hallen

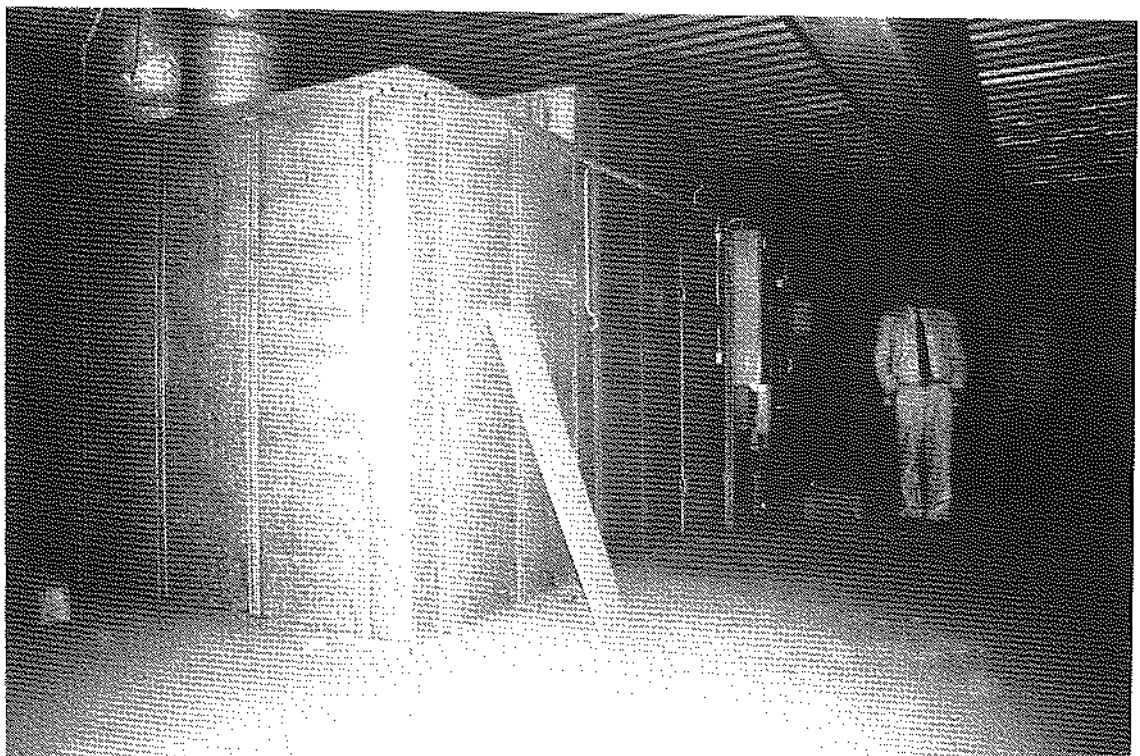


Fig.8 Fläktrum

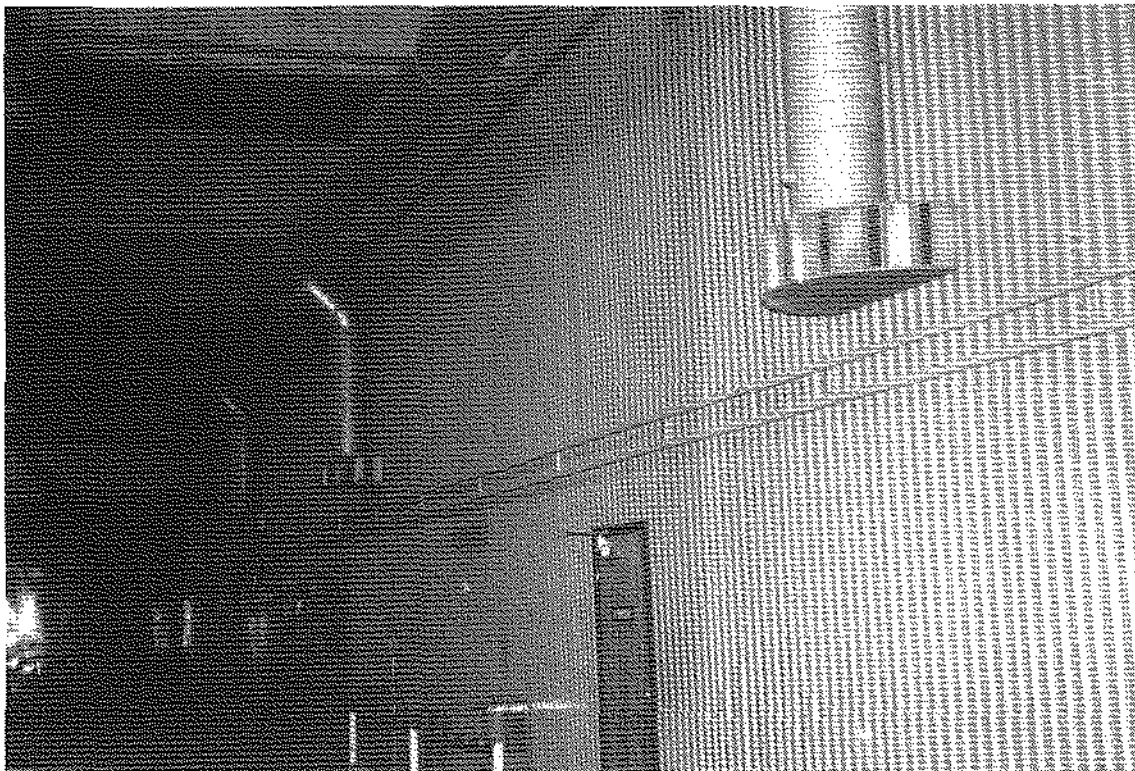


Fig. 9 Luftspridare i lilla hallen

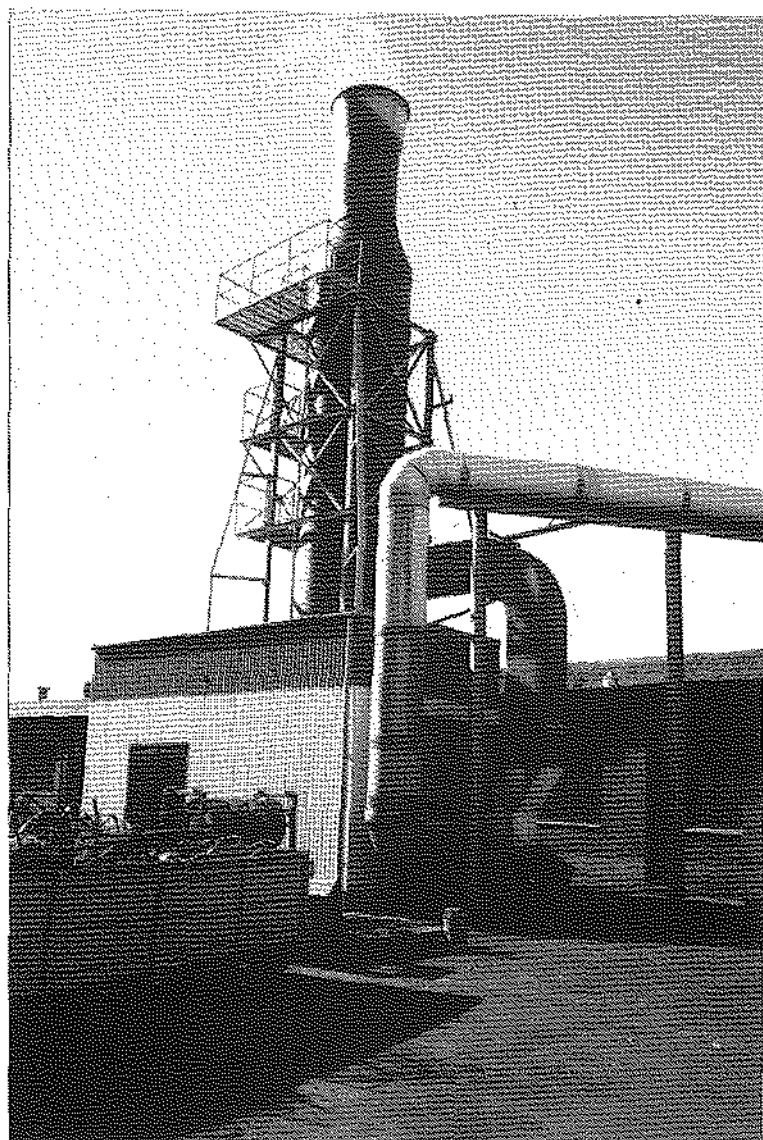


Fig. 10 Frånluftskrubber

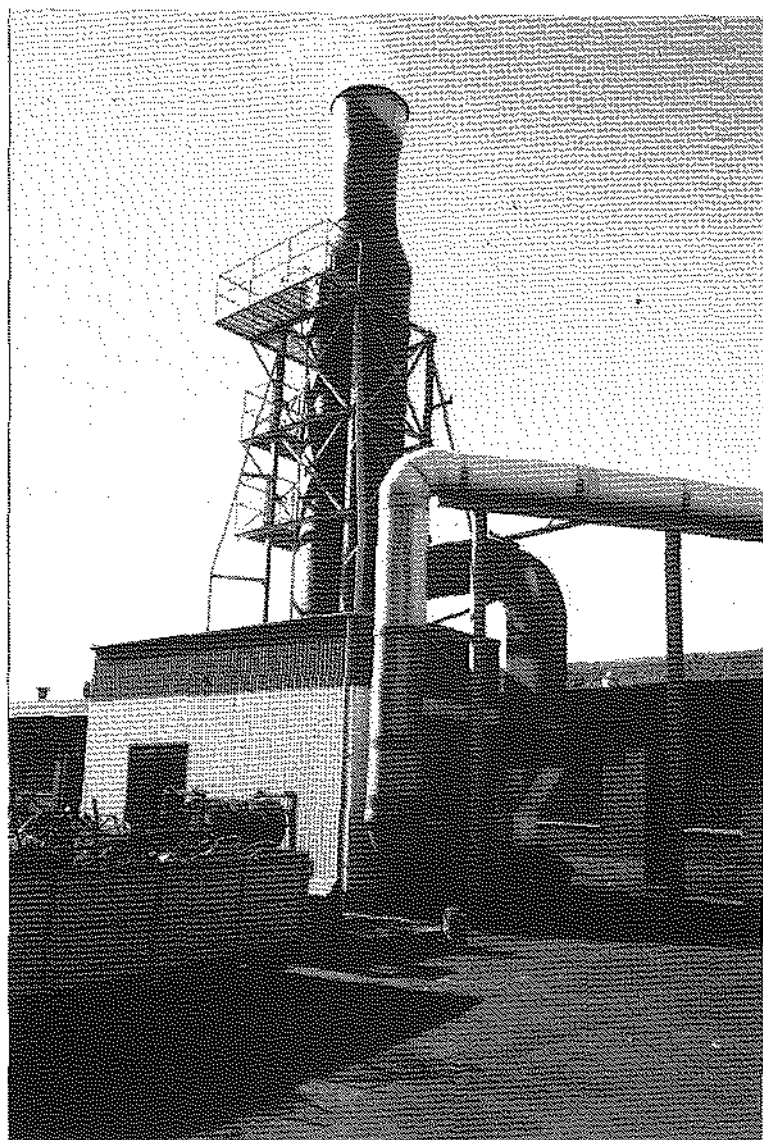
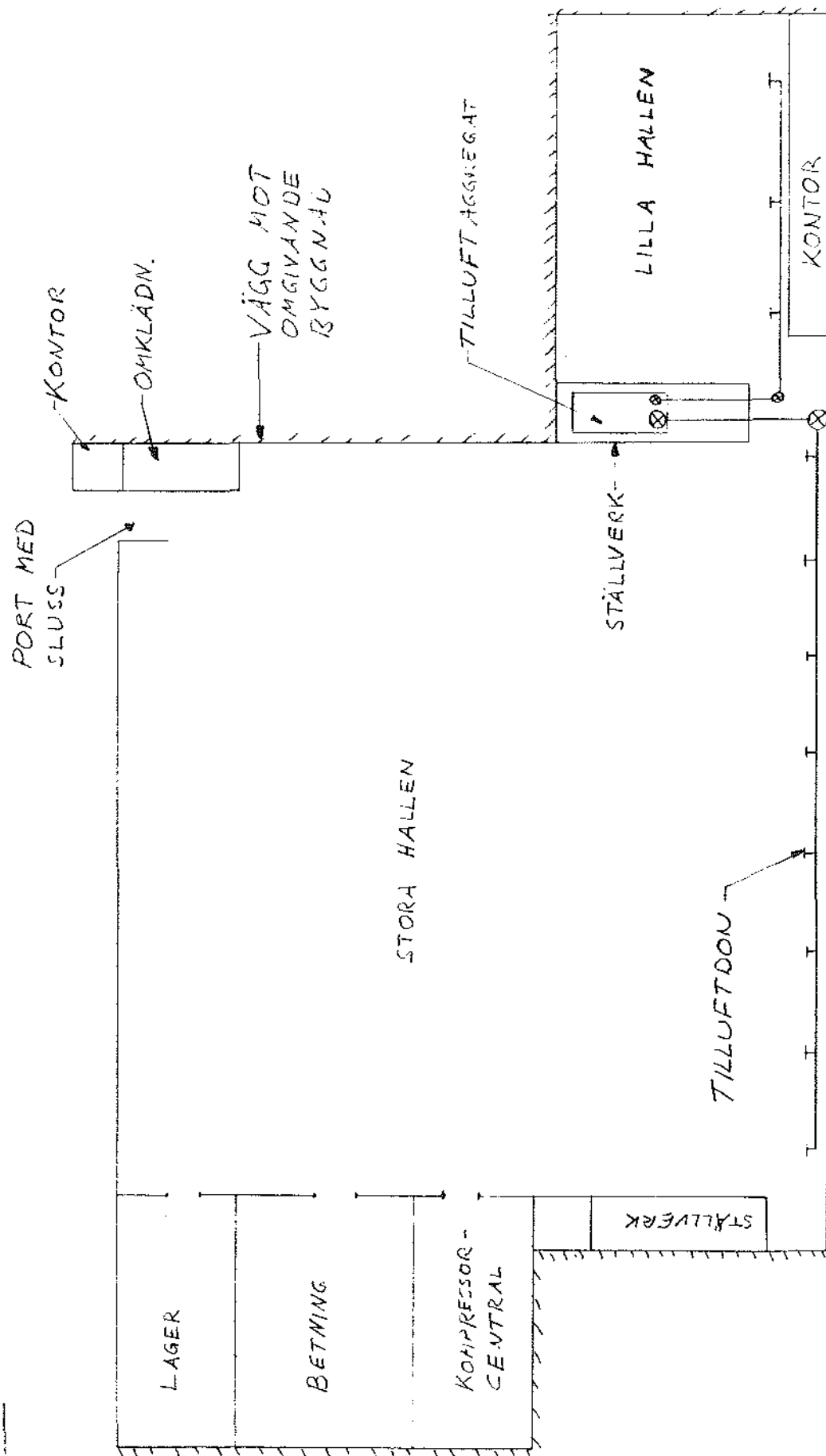


Fig. 10 Frånluftskrubber

INDUSTRILOKALEN I VARBERG,
PRINCIPSSKISS

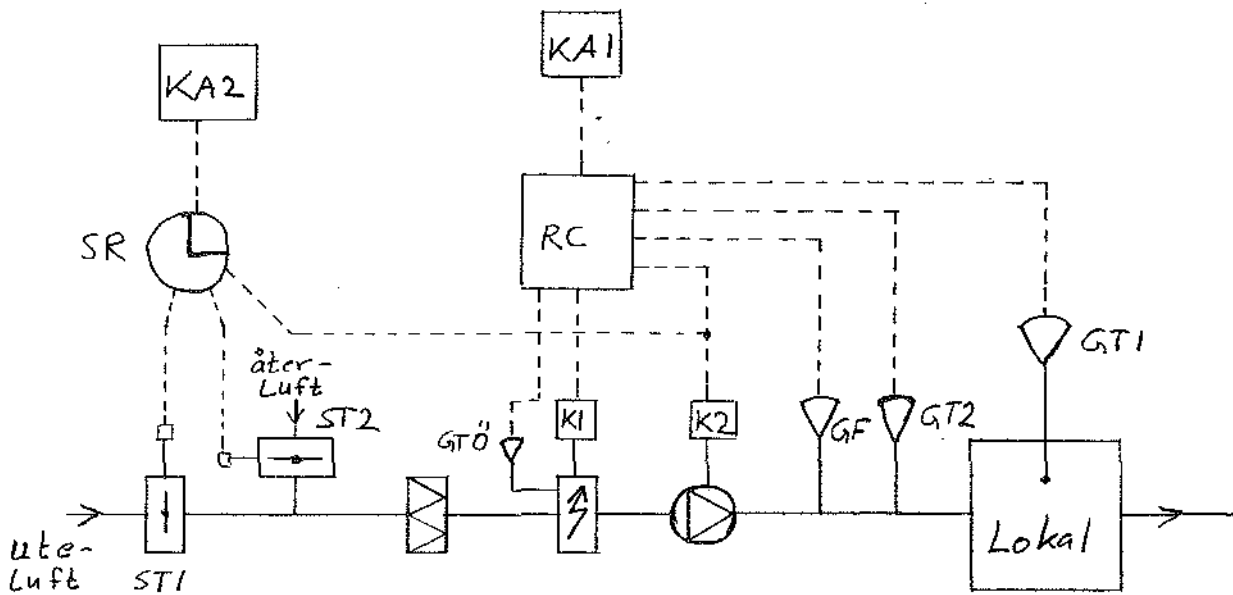
SKALA CA. 1:600



FIGUR 11

Tilluftaggregat

FIGUR 12



Förklaringar:

KA1 = manöverställare för RC, på eller av.

KA2 = manöverställare för SR, av, hand eller automat.

RC = reglercentral

SR = tidur

ST1 = uteluftspjäll

ST2 = återluftspjäll

K1 = kontakter för elbatteri

K2 = kontaktor för fläktmotor

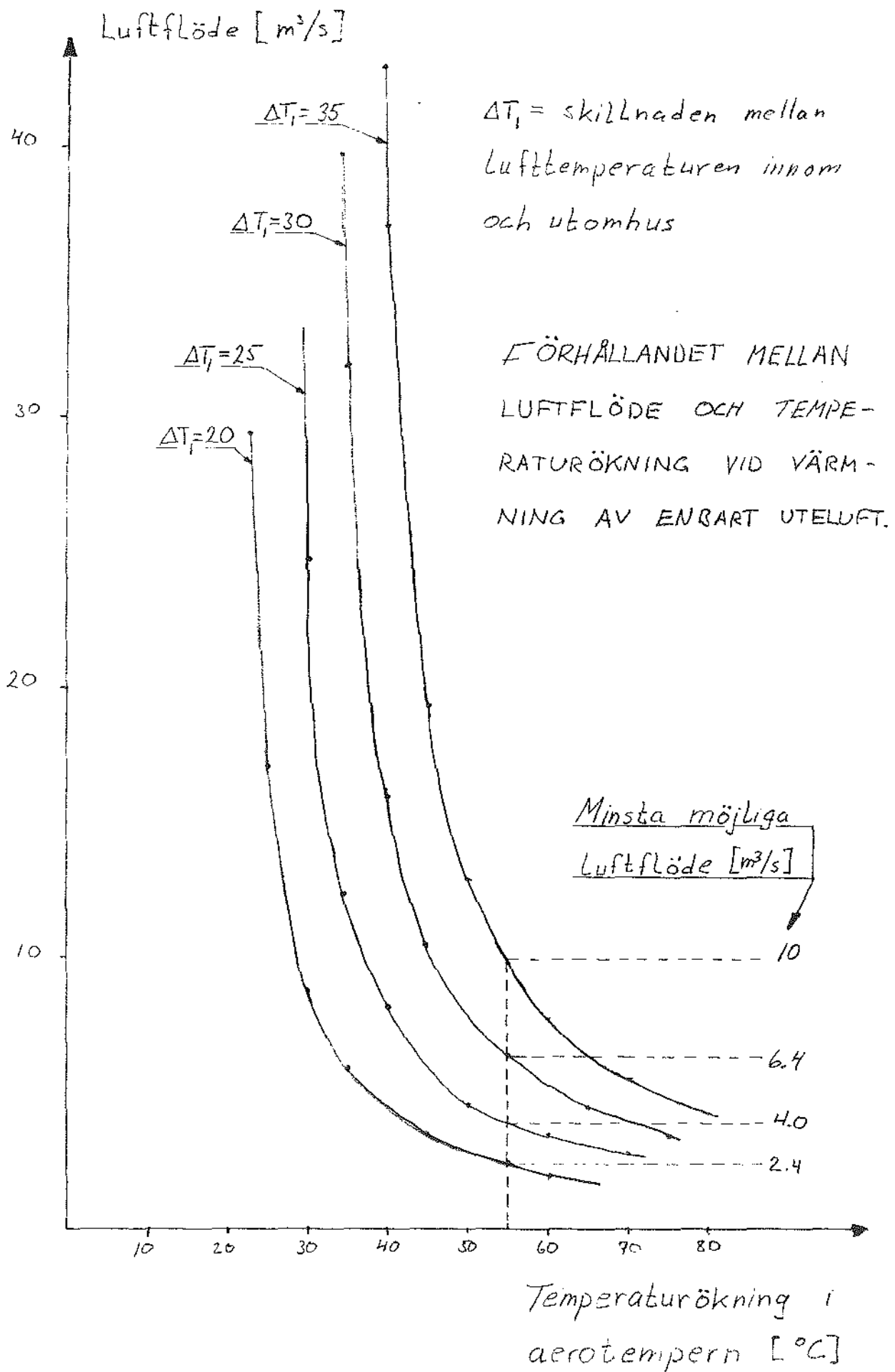
GF = luftflödesgivare

GT1 = lokaltemperaturgivare

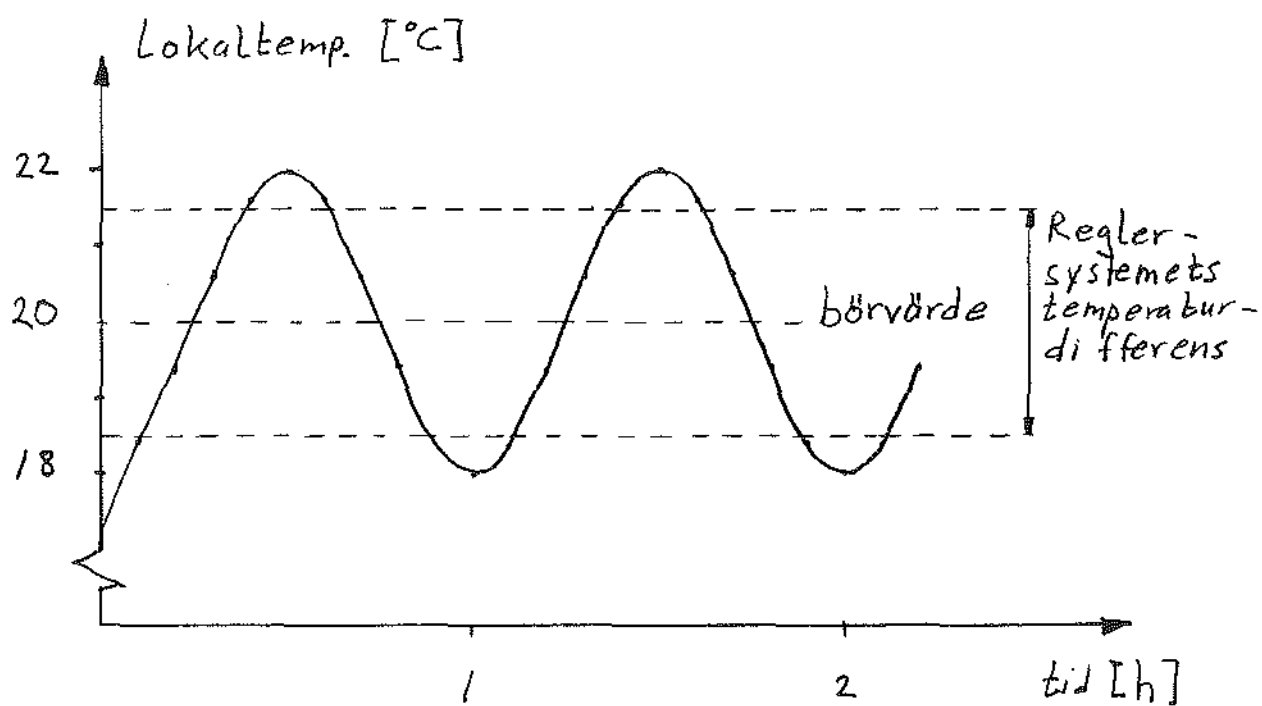
GT2 = begränsningstemperaturgivare

GTÖ = överhettningsskydd

FIGUR 13

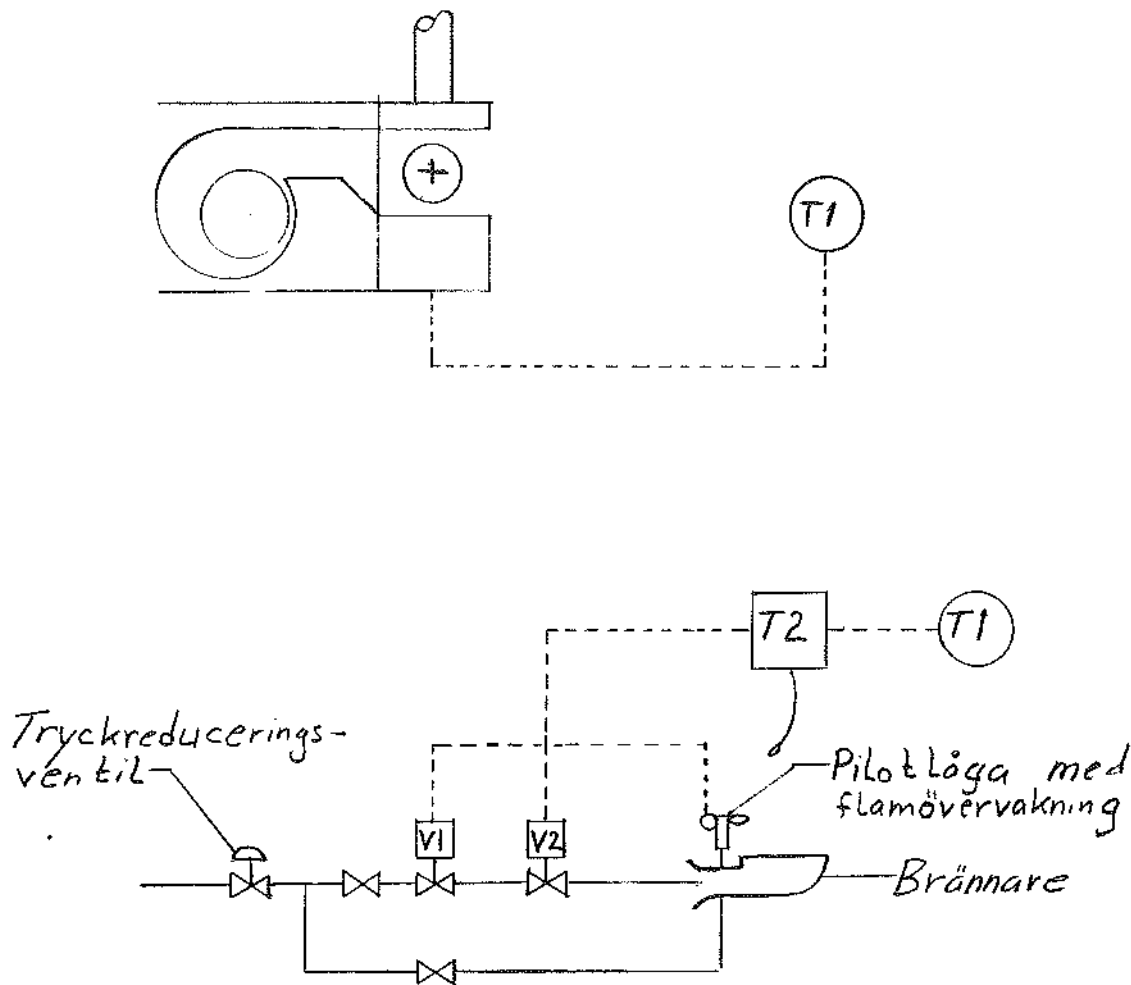


FIGUR 14



Temperaturförlopp vid on-off reglering

FIGUR 15



Exempel på styrning av fribläsande aerotemper med enstegsbrännare och on-off reglering.

Förklaringar:

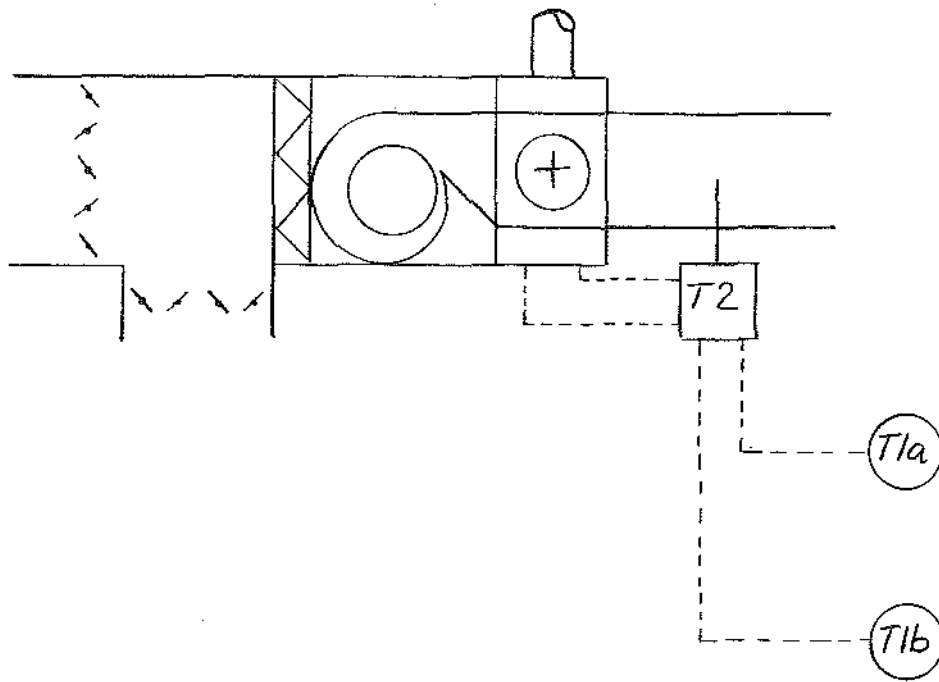
T1 = rumstermostat

T2 = överhettningstermostat

V1 = ventil som stänger gas tillförseln om pilotlagan dör

V2 = tvålägesventil för gas till huvudbrännaren

FIGUR 16



Exempel på styrning av aerotemper som har tvåstegsbrännare och ansluten luftkanal.

Förklaringar :

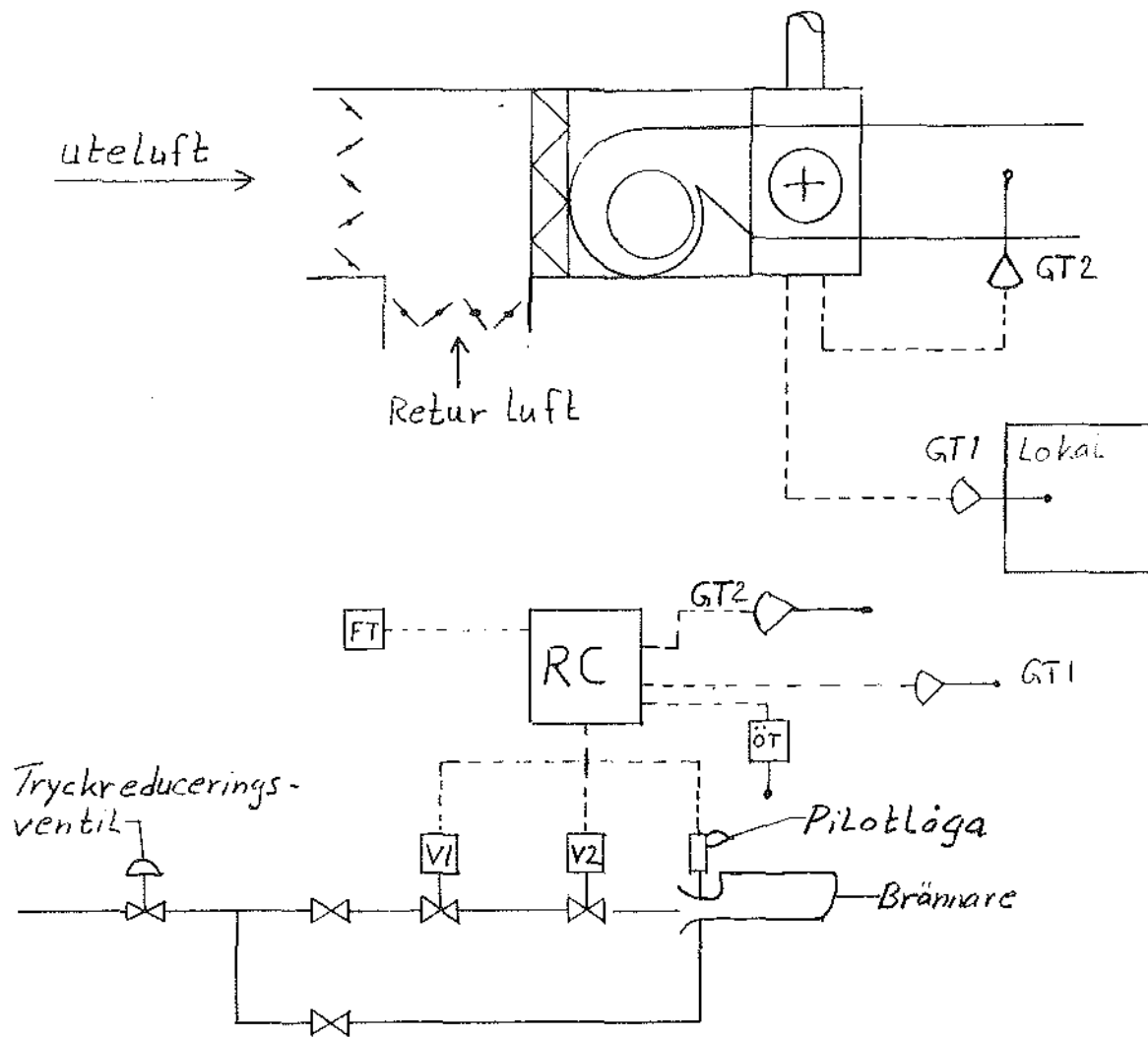
$T1a$ = rumstermostat som styr 1:a brännarsteget

$T1b$ = rumstermostat som styr 2:a brännarsteget

$T2$ = kanaltermostat som begränsar luft-temperaturen från aerotempern.

Minskar temperaturfluktuationerna.

FIGUR 17



Exempel på styrning av aerotemper som har
luftkanal och modulerande brännare.

Förklaringar:

GT1 = rumstemperaturgivare

GT2 = givare för lufttemperaturen i kanalen

ÖT = överhettningstermostat

FT = fläktvakt

RC = reglercentral

V1 = säkerhetsventil för pilotlågan

V2 = modulerande gasventil

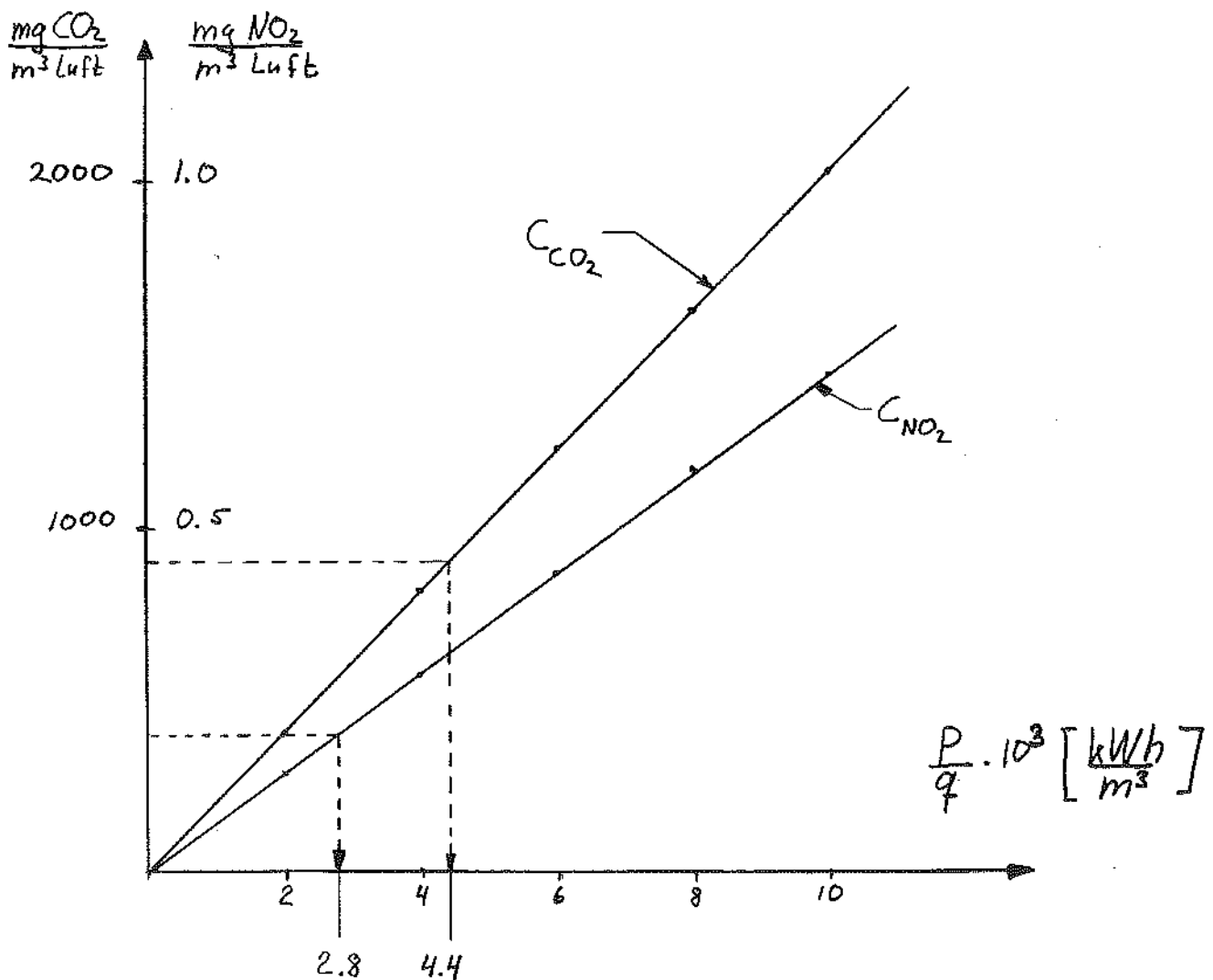
FIGUR 18

Halten CO_2 och NO_2 vid fullständig förbränning av naturgas med effektutvecklingen P [kW] i Luftströmmen q [m^3/h].

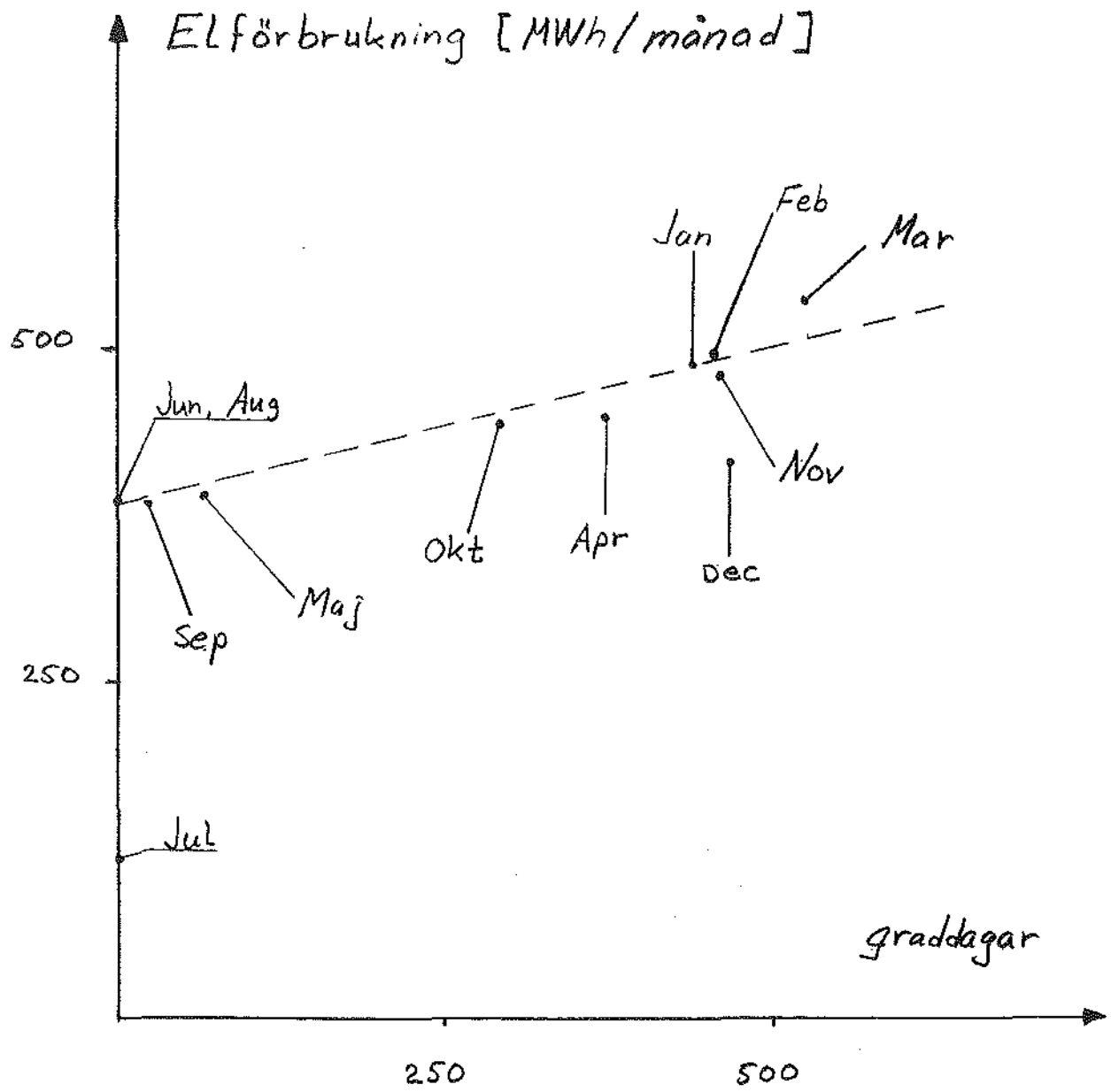
Hygieniska gränsvärden för tilluft:

$$\text{CO}_2 - 900 \text{ mg}/\text{m}^3$$

$$\text{NO}_2 - 0.2 \text{ mg}/\text{m}^3$$



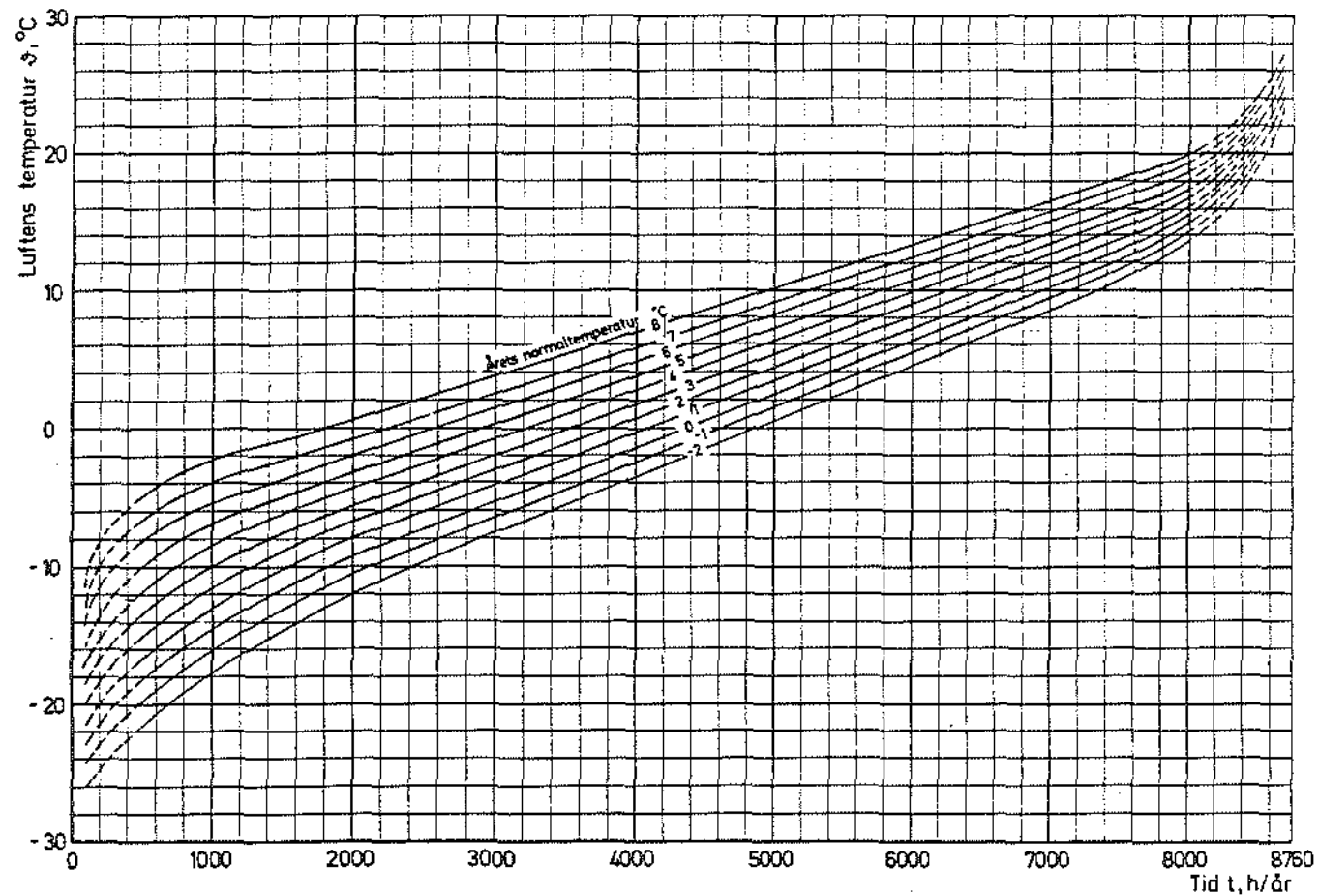
FIGUR 19



1. Varaktighet för uteluftens temperatur som funktion av årets normaltemperatur under tiden 1931 – 1960

Drifttid: Hela dygnet

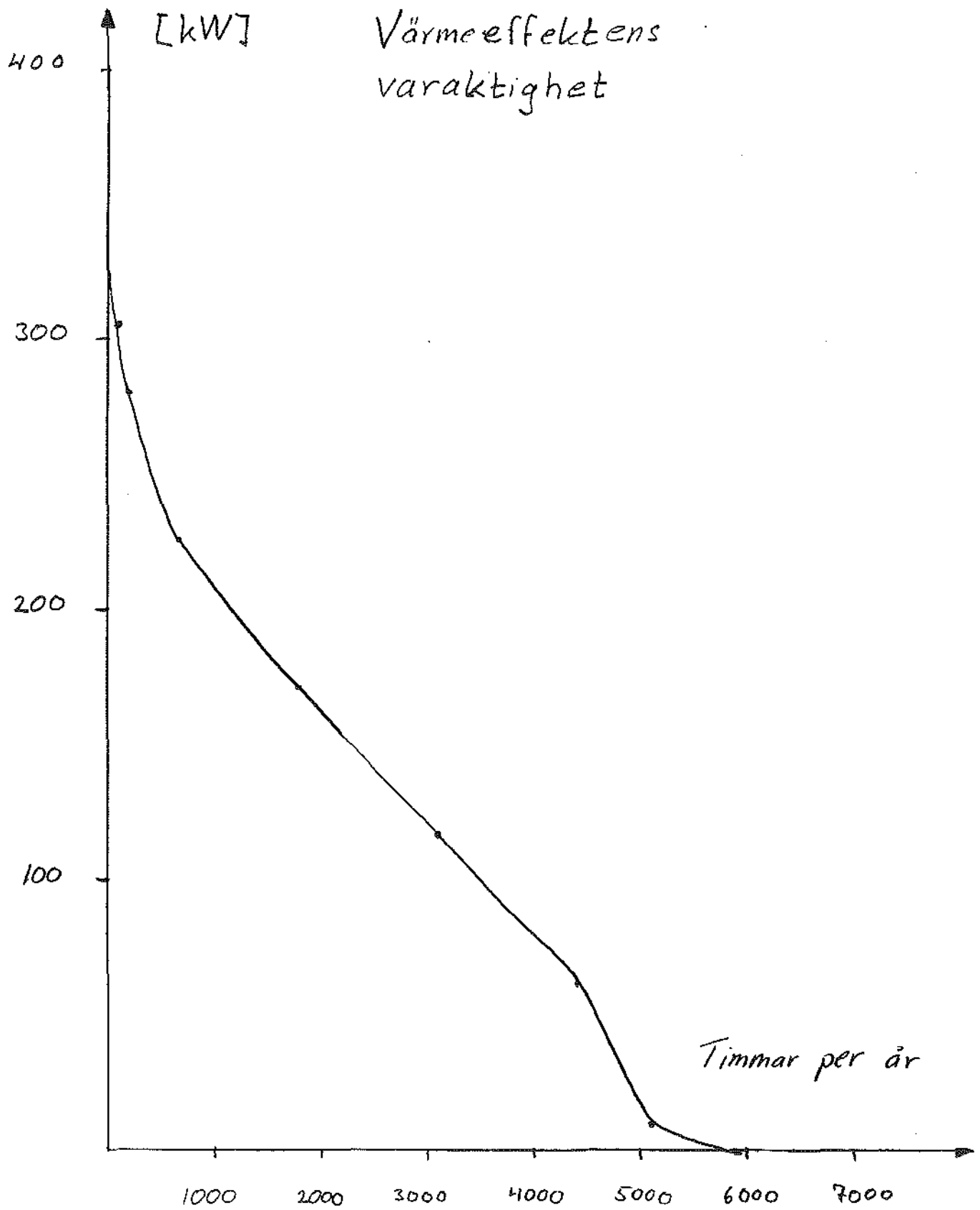
Tillämpning av figuren ges på sid 7:36.



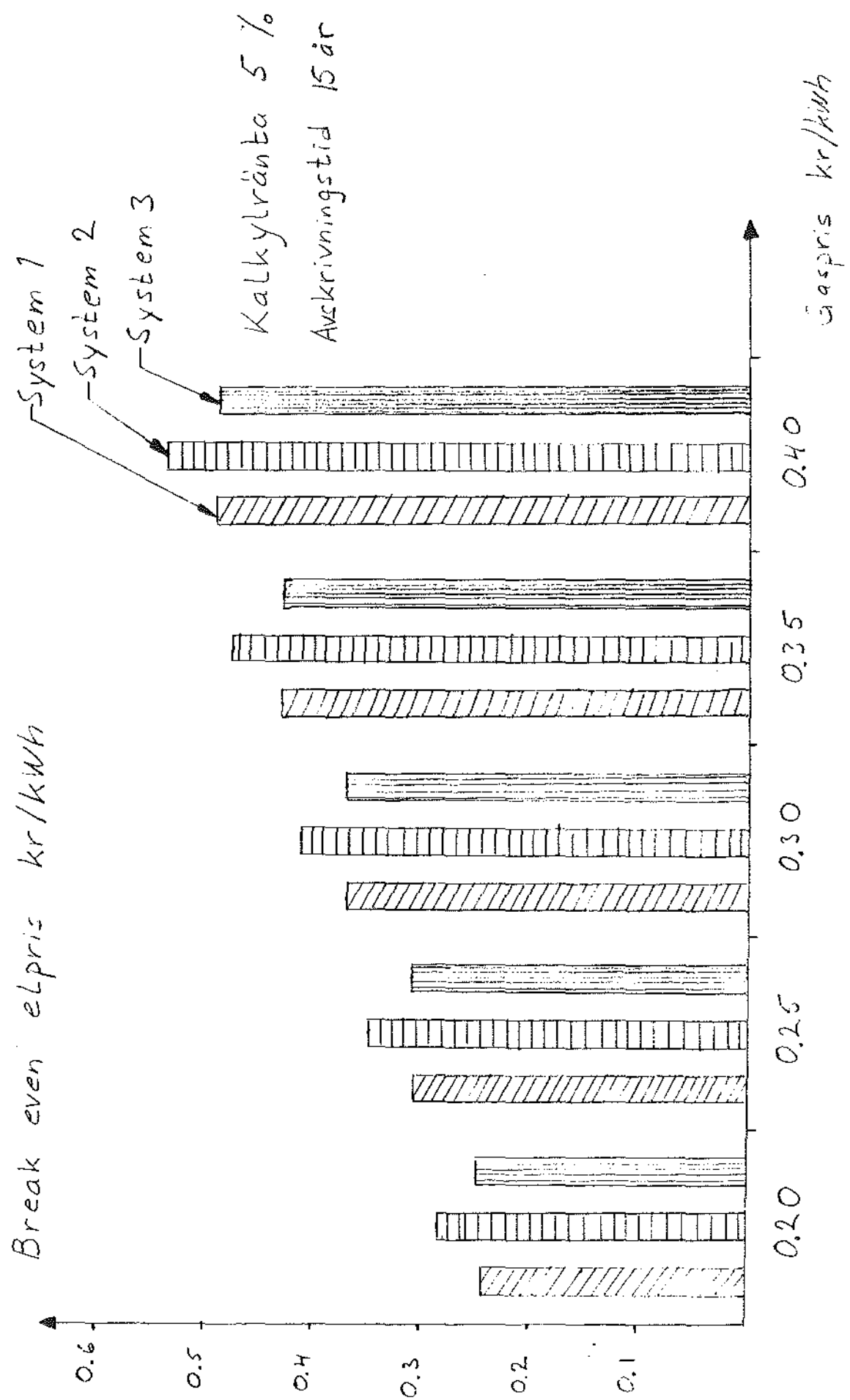
FIGUR 20

2. Summa gradtimmar per år vid uppvärmning till viss temperatur samt drifttid för värmeanläggning

FIGUR 21

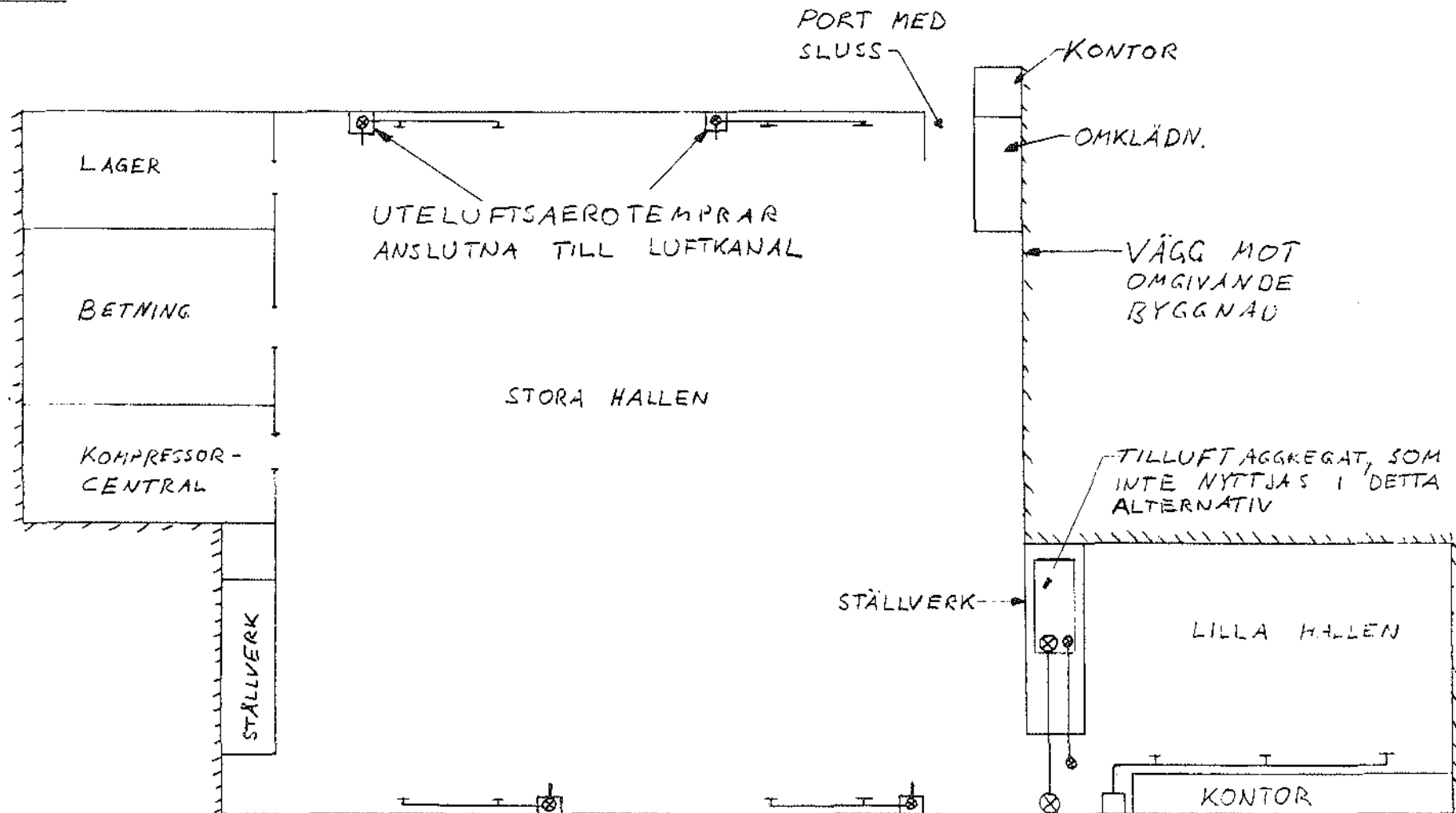
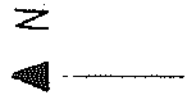


FIGUR 22



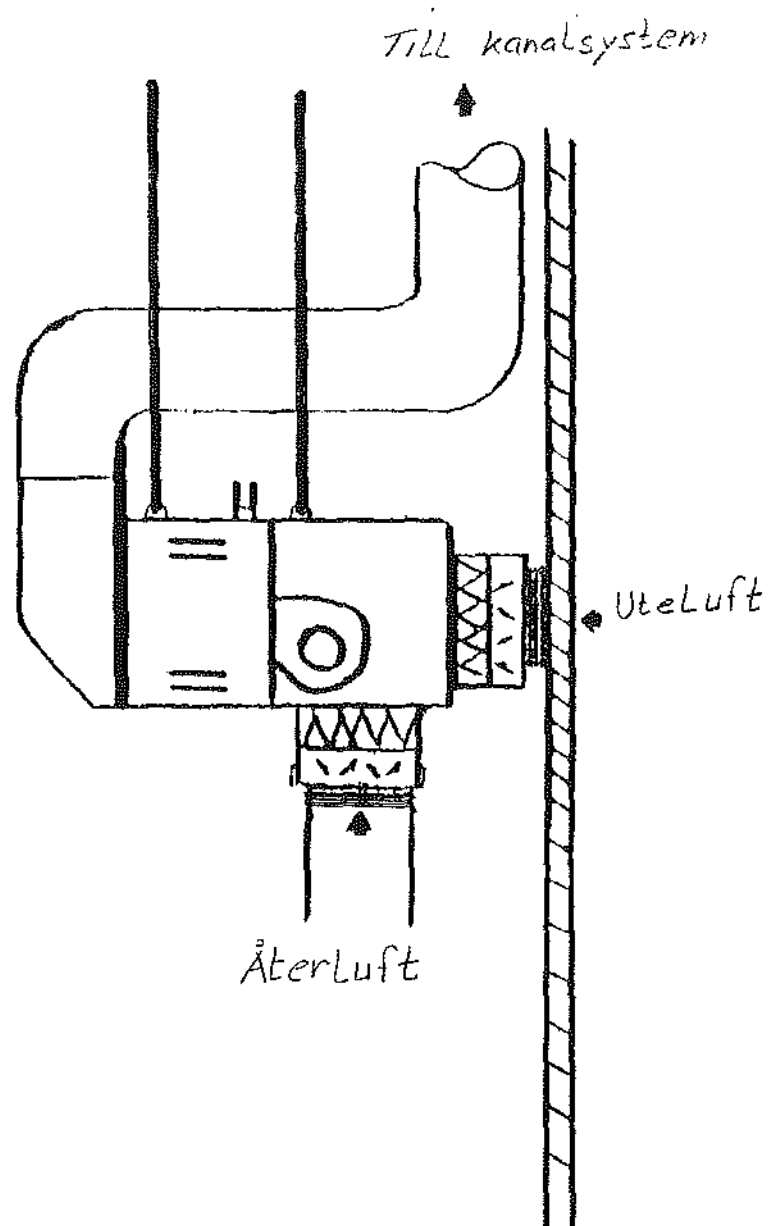
FÖRSLAG TILL UPPVÄRMNINGSSYSTEM,
SYSTEM 2

SKALA CA. 1:600



FIGUR 23

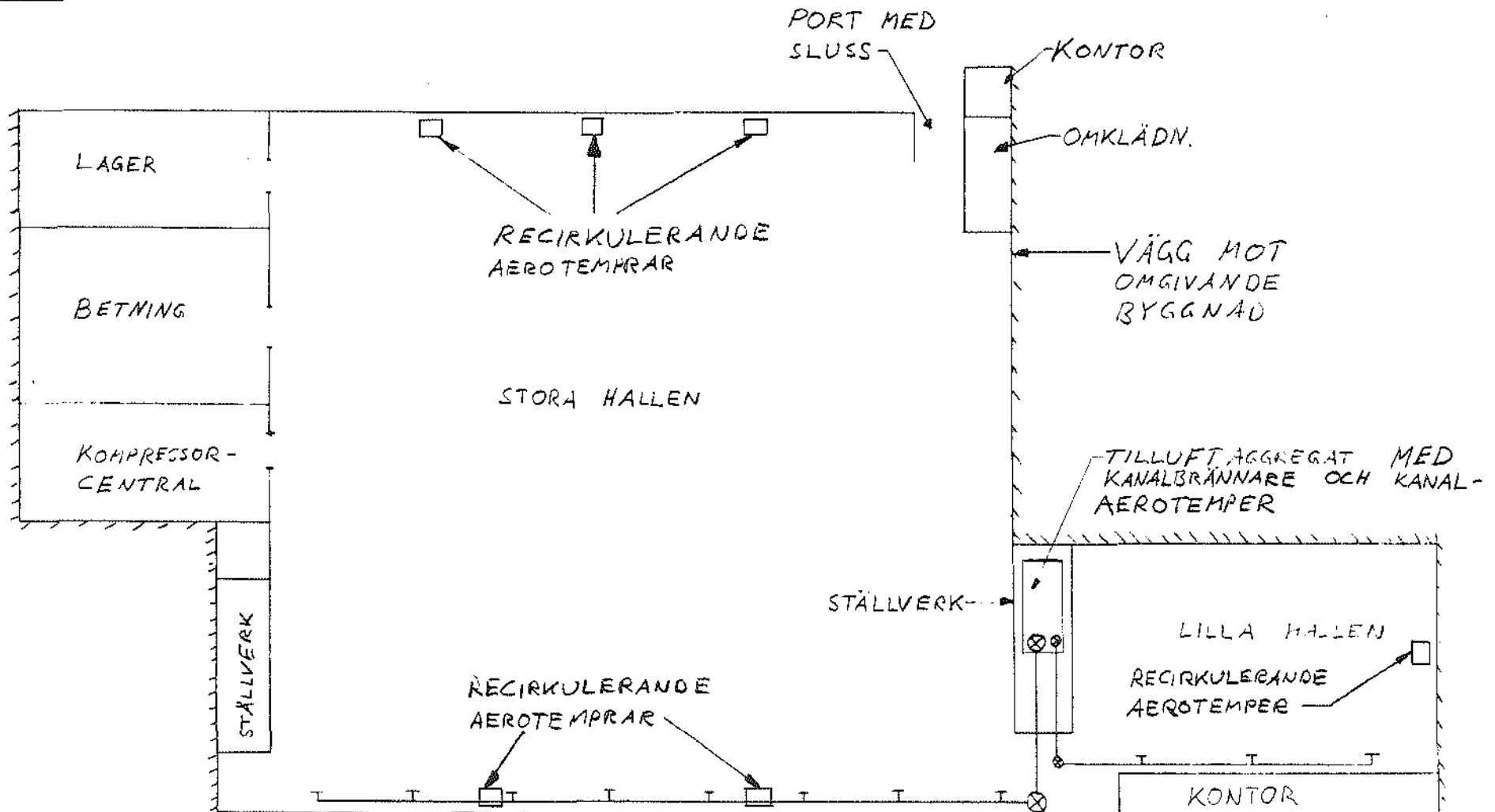
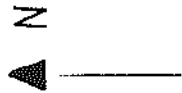
FIGUR 24



Monteringsätt för aerotemper, System 2

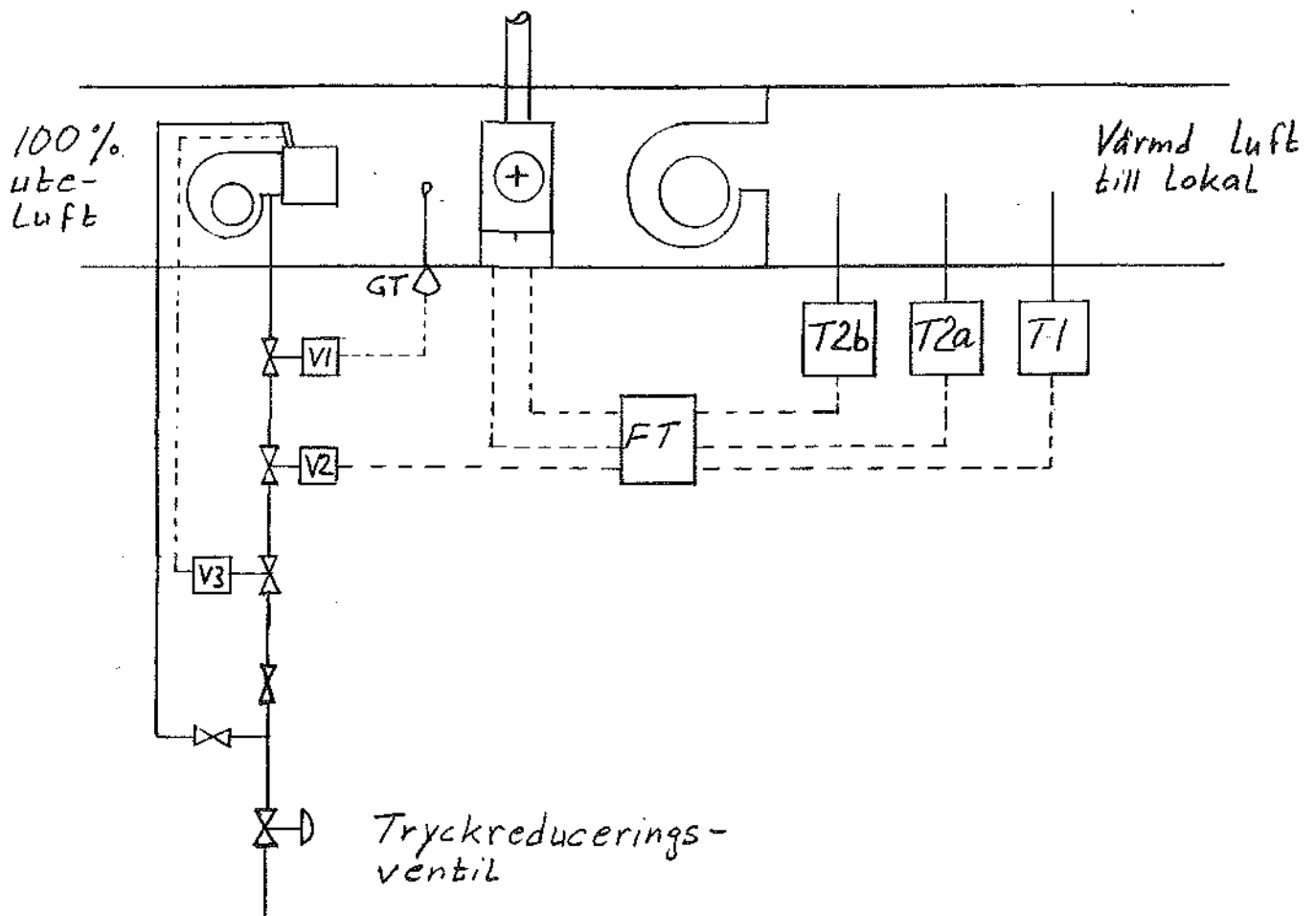
FÖRSLAG TILL UPPVÄRMNINGSSYSTEM,
SYSTEM 3

SKALA CA. 1:600



FIGUR 25

FIGUR 26



Exempel på styrning av kanalbrännare och
Luftvärmebatteri.

Förklaringar:

T1 = termostad som startar och stoppar
kanalbrännaren

T2a = termostad för Luftvärmarens första steg

T2b = ————— " ————— andra steg

FT = fläktvakt

GT = temperaturgivare som styr modulerande
gasventil

V1 = modulerande gasventil

V2 = V3 = tvåläges gasventiler