

LIU-IEI-TEK-A--09/00698--SE

Lågtemperaturlösningar
samt energitekniska åtgärdsförslag utifrån Scantias byggnad 64

Low Temperature Waste Heat Solutions
with proposals for energy technological actions based on Scania's building 64

Klas Svensson
Jonas Wallenskog



Vårterminen 2009

Handledare Magnus Karlsson



Linköpings universitet
TEKNISKA HÖGSKOLAN

Energisystem/Maskinteknik
Institutionen för ekonomisk och industriell utveckling

Sammanfattning

Rapporten behandlar två skilda delar:

- **del 1:** *Temperaturbehov på fjärrvärme till axelmåleriet i byggnad 210*
- **del 2:** *Lågtemperaturlösningar samt energitekniska åtgärdsförslag för värme- och kylsystem hos byggnad 64 med omnejd*

Axelmåleriet i **del 1** har krav på luftkvalitet i utrymmen för lackering av hjulaxlar. För att åstadkomma önskade lufttegenskaper finns ett flertal processventilationssystem, vilka innehåller bl.a. värmebatterier, kylbatteri och luftbefuktare. Värmebatterierna använder sig av fjärrvärme. Idag använder värmebatterierna vatten på 100°C för att vintertid kunna erhålla nödvändiga krav på luften i lackeringsboxarna. Denna del av rapporten utreder huruvida dagens system skulle klara erforderliga luftkrav med en tilloppstemperatur för vattnet i värmebatterierna på 75°C istället för dagens 100°C under årets kalla delar. Slutsatsen är att det inte är möjligt; dagens system är väl inpassat för att behöva använda sig av en tilloppstemperatur på 100°C då det är som kallast. För att kunna sänka temperaturen till 75°C krävs större eller fler värmebatterier.

Arbetets och rapportens fokus är på **del 2**. I denna del studeras möjligheter för lågtemperaturlösningar. Dessa syftar dels på specifika lösningar med utgångspunkt från byggnad 64, dels på mer generella lågtemperaturlösningar som skall kunna nyttjas vid ny- och ombyggnationer. För att möjliggöra detta har värme- och kylsystemen i byggnad 64 kartlagts. Vid denna kartläggning har det även observerats potentiella besparingar som inte är av lågtempererad karaktär.

Arbetets mest lönsamma besparing rör **temperaturreglering av inre härdkar**. I rapporten har inre härdkar till gasuppkolningsugn SV16838 studerats. I dagsläget regleras härdkarets temperatur synnerligen ineffektivt. Slutsatsen är att en bättre inställning av regulatorn kan spara 180 000 kr/år med en pay off-tid på omkring två månader. Att tillägga är att det totalt finns minst fem liknande gasuppkolningsugnar på Scantias område i Södertälje (inkl. SV16838).

Det har även utförts en pinch-analys för byggnad 64, vars nyttigaste slutsats är att markvärmen utgör pinch-brott stora delar av året. Att åtgärda markvärmen medför en besparing på mellan 20 000 – 75 000 kr/år, och kräver endast en annorlunda styrning. För att bestämma en mer exakt besparing krävs en utredning av markvärmen vintertid. En annan slutsats rörande pinch-analysen är att en pinch-analys för ett verkligt scenario snarare ger en fingervisning om systemets potential, än att metoden ger en optimal lösning möjlig att genomföra.

Fler åtgärder är att ta vara på värme i avgaser från endogasgeneratorerna samt att tvätt- och sköljvattensystemen om möjligt inte skall värmas med el. Avgaserna från endogasgeneratorerna är väldigt varma, över 300°C. Om dessa, istället för hetvattenpannor, kan värma närliggande vatten till gasolförångningen är en besparing på 125 000 kr/år möjlig. Hetvattenpannorna värmer idag vattnet med el. Om tvätt- och sköljvattensystemen kan värmas med sekundärvärme istället för den nuvarande eluppvärmningen, är en besparing på 500 000 kr/år möjlig.

Lågtemperatursmässigt finns lite olika infallsvinklar. Lokalt kring byggnad 64 finns mest avsättning i byggnad 62 och 75. Avsättningen här bedöms främst vara till luftvärmare. Till skillnad mot övriga kartlagda byggnader finns det i byggnad 210 avsättning för spillvärme året om. Denna byggnad ligger däremot 1 km från byggnad 64. För att avsätta spillvärme i byggnad 210 krävs ett större lågtemperaturnät, där flera byggnader med lågtempererad överskottvärme ansluts. Ett sådant nät har beräknade rördragningskostnader på 5,2 miljoner kr. Besparingen för att avsätta spillvärme enbart i byggnad 210 ligger på 1,4 miljoner kr/år. Detta avser avsättning till de manuella luftbehandlingsystemen som förekommer i del 1.

Abstract

The report comprises two separate parts:

- **part 1:** *Temperature needs for district heating in the paint shop for axles in building 210*
- **part 2:** *Energy and low temperature waste heat solutions in heating and cooling systems for building 64 with surroundings*

The paint shop for axles in **part 1** has air quality requirements in places for coating of axles. To achieve desired air properties there are different process ventilation systems, which consist of ventilation coils for heating and cooling, plus air humidifier. The ventilations coils for heating use district heating. Today the ventilation coils use water of 100°C to achieve necessary air demands in the coating boxes. This part of the report investigates whether the existing system would achieve the air requirements with a water temperature of 75°C instead of 100°C in the ventilation coils during the coldest parts of the year. The conclusion is that it is not possible; the existing system is adjusted for a water temperature of 100°C to achieve the air requirements. To use a water temperature of 75°C, more or major ventilation coils are needed.

The focus of the report is at **part 2**. In this part, possibilities for low temperature waste heat solutions are investigated. Those partly aim at specific local solutions for building 64 with surroundings and on the other part of general waste heat solutions for new buildings and reconstructions in the future. To make these parts possible, the systems for heating and cooling in building 64 have been identified. During this identification, potential savings that are not of waste heat character have also been observed.

The most profitable saving concerns the **control of temperature for the inner hardening vat**. It is the hardening vat for gas carburizing oven SV16838 that has been studied in this report. Today the temperature of the hardening vat is controlled very ineffective. The conclusion is that a better adjustment of the controller would save 180 000 SEK/year with a pay off time around two months. Worth mentioning (SV16838 included), is that there are at least five similar gas carburizing ovens at the Scania area in Södertälje.

A pinch analysis has also been done for building 64, with it's primarily conclusion that the ground heating is violating the pinch rules during long periods of the year. To remedy the ground heating will only need a different control and will lead to a saving between 20 000 – 75 000 SEK/year. To more accurate determine the saving, an investigation of the ground heating during winter time is needed. Another conclusion concerning the pinch analysis is that the method for a real scenario rather shows the potential of the system than gives you an optimal solution possible to implement.

More actions are to use the exhaustions of the endo gas generators and that the washing and rinsing systems if possible not should be heated with electricity. The exhaustions from the endo gas generators have a very high temperature, more then 300°C. If these, instead of hot water boilers, could warm the closely located water for the LPG (liquefied petroleum gas) evaporation, 125 000 SEK/year can be saved. Today the hot water boilers are heated with electricity. If the washing and rinsing systems existing electricity heating instead can be heated with secondary heat (\approx district heating), a save of 500 000 SEK/year is possible.

For waste heat solutions there are a few different approaches. Close to building 64, the largest potential to use waste heat is in building 62 and 75, where air heaters are assessed with the largest potential. In difference to other investigated buildings, building 210 has the possibility to use waste heat even during the summer. This building is located 1 km from building 64. To use waste water in building 210, a complex net of waste heating will be required where several buildings with a surplus of waste heat can be connected. A net like this has calculated pipe costs of 5, 2 million SEK. The saving for the use of waste heat only in building 210 will be around 1,4 million SEK/year. This save corresponds to the air handling systems that occur in part 1.

Förord

Detta examensarbete är det sista obligatoriska momentet i vår utbildning till civilingenjörer i Maskinteknik med specialisering på energisystem vid Linköpings universitet. Arbetet är genomfört på DynaMate AB i Södertälje från mars till september 2009.

Först och främst vill vi tacka DynaMate, som gjort det möjligt att utföra hela arbetet på plats på deras avdelning för energi- och systemteknik. Från DynaMate vill vi tacka Roland Dahlström för att examensarbetet har varit möjligt att genomföra. Vi vill även tacka handledare på DynaMate, Martin Lindström, som tillsammans med bland andra Erik Matsson, Oscar Sandberg och Pierre Kadin hjälpt till och givit oss nödvändig feedback under arbetets gång. Till sist vill vi även tacka handledare och examinator Magnus Karlsson, som från universitetets sida gjort examensarbetet möjligt att genomföra.

Stureby, 2009-08-26

Klas Svensson & Jonas Wallenskog

Innehåll

1	INLEDNING	1
1.1	Bakgrund.....	1
1.2	Syfte.....	2
1.3	Avgränsningar	2
1.4	Metod	3
2	TEORETISK REFERENS RAM	5
2.1	Värmeväxling	5
2.1.1	Medströms värmeväxling.....	6
2.1.2	Motströms värmeväxling	7
2.1.3	Korsströms värmeväxling	9
	Effektivitets-NTU-metoden	10
2.2	Luftbehandling	11
2.2.1	Fuktig luft	11
2.2.2	Mollier-diagram	13
2.2.3	Värmning och kylning av luft.....	14
2.2.4	Torkning av luft	14
2.2.5	Befuktning av luft.....	15
2.2.6	Isbildning i värmeväxlare	16
2.3	Pinch-teknik	17
2.3.1	Pinch-teknikens begränsningar.....	20

Del 1 - Temperaturbehov på fjärrvärme till axelmåleriet i byggnad 210

3	SYSTEMBESKRIVNING	21
3.1.1	Regleringen av lufttemperaturen	23
3.1.2	Värmebatteriernas uppbyggnad	24
3.1.3	Dimensionerade förhållanden för värmesystemen	25
4	SYSTEMANALYS	29
5	SLUTSATSER	36
5.1	Vidare studier.....	37

Del 2 - Lågtemperaturlösningar samt energitekniska åtgärdsförslag i värme- och kylsystem hos byggnad 64 med omnejd

6	KLARGÖRANDEN	38
7	SYSTEMBESKRIVNING	38
7.1	Produktionsprocesser	41
7.1.1	Gasuppkolningsugnar	41
7.1.1.1	Temperaturreglering av inre hårdkar	43
7.1.2	Glödgningsugn	43
7.1.3	Gasgeneratorer	43
7.2	Stödprocesser	44
7.2.1	Kylvattenssystemet	44
7.2.2	Ventilation.....	45
7.2.3	Tvätt- och sköljvattensystemen	46
7.2.4	Värmesystem	46
8	INVENTERING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM I BYGGNAD 64	47
8.1	Kylvattenssystemet	47
8.2	Ventilation	49
8.2.1	Utomhustemperaturberoende driftsfall	49
8.2.2	Användning av sekundärvärme i tilluftsystemen.....	52
8.2.3	Frånluft.....	54
8.3	Tvätt- och sköljvattensystem	56
8.4	Värmesystem	56
8.4.1	Tappvarmvatten.....	56
8.4.2	Hetvatten till gasolförångning	56
8.4.3	Värmning av olja till härddressar	57
8.5	Sammanställning över värme- och kylsänkor	57
9	SYSTEMANALYS	58
9.1	Pinch-analys	58
9.1.1	Ingående systemkomponenter	58
9.1.2	Programmet Pro_pi.....	60
9.1.3	Sammanställning av ingående strömmar	60
9.1.4	Driftsfall vid pinch-analysen.....	61
9.1.5	Sammanställning över förekommande pinch-brott.....	66
9.2	Energitekniska åtgärdsförslag i nuvarande system	67
9.2.1	Temperaturreglering av inre hårdkar	67
9.2.2	Åtgärder för pinch-brott	71
9.2.3	Fler åtgärder.....	76
9.2.3.1	Ökad värmeåtervinning från frånluften	76
9.2.3.2	Utnyttjande av avgaser från endogasgeneratorerna	78
9.2.3.3	Konvertering till sekundärvärme för tvätt- och sköljvattensystemen.....	79

9.3	Lågtemperaturlösningar	80
9.3.1	Generellt om lågtemperaturlösningar	80
9.3.2	Specifika lösningar med byggnad 64 som utgångspunkt	81
10	SLUTSATSER	92
10.1	Vidare studier	96
11	SLUTORD	96
12	LITTERATURFÖRTECKNING	97
13	BILAGOR.....	98

Figurförteckning

Figur 2.1 Principiellt utseende vid värmeväxling medströms.	6
Figur 2.2 Principiellt utseende vid värmeväxling motströms.	7
Figur 2.3 Beteende hos de tre olika undertyperna av korsströmsvärmeväxlare.	9
Figur 2.4 Principiellt utseende hos ett Mollier-diagram.	13
Figur 2.5 Principiellt utseende för Mollier-diagram där entalpilinjer ritats ut.	14
Figur 2.6 Torkning av luft.	15
Figur 2.7 Representation av strömmar som kompositkurvor.	18
Figur 2.8 Principiellt utseende hos kompositkurvor vid pinch-analys.	19
Figur 3.1 Principskiss över luftbehandlingssystemet för en manuell lackeringsbox.	22
Figur 3.2 Schematisk skiss över värmesystemets uppbyggnad.	23
Figur 3.3 Schematisk skiss över värmebatterierna, sett uppifrån.	24
Figur 3.4 Uppvärmningsbehov för vattnets två extremtemperaturer: 0 respektive 40°C.	27
Figur 4.1 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.	30
Figur 4.2 kA-värden för att med 75-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.	31
Figur 4.3 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då ingen värmeåtervinning förekommer.	32
Figur 4.4 kA-värden för att i M116 med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.	33
Figur 4.5 kA-värden för att med 75-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.	34
Figur 4.6 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då ingen värmeåtervinningen körs.	35
Figur 7.1 Översiktsskiss över de huvudsakliga produktionsprocesserna på produktionsplan i byggnad 64.	39
Figur 7.2 Översiktsskiss över källarplanet till byggnad 64.	40
Figur 7.3 Principskiss över regleringen av inre härdkars temperatur till system SV16838.	42
Figur 8.1 Ventilutstyrningar hos gamla tilluftssystemet.	50
Figur 8.2 Ventilutstyrningar hos nya tilluftssystemet.	51
Figur 8.3 Olika temperaturberoende driftsfall gällande värmningen av tilluft.	52
Figur 8.4 Effektbehov hos gamla systemet.	53
Figur 8.5 Förhållande mellan värmeinhåll i kylvattnet och behovet av sekundärvärme för gamla tilluftssystemet.	53
Figur 9.1 Olika temperaturberoende driftsfall gällande värmningen av tilluft.	61
Figur 9.2 Kompositkurvor för ingående system vid en utomhustemperatur på -5 °C.	62
Figur 9.3 Kompositkurva för ingående system vid en utomhustemperatur på 2 °C.	63
Figur 9.4 Kompositkurvor för ingående system vid en utomhustemperatur över 4 °C.	64
Figur 9.5 Inre härdkars temperatur med nuvarande temperaturreglering.	67
Figur 9.6 Inre härdkars naturliga avkylningsdynamik från 90°C.	68
Figur 9.7 Förhållandet mellan ökad värmeåtervinning och sekundärvärmeanvändning i gamla tilluftssystemet.	77
Figur 9.8 Varaktighetsdiagram över utnyttjad och outnyttjad värme hos kylvattensystemet.	81
Figur 9.9 Översiktsskiss över området kring byggnad 64.	82
Figur 9.10 Outnyttjad värme i kylvattnet från Byggnad 64 och sekundärvärmeanvändning i närområdet.	83
Figur 9.11 Potentiell avsättning för outnyttjat kylvatten i närområdet kring byggnad 64.	84
Figur 9.12 Principskiss över två spillvärmelösningar till luftvärmare.	88
Figur 10.1 Skiss från sidan av byggnad 64 över byggnadens värme- och kylsystem.	92

Tabellförteckning

Tabell 3.1 Samtliga ventilationssystem.	21
Tabell 3.2 De luftbehandlingssystem som valts ut för närmare studier.	22
Tabell 3.3 Värmeväxlare i de aktuella systemen.	25
Tabell 3.4 Flöden använda i beräkningar för respektive värmeväxlare.	25
Tabell 3.5 Sammanställning över frostgränser och utgångstemperaturer från värmeåtervinningen.	26
Tabell 4.1 Resultaterande kA-medelvärden baserade på två skilda temperaturmätningar.	29
Tabell 8.1 Sammanställning över de olika mätpunkternas medeleffekter uppmätta i början av maj 2009.	48
Tabell 8.2 Tillförsel av värme för tilluften till gamla systemet i byggnad 64.	53
Tabell 8.3 Sammanställning över frånluftstemperaturer och ventilationsförluster i byggnad 64.	55
Tabell 8.4 Sammanställning över värme- och kylsystem i byggnad 64.	57
Tabell 9.1 Sammanställning över pinch-analysens olika driftsfall.	65
Tabell 9.2 Sammanställning över förekommande pinch-brott i byggnad 64.	66
Tabell 9.3 Regulatorinställning för temperaturreglering av inre härdkar.	69
Tabell 9.4 Årlig potential för utnyttjande av spillvärme i närområdet kring byggnad 64.	85
Tabell 9.5 Tilluftsfläktar med värmebehov som saknar värmeåtervinning i byggnad 62, 64, 76 och 75.	86
Tabell 9.6 Antal luftvärmare i utvalda lokaler enligt databas FU2000.	87

Bilageförteckning

Bilaga 13.1 - Mätresultat med resulterande kA-värden	98
Bilaga 13.2 - Matlab-skriptets beräkningsmetodik	100
Bilaga 13.3 - Matlab-skriptet	102
Bilaga 13.4 - Sammanställning av strömmar	104
Bilaga 13.5 - Uppskattning av starttemperatur hos hetvatten	106
Bilaga 13.6 - Inre härdkars avkylningstakt	108
Bilaga 13.7 – Värmetillskott från härdade detaljer och framtida uppvärmningskostnad	110
Bilaga 13.8 - Sekundärvärme i tilluftssystem	111
Bilaga 13.9 – Korrelation mellan överskottsvärme och värmebehov i intilliggande byggnader	112
Bilaga 13.10 – Avsättning för överskottsvärme i tilluftssystem	116
Bilaga 13.11 - Placering av tilluftsfläktar utan värmeåtervinning	120
Bilaga 13.12 - Avsättning för spillvärme i byggnad 210	125
Bilaga 13.13 - Avstånd och kostnad för rördragningar	127
Bilaga 13.14 - Ritning över kylsystemet i byggnad 64	131
Bilaga 13.15 - Datablad för ON/OFF-reglering för regulatorer i 2400-serien från Eurotherm	131
Bilaga 13.16 - Datablad från simulering i Coils på föreslaget värmebatteri till spillvärmedrift i byggnad 210	131
Bilaga 13.17 - Datablad från simulering i Coils på en förekommande luftvärmare med vatten på 60°C	131
Bilaga 13.18 - Datablad från simulering i Coils på en förekommande luftvärmare med vatten på 35°C	131

1 Inledning

DynaMate är ett av Scania helägt dotterbolag med drygt 1400 anställda. DynaMate sköter Scantias produktions- och fastighetsunderhåll men har även konsultverksamhet. Detta examensarbete har ägt rum i Södertälje på DynaMates avdelning för energi- och systemteknik, som kontinuerligt arbetar med energifrågor – både inom Scantias verksamhet och mot externa kunder.

Examensarbetets huvudsakliga fokus är lågtemperaturlösningar. Emellertid utökades arbetet vid dess start med en inledande mindre uppgift. Arbetet delas därför upp i två delar:

- **del 1:** *Temperaturbehov till axelmåleriet i Scantias byggnad 210*
- **del 2:** *Lågtemperaturlösningar samt energitekniska åtgärdsförslag i värme- och kylsystem hos byggnad 64 med omnejd*

Del 1 behandlar axelmåleriet i byggnad 210. I målningsutrymmena finns krav på luftkvalitet rörande temperatur och relativ fuktighet. För att kunna garantera att dessa krav uppfylls året om används bland annat fjärrvärme, vars krav på temperatur utreds i denna del. **Del 2** behandlar lågtemperaturlösningar med utgångspunkt från byggnad 64. I denna del ges också förslag på hur dagens värme- och kylsystem i byggnaden kan förbättras.

1.1 Bakgrund

Del 1

I och med flytten av axeltillverkningen från Scantias anläggning i Falun är denna nu stationerad i Södertälje där ett nytt måleri för målning av axlarna har uppförts. I anläggningen förekommer bl a kylzoner, torkugnar och lackeringsboxar. Luften i de olika processstegen skall ha de rätta egenskaperna rörande temperatur och luftfuktighet. För att åstadkomma önskade luftegenskaper för respektive processsteg finns ett flertal processventilationssystem, vilka innehåller bl a värmebatterier, kylbatteri och luftbefuktare. Värmning och kylning av luften sker med kallt respektive varmt vatten.

I dagsläget finns två skilda hetvattensystem; ett via det ordinarie fjärrvärmenätet och ett via en enskilt dragen ledning från leverantör. Det senare är till för att garantera en konstant temperatur på 110°C, då fjärrvärmenätets temperatur varierar mellan 75 och 100 °C beroende på årstid. Detta arbete rör temperaturbehov på fjärrvärmen.

Från början var det tänkt att systemen skulle dimensioneras efter en vattentemperatur på 75°C. Efter installation visade det sig att systemen vid låga utomhustemperaturer använder sig av 100-gradigt vatten, vilket det bör utredas huruvida systemen verkligen kräver detta.

Del 2

En för industrin viktig uppgift med stigande elpriser är att ta vara på så kallad spillvärme. Spillvärme är värme från maskiner, elektrisk utrustning och industriella processer, vars värme det inte finns några direkta användningsområden för och betraktas därför som avfall eller en biprodukt. Tekniska lösningar som tar tillvara på spillvärme kallas vanligtvis spillvärmelösningar eller lågtemperaturlösningar.

I Scantias byggnad 64 härdas motordelar. Byggnaden innehåller flera olika process- och stödsystemflöden, både för kyl- och värmning, vilka i dagsläget inte nyttjas på bästa sätt.

1.2 Syfte

Del 1

Denna del syftar till att ge svar på huruvida *temperaturbehovet på fjärrvärmens sekundärsida* till axelmåleriet i byggnad 210 kan reduceras eller ej. Således fås även närmare kunskap om det dimensionerande värmebehovet till axelmåleriet. Detta är av intresse då det vid konstruktionen av luftbehandlingssystemen skedde ett missförstånd gällande vilken fjärrvärmetemperatur luftbehandlingen skulle dimensioneras efter.

Del 2

Syftet med denna del är att utifrån byggnad 64 på Scantias område utreda möjligheter för lågtemperaturlösningar. Dessa syftar dels på **specifika** lösningar med utgångspunkt från byggnad 64, dels på mer **generella** lågtemperaturlösningar som skall kunna nyttjas vid ny- och ombyggnationer. Vad gäller de specifika lösningarna är det önskvärt att göra en pinch-analys, då pinch-tekniken är en optimerande metod med vilken den lägsta energiåtgången i ett värmeväxlarnätverk tas fram. Med denna metod uppmärksammas samtliga lösningar inom nätverket, vilket således också inkluderar lösningar som inte nödvändigtvis är av lågtempererad karaktär.

1.3 Avgränsningar

Del 1

För att begränsa omfattningen på del 1 är det nödvändigt att begränsa utredningen av axelmåleriets temperaturbehov på fjärrvärme. Dagens system använder sig av en tilloppstemperatur på 100°C under årets kalla delar för att luften i lackeringsutrymmena ska erhålla erforderliga krav. Arbetet är avgränsat till att utreda om dagens system skulle klara erforderliga krav på luften med en tilloppstemperatur på 75°C istället för dagens 100°C under årets kalla delar.

Del 2

De **specifika** lågtemperaturlösningarna utgår från byggnad 64. Därför utreds och kartläggs endast byggnad 64 noggrant. Det rör sig inte om någon energikartläggning, utan det är de befintliga värme-, kyl- och ventilationssystem som utreds. Intilliggande byggnader inventeras för möjligheter att hitta avsättning för spillvärme. De **generella** lösningarna fokuserar på ett mer allmänt plan. Här fokuseras det inte på några byggnader utan hur man generellt bör angripa uppgiften att hitta lågtemperaturlösningar. Endast utnyttjande av icke förädlad värme utreds.

1.4 Metod

I detta avsnitt ges en översiktlig genomgång över arbetets upplägg och olika ingående moment. Mer ingående information om metodik och arbetsätt för varje delmoment finns att läsa i de avsnitt där respektive moment behandlas i rapporten.

Del 1

Kartläggning

Kartläggningen av del 1 har främst bestått av analys av befintliga ritningar. Då axelmåleriet är nybyggt är ritningsunderlaget aktuellt och mycket utförligt. Utifrån ritningsunderlaget har det sedan varit möjligt att bekanta sig med de fysiska systemen i lokalerna.

Mätningar

I byggnad 210 har främst lufttemperaturer vid olika positioner i tilluftsystemen varit den främsta mätkvantiteten. Vidare har även vattentemperatur till och från värmebatterierna avlästs på analoga termometrar av instickstyp. Dessa mätvärden har, där det varit möjligt, kontrollerats mha av mätutrustning för mätning vid sk injusteringsventiler. Ett fåtal mätningar av vattenflöden mha ultraljudsmätare har också utförts.

Datorsimuleringar

För att bedöma värmeåtervinningens kapacitet och dimensionerade krav för olika uppvärmningssystem har simuleringar gjorts mha tillverkarens programvara¹. Vidare har även information om luftflöden och styrsignaler för systemen hämtats från Scania:s driftövervakningsprogram.

Analys och beräkningar

Utifrån inhämtad data har beräkningar av uppvärmningskapacitet vid dimensionerande utomhustemperatur utförts. Värmeväxlingsteori enligt både LMTD- och NTU-metoden har använts. För att underlätta dessa beräkningar har programmet Matlab använts. Även detta beskrivs mer utförligt längre fram i rapporten.

Del 2

Kartläggning

Kartläggningen av värme- och kylsystem i byggnad 64 har dels grundat sig på att i praktiken lokalisera systemens olika komponenter, dels analysera ritningsmaterial och diftkort från företagsarkiv. Den fysiska lokaliseringen har legat till grund för systemkännedom och gjorda ritningar, exempelvis över kylvattensystemet.

Kartläggningen av byggnad 64 har varit betydligt mer tidskrävande än den för byggnad 210. Det beror främst pga avsaknad av uppdaterade ritningar. Systemen är också betydligt äldre och har genom åren genomgått flera ombyggnationer, vilket medfört att det varit betydligt svårare att rent fysiskt bilda sig en uppfattning om systemen. För byggnadens mest omfattande system, kylvattensystemet, har dessutom en ny ritning skapats mha programmet AutoCAD. Detta var nödvändigt då någon korrekt och heltäckande ritning inte existerade.

¹ Finns för nedladdning på [hoval.com](http://www.hoval.com) ->

<http://www.hoval.com/PRODUKTDETAIL.HTM?PRODUKTID=PWT&SUBID=WAERMERUECK&gruppeid=&NAVID=PRODUKTE>

Mätningar

Mätningarnas främsta syfte har varit att kvantifiera storleken på olika energiflöden. Mätningarna har främst rört kylvattensystemet, som utgör en viktig grund i den kommande pinch-analysen. Mätningarna har bestått av flödesmätningar vid sk injusteringsventiler och, i de fall där detta inte varit möjligt, genom mätningar med hjälp av ultraljudsutrustning. Vidare har temperaturer uppmätts, främst med isolerade givare placerade utanpå rören. I vissa fall har även givarna kunnat placeras i kontakt med kylvattnet i tankar eller genom mätuttag. Även mätningar av luftflöden och temperaturer har gjorts i både till- och frånluftsystem. Dessutom har även en elmätning utförts på en särskilt intressant systemkomponent – elvärmepatronerna till ett inre hårdkar.

Ytterligare datainsamling

Ytterligare data, främst elmätningar, har funnits tillgängliga från ett tidigare utfört projekt på DynaMate. Vidare har DynaMate:s program för drift- och energiövervakning, Citect, använts för att ta fram loggningar över styrsignaler till värmesystem mm. Från DynaMate:s energidatabas har loggning av energianvändning i olika byggnader hämtats. Ytterligare information har också hämtats från företagets anläggningsregister. Viss information har även erhållits från Scania:s datoriserade system för produktionsövervakning.

Analys av data

I analysdelen har insamlad information från de ovan nämnda källorna använts i olika delanalyser, som resulterat i en mer komplett helhetsbild av energisituationen i och omkring byggnad 64. Rapporten innehåller bla en pinch-analys, beräkningar gällande konkreta förbättringsförslag, utredning av byggnad 64:s värmebehov och överskottsvärme samt intilliggande byggnaders värmebehov. Resultaten ligger till grund för slutsatser gällande lågtemperaturlösningar och konkreta förbättringsförslag med utgångspunkt från byggnad 64.

2 Teoretisk referensram

2.1 Värmeväxling

Med värmeväxling menas överföring av energi från ett medium till ett annat. Den drivande kraften för värmeväxlingen utgörs av temperaturskillnaden mellan olika medier. Vid värmeväxling av strömmande medier benämns vanligtvis de olika flödena: den **varma** respektive **kalla** strömmen. Den varma strömmen är den ström som har högst temperatur innan värmeväxlingen. När denna värmeväxlas med den kalla strömmen, som har en lägre temperatur, kommer termisk energi att överföras från den varma strömmen till den kalla. Under värmeväxlingen sjunker alltså den varma strömmens temperatur, medan den kalla strömmens temperatur ökar.

För strömmande medier beräknas den överförda effekten vid värmeväxling enligt

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \bar{\vartheta}, \text{ där} \quad (1)$$

k är värmeövergångskoefficienten	$[W/(m^2 \cdot K)]$
A är den värmeöverförande arean	$[m^2]$
$\bar{\vartheta}$ är medeltemperaturdifferensen mellan de två medierna	$[^\circ C]$

Antaget att inga förluster sker till omgivningen gäller att den värme som avges från den varmare fluiden

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot \Delta T_1 \quad (2)$$

tas upp av den kallare

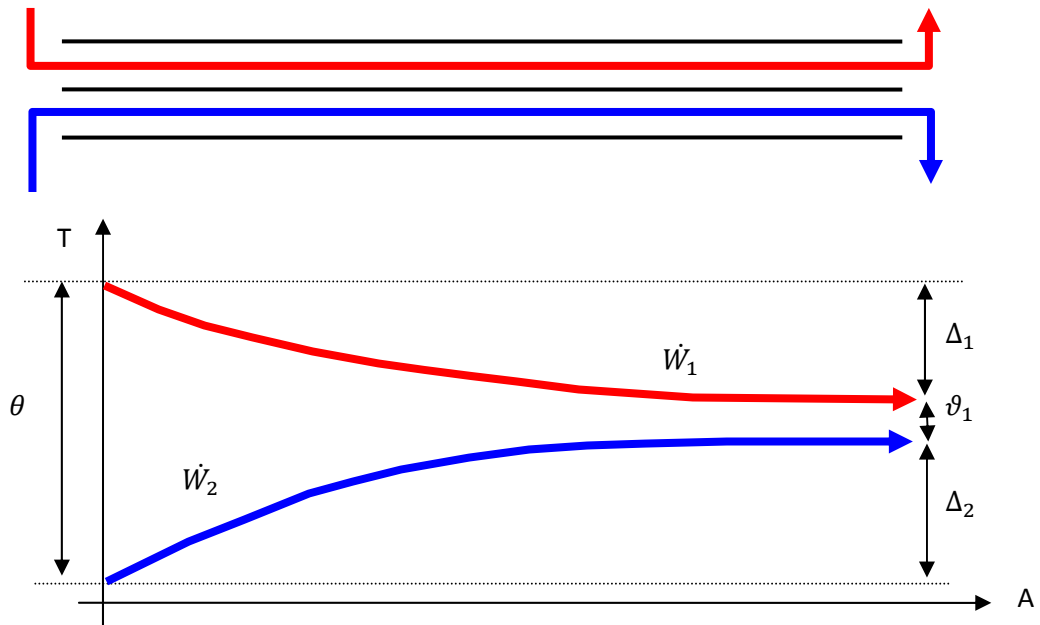
$$\dot{Q} = \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot \Delta T_2. \quad (3)$$

Något som komplicerar beräkningarna är att temperaturdifferensen mellan medierna förändras allteftersom värmeväxlingen fortgår. Värmeväxlarens principiella utformning påverkar även hur temperaturdifferensen mellan medierna ter sig. Tre vanligt förekommande typer av värmeväxlare är: medströms, motströms samt korströmsvärmeväxlare.¹ För dessa tre typer används främst två olika beräkningsmetoder, vilka kallas LMTD- respektive NTU-metoden. LMTD står för "Logaritmic Mean Temperature Difference" och bygger på att ett uttryck för medeltemperaturdifferensen mellan de två olika strömmarna integrerats fram. NTU-metoden bygger på ett resonemang gällande verkningsgrad. I de kommande avsnitten beskrivs först de tre principiellt olika typerna av värmeväxlare samt formler för beräkningar enligt LMTD-metoden. Sedan följer ett avsnitt där tillvägagångssättet vid NTU-metoden beskrivs.

¹ Formelsamling i termo- och fluidmekanik av Loyd, Andersson m fl, 2003

2.1.1 Medströms värmeväxling

I en medströmsvärmeväxlare har båda medierna samma riktning i värmeväxlaren, de strömmar "medströms" varandra. Då flödena strömmar parallellt kan den kalla strömmen aldrig få en högre temperatur än den varma. De olika strömmarnas temperaturer kommer dock att närma sig varandra, men aldrig korsa varandra. I Figur 2.1 illustreras principen för en medströmsvärmeväxlare



Figur 2.1 Principiellt utseende vid värmeväxling medströms.

Medeltemperaturdifferensen för en medströmsvärmeväxlare beräknas enligt följande:

$$\bar{\vartheta} = \frac{\theta - \vartheta}{\ln\left(\frac{\theta}{\vartheta}\right)}, \quad \text{där} \quad (4)$$

θ, ϑ är temperaturdifferenser mellan de två fluiderna, enligt Figur 2.1. [K].

Temperaturverkningsgraderna ges sedan av

$$\eta_1 = \frac{\Delta_1}{\theta} \quad \text{och} \quad \eta_2 = \frac{\Delta_2}{\theta} \quad [-]$$

Dessa kan också beräknas enligt

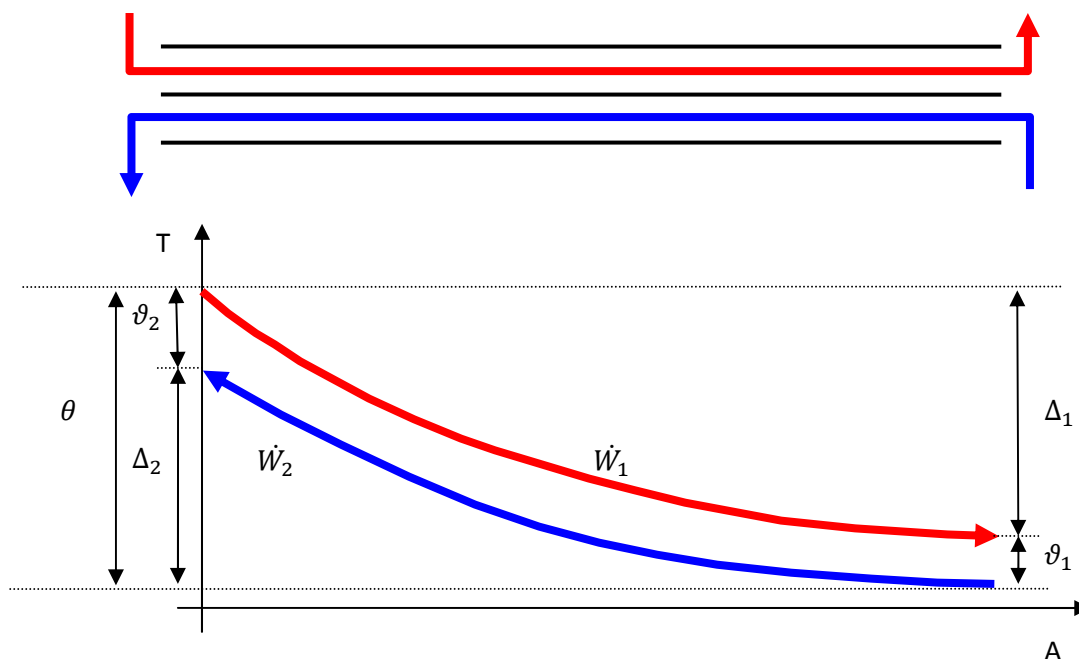
$$\eta_1 = \frac{1 - e^{-\beta}}{1 + y} \quad \text{och} \quad \eta_2 = y\eta_1, \quad \text{där}$$

$$y = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \quad \text{och} \quad \beta = k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\dot{W}_1} + \frac{1}{\dot{W}_2} \right).$$

\dot{W} är värmekapacitetsflödena i [W/K].

2.1.2 Motströms värmeväxling²

Till skillnad mot i medströmsvärmeväxlaren flödar, precis som namnet antyder, de värmeväxlade medierna i en motströmsvärmeväxlare i motsatt riktning varandra. Detta medför att begränsningen som fanns vid medströmsvärmeväxlingen där utloppstemperaturen för den varma strömmen alltid var högre än utloppstemperaturen hos den kalla inte längre gäller. Den teoretiska begränsningen blir istället utloppstemperaturen hos den kalla strömmen inte kan bli varmare än den varma strömmens inloppstemperatur. Detta medför att för givna inloppstemperaturer är medeltemperaturdifferensen alltid högre hos en motströms värmeväxlare än en medströms värmeväxlare av samma storlek.³ I Figur 2.2 visas det principiella utseende hos en motströmsvärmeväxlare.



Figur 2.2 Principiellt utseende vid värmeväxling motströms.

Medeltemperaturdifferensen för en motströmsvärmeväxlare beräknas enligt följande:

$$\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}\right)} \quad (5)$$

Vidare gäller förhållandet⁴

$$\ln\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}\right) = -k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2}\right), \quad \text{där}$$

\dot{W} är värmekapacitetsflödet i $[W/K]$

ϑ är temperaturdifferenser mellan de två fluiderna, enligt Figur 2.2 $[K]$.

² Formelsamling i termo- och fluidmekanik av Loyd, Andersson m fl, 2003

³ Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004

⁴ Tillämpad termodynamik av Ekroth och Granryd, 2006

Kapitel 2

Temperaturverkningsgraderna ges sedan av

$$\eta_1 = \frac{\Delta_1}{\theta} \quad \text{och} \quad \eta_2 = \frac{\Delta_2}{\theta} \quad [-]$$

Dessa kan också beräknas enligt

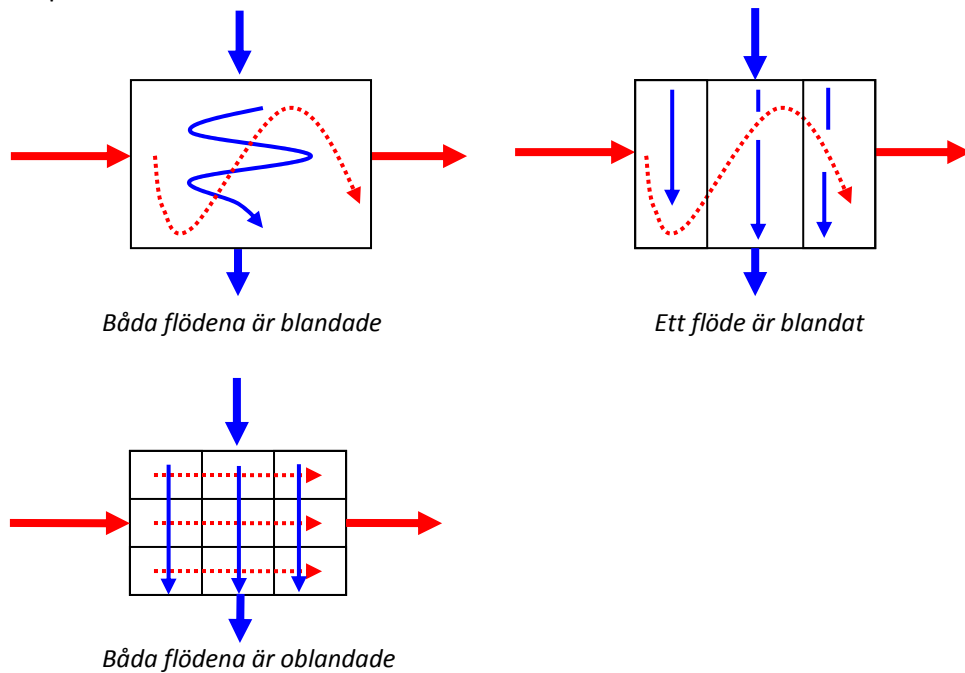
$$\eta_1 = \frac{1 - e^{-\beta}}{1 - ye^{-\beta}} \quad \text{och} \quad \eta_2 = y\eta_1, \quad \text{där}$$

$$y = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \quad \text{och} \quad \beta = k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\dot{W}_1} - \frac{1}{\dot{W}_2} \right).$$

∴ Med konstanta massflöden, värmekapaciteter, värmeövergångskoefficient k , och den värmeöverförande arean kan verkningsgrader och sluttemperaturer tas fram för alla driftsfall med kända inloppstemperaturer.

2.1.3 Korsströms värmeväxling

En annan typ av värmeväxlare är korsströmsvärmeväxlaren. I denna strömmar medierna vinkelrätt mot varandra. Tre undertyper av korsströmsvärmeväxlare existerar. Undertypen definieras efter om båda, ett eller inget av flöden blandas. Observera att med blandade flöden menas endast att flödet tillåts blanda sig "med sig själv", dvs röra sig i sidled jämfört med rörelseriktningen i värmeväxlaren. I Figur 2.3 illustreras vad som menas med blandade respektive oblandade flöden. Huruvida flödena förblir oblandade eller inte kan ha stor inverkan på värmeväxlarens karakteristik.



Figur 2.3 Beteende hos de tre olika undertyperna av korsströmsvärmeväxlare.

I denna typ av värmeväxlare går det inte att smidigt definiera en medeltemperaturdifferens. Lösningen på detta är att använda sig av en korrektionsfaktor, F , som utgår från en motströmsvärmeväxlarens medeltemperaturdifferens.⁵ Denna viktas med korrektionsfaktorn, vars maximala värde är $F \leq 1$, då korsströmmande flöden aldrig kan värmeväxla mer effektivt än motströms strömmande flöden. Korrektionsfaktorn förhåller sig enligt

$$\bar{\theta}_{korsströms} = F \cdot \bar{\theta}_{motströms} \tag{6}$$

Korrektionsfaktorn F består av

$$P = \frac{T_{varm,ut} - T_{varm,in}}{T_{kall,in} - T_{varm,in}} \quad \text{och} \quad R = \frac{T_{kall,in} - T_{kall,ut}}{T_{varm,ut} - T_{varm,in}} \tag{7}$$

F utläses sedan ur diagram map P och R .

⁵ Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004

Effektivitets-NTU-metoden⁶

Det är ofta önskvärt att kunna bestämma utloppstemperaturer då massflöden, inloppstemperaturer samt värmeväxlarens typ och storlek är kända. LMTD-metoden kan fortfarande användas men den kan komma att kräva många iterationer. Detta simplificeras med den så kallade ε -NTU-metoden. Denna baseras på en dimensionslös effektivitetsparameter enligt

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{verklig värmeöverföringshastighet}}{\text{maximal möjlig värmeöverföringshastighet}}, \text{ där} \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{W}_{kall}(T_{kall,ut} - T_{kall,in}) = \dot{W}_{varm}(T_{varm,in} - T_{varm,ut}) \text{ och} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{W}_{min}(T_{varm,in} - T_{kall,in}), \quad (10)$$

där $\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p$.

Det finns NTU-baserade effektivitetsrelationer på många olika värmeväxlartyper, vars resultat för mot- och korsströmsvärmeväxlare ges av

$$\text{för motströms:} \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-c)}}{1 - ce^{-NTU(1-c)}}, \text{ och} \quad (11)$$

$$\text{för korsströms:} \quad \varepsilon = 1 - e^{-\frac{NTU^{0,22}}{c}(e^{-cNTU^{0,78}} - 1)}, \quad (12)$$

$$\text{där } c = \frac{\dot{W}_{min}}{\dot{W}_{max}}. \quad (13)$$

$$\text{NTU-värdet ges av } NTU = k \cdot A / \dot{W}_{min}. \quad (14)$$

Sammanfattningsvis är NTU-metoden användbar då antingen effektiviteten ε är känd, eller om NTU-värdet är känt.

⁶ Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004

2.2 Luftbehandling

2.2.1 Fuktig luft^{7,8}

Luft utgörs av en blandning av olika gaser, men innehåller normalt även vattenånga. Luft som innehåller vattenånga brukar benämnas *fuktig luft*. I nedanstående resonemang ses fuktig luft som en blandning av torr luft, dvs luft utan något vatteninnehåll, och vattenånga. Till att börja med behöver ett antal storheter anges, vilka följer enligt nedan.

$p_{\text{ånga}}$ - vattenångans partialtryck	[Pa]
p_{luft} - den torra luftens partialtryck	[Pa]
$m_{\text{ånga}}$ - massa vattenånga i fuktig luft	[kg]
m_{luft} - massan torr luft	[kg]

Detta medför att

$p_{\text{fuktig}} = p_{\text{ånga}} + p_{\text{luft}}$ är den fuktiga luftens totaltryck, som utgörs av summan av de båda partialtrycken.

Centralt vid beräkningar gällande fuktig luft är luftens mätnadstillstånd, dvs den temperatur och det partialtryck ånga ($p_{\text{ånga}}$) då vattenångan i luften kondenserar. Vid mätnadstrycket är luften mättad på vattenånga och om mer vatten tillförs eller om temperaturen sjunker kommer utfällning av kondensat ske. Den temperatur och tillhörande vatteninnehåll där kondensering startar kallas för *daggpunkt*. Utifrån ovanstående resonemang ansätts följande storheter:

$p_{\text{mättnad}}$ är ångans mätnadstryck.

$\varphi = \frac{p_{\text{ånga}}}{p_{\text{mättnad}}}$ är relativ luftfuktighet och utgör ett relativt mått på luftens mätnadsgrad.

$x = \frac{\text{ångans massa}}{\text{torra luftens massa}} = \frac{m_{\text{ånga}}}{m_{\text{luft}}}$ är absolut vatteninnehåll per andel torr luft.

Vidare behövs samband för entalpiförändringar hos den fuktiga luften. Den fuktiga luftens entalpi utgörs av summan för den torra luftens entalpi och vattenångans entalpi.

$h_{\text{ånga}}$ är vattenångans entalpi.	[kJ/kg]
h_{luft} är den torra luftens entalpi.	[kJ/kg]
$h_{\text{fuktig}} = x \cdot h_{\text{ånga}} + h_{\text{luft}}$ är den fuktiga luftens entalpi.	[kJ/kg]

Observera att ovanstående entalpi för fuktig luft (h_{fuktig}) är beräknad per kg torr luft. Alltså är enheten på denna *kJ/kg torr luft*. För fuktig luft utgör ovanstående uttryck entalpin för $(1 + x)m_{\text{luft}}$ kg luft.

⁷ Tillämpad termodynamik av Ekroth och Granryd, 2006

⁸ Energiteknik del 1 av Henrik Alvarez, 2006

Kapitel 2

Normalt sätts referensvärdet för både luftens och vattnets entalpi till 0 vid 0°C. Anledningen är att då kan både luftens och vattnets entalpier enkelt beräknas enligt

$$h_{vatten} = c_{p,vatten} \cdot t$$

$$h_{luft} = c_{p,luft} \cdot t,$$

där t utgör mediets temperatur i °C.

Notera att i ovanstående uttryck har referensvärdet för vattenångans entalpi satts till entalpin för vatten vid 0°C i vätskefas. Detta medför att vid beräkningar kommer vattenångans entalpi utgöras av den energi det åtgår att omvandla nollgradig vätska till nollgradig ånga samt att värma/kyla ångan till aktuell temperatur. Då ångan anses vara en ideal gas och trycket därmed, som enligt den klassiska fysiken inte påverkar entalpin, fås entalpin för vattenångan enligt följande.

$$h_{\text{ånga}} = r_{\text{fasomvandling}} + c_{p,\text{ånga}} \cdot t, \quad \text{där}$$

t är ångans temperatur i °C,

$c_{p,\text{ånga}}$ utgör ångans värmekapacitet och

$r_{\text{fasomvandling}}$ är ångbildningsvärmens för nollgradigt vatten.

Om uttrycken för vattenångans entalpi och luftens entalpi sätts samman fås följande uttryck för entalpin hos fuktig luft.

$$h_{\text{fuktig}} = c_{p,luft} \cdot t + x \cdot (r_{\text{fasomvandling}} + c_{p,\text{ånga}} \cdot t), \quad \text{där}$$

$$c_{p,luft} \approx 1,0 \text{ kJ/kg}$$

$$c_{p,\text{ånga}} \approx 1,86 \text{ kJ/kg}$$

$$r_{\text{fasomvandling}} \approx 2500 \text{ kJ/kg}$$

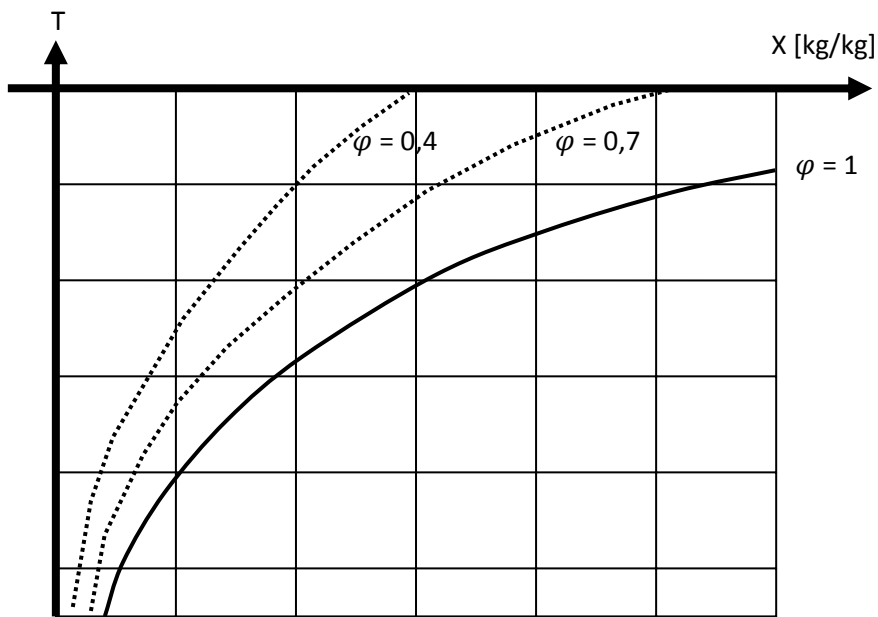
Numeriskt fås då ett uttryck för entalpin hos fuktig luft enligt

$$h_{\text{fuktig}} = 1,0 \cdot t + x \cdot (2500 + 1,86 \cdot t).$$

Observera att även detta uttryck gäller för $(1 + x)m_{\text{luft}}$ kg luft.

2.2.2 Mollier-diagram

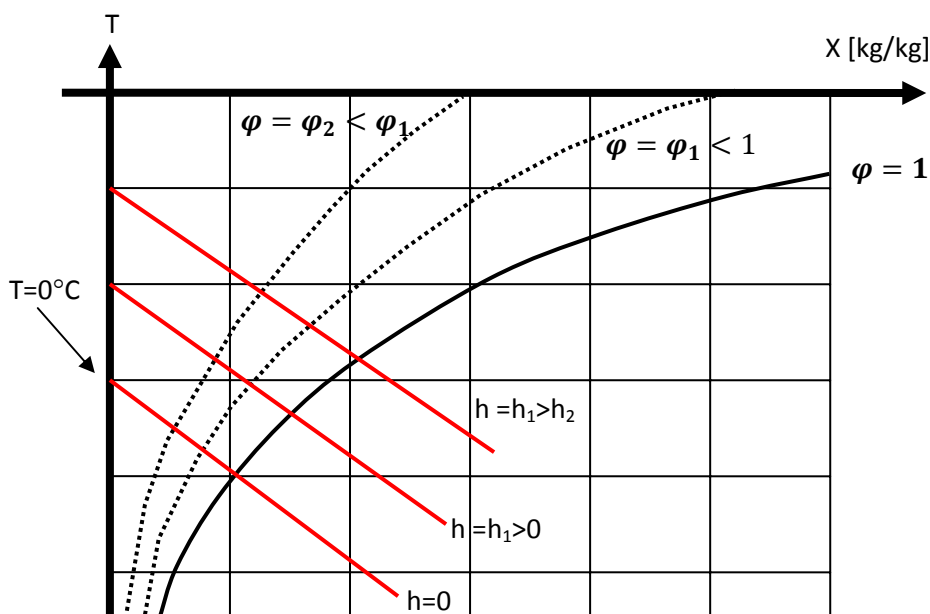
Sammansättningen hos fuktig luft brukar illustreras i något som kallas Mollier-diagram. Ett Mollier-diagram är uppbyggt enligt följande. På y-axeln anges temperaturen och på x-axeln anges det absoluta vatteninnehållet. Utifrån kännedom om vattnets fysikaliska egenskaper kan mättnadstemperaturen ritas ut som funktion av den absoluta ånghalten. När mättnadskurvan för vattnet ($\varphi = 1$) ritats in i diagrammet är möjligt att utifrån detta rita in kurvor för olika värden på relativ luftfuktighet.



Figur 2.4 Principiellt utseende hos ett Mollier-diagram där endast relativa luftfuktigheten och mättnadskurvan ritats in.

Utöver information gällande relativ luftfuktighet, absolut ånghalt och temperaturer är det av intresse att kunna utläsa den fuktiga luftens entalpi i ett visst tillstånd. Därför ritas även så kallade entalpinjer ut i diagrammet. Entalpin för fuktig luft ges av den tidigare härledda ekvationen

$$h_{fuktig} \approx 1,0 \cdot t + x(2500 + 1,86 \cdot t).$$



Figur 2.5 Principiellt utseende för Mollier-diagram där entalpiler ritats ut.

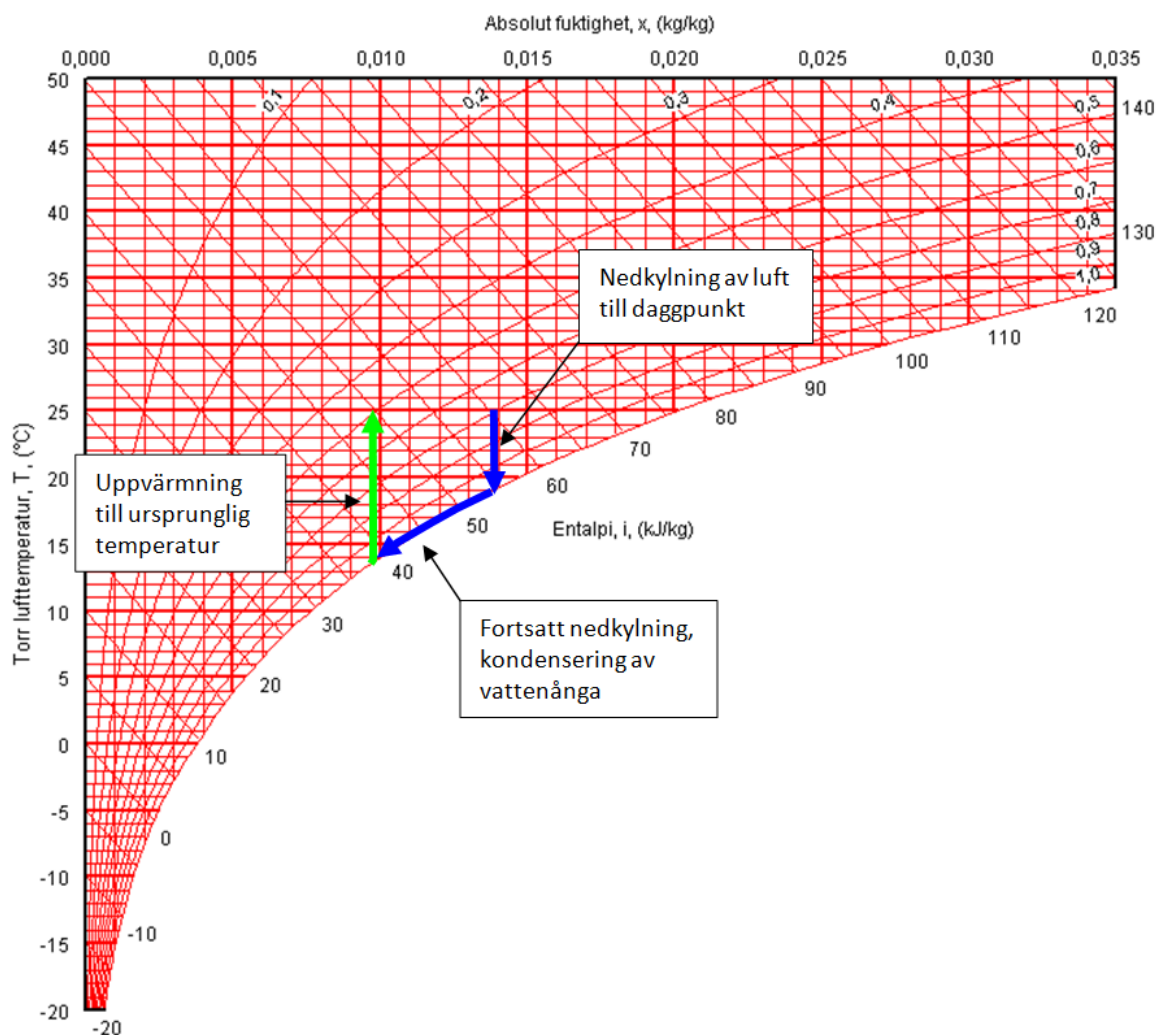
2.2.3 Värmning och kylning av luft

Värmning av luft utgör vertikala linjer i ett Mollier-diagram. Att det förhåller sig på detta sätt inses genom att konstatera det faktum att det vid uppvärmning inte sker någon till- eller bortförsel av vatten. Luftens vatteninnehåll förblir konstant. Det bör dock påpekas att den relativa luftfuktigheten minskar vid värmning, då luftens temperatur kommer längre bort från daggpunkten.

Om nedkylning sker inom det omättade området utgör även kylning av luft en vertikal linje, men motsatt värmningens riktning. Om luften kyls ända ner till daggpunkten kommer luften att vara mättad på vattenånga. Här kan tillfört vatten inte längre avdunsta. Fortsätter nedkylningen kommer vatten fällas ut i form av dimma. Om det utfällda vattnet förs bort kommer luftens vatteninnehåll att minska och processen idealt följa mättnadskurvan. I praktiken kommer luften dock att avvika något från mättnadskurvan eftersom all luft inte har kontakt med kalla ytor i kylaren och luften består således av en oberörd del och en nedkyld del. Förs vattnet inte bort hamnar den fuktiga luftens tillstånd utanför Mollier-diagrammet i det så kallade våta området.

2.2.4 Torkning av luft

Torkning av luft sker ofta genom en kombination av värmning och kylning. Detta görs genom att först kyla ner luften så pass mycket att kondensat bildas. Detta kondensat förs bort och luftens vatteninnehåll minskar. Sedan värms luften upp till ursprunglig temperatur. På detta sätt har luftens vatteninnehåll och dess relativa luftfuktighet minskats medan luften har samma ut- som ingående temperatur. I Figur 2.6 visas ett exempel på denna process (observera att nedkylningen sker helt idealt, pga lodrät linje mot mättnadskurvan).



Figur 2.6 Torkning av luft: exempel på hur luft med temperatur 25°C och 70 % luftfuktighet genom kylning och påföljande uppvärmning torkas till 50 % luftfuktighet.

2.2.5 Befuktning av luft⁹

Vid befuktning av luft ökas luftens absoluta vatteninnehåll. Ett tillvägagångssätt är spruta in vatten i luftkanalen via ett antal dysor. Under befuktningen kommer luftens temperatur att sjunka till följd av den ångbildningsvärme som krävs för avdunstning av det insprutade vattnet.

Befuktning kan åskådliggöras i Mollier-diagrammet. I detta kommer de två punkterna: *luftens tillstånd före befuktningen* och *luftens tillstånd efter befuktningen*, att utgöra en rät linje med lutningen $\frac{\Delta h}{\Delta x}$, där Δh utgör entalpiändringen och Δx ändringen av luftens absoluta vatteninnehåll. Vanligtvis sätts entalpins nollpunkt vid temperaturen 0°C. Vattenångans entalpi baseras då på nollpunkten i vätskefasen. Detta är naturligt då Mollier-diagrammet inte behandlar vatten i fast fas. Lutningen på ovan nämnda linjer kan då bestämmas enligt

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_{p,vatten} \cdot t_{vatten}, \quad \text{där}$$

t_{vatten} är vattnets temperatur i °C och

$c_{p,vatten}$ är vattnets specifika värmekapacitet i $\text{kJ/kg} \cdot \text{°C}$.

⁹ Energiteknik del 1 av Henrik Alvarez, 2006

2.2.6 Isbildning i värmeväxlare

Vid kylning av luft kan, enligt avsnitt 2.2.3, kondensering av vattenånga inträffa. Om temperaturen sedan är kallare än 0°C kan det kondenserade vattnet frysa till is. Detta fenomen måste tas i beaktande vid konstruktion av värmeåtervinningssystem för ventilation. Om frånluften används för att värma upp tilluften kan det finnas risk för isbildning i frånluftskanalen om utomhustemperaturen är under 0°C. En eventuell isbildning leder till minskat luftflöde och ökat tryckfall. I värsta fall kan hela värmeväxlaren täppas igen av is.¹⁰ Risker för isbildning beror bl a på luftflödenas storlek, frånluftens vatteninnehåll samt värmeväxlarens effektivitet. Värmeväxlare med hög verkningsgrad är känsligare för isbildning än värmeväxlare med lägre dito.¹¹

¹⁰ Hoval, http://www.hoval.com/docs/Waermerueck_pdf/pwt_en.pdf

¹¹ Utdrag ur, installationsteknik AK för V av Catarina Warfvinge, 2000

2.3 Pinch-teknik

Pinch-tekniken är en optimerande metod med vilken den lägsta energiåtgången i ett värmeväxlarnätverk tas fram. Värmeväxlarnätverket består av ett antal flödande strömmar.

Varje ingående ström benämns antingen som **varm** eller **kall**. Det är inte temperaturen hos strömmen som anger om det är en varm eller kall ström, utan i vilken riktning temperaturändringen sker. En ström med en utgångstemperatur högre än sin ingångstemperatur benämns som en kall ström och en ström med lägre utgångstemperatur än sin ingångstemperatur benämns som en varm ström. Pinch-tekniken kräver att det för varje ström finns en fastställd start- och måltemperatur.

Det finns två olika typer av värmeväxlare: **interna** och **externa**. En intern värmeväxlare är en värmeväxlare placerad mellan två strömmar. Externa värmeväxlare delas i sin tur upp i två olika typer: värmare eller kylare. Värmare tillför nätverket värme från en extern värmekälla, exempelvis fjärrvärme. Kylare för bort värme från nätverket, exempelvis mha kylvatten.

I värmeväxlarna bestäms en minimal temperaturdifferens, ΔT_{\min} , vilket är den lägsta temperaturdifferensen mellan den varma och den kalla strömmen i en värmeväxlare. Temperaturdifferensen utgör den drivande kraften för att överföra värme mellan strömmarna. Storleken på ΔT_{\min} bestäms av ekonomiska överväganden. Ett lågt ΔT_{\min} kräver en stor värmeväxlararea och således höga investeringskostnader. Samtidigt krävs då inte så stora externa energikostnader, eftersom värmeväxlarnätverket blir effektivt. Vid ett högt ΔT_{\min} blir situationen den omvända. Värmeväxlarnätverkets totala kostnad utgörs av summan av kapitalkostnader och energikostnader. Där denna summa har sitt minimum är därför den optimala lösning som skall väljas för konstruktion.

Vid pinch-analyser används termodynamikens första och andra huvudsats. Den första huvudsatsen beskriver värmeöverföringen mellan de värmeväxlande strömmarna; värme som förs bort från den ena strömmen måste tas upp av den andra strömmen. Andra huvudsatsen beskriver riktningen på värmeöverföringen mellan strömmarna, med grundregeln att värme inte går från en kallare ström till en varmare.

Med beaktande av de ingående strömmarnas start- respektive måltemperaturer tas den s.k. pinch-temperaturen, eller endast "pinchen", fram. Denna temperatur är egentligen ett temperaturintervall där det inte sker något värmeöverflöde. Det beror på att all värme som flödar igenom detta temperaturintervall behöver värmas eller kylas bort externt med externa värmare eller kylare, vilket följaktligen inte längre genererar en optimal lösning. Således kan värmeväxlarnätverket ovan och under pinchen ses som två termodynamiskt skilda system. Strömmarna delas in i olika intervall. Intervallen bestäms i de temperaturintervall antalet strömmar är konstant. Pinchen tas fram genom att utifrån energiinnehållet inom varje intervall i värmeväxlarnätverket, se var mest värme måste tillföras för att nätverket skall bli termodynamiskt korrekt; värme kan inte överföras från en kallare till en varmare ström. Utifrån detta fås minimala värme- och kylbehov för att nätverket inte skall bryta mot nedanstående pinch-lagar.

För att energimässigt erhålla en optimal värmeväxlarlösning gäller följande tre pinch-lagar:

- För inte värme genom pinchen
- Kyl inte med externa kylare ovanför pinchen
- Värm inte med externa värmare nedanför pinchen

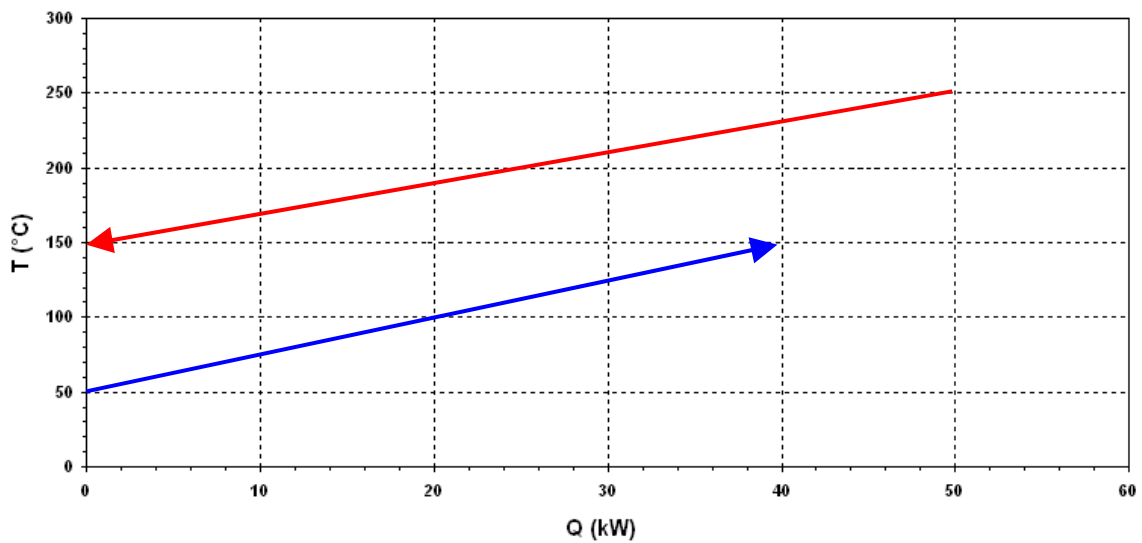
Kompositkurvor

Vid pinch-analyser används ofta sk kompositkurvor. Kompositkurvorna visas i ett diagram med temperatur på y-axeln och effekt på x-axeln. Baserat på start- och måltemperatur samt effektinnehåll kan olika strömmar ritas in i diagrammet.

Exempel 1

Figur 3.7 visar två strömmar som kompositkurvor. De två strömmarna har följande egenskaper:

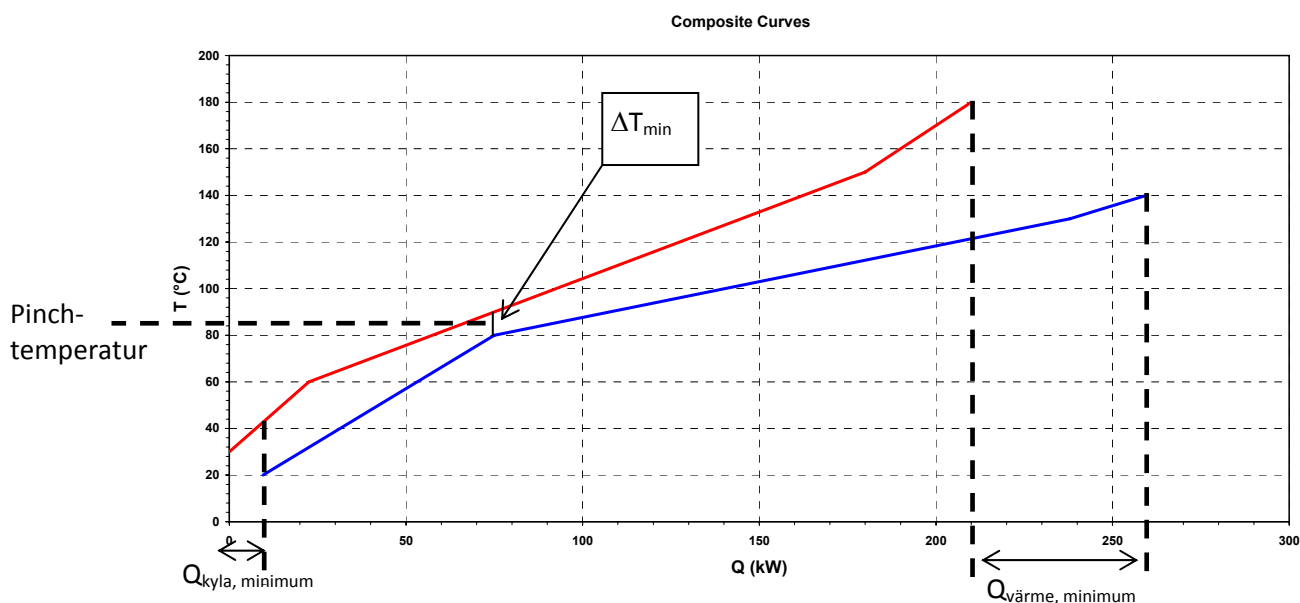
Ström nr	Starttemperatur [°C]	Måltemperatur [°C]	Värmeinhåll [kW]
1 (varm)	250	150	50
2 (kall)	50	150	40



Figur 2.7 Representation av strömmar som kompositkurvor.

Exempel 2

För nätverk som innehåller mer än två strömmar kan överlagrade kompositkurvor för samtliga varma och kalla strömmar tas fram. Då fås kompositkurvor av den karaktär som visas i



Figur 2.8 Principiellt utseende hos kompositkurvor vid pinch-analys och utläsning av resultat från dessa.

I diagrammet kan kompositkurvorna flyttas fritt i horisontell led. Vid en pinch-analys flyttas därför kompositkurvan för de kalla strömmarna tillräckligt långt åt höger för att hamna under kompositkurvan för de varma strömmarna. Anledningen till detta är att om värme ska överföras från de varma strömmarna till de kalla måste de varma strömmarna ha en högre temperatur än de kalla. Den drivande kraften för värmeväxling utgörs av temperaturdifferensen mellan strömmarna. I diagrammet utgör temperaturdifferensen det vertikala avståndet kurvorna och genom att förskjuta kompositkurvorna i sidled kan den minsta tillåtna temperaturdifferensen mellan dem, ΔT_{\min} , erhållas. När detta gjorts kan följande utläsas ur diagrammet.

- Pinch-temperaturen är den temperatur där avståndet mellan kompositkurvorna är som minst (= ΔT_{\min}).
- Det minimala värmebehovet utgörs av det parti på x-axeln där endast kalla strömmar finns representerade.
- Det minimala kylbehovet utgörs av det parti på x-axeln där endast varma strömmar finns representerade.

Observera att om ΔT_{\min} ändras, så påverkas kompositkurvornas sidledsförskjutning och således förändras de minimala värme- och kylbehoven.

2.3.1 Pinch-teknikens begränsningar

I verkliga system framträder ett flertal komplikationer som en pinch-analysen inte tar hänsyn till. Nedan listas en del aspekter som är viktiga att ha i åtanke vid utförande av en pinch-analys.

Varierande kostnader

En första begränsning är att pinch-tekniken inte tar hänsyn till att olika typer av värmning och kylning kostar olika mycket. Ett exempel är värmeväxlarnätverk som beroende på konfiguration använder sig av varierande andel el och fjärrvärme för att tillgodose det externa värmebehovet. Antaget att elpriset är högre än fjärrvärmepriset är det då önskvärt att använda så lite andel el som möjligt. Denna aspekt tar inte pinch-analysen hänsyn till, som endast ser till mängden energi som tillförs nätverket.

Varierande värme-/kylbehov

En pinch-analys förutsätter processer som är stationära eller åtminstone kan antas vara detta. Om det finns processer som varierar över tiden finns risk att pinch-analysen inte ger en korrekt bild.

Avsaknad av start- och/eller måltemperaturer

Pinch-analysen kräver att ingående strömmar har specificerade start- och måltemperaturer samt effektinnehåll. Detta ställer till problem i de fall då någon av dessa saknas. Frånluftsflöden har exempelvis ingen måltemperatur då dessa inte har något krav på utgående temperatur. Samma sak gäller även värme- och kylsystem där returtemperaturerna inte är specificerade utan en endast blir en följd av existerande värme- och kylbehov.

Del 1 – Temperaturbehov på fjärrvärme till axelmåleriet i byggnad 210

3 Systembeskrivning

Anläggningen består av ett flertal olika luftbehandlingssystem, både för process- och för allmänventilation. I Tabell 3.1 listas samtliga system. Lackeringsboxarna delas in i automatiska och manuella, beroende på om de används för robotlackering eller manuell målning.

System	Beskrivning	Tilluftsflöde [m ³ /h]	Andel återluft [m ³ /h]	Temperaturkrav [°C]	Krav på rel. luftfuktighet [%]
M108	Manuell primer 1	53 000	-	24,5 (±1,5)	50-70
M113	Manuell primer 2	53 000	-	24,5 (±1,5)	50-70
M111	Manuell täcklack 1	53 000	-	24,5 (±1,5)	50-70
M116	Manuell täcklack 2, custom paint	172 800	-	24,5 (±1,5)	50-70
M107	Automat primer 1	119 000	117 000	24,5 (±1,5)	50-70
M110	Automat täcklack 1	119 000	117 000	24,5 (±1,5)	50-70
M112	Automat primer 2	119 000	117 000	24,5 (±1,5)	50-70
M115	Automat täcklack 2	119 000	117 000	24,5 (±1,5)	50-70
M103	Allmänventilation	180 000	-	20	-
M104	Färgkök	10 000	-	21	-
M121	Reparationsbox och programmering	60 200	-	24,5 (±1,5)	50-70

Tabell 3.1 Samtliga ventilationssystem.

De automatiska lackeringsboxarna tillförs endast återcirkulerad luft samt en mindre mängd luft från lokalen. De manuella lackeringsboxarna tar däremot in uteluft eftersom återcirkulation inte är lämpligt då personal arbetar i dessa boxar. Detta medför att de manuella boxarna kräver en större uppvärmningskapacitet jämfört med de automatiska. Luftkvaliteten i de manuella boxarna utgör ett krav för att produktionen ska kunna köras. Vid observationer av styrsignalerna till ventilationssystemens värmebatterier har det även visat sig att värmetillförseln ofta ligger närmast maximal nivå i dessa system. Av ovan nämnda anledningar är det lämpligt att först undersöka om de manuella boxarna uppnår tillräcklig prestanda efter en eventuell sänkning av vattentemperaturen.

Det förekommer ytterligare tre system att ta i beaktande: M121, M103 och M104. M121 har under dess värsta driftförhållande ett mer svåruppnåeligt scenario än övriga system. Det driftförhållandet råder om både programmering av robotar och reparation av utrustning pågår samtidigt vid EUT¹². Detta torde däremot inte anses dimensionerande då ett krav att programmering måste kunna ske vid EUT, samtidigt som reparation pågår, borde te sig onödigt hårt. M103 är allmänventilationen, vilken inte har några krav på luftfuktighet. Denna är inte kritisk för produktionen varför detta system tills vidare inte utreds närmare förrän det slagits fast huruvida vattentemperaturen kan sänkas till luftbehandlingssystemen för de fyra manuella lackeringsboxarna. M104 har heller inte några krav på luftfuktighet och är även klart minst av samtliga system. Därför lämnas den tills vidare.

¹² Extrem utomhustemperatur – den kallaste temperatur som kan förväntas inträffa inom en 20-årsperiod

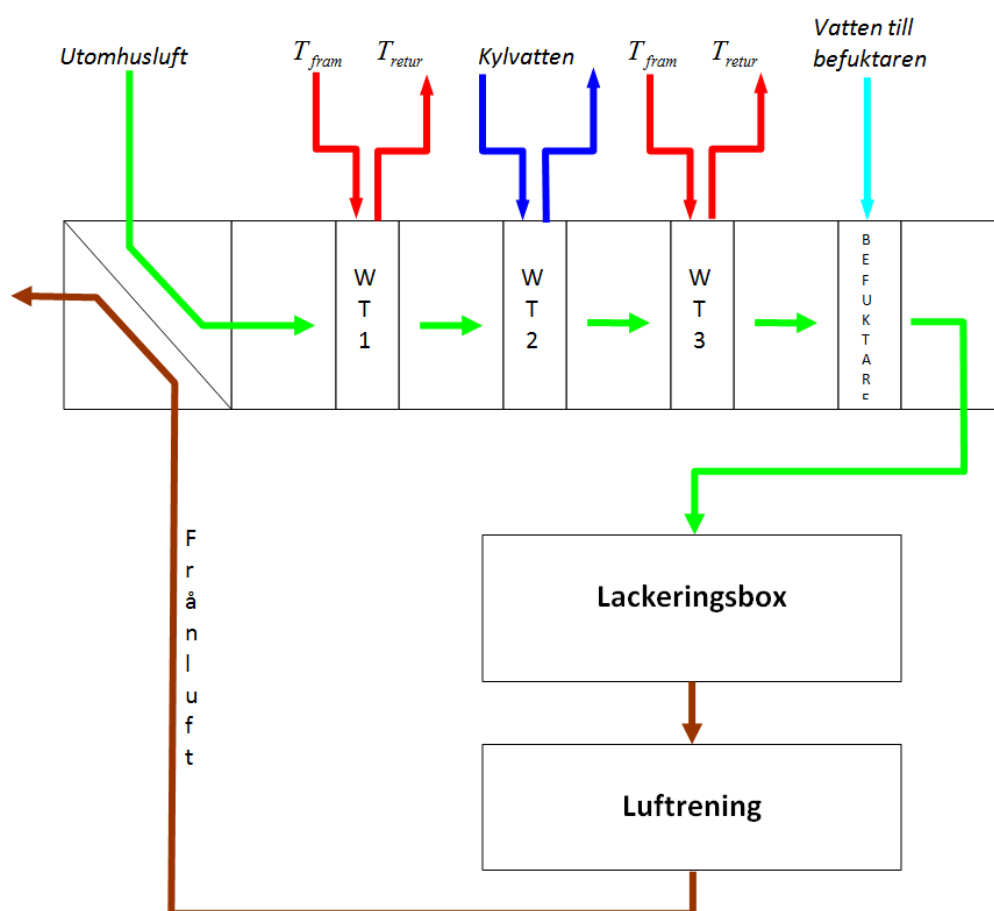
Kapitel 3

De system som valts ut för närmare studier ses nedan i Tabell 3.2. Noterbart är att det endast är uppvärmningskapaciteten som tagits i beaktning vid valet av vilka luftbehandlingssystem som ska utredas. Fler faktorer skulle kunna spela in; exempelvis att reglerprestandan för temperaturreglering skulle kunna bli långsammare vid en sänkning av vattentemperaturen.

Systembeteckning	M108	M111	M113	M116
Luftflöde [m ³ /h]	53 000	53 000	53 000	115 200
Temperatur [°C]	24,5 (±1,5)	24,5 (±1,5)	24,5 (±1,5)	24,5 (±1,5)
Relativ luftfuktighet [%]	50-70	50-70	50-70	50-70

Tabell 3.2 De luftbehandlingssystem som valts ut för närmare studier.

I Figur 3.1 ses en principskiss över luftbehandlingssystemet till en manuell lackeringsbox, vilken är representativ för alla utvalda system enligt föregående tabell. Vattenflöde och -temperatur är inte samma för WT1 och WT3, utan styrs separat mha reglerbara ventiler.

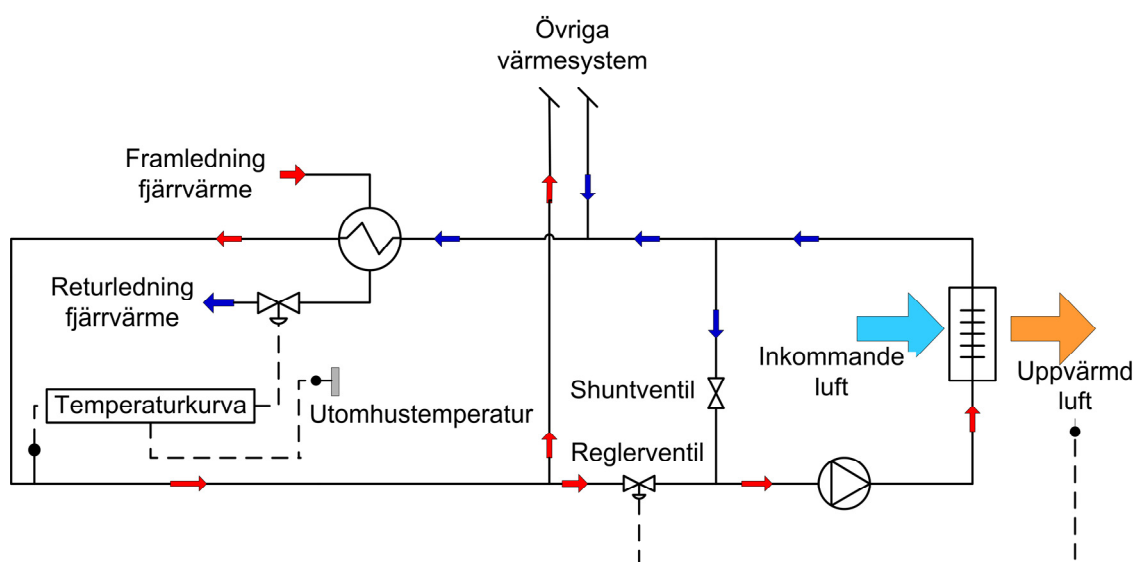


Figur 3.1 Principskiss över luftbehandlingssystemet för en manuell lackeringsbox. Utöver de enskilda värmarna (WT1, WT3) och kylaren (WT2) värms tilluften med värmeåtervinning via frånluften.

3.1.1 Regleringen av lufttemperaturen

Värmebatterierna i samtliga ventilationssystem är anslutna via ett gemensamt rörledningsnät, kallat sekundärsystemet, till en fjärrvärmecentral. I centralen sker värmeväxling med fjärrvärmenätet. Temperaturen i sekundärsystemet regleras enligt Figur 3.2. Via en givare mäts utomhustemperaturen. I fjärrvärmecentralens styrsystem finns en temperaturkurva, som anger vilken framledningstemperatur sekundärsidan bör ha. För att uppnå denna regleras flödet på primärsidan, dvs fjärrvärmeflödet, i centralens värmeväxlare. På så vis uppnås korrekt framledningstemperatur i sekundärsidan.

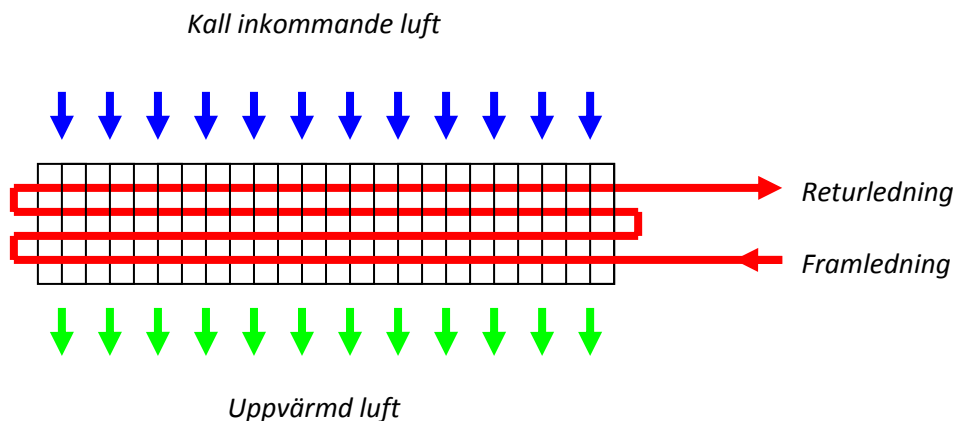
För att värmeväxlingen ska ske effektivt är det viktigt att vattnet har turbulent flöde i värmebatterierna. Av denna anledning är batterierna utrustade med en shuntslinga, se Figur 3.2. Shuntslingan ser till att ett tillräckligt högt och någorlunda konstant flöde hålls genom värmebatteriet. Shuntslingan består av en pump innan värmebatteriet och en shuntventil som, om trycket blir för lågt på pumpens sug sida, släpper igenom vatten från returledningen. Luftens temperatur regleras sedan genom att en ventil styr hur mycket varmvatten som släpps in i shuntslingan från framledningen. Vid lågt uppvärmningsbehov minskar ventilutstyrningen och andelen vatten som tas från returledningen ökar. Då sjunker vattentemperaturen in i värmebatteriet och uppvärmningen av luften minskar. Ökar uppvärmningsbehovet är situationen den omvända.



Figur 3.2 Schematisk skiss över värmesystemets uppbyggnad.

3.1.2 Värmebatteriernas uppbyggnad

Värmebatterierna i tilluftssystemen är tillverkade av det belgiska företaget BTN¹³. Uppbyggnaden är sådan att luften tvingas in i mellan tätt placerade vertikala plattor. Plattorna är sedan genomkorsade av ett eller flera lager rör, i vilka det varma vattnet flödar, se Figur 3.3.



Figur 3.3 Schematisk skiss över värmebatterierna, sett uppifrån.

Denna typ av värmeväxlare utgör teoretiskt sett varken en motströms- eller korsströmsvärmeväxlare. Rören går vinkelrätt mot luftströmmen och sett till endast ett rör sker värmeväxlingen enligt principen i en korsströmsvärmeväxlare. Sett till att luftströmmen passerar samma rörlager flera gånger sker däremot värmeväxlingen på samma sätt som i en motströmsvärmeväxlare, dvs varmvattnet kyls ner i motsatt riktning som luften värms upp. Värmebatterierna kommer alltså att behöva approximeras som antingen korsströms- eller motströmsvärmeväxlare. Det avgörande för valet av approximation är antalet rörlager i luftströmmens riktning. Vid samtal med företaget Coiltech, som tillverkar värmebatterier av samma typ som de i byggnad 210, uppgav de att om värmebatteriet har minst 2 lager rör ses det som en motströmsvärmeväxlare. Värmebatterierna till de manuella luftbehandlings-systemen har antingen ett eller tre rörlager. Alltså kommer de mindre värmeväxlarna med endast ett rörlager att betraktas som korsströmsvärmeväxlare och övriga värmeväxlare som motströmsvärmeväxlare.

Värmeväxlare enligt Tabell 3.3 är installerade i respektive system. Angivna vattenflöden är från flödesscheman och effekten är beräknad enligt en temperaturdifferens på 100 till 50°C. Antalet värmebatterier är helt enkelt antalet värmeväxlande moduler som är insatta i respektive värmeväxlarutrymme (WT1, WT3). Dessa är parallellt monterade och antalet beror på storleken hos tilluftskanalen. Fortsättningsvis ses samtliga moduler i värmebatteriet som en enda enhet. Värmeväxlare WT1 kallas i fortsättningen WT1 och består sålunda av flera värmebatterier.

¹³ www.btnsa.com

System	Värmeväxlare	Vattenflöde [m ³ /s]	Effekt [kW]	Antal värmebatterier	Antal rörrader
M108	WT1	5,28	300	2	1
M108	WT3	10,84	615	2	3
M111	WT1	5,28	300	2	1
M111	WT3	10,84	615	2	3
M113	WT1	5,28	300	2	1
M113	WT3	10,84	615	2	3
M116	WT1	17,52	935	4	3
M116	WT3	17,52	935	4	3

Tabell 3.3 Värmeväxlare i de aktuella systemen. De **mörkare blåmarkerade** värmeväxlarna är av korsströmstyp medan övriga, **blå-** och **ljusblåmarkerade** är av motströmstyp.

I Tabell 3.4 visas, enligt ritningar, garanterat tillgängliga flöden till varje värmeväxlare från fjärrvärmens sekundärledning. Vattenflödena i själva växlarna, dvs flödena i shuntslingorna, finns det ingen exakt kännedom om. Ett fåtal mätningar på flöden i shuntslingor har gjorts, men det har varit svårt att göra tillförlitliga mätningar på dessa med tillgänglig mätutrustning. Mätningarna har dock visat, vilket också bekräftas av förhållandet mellan temperaturerna i sekundär- och shuntslingorna, att shuntflödena är större än flödena i sekundärsystemet. Uppmätta flöden på system M108, på sekundärslingan för WT1 och shuntslingan på WT3, har resulterat i 6,7 respektive 12 m³/h. Dessa skall vara likvärdiga med de övriga systemen, bortsett från M116, då de har samma typ av shuntmotorer. I beräkningarna används något högre flöden, 7 respektive 14 m³/h, för att säkerställa att kA-värdena inte beräknas med för låga flöden. M116 beräknas med ett shuntflöde på 20 m³/h.

System	Värmeväxlare	Vattenflöde [m ³ /s]
M108	WT1	7
M108	WT3	14
M111	WT1	7
M111	WT3	14
M113	WT1	7
M113	WT3	14
M116	WT1	20
M116	WT3	20

Tabell 3.4 Flöden använda i beräkningar för respektive värmeväxlare.

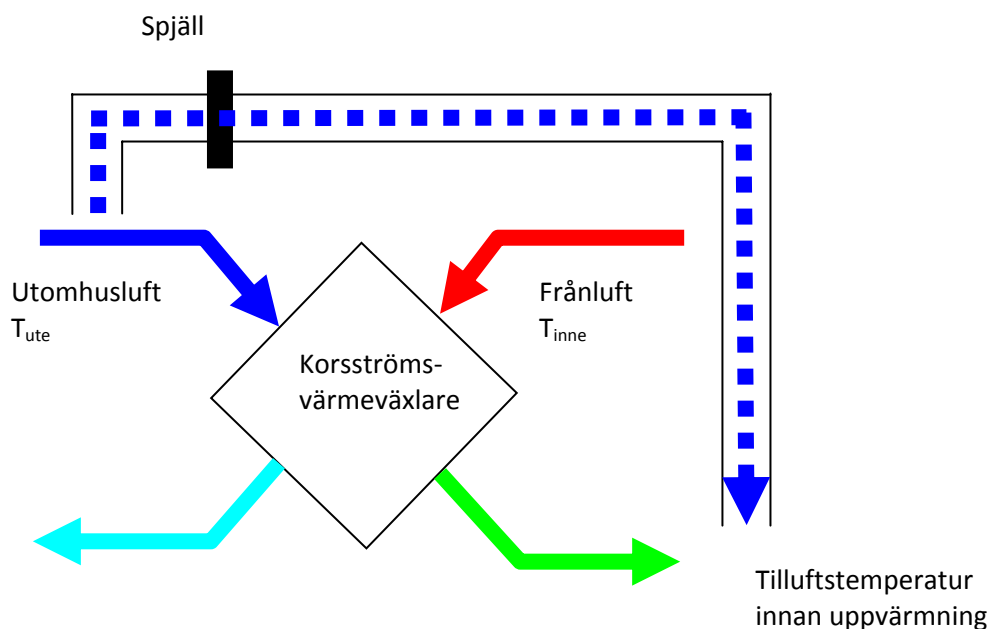
3.1.3 Dimensionerade förhållanden för värmesystemen

Vid dimensionering av värmesystem behöver en temperatur som kan anses vara dimensionerade, dvs den lägsta tänkbara, på den inkommande luften bestämmas. För de system som använder sig av utomhusluft utgörs denna av den *extrema utomhustemperaturen* (EUT). För Södertälje är EUT -22°C . Vid denna temperatur är luftfuktigheten enligt diagram normalt ca 90 %.¹⁴ I första skedet, innan värmeåtervinningen, är alltså dimensionerande förhållande en utomhusluft med egenskaperna -22°C och en relativ luftfuktighet på 90 %.

I byggnad 210 är samtliga ventilationssystem som använder sig av utomhusluft utrustade med värmeåtervinning från frånluften. Värmeåtervinningen består av korsströmsvärmeväxlare av fabrikatet Hoval. Modellbeteckningen för varje enskild värmeväxlare återfinns i Tabell 3.5.

¹⁴ VVS 2000, Tabeller och diagram av Andersson m fl, 2003

Kritiskt vid dimensionering av värmesystemet är om värmeåtervinningen kan användas vid EUT. Detta beror, som beskrivits i avsnitt 2.2.6, på om det sker isbildning i värmeväxlaren. För samtliga värmeväxlare finns en bypass så att tilluften kan ledas förbi värmeåtervinningen om isbildning skulle uppstå. I Figur 3.4 återfinns en principskiss över värmeåtervinningens utformning.



Figur 3.4 Principskiss över värmeåtervinning med möjlighet att leda tilluften förbi värmeväxlaren.

Med Hoval:s eget simuleringsprogram Hoval CAPS kan frostgränsen beräknas, dvs den temperatur där isbildning förväntas starta. Mha av ovanstående program beräknas även förväntad tilluftstemperatur efter värmeåtervinningen vid ett givet driftsfall. En sammanställning över simuleringarna finns i Tabell 3.5.

System	Typbeteckning ¹⁵	Flöde [m ³ /h]	Frostgräns		Temperatur efter värmeåtervinning		Utomhusluft	Övrigt
			Temperatur [°C]	Egenskaper frånluft	Temperatur [°C]	Egenskaper frånluft		
M108	FV140 / L250	53000	-25,2	23 C, 50 %	3	23 C, 50 %	- 22 C, 90 %	
M111	FV140 / L250	53000	-25,2	23 C, 50 %	3	23 C, 50 %	- 22 C, 90 %	
M113	FV140 / L250	53000	-25,2	23 C, 50 %	3	23 C, 50 %	- 22 C, 90 %	
M116	FV240 / X185	115 200	-12,6	23 C, 50 %	7,4	23 C, 50 %	- 22 C, 90 %	Två stycken värmeväxlare. Horisontellt monterade

Tabell 3.5 Sammanställning över frostgränser och utgångstemperaturer från värmeåtervinningen.

¹⁵ Tillverkarens typbeteckning på värmeväxlarna till värmeåtervinning

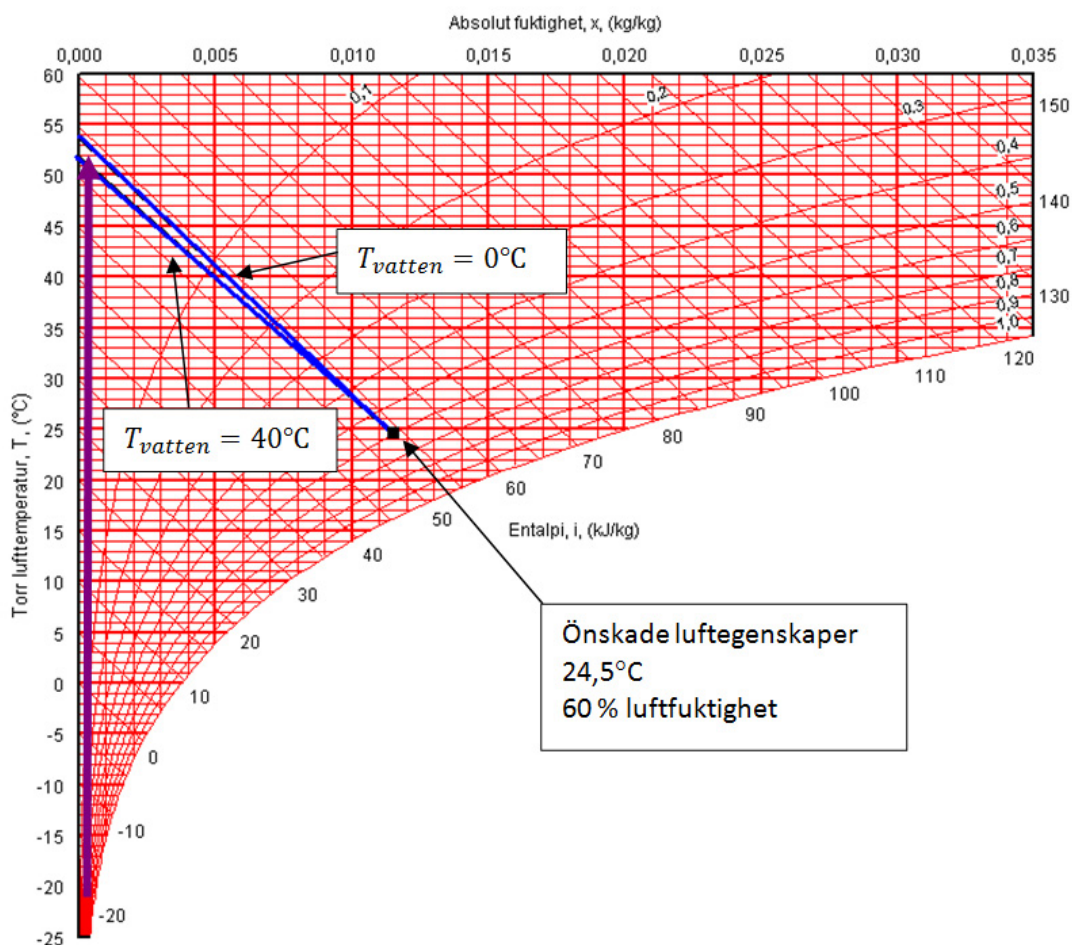
Kapitel 3

För att uppnå önskad luftfuktighet i lackeringsboxarna är tilluftssystemen till dessa utrustade med befuktare som via dysor sprutar in vatten i tilluftskanalen. Temperaturen på vattnet som används i befuktaren skall enligt flödesschema ligga inom intervallet 0 – 40°C. Enligt teoriavsnittet kommer luftens temperaturförändring under befuktningen att i Mollier-diagrammet utgöra en rät linje. För extremvärdena hos vattnets temperatur fås lutningen på dessa linjer enligt sambanden nedan.

$$\left. \frac{\Delta h}{\Delta x} \right|_{t_{\text{vatten}}=40^{\circ}\text{C}} = c_{p,\text{vatten}} \cdot t_{\text{vatten}} = 4,19 \cdot 40 = 167,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \frac{\Delta h}{\Delta x} \right|_{t_{\text{vatten}}=0^{\circ}\text{C}} = c_{p,\text{vatten}} \cdot t_{\text{vatten}} = 4,19 \cdot 0 = 0 \text{ kJ/kg}$$

I de manuella luftbehandlingssystemen sitter befuktaren efter värmarna vilket innebär att luftens temperatur måste vara så pass mycket högre än önskad sluttemperatur att den kan följa ovanstående linjer ner till korrekt temperatur. Antaget att luftens egenskaper i lackeringsboxarna skall vara i mitten av det intervall som kravspecifikationerna anger (50-70 %), kan den temperatur som luften måste ha innan befuktaren ritas in i Mollier-diagrammet.



Figur 3.4 Uppvärmningsbehov för de båda linjerna (blåmarkerade) med vattnets två extremtemperaturer: 0 respektive 40°C.

Kapitel 3

Anmärkningsvärt i figuren ovan är att linjerna från vattnets två extremtemperaturer i sammanhanget ligger relativt nära varandra. Följden av detta är att vattnets temperatur har ganska liten inverkan på blandningens sluttemperatur efter befuktningen. Luften behöver värmas upp så att den hamnar i området inom de blåmarkerade linjerna, för att kunna ta sig till önskat sluttillstånd. Till vilken temperatur luften behöver värmas upp beror således på utomhusluften med dess tillhörande vatteninnehåll. Utomhusluftens vatteninnehåll minskar vid minskande temperatur. Lägst vatteninnehåll har luften vid EUT, vilket, som tidigare nämnts, för Södertälje är -22°C vid en luftfuktighet på 90 %.

Vatteninnehållet i luften är då ca 0,5 g/kg. Vid detta vatteninnehåll behöver luften kunna värmas upp till ca 53°C . Det är även vid detta driftsfall som ingående lufttemperatur är som lägst oavsett om värmeåtervinningen kan utnyttjas eller inte. Detta är således det dimensionerade fallet för uppvärmningssystemen. Visserligen ökar luftens värmekapacitet något om vatteninnehållet ökar. Därmed krävs mer energi för att ge samma luftflöde en given temperaturökning, men detta fenomen kompenseras i detta fall av att nödvändig temperaturökning minskar med ökat vatteninnehåll.

∴ Luften i tilluftssystem måste kunna värmas upp till ca 53°C från utgångstemperaturen hos värmeåtervinningen vid EUT. Temperaturer efter värmeåtervinning för de olika systemen ges av Tabell 3.5 ovan. Om produktionen skall kunna köras utan värmeåtervinning behöver luften istället kunna värmas upp till 53°C från -22°C (EUT).

4 Systemanalys

För kännedom om hur systemet ter sig vid extrem utomhustemperatur behövs kännedom om värmeväxlarnas prestanda. För att erhålla detta har två temperaturmätningar gjorts på de fyra manuella luftbehandlingssystemen. Mätningarna är gjorda under olika dygn med något varierande utomhustemperatur och presenteras i sin helhet med beräkningar i Bilaga 13.1. Resultaterande kA-värden från mätningarna finns nedan i Tabell 4.1. kA-värdet är produkten av en värmeväxlarens värmeöverföringskoefficient k , som anger hur effektivt värmeväxlaren överför värme, och arean A . kA-värdets enhet är $W/°C$, och är ett mått på hur mycket energi värmeväxlaren kan överföra per $°C$ mellan medierna.

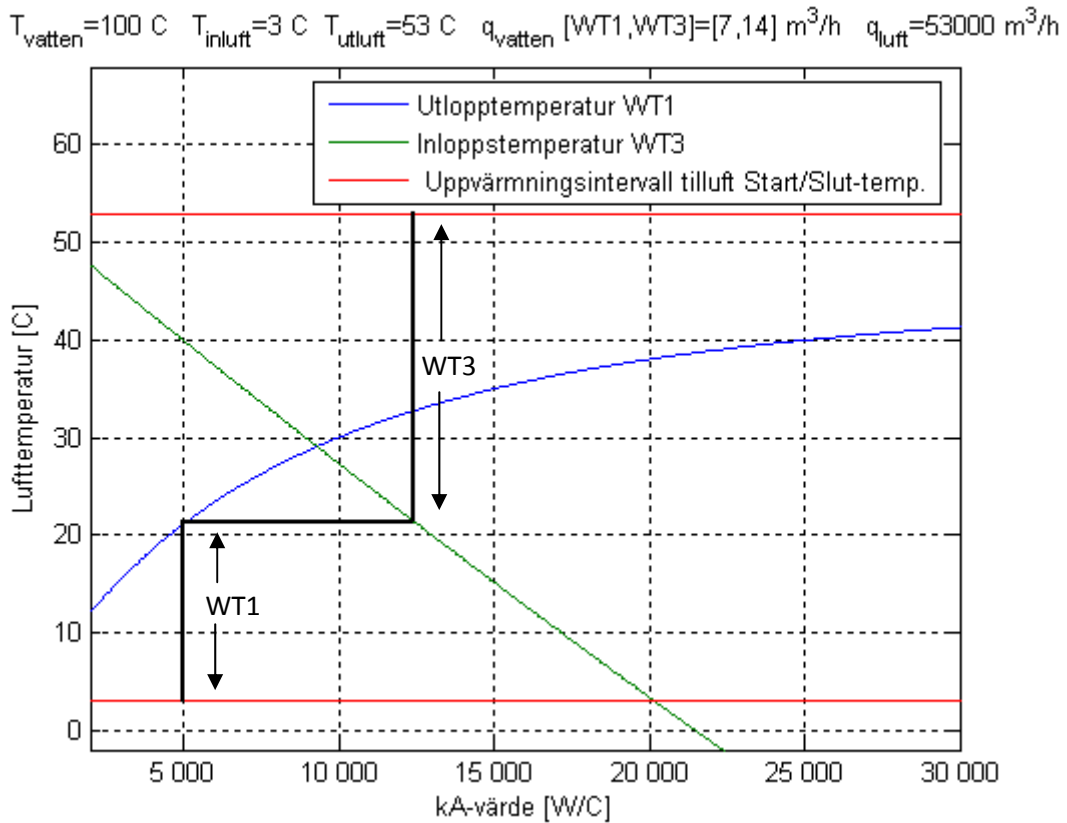
System	M108		M111		M113		M116	
Värmeväxlare	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3
kA-värden, mätning 1	5 737	7 314	5 156	15 644	5 132	10 909	-	30 700
kA-värden, mätning 2	4 697	11 422	4 647	13 355	4 312	11 333	-	25 268
kA-värden, medel	5 217	9 368	4 901	14 500	4 722	11 121	-	27 984

Tabell 4.1 Resultaterande kA-medelvärden baserade på två skilda temperaturmätningar.

Observerbart är att kA-värdena varierar mätningarna emellan. Dessa skall enligt teorin vara fix varje enskild värmeväxlare men skiljer sig i dessa uppmätta fall. Överlag är värdena ändå ganska konstanta, men M108 mätning 1 på WT3 kan sättas inom parentes då denna gjordes vid ett enskilt tillfälle med annat mättdon jämfört med mätningarna i övrigt. Generellt har WT3-växlarna högre kA-värde än WT1-växlarna, vilket beror på att WT3-batterierna har fler rörrader än WT1-växlarna och således en större area – A-värde. M116 har överlagset störst kA-värde, vilket beror på att denna har fyra värmeväxlare i varje värmeväxlare (WT1 och WT3), istället för två som de övriga. Således beror det stora kA-värdet på M116 främst på en större area. WT1 på M116 har inte varit möjligt att mäta på, men är enligt ritning identisk med WT3 i M116.

För att analysera mätresultaten har ett skript tagits fram mha programmet Matlab. Skriptet beräknar erforderliga krav på värmeväxlareprestanda - kA-värden. Skriptets beräkningar grundar sig på teori enligt teoridelen och finns beskrivet i Bilaga 13.2. Skriptet i sin helhet finns i Bilaga 13.3. Resultatet redovisas nedan i Figur 4.1.

Kapitel 4

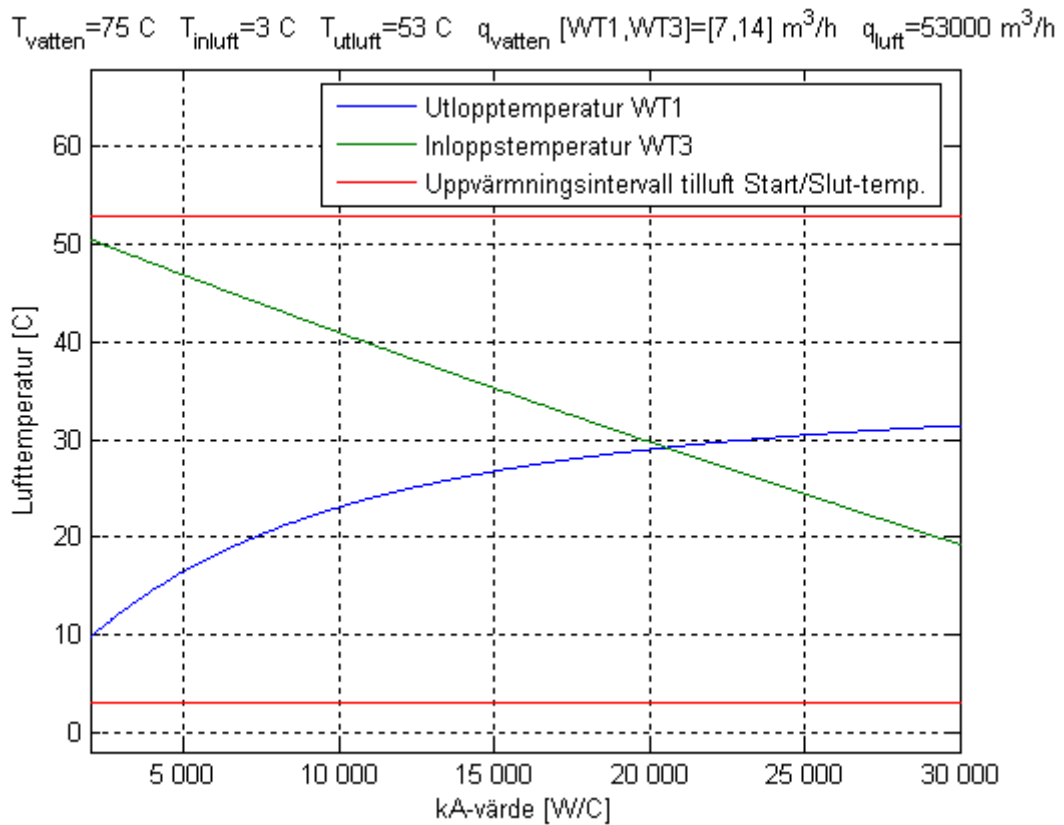


Figur 4.1 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.

Figur 4.1 visar kraven på uppvärmningskapacitet för nuvarande system (M108, M111 eller M113 då dessa system är likvärdiga) med 100-gradigt vatten. De röda linjerna visar temperaturintervallet som luften skall värmas upp; i detta fall då från 3°C innan WT1 till 53°C efter WT3. Om WT1, se figuren, har ett kA-värde på 5000, värms luften i första värmeväxlingen upp till ungefär 21°C. För detta krävs det att WT3 har ett kA-värde runt 12 500 för att med 100-gradigt vatten ta upp temperaturen från 21°C till 53°C efter WT3:s värmeväxling. På samma sätt skulle, enligt figuren, både WT1 och WT3 kunna ha ett kA-värde på ungefär 9 000, för att värma luften från 3°C till 53°C. Detta motsvarar alltså skärningspunkten mellan linjerna i figuren. Kombinationen av kA-värden på WT1 och WT3 kan sägas ha godtyckligt många fungerande kombinationer. Mätresultaten enligt Tabell 4.1 ovan har visat på kA-värden runt 5 000 och 10-15 000 för WT1 respektive WT3 – en kombination som ungefärligt överensstämmer med vad som krävs.

Kapitel 4

Om vattentemperaturen reduceras till 75°C, ställs högre krav på värmeväxlarprestanda, se Figur 4.2.

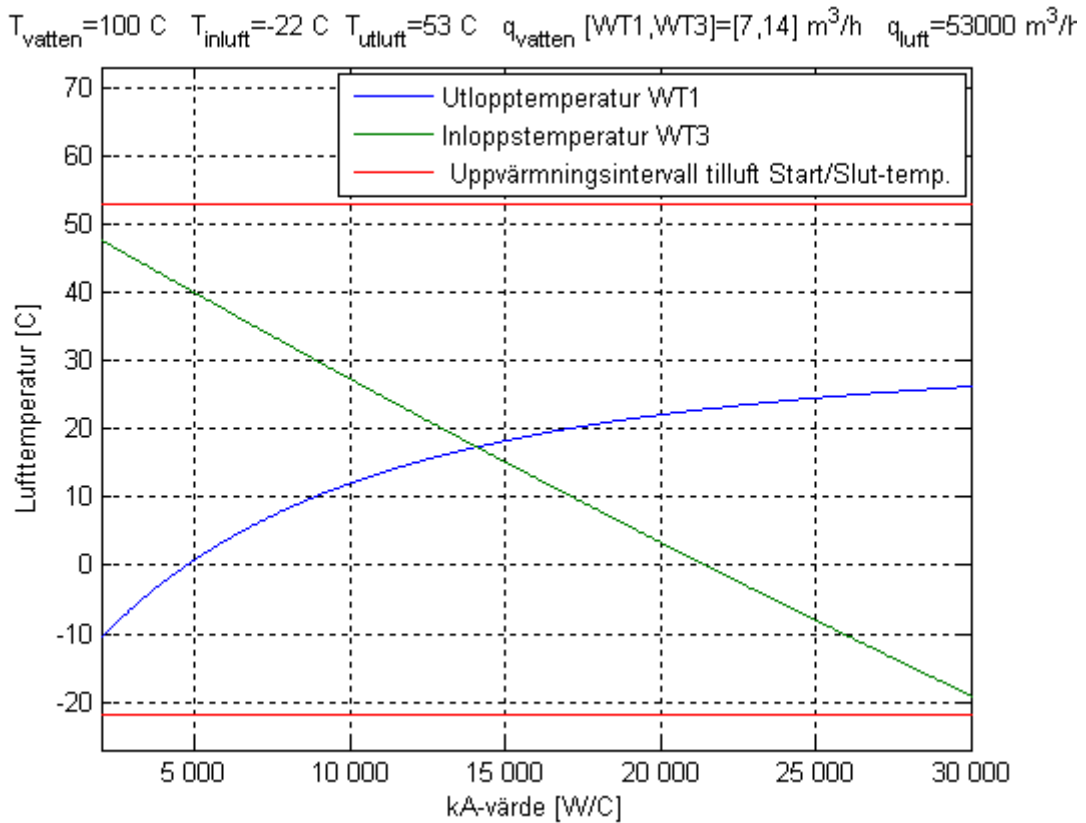


Figur 4.2 kA-värden för att med 75-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.

Med 75-gradigt vatten krävs ett kA-värde på över 30 000 för WT3 om kA-värdet för WT1 är 5000 – en kombination som systemet inte är i närheten av idag.

Kapitel 4

Används inte värmeåtervinningen i nuvarande system med 100-gradigt vatten, blir förfarandet enligt Figur 4.3.



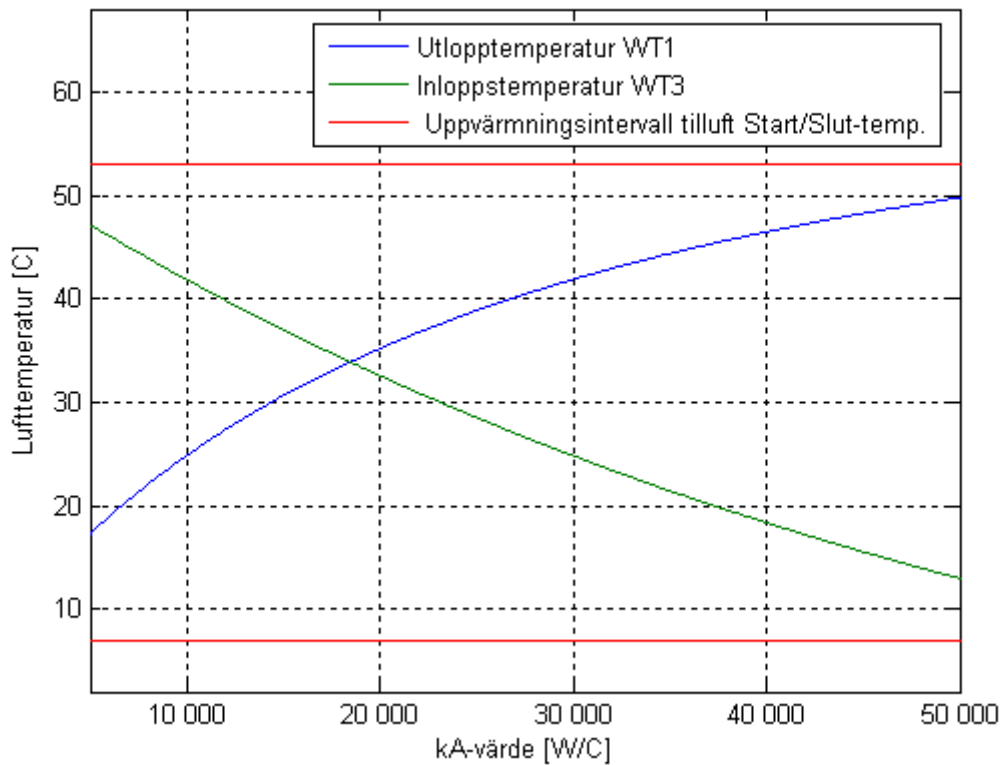
Figur 4.3 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då ingen värmeåtervinning förekommer.

Båda värmeväxlarna skulle behöva kA-värden på runt 14 000, alternativt om WT1 har ett kA-värde på 5 000 skulle WT3 behöva ett kA-värde på ungefär 22 000. Sådan kapacitet har inte dagens system.

Kapitel 4

För system M116, vilket har andra förutsättningar jämfört med de övriga tre, ges kraven på uppvärmningskapacitet enligt figur nedan.

$$T_{\text{vatten}} = 100 \text{ C} \quad T_{\text{inluft}} = 7 \text{ C} \quad T_{\text{utluft}} = 53 \text{ C} \quad q_{\text{vatten}} [\text{WT1,WT3}] = [20,20] \text{ m}^3/\text{h} \quad q_{\text{luft}} = 115200 \text{ m}^3/\text{t}$$

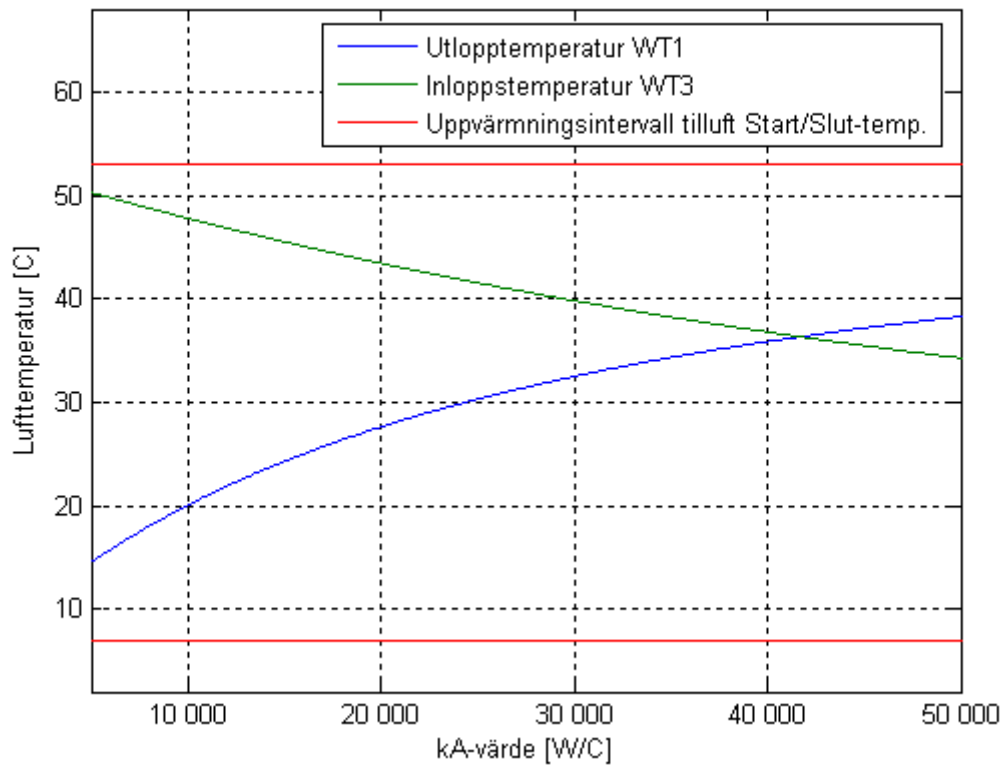


Figur 4.4 kA-värden för att i M116 med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.

M116 har kA-värden runt 28 000 på både WT1 och WT3. Det verkar således finnas överkapacitet i system M116. Med 75-gradigt vatten blir förfarandet enligt Figur 4.5 nedan.

Kapitel 4

$$T_{\text{vatten}} = 75 \text{ C} \quad T_{\text{inluft}} = 7 \text{ C} \quad T_{\text{utluft}} = 53 \text{ C} \quad q_{\text{vatten}} [\text{WT1,WT3}] = [20,20] \text{ m}^3/\text{h} \quad q_{\text{luft}} = 115200 \text{ m}^3/\text{h}$$



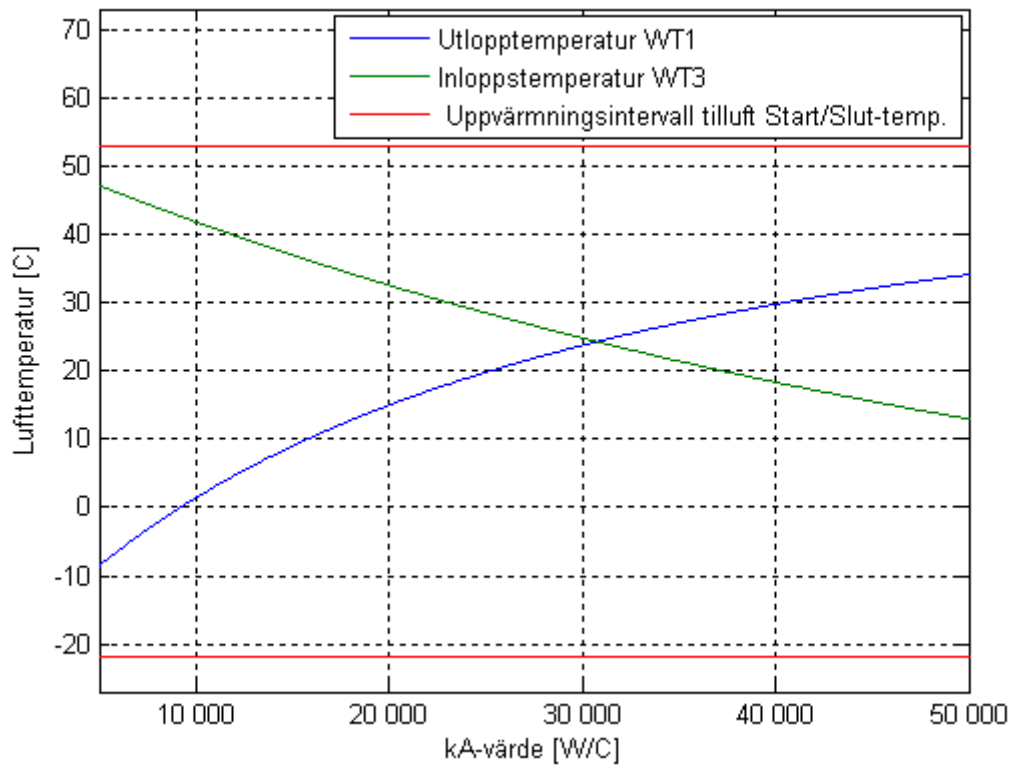
Figur 4.5 kA-värden för att med 75-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då värmeåtervinningen körs.

I Figur 4.5 skulle båda värmeväxlarna behöva kA-värden på över 40 000, för att klara kraven. Det har M116 inte i nuvarande system.

Till sist kan det vara intressant om M116 med nuvarande 100-gradigt vatten klarar att ta upp luften till 53°C om värmeåtervinningen ej körs. Enligt tillverkaren kan nämligen isbildning ske i system M116:s värmeåtervinning redan vid -12,6°C, varför detta scenario redan i nuvarande system kan bli aktuellt.

Kapitel 4

$T_{\text{vatten}}=100\text{ C}$ $T_{\text{inluft}}=-22\text{ C}$ $T_{\text{utluft}}=53\text{ C}$ $q_{\text{vatten}}[\text{WT1,WT3}]=[20,20]\text{ m}^3/\text{h}$ $q_{\text{luft}}=115200\text{ m}^3$,



Figur 4.6 kA-värden för att med 100-gradigt vatten erhålla en sluttemperatur för luften på 53°C efter WT3 då ingen värmeåtervinning körs.

Figur 4.6 visar att system M116 verkar ligga något under gränsen för att kunna värma upp luften från -22°C till 53°C utan värmeåtervinning. För detta skulle det krävas kA-värden på runt 31 000. I nuvarande system ligger de kring 28 000. Det är inte, med tanke på felkällor, otänkbart att dagens system faktiskt klarar scenariot vid EUT på system M116 utan värmeåtervinning.

5 Slutsatser

Gränsen till att värmesystemet klarar att ge luften önskade egenskaper vid EUT är trots osäkerheten i mätningarna så pass stor att en sänkning av fjärrvärmemetemperaturen i nuvarande system till 75°C inte är möjligt. Om en mindre sänkning av temperaturen är möjlig är svårt att säga pga osäkerheter i mätresultaten, men det finns inget i analysen som tyder på att någon betydande sänkning skulle vara möjlig. Istället förefaller värmesystemet vara inpassat med dagens vattentemperaturer. Om fjärrvärmemetemperaturen skall kunna sänkas behöver värmebatterierna, åtminstone till de manuella luftbehandlingssystemen, kompletteras med fler eller bytas ut mot batterier med högre prestanda, vilket innebär investeringar. Det finns i dagsläget inte någon direkt ekonomisk vinning i att sänka vattentemperaturen, då luften oavsett vattentemperatur måste tillföras lika stor effekt för att nå upp till kraven. Några ombyggnationer för att kunna sänka temperaturen bör därför inte vara aktuella. Om spillvärme inom rimligt avstånd till byggnad 210 identifieras, skulle däremot en mer betydande ekonomisk besparing kunna vara möjlig. I sådana fall skulle en ombyggnation i byggnad 210 kunna vara ekonomiskt lönsam. Ur förlustsynpunkt skulle det också vara önskvärt att arbeta med lägre temperaturer. Hur stora förlusterna är i nuvarande system med nuvarande temperaturnivåer är däremot okänt.

Anmärkningsvärt är att värmeåtervinningen i system M116 enligt tillverkare Hovals eget program kan drabbas av isbildning vid -12.6°C. Det är klart tidigare än för M108, M111 och M113 vars värmeåtervinning inte riskerar problem med isbildning förrän vid -25.2°C. Detta beror på att värmeväxlaren i M116 har högre verkningsgrad än de övriga. Utöver detta är den horisontellt monterad, vilket enligt tillverkaren ytterligare ökar risken för igenfrysning. I en horisontellt monterad värmeväxlare rinner inte kondens av lika lätt som om flödena sker i lutande riktningar, utan mer kondens hålls kvar av ytspänningen, vilket då ökar frysrisker. Med tanke på att extrem utomhustemperatur är -22°C för Södertälje skulle det kunna innebära problem med igenfrysning av värmeåtervinningen för M116. Det är däremot, med tanke på felkällor, inte otänkbart att M116 i nuvarande system ändå klarar scenariot vid EUT utan värmeåtervinning. De andra systemen verkar klara sig från igenfrysning då deras fryspunkt ligger under EUT, men noterbart är att de inte skulle klara tillräcklig uppvärmning utan värmeåtervinningen. Nuvarande system M108, 111 och 113 är alltså inpassade med förutsättningen att återvinningen alltid kan köras. Det visar även ett mollier-diagram från tillverkaren, där de har räknat med att WRG¹⁶ tar upp luften från -22°C till 3°C innan WT1 vid EUT.

¹⁶ Förkortning av värmeåtervinning på tyska

5.1 Vidare studier

Nuvarande system förses med fjärrvärme mot en kurva beroende på utomhustemperaturen enligt följande utseende:

Utomhustemp, [°C]	-20	-10	0	10	20
Temp, fjv sekundärledn. [°C]	100	90	75	75	75

Även om vattentemperaturen med dagens system inte kan sänkas vid EUT kan det vara möjligt att sänka temperaturen under andra delar av året. Vattentemperaturen styrs mot 75°C då utomhustemperaturen är över 0°C. Temperaturen kommer däremot under de varmaste perioderna inte komma upp i 75°C pga för låga temperaturer från leverantör. Kanske skulle temperaturen ändå kunna sänkas under delar av året, vilket skulle kunna förbättra möjligheter till utnyttjande av spillvärme. Det bör i sådana fall utredas om byggnad 210 är lämplig för spillvärme; dels om det över huvud taget finns outnyttjad spillvärme eller potentiella spillvärmekällor dels om byggnad 210 har geografiska förutsättningar att då nyttja denna. Detta undersöks till viss del i lågtemperatursavsnittet i del 2.

Vidare bör DynaMate säkerställa att risk för igenfrysning av värmeväxlarna i värmeåtervinningen inte sker då vissa nuvarande värmesystem inte förefaller uppfylla erforderliga luftkrav om värmeåtervinningen inte kan användas.

Del 2 - Lågtemperaturlösningar samt energitekniska åtgärdsförslag i värme- och kylsystem hos byggnad 64 med omnejd

6 Klargöranden

I denna del av rapporten förekommer följande begrepp, till vilka det krävs en förklaring eller definition.

Gamla systemet

Avser den ursprungliga delen av byggnad 64 som främst innefattar två gasuppkolningsugnar (SV16838 och SV11870), en glödningsugn (SV11873) och gasgeneratorcentralen. Med *gamla systemet* menas själva processerna samt deras tillhörande stödsystem.

Nya systemet

Avser en utbyggd del av byggnad 64, som innehåller en gasuppkolningsugn (SV32266) och dess kringutrustning. Med *nya systemet* menas dess processer samt deras tillhörande stödsystem denna nyare byggda del.

Sekundärvärme

Avser värme som levereras via det utbyggda värmeledningsnätet på norra området. *Sekundärvärmens* kommer från återvinningssystem på Scantias område eller genom värmeväxling mot fjärrvärme. *Sekundärvärmens* temperatur är något lägre än hos fjärrvärmens, på sommaren ner mot ca 60°C. Användning av sekundärvärme anses internt på Scania kostnadsmässigt likvärdigt som fjärrvärmeanvändning.

7 Systembeskrivning

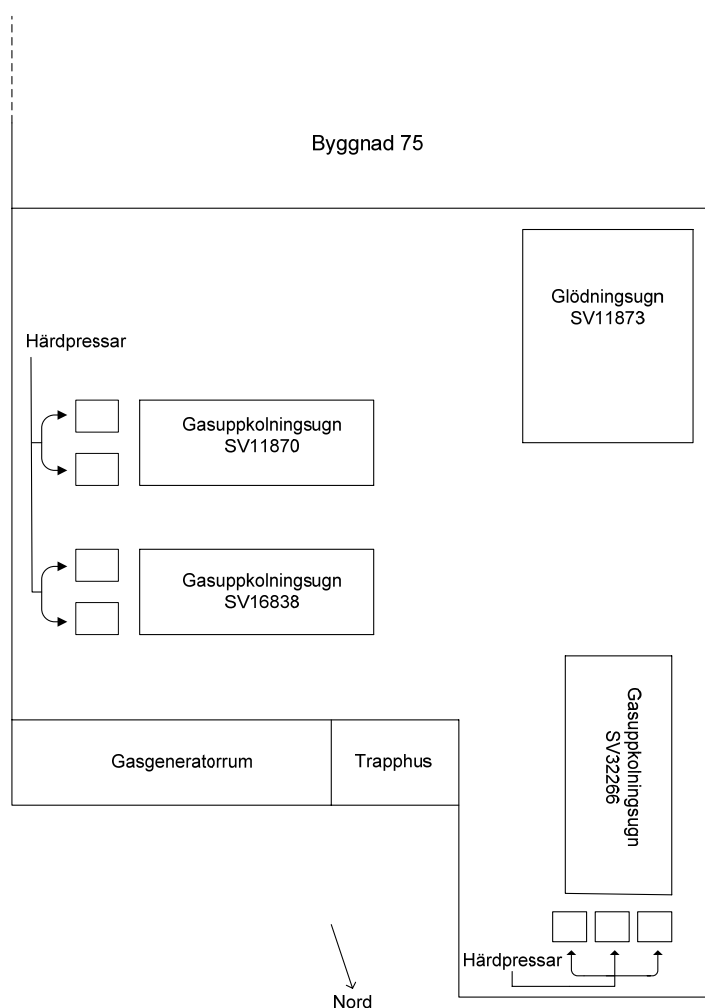
I Scantias byggnad 64 härdas delar till växellådor. Produktionen är igång dygnet runt sju dagar i veckan, då avstängning och uppstart av byggnadens huvudsakliga process, gasuppkolningsugnarna, både tar tid och är komplicerat. Även i dagsläget då det på grund av rådande lågkonjunktur¹⁷ inte råder full beläggning körs produktionen dygnet runt. Istället görs ibland uppehåll i produktionen på någon vecka. Under dessa uppehåll hålls ugnarna ändå varma pga den komplicerade uppstarts- och avstängningsprocessen. Utöver detta har en ugn under lågkonjunkturen helt tagits ur produktion. Genomgående i rapporten sägs produktionen i byggnad 64 ligga nere fem veckor per år – fyra veckor under sommaren och en vecka under jul och nyår. Detta ger total årlig produktionstid för byggnaden enligt

$$8760 \text{ h/år} - 168 \text{ h/vecka} \cdot 5 \text{ veckor} = 7\,920 \text{ h/år}.$$

¹⁷ Mars-september 2009

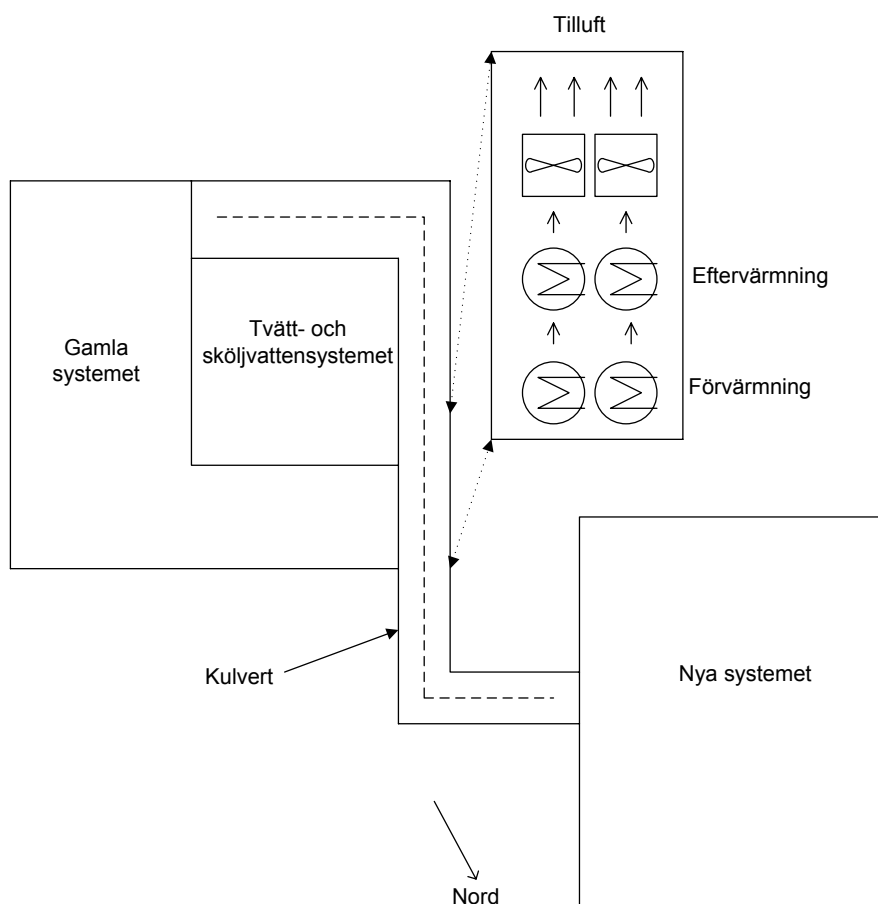
Kapitel 7

I byggnad 64 finns totalt tre gasuppkolningsugnar. Det finns även en glödningsugn och ett antal mindre processer som inte är en del av gasuppkolningsprocessen. De komponenter som härddas i gasuppkolningsugnarna kallas ringhjul och motorhjul. Härddningen av dessa är ganska likartad. Härddningen går till så att detaljerna hettas upp i gasuppkolningsugnen, som har en börvärdes-temperatur på runt 900°C. Denna temperatur erhålls genom förbränning av gasol. Med hjälp av endo- och monogas, som produceras i gasgeneratorrum, skapas speciell atomsfär med hög kolhalt. Vid den höga temperatur som råder i ugnen diffunderar kolatomerna in i stålet, vars kolhalt på så vis ökar. Efter upphettningen kyls detaljerna av i härdolja; motorhjulen doppas ned i två olika härdkar. Först doppas motorhjulen i ett sk inre härdkar och sedan, för att kylas ner ytterligare, i ett yttre härdkar. Ringhjulen doppas inte ned i något av härdkaren, utan härddas efter ugnen i en härdpress, där detaljerna spänns fast innan oljebadet för att inte deformeras vid avkylningen. Innan och efter gasuppkolningsugnen tvättas respektive sköljs detaljerna. Nedan ses en översiktsbild över produktionslokalen.



Figur 7.1 Översiktsbild över de huvudsakliga produktionsprocesserna på produktionsplan i byggnad 64.

Processerna i byggnad 64 har ett antal stödsystem, vilka i huvudsak kan delas upp i kylvattensystem, ventilation, värmesystem samt tvätt- och skölvattensystem. Merparten av stödsystemen är belägna i källarplan under produktionsplan. En översiktsbild över källarplanet ses nedan i Figur 7.2.



Figur 7.2 Översiktsbild över källarplanet till byggnad 64.

I källarlokal *gamla systemet* finns stödprocesser för gasuppkolningsugnarna SV16838 och SV11870. Till dessa finns kylvatten för respektive ugnns inre och yttre härdkar samt till en del ugnsdelar som också behöver kylas. Även härdpressarna till båda systemen har sin kylning och värmning i källarlokal *gamla systemet*, där även kylvattentankarna och cirkulationspumparna för hela kylvattensystemet är placerade.

I det *nya systemet* finns stödprocesser till gasuppkolningsugn SV32266. Komponentmässigt i nya systemet finns samma komponenter som i gamla systemet, då endast till en gasuppkolningsugn.

I lokal *tvätt- och sköljvattensystemet* finns tvätt- och sköljvattenbehandling till system SV16836, SV11870 och SV32266. I dessa stödprocesser värms vatten innehållande tvättmedelskemikalier mha elvärmepatroner till 65°C. Skillnaden mellan tvätt- och sköljvattnet är koncentrationen av kemikalier/tvättmedel i respektive vatten.

I Figur 7.2 finns också en principskiss över tilluftens värmning: förvärme och eftervärme. Här värms uteluften upp till 16,5°C.

7.1 Produktionsprocesser

7.1.1 Gasuppkolningsugnar

De tre gasuppkolningsugnarna betecknas SV11870, SV16838 och SV32266. Dessa har egenskaper och inställningar enligt nedan. Nedanstående information är hämtad från funktionskort för ugnarna.

SV11870

Inställda börvärden

Inre härdkar + 200 °C

Yttre härdkar + 60 °C

Vid värmebehov av inre härdkar kopplas 14 st elvärmepatroner på 3,5 kW/st in. Elpatronerna kopplas in stegvis efter behov. Vid kylbehov värmväxlas härdolja i inre härdkar med kylolja. Kyloljan i sin tur växlas med kylvatten via centralt kylvattensystem. Anledningen till att härdoljan kyls i två steg är att vattnet riskerar koka om kylvattnet direkt växlas mot härdoljan.

Vid värmebehov av yttre härdkar kopplas 5 st elvärmepatroner på 3,5 kW/st in. Vid kylbehov växlas härdoljan i yttre härdkar direkt med kylvattensystemet.

Styrningen till inre härdkar går till så att kyloljeflödet reglerar på att härdoljans tillloppstemperatur in i kar håller 90°C. Kylvattenflödet i sin tur regleras så att kyloljan håller 60°C. Yttre härdkar regleras genom att härdoljepump vid behov cirkulerar härdolja genom värmväxlar slinga med kylvattensystemet.

Kylning av diverse ugnsdelar sker mha av kylvatten från det centrala kylvattensystemet. Denna ugn har varit avstängd under detta examensarbets tidsperiod.

SV16838

Inställda börvärden

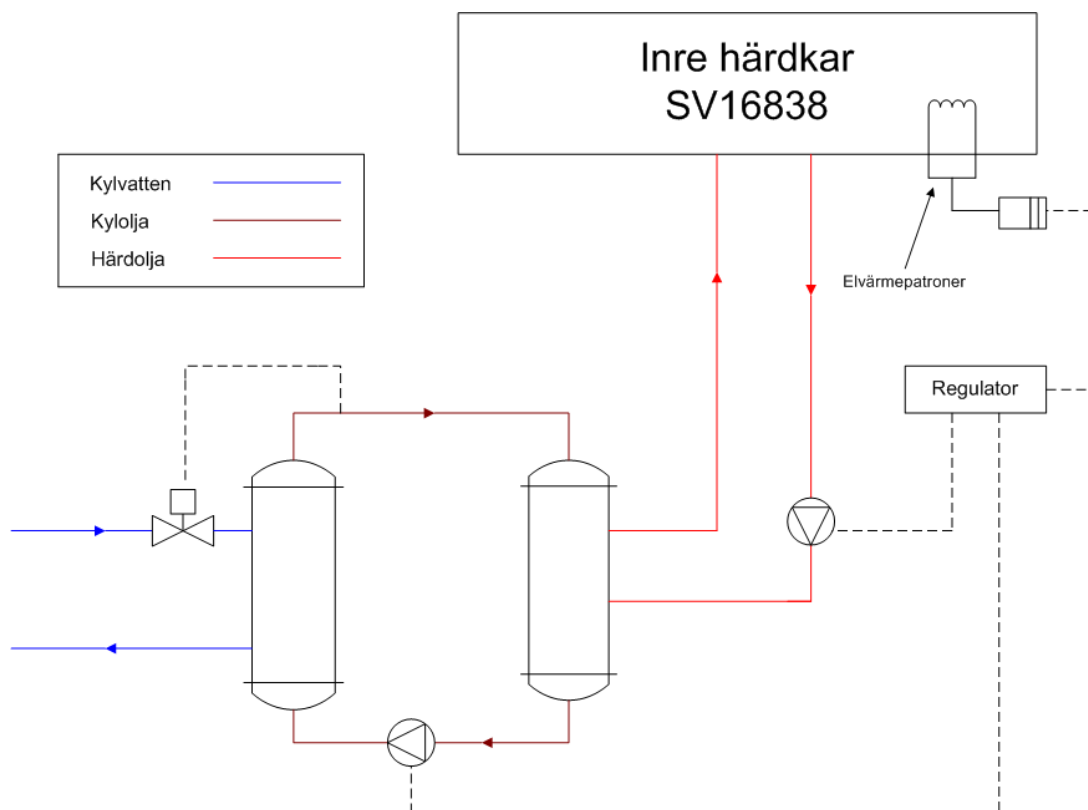
Inre härdkar + 130 °C

Yttre härdkar + xx °C (ingen temperatur angiven i driftkort)

Vid värmebehov av inre härdkar kopplas elvärmepatroner in med en total effekt på ca 56 kW, vilket manuellt mättes upp i elvärmepatronernas elskåp. Samtliga elpatroner styrs med hjälp av relä, antingen är alla av eller på. Vid kylbehov sker kylningen med ett liknande system som för ugn SV11870.

I det yttre härdkaret finns inget värmesystem, men vid kylbehov kan härdoljan kylas via värmväxling med kylvattensystemet.

Styrningen till inre härdkar sker genom att härd- och kyloljepump cirkulerar härd- och kylolja då temperatur i kar överstiger börvärdet. Kylvattenflödet går kontinuerligt med i det närmaste konstant flöde. Noterbart är att styrningen till SV16838 skiljer sig något från styrningen till SV11870. Värme- och kylreglering till SV16838 ses nedan i Figur 7.3.



Figur 7.3 Principskiss över regleringen av inre härdkars temperatur till system SV16838.

Vid värmebehov, då härdoljans temperatur i härdkar blir för låg, ger regulatorn signal som startar elvärmepatronerna. Blir härdoljans temperatur för hög ger regulatorn signal om att starta kyl- respektive härdoljans cirkulationspumpar, varpå härdoljan kyls. Det finns även en flödesreglering på kylvattnet, men denna styr endast ut väldigt lite. Denna flödesreglering påverkar i det närmaste inte systemet då kylvattenflödet är så pass högt att små flödesvariationer blir försumbara.

SV32266

Inställda börvärden

Inre härdkar + 110 °C

Yttre härdkar + 60 °C

För denna ugn har inga driftskort hittats. Uppbyggnaden är i stort sett samma som för SV11870 och SV16838. En skillnad är att denna ugn har ett gemensamt härdoljesystem för tillhörande härdpressar och yttre härdkar.

7.1.1.1 *Temperaturreglering av inre härdkar*

Vid kartläggningen av kylsystemet till ugn SV16838 uppmärksammades det att inre härdkarets värmesystem startar väldigt tätt efter att kylsystemet slutat gå och vice versa. Det visade sig att kylsystemet kylvärmer oljan till 126°C, vilket är 4°C under dess börvärde. Effekten av detta blir att elvärmepatronerna måste värma upp oljan dessa 4°C. Detta sker i cykler om ≈45 minuter. Härdoljevolymer till inre härdkar är 8 m³, och att reglera denna mängd olja på ett ineffektivt sätt borde innebära en onödigt stor elkostnad. En analys av reglerförfarandet finns i systemanalysavsnittet.

7.1.2 Glödningsugn

I denna ugn värms detaljer av stål upp till en hög temperatur, för att sedan kylas av. Syftet med denna process är att ta bort spänningar i materialet. Kylning av denna ugn sker mha kylvattensystemet.

7.1.3 Gasgeneratorer

Byggnad 64 förses med gasol från centralt system. Gasolen används i två endogasgeneratorer och i en kvävgasgenerator samt till uppvärmning av de olika ugnarna. I endogasgeneratorerna framställs endogas, som behövs till gasuppkolningsprocessen i de tre ugnarna. Från kvävgasgeneratorn framställs monogas, som dels används i gasuppkolningsugnarna dels till glödningsugnen.

7.2 Stödprocesser

7.2.1 Kylvattensystemet

I princip all processkylning i byggnad 64 sker med ett gemensamt kylvattensystem. Systemet utgår från två kylvattentankar placerade i källarplan under *gamla systemet*. Temperaturen är densamma i båda tankarna då de är förbundna med varandra. Från tank transporteras sedan kylvattnet ut för att kyla de olika processerna. En ritning över kylvattensystemet finns i Bilaga 13.14.

Från kylvattentankarna skiljer kylsystemet sig lite mellan det *gamla* och det *nya systemet*. Temperaturen i tank är ungefär 35°C. Till det nya systemet pumpas kylvatten med tanktemperatur ut för att kyla processerna, medan kylvattnet för kylning av det gamla systemet först kyles ner till 30°C¹⁸ innan det börjar kyla processerna. Kylning av kylvatten till det *gamla systemet* kan ske på *tre sätt* med följande prioritering:

- (1) Uppvärmning av tilluft.
- (2) Via kyltorn placerade på byggnadens tak.
- (3) I sista hand kan kallt stadsvatten nyttjas för kylning av kylvattnet.

Den enda förekommande kylningen i det *nya systemet* är att det samlade kylvattenflödets returledning kan

- (4) Värma ett markparti utanför byggnad 64 innan det återgår till tank.

Nyttan med detta förutom att kylvattnet kyles är under vintertid då värmen kan användas till att hålla snö och is borta. Förut fanns möjlighet att via fjärrkyla kyla kylvattensystemet, men den värmväxlaren är numera bortkopplad. Fjärrkylan är däremot fortfarande dragen precis intill kylvattensystemet.

Nedan beskrivs mer ingående de olika möjligheterna att föra bort värme från kylvattnet.

(1) Uppvärmning av tilluft

Efter kylvattentankarna, där allt uppvärmt kylvatten från processerna samlas, pumpas kylvattnet som används i det *gamla systemet* via en reglergrupp vars uppgift är att vid behov värma tilluften. I första hand värms tilluften via ett system för värmeåtervinning ifrån frånluften, mer om detta system finns att läsa i ventilationsavsnittet 7.2.2. När värmeåtervinningen inte räcker till används även kylvattnet för att värma upp tilluften. Observera att värmeåtervinningen och kylvattensystemet är helt separerade och använder sig av olika uppsättningar värmebatterier placerade efter varandra i tilluftskanalen. Regleringen av tilluftsvärmningen via kylvattensystemet sker genom att en trevägsventil styr hur mycket av kylvattenflödet som passerar genom en shuntgrupp för tilluftens värmebatterier. Om kylvattnets värmeinhåll inte är tillräckligt för att värma tilluften så finns möjligheten att, med hjälp av sekundärvärme, värma kylvattnet innan värmningen av tilluft, se ritning i Figur 7.2.

¹⁸ 30°C utgör en övre begränsning. Lägre temperaturer kan förekomma.

(2) Kyltorn

Om temperaturen på kylvattnet efter tilluftsbatterierna är högre än inställda 30°C värmeväxlas kylvattnet med en slinga av glykolblandat vatten som kyls av mha kyltorn på taket av byggnad 64. Kyltornen utgörs av värmebatterier av samma typ som vanligtvis används i tex tilluftssystem. Effekten hos kyltornen regleras både genom att styra glykolvattenflödet genom värmebatterierna, samt att starta fläktar som ökar luftrörelsen vid värmebatterierna och vid riktigt stora kylbehov besprutas batterierna med kallvatten. Räcker inte detta kan kallvatten tappas in i kylvattnet direkt efter värmeväxlingen med kyltornskretsen, se (3).

(3) Kallt stadsvatten

Om övriga system inte räcker till för att kyla ner kylvattnet tillräckligt mycket kan kallvatten blandas i systemet. Detta kan ske direkt efter värmeväxlingen med kyltornskrets eller genom att kallvatten doseras direkt ner i kylvattentank.

(4) Markvärme

Innan kylvattnet till det *nya systemet* leds tillbaka till kylvattentankarna passerar detta en värmeväxlare där möjlighet finns att utnyttja kylvattnet för att hålla marken snö- och isfri utanför lokalen.

7.2.2 Ventilation

Allmänventilationen består av två skilda delar. Till det *gamla systemet* sker tilluftstillförseln via kulvert i källarplan under gamla systemet. Till det *nya systemet* sker all luftbehandling i ett modernare ventilationsaggregat placerat uppe på byggnadens tak ovanför nya systemet.

Gamla systemet

Oavsett utomhustemperatur värms tilluften upp till 16,5°C¹⁹. Detta sker först via värmeåtervinning med en gemensam värmeåtervinningskanal för flera frånluftsflöden i byggnad 64. Värmeåtervinningen går till så att glykolblandat vatten värms upp via frånluft från lokal och processer, för att sedan via värmebatterier i källarplan förvärma uteluften. Räcker inte detta för att värma upp uteluften till erforderlig temperatur kan tilluften eftervärmas med kylvattnet, som håller en högre temperatur än tilluften. Detta sker också via värmebatterier placerade precis efter värmeåtervinningsbatterierna i källarplan. Om inte heller detta vore nog för önskad tilluftstemperatur kan kylvattnet till eftervärmningen och värmeåtervinningsslingan till förvärmningen spetsvärmas upp mha sekundärvärme.

Nya systemet

Här regleras tilluftens temperatur mot inomhustemperaturen så att börvärdet på 19°C²⁰ hålls i lokalen. Ingen kylning av tilluften finns installerad och temperaturen i lokalen är, pga produktionsprocesserna, under stora delar av året är högre än inställda 19°C. Detta mer moderna ventilationssystem kan utseendemässigt liknas vid de luftbehandlingssystem som förekommer i luftbehandlingen till axelmåleriet i Del 1, bortsett från axelmåleriets luftfuktighetskrav. I detta system sker först värmeåtervinning mellan tilluft och frånluft, och vid behov sker eftervärmning med sekundärvärme. Här nyttjas inget kylvatten till uppvärmning av tilluft.

¹⁹ Inställt börvärde i drift- och energiövervakningsprogrammet Citect

²⁰ Börvärde i Citect

Omklädningsrum

Ventilationen till omklädningsrummen tas från tilluftskulverten för *gamla systemet*. Uttaget sker efter värmebatterier och fläktar och luften har där en temperatur på 16,5°C. Börvärdet för tilluften till omklädningsrummet är 19°C varför det, undantaget vissa perioder på sommaren, sker värmning av luften till omklädningsrummen. Denna värmning sker mha sekundärvärme.

7.2.3 Tvätt- och sköljvattensystemen

Både innan och efter härdningen i gasuppkolningsugnarna tvättas och sköljs detaljerna. Varje gasuppkolningsugn har sitt separata tvätt- och sköljvattensystem – totalt sex system. Vattnet skall ha en tilloppstemperatur på 65°C²¹, vilket styrs mha elvärmepatroner.

7.2.4 Värmesystem

I byggnad 64 finns ett antal stödprocesser som betjänar olika typer av värmning. I detta avsnitt listas, förutom ventilationen som utgör ett eget avsnitt, de främsta värmeanvändande stödprocesserna i byggnad 64.

Tappvarmvatten

Tappvarmvattnet värms med sekundärvärme och el-patroner. Varmvattenberedaren är placerad i källarlokalen till det *gamla systemet*. Tidigare var en förvärmning av tappvarmvattnet mha kylvattensystemet installerad men denna är av okänd anledning i dagsläget borttagen.

Hetvatten till gasolförångning

Som tidigare nämnt transporteras gasolen till byggnad 64 via ett centralt ledningsnät. I dessa ledningar är gasolen i flytande form. I byggnad 64 finns sedan en gasförångarcentral, i vilken gastrycket minskar och gasolen antar gasform. Vid fasomvandlingen åtgår energi som tas från omgivningen. Detta medför en frysrisk. För att förhindra frysning behöver därför värme tillföras. Detta sker genom ett vattenburet system. Vattnet (i rapporten kallat hetvattnet) värms med två elpannor placerade i anslutning till förångarcentralen.

Värmning av olja till härdpressar

Oljan till härdpressarna för gasuppkolningsugnarna SV16838 och SV11870 värms vid värmebehov mha av sekundärvärme. Härdpressarna till gasuppkolningsugn SV32266 har ett gemensamt härdoljesystem med ugnens yttre härdkar, vars härdolja vid behov kan värmas med el.

Övrig värmeanvändning

I produktionslokalen och i omklädningsrummen finns luftvärmare, som drivs med sekundärvärme. Även direktverkande el förekommer i form av elradiatorer i kontor. Det kan även nämnas att stora energimängder i form av gasol och el tillförs byggnaden genom produktionsutrustningen. Denna energitillförsel utgör snarare produktionsprocesser än värmesystem, även om energi tillfaller byggnaden i form av värme.

²¹ Projekt V2 Del A: Förstudie avseende värmeanvändning på Scania Södertälje av Oscar Sandberg, 2006

8 Inventering av värme- och kylsystem i byggnad 64

För att få en bra överblick över värme- och kylsystemen i byggnad 64 har en genomgående kartläggning gjorts. Denna har mestadels handlat om att kartlägga kylvattensystemet, då detta är det mest omfattande systemet i byggnaden, men även sekundärvärmen, ventilationen samt tvätt- och sköljvattensystemet har kartlagts. Först gjordes och kompletterades ritningar. Detta har varit nödvändigt då det i DynaMates arkiv inte alltid finns uppdaterade ritningar på lokaler och dess system. Ofta finns äldre missvisande ritningar som inte uppdaterats efter ombyggnationer, mindre modifieringar och dylikt. Den fysiska kartläggningen med ritningarna har legat till grund för inventeringen av värme- och kylsystemen, där överförda effekter i form av flöden och temperaturdifferenser varit de huvudsakliga mätkvantiteterna.

Utifrån egna gjorda mätningar mätningar, tillgänglig information från olika datorprogram och databaser samt från tidigare gjorda mätningar har sedan värme- och kylbehov i byggnad 64 identifierats. Där behov finns har även systemens utomhustemperatursberoende klarlagts.

8.1 Kylvattensystemet

För att få reda på den kyleffekt som kylvattensystemet kyler de olika processerna med, har flöden och temperaturdifferenser mätts på de ställen det varit lämpligt och möjligt. Flödena har oftast kunnat mätas på injusteringsventiler av märket TA²². Till dessa finns TA:s eget mätinstrument CBI. Denna mäter tryckskillnaden över ventilen för att på så vis erhålla flödet igenom denna. På platser där TA-ventiler inte funnits tillgängliga har mätinstrumentet Panametrics använts. Denna använder sig av ultraljud; en ljudvåg får studsas fram och tillbaka i röret det mäts på och beroende på vilken tid det tar för ljudvågen kan mediets strömningshastighet och således flöde bestämmas. Kylvattensystemet är uppdelat i ett antal mätpunkter, vilkas uppmätta data redovisas i nedanstående tabell. Under arbetet har loggning av flöde och temperatur skett över tid, men det är endast flödenas medeleffekt som presenteras i rapporten. Samtliga mätdata finns att tillgå i digital form.

²² Tour & Andersson AB

Kapitel 8

Gamla systemet		
SV16838	Medeleffekt [kW]	Kommentar
Slitsluckor mm	2,5	
VVX kylvatten/-olja inre härdkar	41,5	
VVX yttre härdkar	12,2	
SV11870	56,2	avstängd i dagsläget
Endogasgeneratorer	24,6	endast en av två i drift
Glödningsugn och hydraulmaskiner	80,5	beräknad utifrån total effekt
Tot gamla sys, uppmätt	161,3	SV11870 kördes ej
Tot gamla systemet, normal produktion	217,5	
Nya systemet		
SV32266		
VVX kylvatten/-olja inre härdkar	32,1	
VVX hydraulmaskiner	-	
VVX yttre härdkar m härdpressar	21,5	
Slitsluckor mm	10	
Markvärme	-32,4	kyler systemet
Tot nya systemet, inklusive markvärme	31,2	
Totalt kylvattensystemet	248,7	
Uppmätt effekt 2005²³	267	

Tabell 8.1 Sammanställning över de olika mätpunkternas medeleffekter uppmätta i början av maj 2009.

I tabellen har vissa approximationer varit tvungna att göras. Gasuppkolningsugn SV11870 var avstängd under mätperioden, men då den har samma funktion som SV16838 antas SV11870 ha samma medeleffekt. Noterbart är att vid jämförelse med en längre mätning som utfördes på hela kylvattensystemet under normal produktion 2005, visar att de nu uppmätta värdena med vissa approximationer skiljer mindre än 7 % i total effekt.

Med produktionen avstängd fem veckor per år finns vid normal produktion tillgänglig värme via kylvattensystemet på

$$Q_{kylvatten} = \frac{250 \text{ kW}}{1000} \cdot 7920 \text{ h/år} \approx 1980 \text{ MWh/år.}$$

- Årligen finns **1980 MWh** värme tillgängligt i kylvattensystemet.

²³ Mätning utförd under projekt V2 2005

8.2 Ventilation

Detta avsnitt behandlar hur behovet av sekundärvärme hos tilluften påverkas av utomhustemperatur och tillgänglig värme i kylvattensystemet. Vidare redovisas resultatet från en tidigare gjord utredning av temperaturer och flöden hos lokalens frånluftsflöden. Tilluftsystemens värmebehov är centralt i kommande analysdel och detta avsnitt ligger till grund för en pinch-analys där hänsyn tas till de olika driftsituationer som uppkommer vid olika utomhustemperaturer. Resultatet i detta avsnitt används även vid beräkningar gällande utnyttjandegrad hos kylvattnet samt vid förslag på förändringar av nuvarande system.

8.2.1 Utomhustemperaturberoende driftsfall

Gamla systemet

Tilluftssaggregat TA92-064-001 och TA92-064-002 har enligt tidigare gjorda utredningar tillsammans ett luftflöde på ca 108 000 m³/h.²⁴ Under examensarbetet har en kontroll över rimligheten i luftflödet gjorts. Detta skedde genom en mätning av lufthastigheten mellan för- och eftervärmningen i tilluftskulverten. Även denna mätning visade på ett luftflöde i samma storleksordning som det tidigare uppmätta. Nödvändig effekt för tilluften *per uppvärmningsgrad* ges enligt

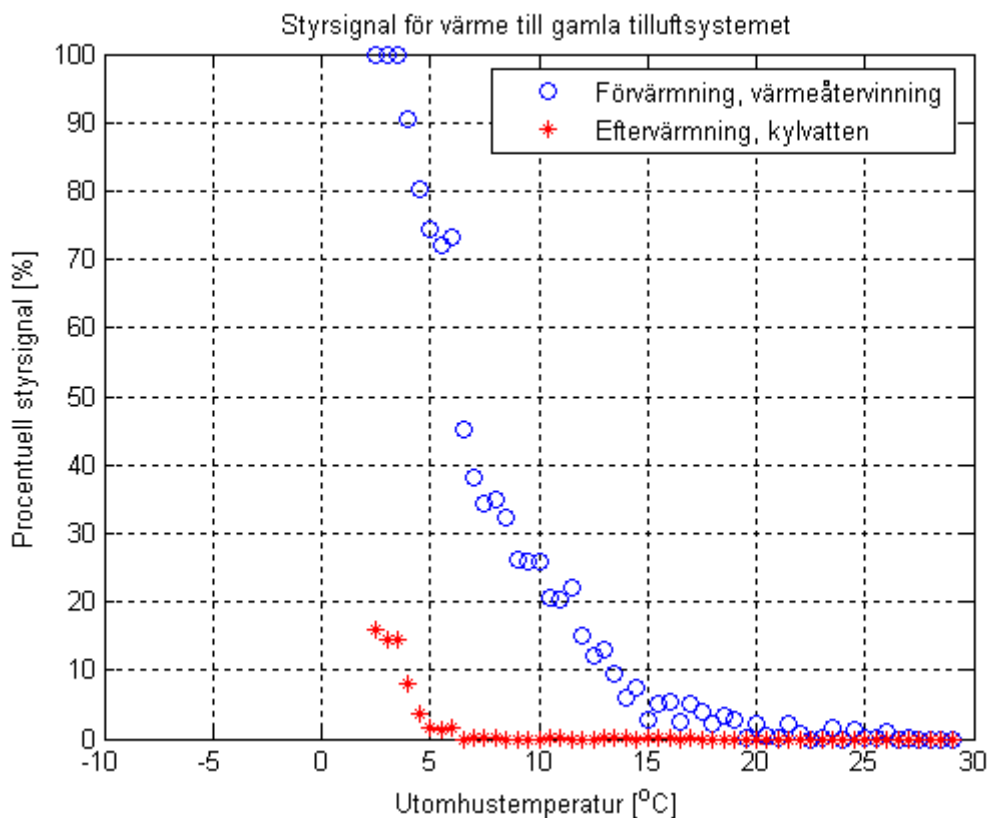
$$Q = q \cdot c_p \cdot \rho = \frac{108\,000}{3\,600} [m^3/s] \cdot 1005 [J/kg \cdot ^\circ C] \cdot 1,2 [kg/m^3] = 36,18 \text{ kW}/^\circ C. \quad (*)$$

Som nämnts i systembeskrivningen värms tilluften till 16,5°C oavsett utomhustemperatur. I första hand utnyttjas värmeåtervinningen från byggnadens frånluftsflöden till att värma tilluften. Räcker inte värmeåtervinningen kan kylvattensystemet användas för att värma tilluften. Genom att bestämma den utomhustemperatur då kylsystemet inte längre behöver användas för att värma tilluften, går det att bestämma i vilken grad kylvattnet i dagsläget utnyttjas för uppvärmning. För att åstadkomma detta utnyttjas driftdata från Citect²⁵. I Citect finns lagrade data över den procentuella ventilutstyrningen hos den trevägsventil som avgör hur stor del av kylvattnet som leds in till eftervärmningen av tilluft samt ventilutstyrningen hos den ventil som reglerar värmeåtervinnings slingans glykolvattenflöde.

I Figur 8.1 har den procentuella utstyrningen hos reglerventilerna plottats mot aktuell utomhustemperatur. Underlaget till figuren utgörs av data loggade av Citect under maj 2009. Mätdata har från början en relativt stor spridning; dvs för en given utomhustemperatur kan ventilutstyrningen variera från tidpunkt till tidpunkt med just denna utomhustemperatur. För att identifiera ett samband mellan utomhustemperatur och ventilutstyrning har datan bearbetas mha programmet Matlab, genom att beräkna ett medelvärde för ventilutstyrningarna inom specificerade temperaturintervall. Varje punkt i Figur 8.1 motsvarar ett medelvärde för samtliga uppmätta ventilutstyrningar då utomhustemperaturen legat inom ±0,25°C från den utritade punkten. På detta sätt framträder ett tydligt temperaturberoende hos ventilutstyrningarna.

²⁴ Projekt V2 Del A: Förstudie avseende värmeanvändning på Scania Södertälje av Oscar Sandberg, 2006

²⁵ Programvara DynaMate använder för drift- och energiövervakning

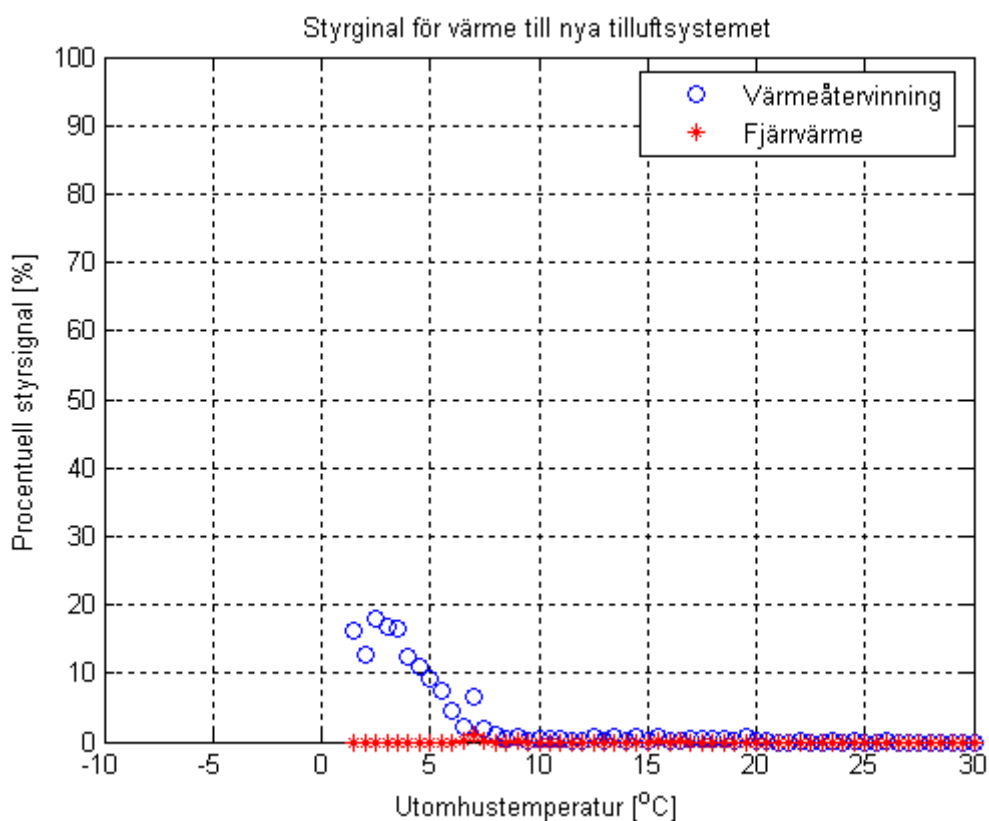


Figur 8.1 Ventilutstyrningar hos gamla tilluftssystemet. 100 % innebär fullt öppen ventil och 0 % helt stängd.

Ur figuren går det att utläsa att ventilutstyrningen till värmeåtervinningen börjar stänga vid ca 4°C. Detta innebär att om utomhustemperaturen är över 4°C räcker frånluftens värmeåtervinning för att värma upp tilluften till önskad 16,5°C. Då utomhustemperaturen är under 4°C krävs eftervärmning av tilluften mha kylvattnet, för att erhålla en tilluftstemperatur in i produktionslokalen på 16,5°C. När utomhustemperaturen sjunker under 4 - 5°C kommer utnyttjandegraden av värmen i kylvattnet snabbt att öka och beroende på mängden tillgängligt kylvatten finns ytterligare en brytpunkt någonstans under 4°C. Om utomhustemperaturen är *under* denna brytpunkt räcker inte värmeåtervinning plus eftervärmning med kylvattnet till för att få upp tilluftstemperaturen till 16,5°C. Då krävs det att eftervärmningen med kylvatten spetsas med sekundärvärme för att tilluften ska nå önskad temperatur. Det går till så att kylvattenslingan värmeväxlas med ledningen för sekundärvärme, varpå temperaturen på kylvattnet blir tillräckligt hög för att generera en tilluftstemperatur på 16,5°C. Enligt kartläggningen av kylvattensystemet i avsnitt 8.1 är medeleffekten hos kylvattnet ca 250 kW, vilket enligt ekvation (*) kan värma tilluften till det gamla systemet drygt 7°C. Vid normal produktion bör därför spetsning med sekundärvärme inträffa vid ca -3 till -4°C, men med dagens låga beläggning kan denna brytpunkt inträffa redan strax under +1°C. Sammanfattningsvis kan det då sägas att värmeåtervinningen kan värma tilluften ca 12,5°C och kylvattnet ytterligare ca 7°C.

Värmning av tilluft till nya systemet

Tilluftsaggregat TA92-064-017 betjänar det området i lokalen som kallas för det nya systemet. Flödet från detta aggregat är enligt en spårgasmätning utförd 2005 ca 66 000 m³/h.²⁶ Tilluften värms i första hand via värmeåtervinning från frånluften. Om detta inte är tillräckligt finns ytterligare värmebatterier med sekundärvärme. På samma sätt som för det gamla tilluftssystemet har ventilutstyrningarna hos uppvärmningen av tilluften för detta system plottats mot utomhustemperaturen. Resultatet finns i Figur 8.2. Det kan nämnas att även för detta system innehåller mätdata stor spridning innan medelvärden för varje temperaturintervall tas fram.



Figur 8.2 Ventilutstyrningar hos nya tilluftssystemet.

Figur 8.2 visar att vid 2°C, vilket är den lägsta utomhustemperaturen som inträffat under mätperioden maj 2009, är ventilutstyrningen som reglerar värmeåtervinningen under 20 %. Detta innebär att betydligt mer kapacitet finns tillgängligt hos värmeåtervinningen och något sekundärvärmebehov kommer inte att uppträda förrän utomhustemperaturen sjunker ytterligare. Temperaturen då sekundärvärme måste tillföras detta system är därmed svår att uppskatta men en jämförelse med beteendet hos värmeåtervinningen i det gamla systemet antyder att det torde röra sig om flertalet minusgrader. Säkerligen lägre än de 3-4 minusgrader då sekundärvärme behövs i det gamla tilluftssystemet.

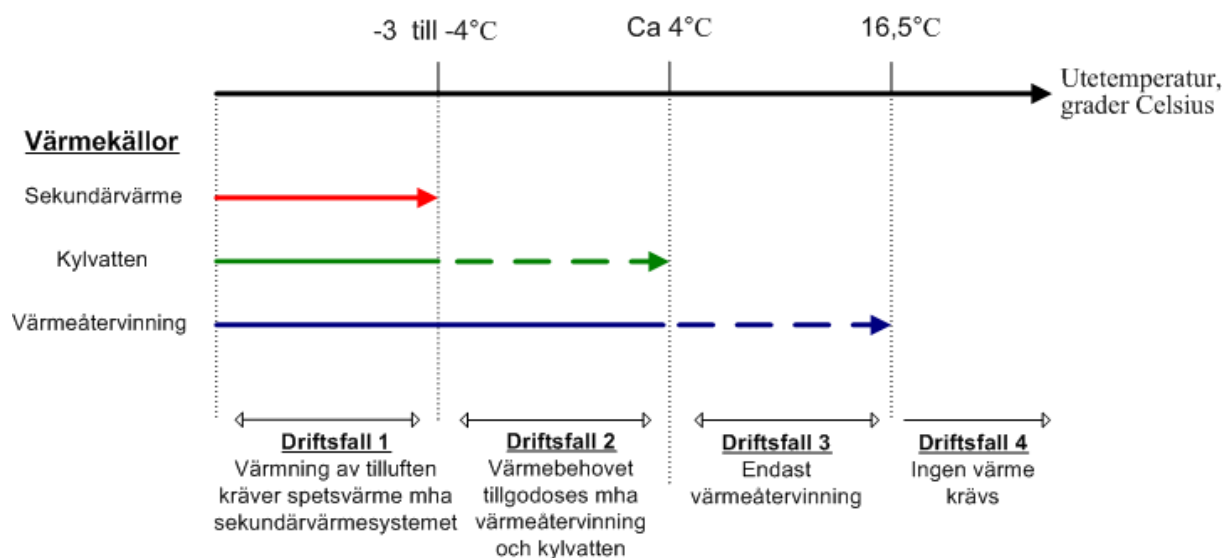
²⁶ Projekt V2 Del A: Förstudie avseende värmeanvändning på Scania Södertälje av Oscar Sandberg, 2006

Sammanfattning

Sammanfattningsvis kan fyra olika *driftsituationer* för uppvärmningen av tilluften till byggnad 64 identifieras. Dessa lyder:

1. Sekundärvärme krävs för värmning av tilluft. Detta scenario inträffar "först" i det gamla systemet
2. Kylvatten och värmeåtervinning är tillräckligt för att tillgodose värmebehovet
3. Endast värmeåtervinning är tillräckligt för att värma tilluften
4. Ingen värmning krävs

I Figur 8.3 illustreras i vilka temperaturintervall de olika driftsituationerna uppträder.



Figur 8.3 Olika temperaturberoende driftsfall gällande värmningen av tilluft. Streckade linjer innebär att resursen endast delvis utnyttjas i rådande intervall.

8.2.2 Användning av sekundärvärme i tilluftssystemen

I föregående avsnitt har det klarlagts vid vilka utomhustemperaturer värmebehov uppträder i tilluftssystemen. I det här avsnittet uppskattas den årliga sekundärvärmeanvändningen hos tilluftssystemet. Vid dessa beräkningar används ett för Södertälje representativt varaktighetsdiagram över utomhustemperaturen. Varaktighetsdiagrammet och beräkningar bakom följande siffror finns i Bilaga 13.8.

Gamla systemet

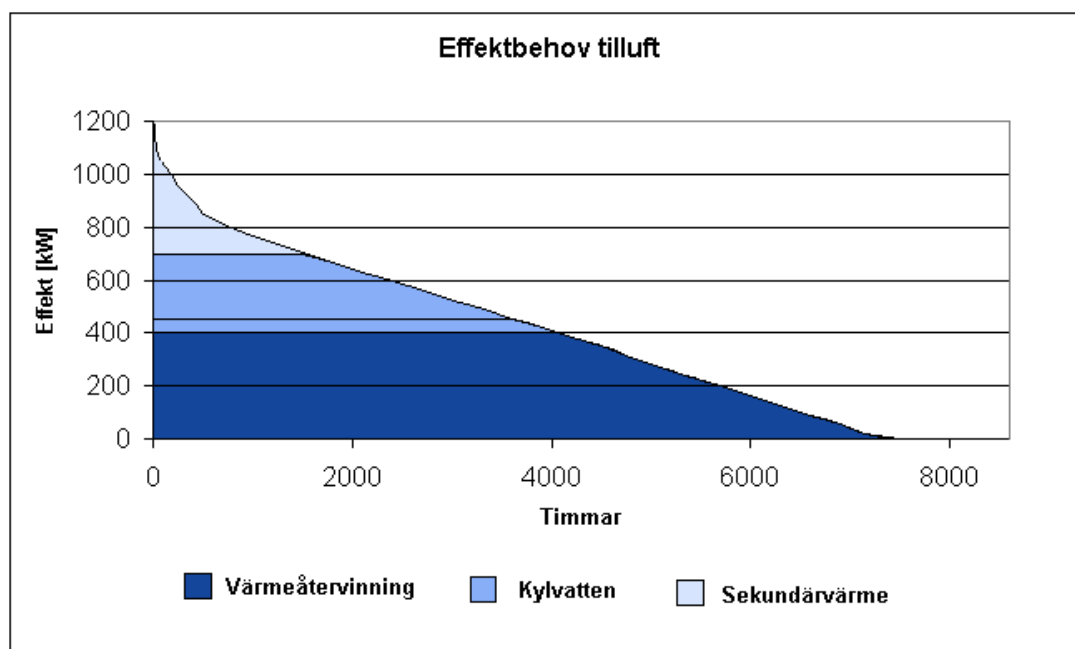
För gamla systemet gäller följande.

Kylvattnet har en max-effekt på **250 kW**.²⁷

Värmeåtervinningen har en max-effekt på **452 kW**.

Läggs dessa effekter in i varaktighetsdiagrammet fås nedanstående varaktighetsdiagram över effektbehovet för tilluften. I diagrammet har de olika möjligheterna för värmeförsel lagts in efter deras prioritetsordning; i botten ligger värmeåtervinningen, följt av värmning med kylvattnet och i toppen spetsas tilluften med sekundärvärme.

²⁷ Från egna uppmätta data i maj 2009



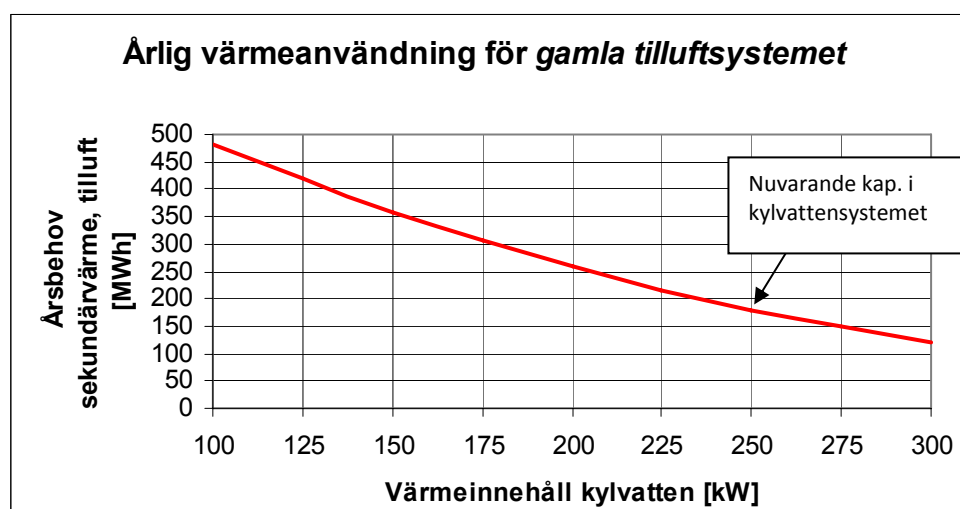
Figur 8.4 Effektbehov hos gamla systemet.

Energimässigt motsvarar effektbehoven i varaktighetsdiagrammet energitillförsel enligt Tabell 8.2.

Från värmesystem	Årlig energitillförsel [MWh]	Andel av värmebehov [%]
Värmeåtervinning	2 408	75,4
Kylvatten	606	19
Sekundärvärme	180	5,6
Totalt	3 194	100

Tabell 8.2 Tillförsel av värme för tilluften till gamla systemet i byggnad 64.

Hur stort värmeinnehåll det finns i kylvattnet påverkas av produktionen. Värmeinnehållet i kylvattnet påverkar i sin tur behovet av sekundärvärme. Nedanstående figur kan ses som en känslighetsanalys för behovet av sekundärvärme för olika värmeinnehåll i kylvattnet.



Figur 8.5 Förhållande mellan värmeinnehåll i kylvattnet och behovet av sekundärvärme för gamla tilluftssystemet.

Figuren visar att förhållandet mellan värmebehov för tilluften och värmeinnehåll i kylvattnet inte är helt linjärt. Det beror på att antalet timmar för en given utomhustemperatur, och därmed värmebehovet, följer varaktighetsdiagrammet. Diagrammet i sig är inte linjärt och därför påverkas behovet av sekundärvärme i varierande utsträckning av förändringar hos kylvattensystemet. Detta förhållande är viktigt att ta hänsyn till vid förslag på systemförändringar.

- Årligen tillförs systemet **180 MWh** sekundärvärme.

Nya systemet

Pga den varma årstiden har värmeåtervinningens kapacitet för detta system inte gått att bestämma. Det är däremot säkert att detta system klarar sig utan sekundärvärme vid lägre temperaturer än gamla systemet. Luftflödet är nästan 40 % lägre än hos gamla systemet. Med tanke på detta torde värmeanvändningen vara mindre; som högst uppemot 100 MWh/år. En tidigare gjord utredning visade på att systemet har hög återvinningsgrad och en årlig värmeanvändning på **54 MWh/år**.²⁸

- Årligen tillförs systemet **54 MWh** sekundärvärme.

Tilluft omklädningsrum

Detta tilluftsaggregat höjer vid behov temperaturen från, som lägst, 16,5°C upp till 19°C. För detta åtgår en värmeförsörjning på **3 kW**.²⁹

Enligt varaktighetsdiagram är utomhustemperaturen lägre än 17°C under ca 7 500 h/år, vilket approximeras till att vara den period då ovanstående värmebehov uppträder. Approximationen beror på att luften faktiskt värms i hela intervallet (16,5°C till 19°C) upp till 19°C. Tilluftsfläkten körs endast mån-fre kl. 05:00 – 19:00, vilket utgör ca 42 % av tiden.³⁰ Behovet av sekundärvärme blir då

$$Q_{omklädningsrum} = \frac{3 \text{ kW}}{1000} \cdot 7\,500 \text{ h/år} \cdot 0,42 \approx 9,4 \text{ MWh/år.}$$

Detta är dessutom i överkant, pga att tilluftsfläkten endast körs dagtid. Därför kommer de timmar då utomhustemperaturen är under 17°C vara ännu mindre än i beräkningen ovan.

- Årligen tillförs systemet **< 9,4 MWh** sekundärvärme.

8.2.3 Frånluft

Enligt ventilationsavsnittet i systembeskrivningen sker värmning till önskade tilluftstemperaturer med värmeåtervinning från frånluften eller kylvattnet och med sekundärvärme. Under projekt V2 har en inventering av frånluftsflöden och frånluftstemperaturer gjorts. Från dessa värden och varaktighetsdiagrammet för utomhustemperaturen kan ventilationsförlusterna till omgivningen under ett normalår beräknas enligt

²⁸ Projekt V2 Del A: Förstudie avseende värmeanvändning på Scania Södertälje av Oscar Sandberg, 2006

²⁹ Bilaga 12.8

³⁰ $(19 - 5) \cdot \frac{5}{168} \approx 0,42$

Kapitel 8

$$Q_{ventilation} = \sum_{\min(T_{ute})}^{\max(T_{ute})} \text{antalet timmar}(T_{ute}) \cdot \dot{m} \cdot \rho \cdot (T_{utlopp} - T_{ute}).$$

Denna beräkning ger ett värde på den mängd värme som lämnar lokalen i form av uppvärmd luft och frånluften ses som ett slags kylsystem som för bort uppvärmd luft från lokalen. I Tabell 8.3 redovisas luftflöden och utloppstemperaturer uppmätta under projekt V2 samt utifrån dessa beräknade ventilationsförluster.

Fläkt	Frånluftstemp	Luftflöde [m ³ /h]	Årlig energiförlust [MWh]
92-064-104	27,5	32 328	1 933
92-064-105	30,5	65 124	4 466
92-064-106	36,1	6 048	514
92-064-109	37,2	3 528	311
92-064-111	36,2	3 197	273
92-064-113	44,9	5 396	598
92-064-114	23,5	0	0
92-064-117	14	45 144	1076
92-064-119	56,1	8 640	1241
92-064-120	25,5	10 174	549
92-064-121	60,5	8 856	1386
92-064-122	32,3	9 000	665
92-064-123	3	4 000	25
92-064-124	32,4	5 998	297
92-064-125	3	1 980	12
92-064-128	38,5	0	0
Totalt		209 413	13 346

Tabell 8.3 Sammanställning över frånluftstemperaturer och ventilationsförluster i byggnad 64. Data från projekt V2, 2005.

Under examensarbetet har en kontroll på ovanstående frånluftstemperaturer gjorts. Dessa mätningar visade generellt lägre temperaturer, runt 20-30°C. Denna mätning genomfördes mha mätinstrumentet TSI, som bl a kan mäta flöde och temperatur. Mätinstrumentet placerades vid utblåset för respektive frånluftsförlust på taket av Byggnad 64. Det är möjligt att givaren då visar en för låg temperatur. Samtidigt sker inte full produktion i lokalen, vilket också borde leda till lägre frånluftstemperaturer. Värdena i Tabell 8.3 bör i vilket fall betraktas med försiktighet.

Under mätningen uppmärksammades däremot ett mycket varmt frånluftsförlustflöde. Detta flöde är inte medtaget i Tabell 8.3 och utgör avgaser från en avfackling av gas till ena endogasgeneratoren – den enda i drift för tillfället. Denna har en temperatur över 300°C, mätt med laser utanpå avgasröret en halv meter ovanför lågan till avfacklingen. Temperaturen på rörets insida vid utblåset är ca 130°C. Energin i detta frånluftsförlustflöde är svår att sätta något numeriskt värde på, men värmen är tillräckligt hög för att betraktas som högvärdig värme. Energin borde heller inte vara obetydlig med tanke på den höga temperaturen i avgasröret och den påtagliga värmestrålningen i avfacklingens omgivning.

- Årligen ventileras drygt **13 000 MWh** värme bort. Emellertid är denna värme tämligen lågvärdig.

8.3 Tvätt- och skölvattensystem

Från mätningar under en vecka i november 2005³¹ hade de tre systemens elvärmepatroner en medeleffekt på 230 kW. Från mätningarna finns data på alla tre skölvattensystem, men endast på tvättvattensystemet till ugn SV11870. Samtliga sex system ter sig däremot förhållandevis likvärdiga, varför effekten för samtliga sex system approximeras från de fyra uppmätta systemens effekt enligt

$(31,5 + 55,2 + 33,5 + 33,2) \cdot 1,5 = 230 \text{ kW}$, där produkten 1,5 utökar ("viktar") de fyra systemen till sex ($4 \cdot 1,5 = 6$).

Produktion sker 7920 h/år, som då ger en energianvändning enligt

$$Q_{\text{tvättvatten}} = \frac{230 \text{ kW}}{1\,000} \cdot 7920 \text{ h/år} \approx 1\,820 \text{ MWh/år.}$$

- Årligen tillförs systemet **1 820 MWh** el.

8.4 Värmesystem

8.4.1 Tappvarmvatten

En tidigare mätning på varmvattenberedaren i byggnad 75 visade att denna varmvattenberedare hade en medeleffekt på 5,8 kW. Byggnad 64 borde, sett till antalet personer som arbetar i lokalen, ha ett mindre behov. Med tanke på detta har effektbehovet hos tappvarmvattnet uppskattats till ca 4 kW. Antaget att tappvarmvattnet endast används när produktion sker i lokalen (7920 h/år) och inget behov uppträder annars fås följande energianvändning för tappvarmvattnet.

$$Q_{\text{tappvarmvatten}} = \frac{4 \text{ kW}}{1\,000} \cdot 7\,920 \text{ h/år} \approx 31,7 \text{ MWh/år}$$

- Årligen tillförs systemet **31,7 MWh** värme, som är en kombination av el och sekundärvärme.

8.4.2 Hetvatten till gasolförångning

Under projekt V2 gjordes en el-mätning på elpannorna för hetvattnet. Denna visade en medeleffekt på 21,3 kW. Antaget att produktion sker 7920 h/år fås följande energianvändning för hetvattnet.

$$Q_{\text{hetvatten}} = \frac{21,3 \text{ kW}}{1\,000} \cdot 7\,920 \text{ h/år} \cdot 169 \text{ MWh/år.}$$

- Årligen tillförs systemet **169 MWh** el.

³¹ Mätdata till Projekt V2 del A, rapport av Oscar Sandberg, 2006

8.4.3 Värmning av olja till härdpressar

En mätning på värmningen av oljan till härdpressarna för gasuppkolningsugnar SV11870 och SV16838 visade på en medeleffekt ca 4,3 kW. Vid denna mätning var dock endast SV16838 i drift. Samma mätning under projekt V2, när båda ugnarna var i drift, visade på en medeleffekt på 3,8 kW. Produktionen förfaller alltså ha lite inverkan på värmebehovet som är ca 4 kW. För uppvärmningen av oljan åtgår under ett år följande mängd sekundärvärme:

$$Q_{\text{härdpress}} = \frac{4 \text{ kW}}{1000} \cdot 7920 \text{ h/år} \approx 32 \text{ MWh/år.}$$

- Årligen tillförs systemet **32 MWh** sekundärvärme.

8.5 Sammanställning över värme- och kylsänkor

Tabell 8.4 nedan innehåller en sammanställning över värme- och kylsystem i byggnad 64. För kylvattensystemet har värmen som överförs tilluften dragits ifrån. För tilluftsventilationen anges värmebehov efter värmeåtervinning. För frånluften anges totalt utventilerad värme borträknat värmeåtervinning. Tabellen visar därmed faktiska behov och överskott på värme.

Beskrivning	Effekt [kW]	Överskott (+) / behov (-) av energi [MWh]	Energislag
Kylbehov (kylsänkor)			
Kylvattensystem	250	1 374 ³²	Överskottsvärme från processer
Frånluft		13 346	Värme från lokal
Totalt kylbehov		14 714	
Värmebehov (Värmesänkor)			
Ventilation, <i>Gamla systemet</i>	Beroende av utomhustemperatur	-180	Sekundärvärme
Ventilation, <i>Nya systemet</i>	Beroende av utomhustemperatur	-54	Sekundärvärme
Ventilation, <i>Omklädningsrum</i>	3	-9,4	Sekundärvärme
Tvätt- och sköjlvattensystem	230	-1 800	El
Tappvarmvatten	4	-31,7	El, Sekundärvärme
Hetvatten, gasolförångning	21,3	-169	El
Värmning av olja, härdpressar	4	-32	Sekundärvärme
Totalt värmebehov		-2 276,1	

Tabell 8.4 Sammanställning över värme- och kylsystem i byggnad 64.

³² Detta är differensen mellan total kapacitet i kylvattnet och så mycket energi som kylvattnet avsätter till att värma tilluften med. Från kylvattensystemet, total effekt: 1980 MWh/år. Avsättning till tilluften, från Tabell 8.2: 606 MWh. 1980-606=1374 MWh

9 Systemanalys

Vid en utredning över möjligheterna till energieffektiviseringar för kyl- och värmesystemen i byggnad 64 finns två huvudsakliga synsätt. Ett sätt är att utifrån en pinch-analys undersöka möjligheterna att minska kyl- och värmebehovet. Denna metod ger svar på om det genom ombyggnationer av redan befintliga system är möjligt att minska energiåtgången. En annan metod är att undersöka i vilken grad spillvärme (uppvärmt kylvatten) i dagsläget utnyttjas och därefter utreda möjligheterna till nya användningsområden och på sätt öka utnyttjandegraden. Detta tillvägagångssätt strävar efter att mha kylvattnet ersätta extern värme (fjärrvärme, el) i intilliggande system och blir således ett något vidare synsätt.

Detta kapitel börjar med en pinch-analys. Efter denna följer ett avsnitt som behandlar brister och lämpliga åtgärder dessa i nuvarande system. Kapitlet avslutas med ett avsnitt om lågtemperaturlösningar, där möjliga systemlösningar och avsättningsområden för lågtempererad värme undersöks.

9.1 Pinch-analys

I detta avsnitt görs en pinch-analys av ingående flöden i byggnad 64. Utifrån dessa beräknas de ingående strömmarnas värme- och kylbehov. Med kännedom om dagens system identifieras eventuella pinch-brott³³ samt storleken och placeringen på dessa. Pinch-analysen för byggnad 64 är inte helt enkel eftersom ett flertal av de brister som beskrivits i teori rörande pinch-tekniken måste hanteras. Detta avsnitt kan av denna anledning även innehålla värdefull information för framtida pinch-analysen eftersom flertalet fallgropar med denna metod tas upp.

9.1.1 Ingående systemkomponenter

Varma strömmar

Kylvattensystemet är en central del i analysen men utgör i sig självt vare sig en varm eller kall ström. Istället utgör de processer som kylvattensystemet betjänar de faktiska värme- och kylbehoven. För de komponenter som kyls mha kylvattnet finns *tre* olika konstruktioner, vilka i pinch-analysen modelleras enligt följande.

(1) Direkt kylning av maskindetaljer och endogas

Endogasgeneratorerna, glödningsugn SV11873 och gasuppkolningsugn SV11870 har direkt inkopplade kylvattenslingor för kylning av diverse utrustning. Kylvatten till dessa komponenter utgör alltså en varm ström som kräver kylning. I endogasgeneratorerna används visserligen kylvattnet till att kyla den producerade endogasen innan den går ut i distributionssystemet. Egentligen utgör då endogasen den varma strömmen, men att få fram flöden och temperaturer för gasen är inte möjligt och därför tas istället kylvattnet till endogasen med som en varm ström i pinch-analysen. Kylvattnet har överlag samma temperaturer i olika delar av systemet och därför kan alla processer med direkt kylning klumpas ihop som en enda varm ström.

³³ Någon av pinch-reglerna överträds

(2) Kylning av oljesystem

Kylvattensystemet används till att kyla olika typer av oljeflöden. Oljan används till härdpressar, yttre härdoljekar, ugsndetaljer och hydraulisk utrustning. Oljorna utgör då varma strömmar och i pinch-analysen modelleras de större komponenterna därför utifrån temperaturnivåer hos oljan för respektive komponent. Mindre poster i form av hydraulmaskiner läggs ihop till en gemensam post tillsammans med de maskinkomponenter som har direkt kylning. För dessa anses själva kylvattnet utgöra en varm ström.

(3) Kylning av härdolja

Oljan i de inre härdkaren kyls via ett kyloljesystem ner till kylvattnet. Även för dessa system utgör själva härdoljan den ström som bör ingå i pinch-analysen. Kyloljesystemen och det kylvatten som används till dessa kommer inte med i pinch-analysen.

Ovanstående resonemang kan sammanfattas med att om det är möjligt så modelleras de faktiska kylbehoven i form av kyl- och härdolja som separata strömmar. Resterande delar av kylvattnet modelleras som en varm ström vars storlek utgörs av det återstående kylbehovet då kylningen av större oljesystem är borträknade. Med detta tankesätt tas hänsyn till den ursprungliga temperaturnivån hos de varma strömmarna, vilket är nödvändigt för att inte få en missvisande pinch-analys.

Kalla strömmar

De kalla strömmar som tagits med i pinch-analysen är följande.

- *Tvätt- och sköljvattensystem*
Dessa system har ungefär samma start- respektive måltemperatur och kan därför bakas ihop till en ström.
- *Hetvatten till gasolförångning*
Detta är egentligen en förenkling och den egentliga strömmen utgörs av gasolen. Värmningen av gasolen har dock setts som en del av produktionsprocessen och därför tas istället produktionen av hetvatten med i analysen.
- *Produktion av tappvarmvatten*
- *Värmning av tilluft*
Denna ström blir något problematisk eftersom starttemperaturen varierar beroende på utomhusklimatet. Starttemperaturen utgörs egentligen av utomhustemperaturen, men värmeåtervinning från frånluftsflödena går inte, pga avsaknad av måltemperaturer, att ta med i en pinch-analys på ett smidigt sätt. Detta problem behandlas i teoriavsnittet rörande pinch-teknik. Av denna anledning behandlas frånluftsflöden och värmeåtervinning från dessa utanför pinch-analysen och starttemperaturen för tilluften sätts därför till luftens temperatur efter värmeåtervinningen. Även denna varierar beroende på klimatet och pinch-analysen måste därför delas in i olika driftsfall. De två tilluftssystemen för allmänventilation samt tilluftsflödet för omklädningsrummet har tagits med i analysen. Ytterligare ett par små flöden finns men dessa har lämnats utanför.

Externa värmare

Flertalet externa värmare finns i lokalen. Dessa utgörs av:

- Elpatroner till tvätt- och sköjvattensystem
- Elpannor till hetvatten vid gasolförångningen
- Sekundärvärme till härdpressar
- Sekundärvärme till spetsvärmning av tilluft vid kallt väder
- Sekundärvärme/el till värmning av tappvarmvatten

Observera att pinch-analysen inte tar hänsyn till skillnader i pris mellan el, olika typer av värme, etc.

Externa kylare

Kyltornen till kylvattnet utgör externa kylare. Även markvärmen har ansetts utgöra en extern kylare. Anledningen till detta är att den inte utgör någon kritisk process. Förmodligen var tanken vid installationen att den skulle utnyttja spillvärme och toleransen mot driftskostnader för denna torde vara låg. Det är knappast troligt att en "fjärrvärmedriven" markvärme installerats om värmen från kylvattnet inte kunde ha utnyttjats.

9.1.2 Programmet Pro_pi

Vid utförandet av pinch-analysen används programmet Pro_pi som är ett makro till Excel. I programmet matas start- och måltemperaturer samt strömmarnas energiinnehåll in. Programmet kan sedan, för ett givet ΔT_{\min} , beräkna minimala kyl- och värmebehov samt pinch-temperatur. Vidare fås även strömmarna presenterade som kompositkurvor. Med programmet är det även möjligt att modellera nuvarande värmeväxlarnätverk och eventuella ombyggnationer och få fram resultat gällande överförda effekter, pinch-brott och nödvändiga kA-värden för varje enskild värmeväxlare.

Grafisk representation av värmeväxlarnätverk i Pro_pi

Pro_pi har, som beskrivits i föregående avsnitt, en funktion för grafisk representation av ingående strömmar med deras värmeväxlare och externa värmare/kylare. Denna funktion är till hjälp vid identifiering av fysiska placeringar av pinch-brott och vid förslag till ombyggnationer.

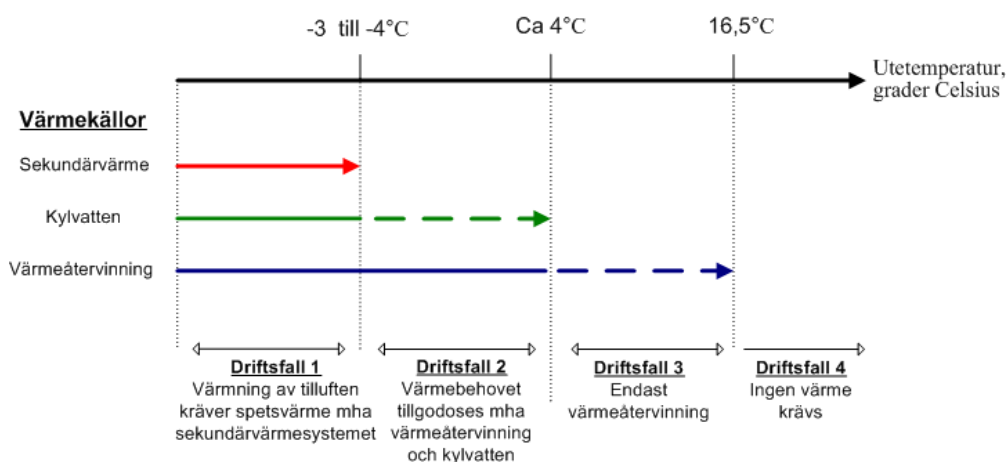
I byggnad 64 finns ett omfattande värmeväxlarnätverk men på grund av de komplikationer som påpekats tidigare går det med Pro_pi inte att skapa en bra grafisk representation som återger det fysiska utseendet hos nätverket samtidigt som det ska vara energitekniskt korrekt. Den huvudsakliga anledningen till detta är att flertalet strömmar slås ihop när de värmeväxlas mot kylvattnet. I Pro_pi blir det då svårt att sätta upp ett verklighetstroget värmeväxlarnätverk eftersom det inte går att fastställa ursprunget av värmen som går till tex tilluftsvärmningen, dvs vilken temperaturnivå utnyttjad värme hade från början. Av denna anledning används inte den grafiska funktionen hos Pro_pi. Istället analyseras systemet utifrån vetskap om kyl- och värmebehov, pinch-temperatur samt utseendet hos kompositkurvorna.

9.1.3 Sammanställning av ingående strömmar

I Bilaga 13.4 redovisas de ingående strömmarna i pinch-analysen, samt strömmarnas start-, måltemperaturer och effektinnehåll. Analysen innehåller flertalet approximationer då det inte varit möjligt att mäta på samtliga flöden. Detta beror främst på att delar av anläggningen inte körs i den rådande lågkonjunkturen.

9.1.4 Driftsfall vid pinch-analysen

I avsnitt 8.2.1 har olika driftsituationer relaterade till tilluftsystemen och utomhustemperatur listats. Resonemangen resulterar i följande figur.



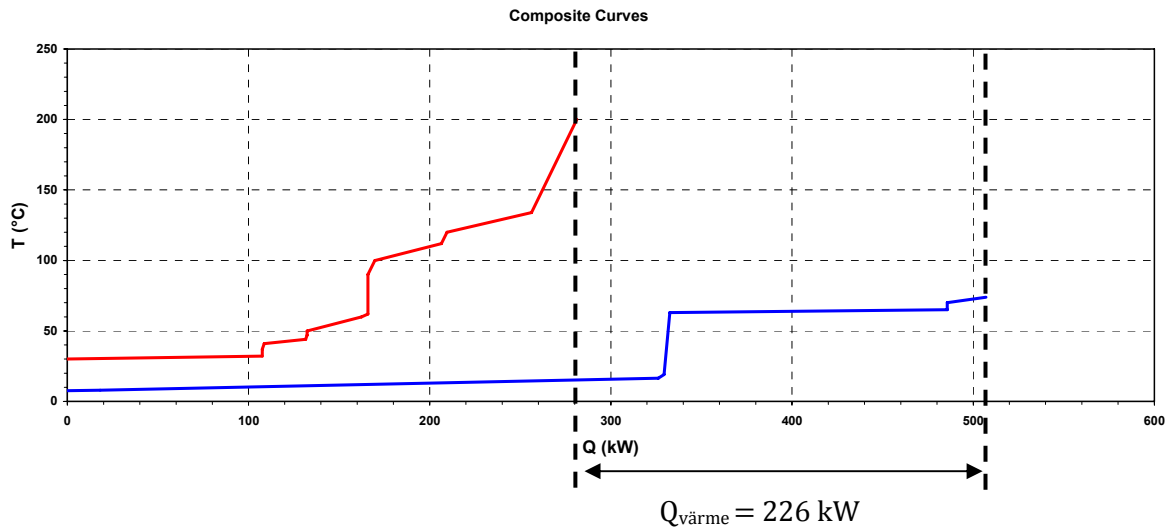
Figur 9.1 Olika temperaturberoende driftsfall gällande värmningen av tilluft. Streckade linjer innebär att resursen endast delvis utnyttjas i rådande intervall.

Dessa driftsfall har olika påverkan på pinch-analysen och måste därför studeras separat utom fall 3 och 4, som är likvärdiga eftersom värmeåtervinningssystemen ställs utför pinch-analysen. Övriga tre driftsfall är pinch-mässigt sett olika och därför görs tre varianter av pinch-analysen där de olika fallen uppträder. För samtliga driftsfall har ett ΔT_{\min} på 10°C använts. Detta värde är inget optimerat värde. En optimering av ΔT_{\min} kräver en mycket stor arbetsinsats för att ta fram information om priser och prestanda på värmeväxlare samt installation- och underhållskostnader mm. Ett optimerat ΔT_{\min} är av större vikt vid dimensioneringsarbeten än när det gäller att hitta principiella fel. Av dessa anledningar har ΔT_{\min} endast ansatts till 10°C då rapporten syftar till att uppmärksamma pinch-brott snarare än att dimensionera värmeväxlare. Det kan tilläggas att ΔT_{\min} 's påverkan är förhållandevis liten.

Driftsfall nr 1 – Sekundärvärme krävs för värmning av tilluft ($T_{ute} \leq -3^{\circ}\text{C}$)

I detta fall antas utomhustemperaturen vara så låg att kylvattnet helt kan avsättas genom värmning av tilluft. Detta driftsfall förekommer enligt varaktighetsdiagram **1500 h/år**. Utomhustemperaturen har satts till -5°C men analysen är principiellt sett giltigt för samtliga utomhustemperaturer lägre än ca -3°C . Vid denna temperatur klarar värmeåtervinningen i gamla systemet att ta upp lufttemperaturen till ca $7,5^{\circ}\text{C}$ ($-5 + 12,5$). För det nya systemet antas värmeåtervinningen precis täcka värmebehovet vid denna utomhustemperatur. Därmed når tilluften till det nya systemet sin måltemperatur utan någon övrig värmeförsel och tas därför inte med i pinch-analysen. Resultatet av pinch-analysen finns i Figur 5.2.

Kapitel 9



Figur 9.2 Kompositkurvor för ingående system vid en utomhustemperatur på -5°C och $\Delta T_{\text{min}} = 10^{\circ}\text{C}$.

Vid denna temperatur existerar inget kylbehov. Däremot existerar ett värmebehov, som vid -5°C är 226 kW, men vars storlek beror på utomhustemperaturen. Pinch-temperaturen är endast $12,5^{\circ}\text{C}$, vilket är lägre än samtliga varma strömmars måltemperaturer. Teorin ger då att följande ska gälla för att undvika pinch-brott och en onödigt hög energiåtgång:

1. All värme från de varma strömmarna skall värmesväxlas med lämpliga kalla strömmar
2. Inga externa kylare skall förekomma

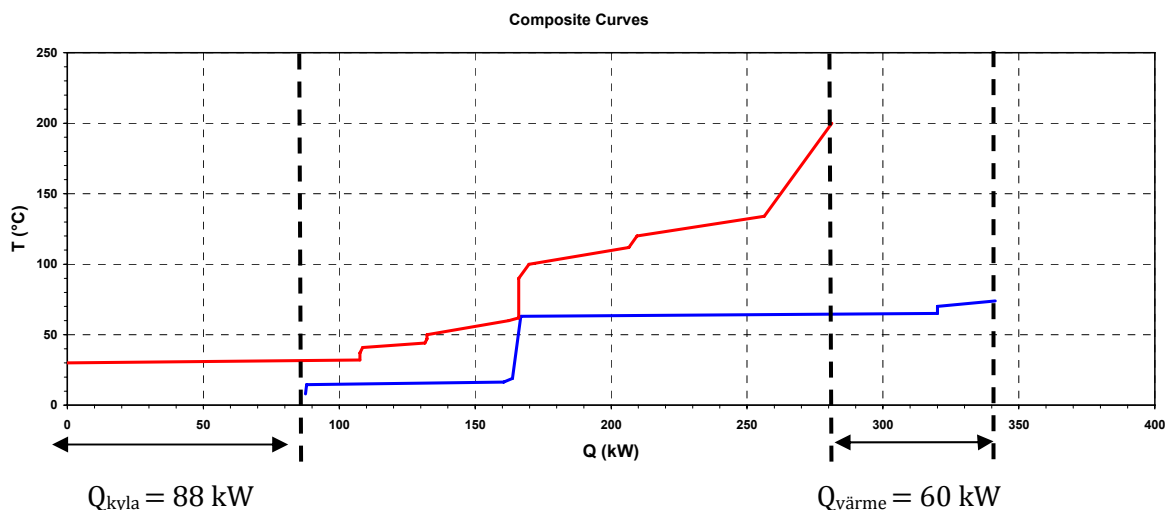
Detta driftsfall blir tämligen enkelt då det endast gäller att säkerställa att all värme nyttjas och inte kyls bort i externa kylare. Om styrsystemet fungerar som det är tänkt kommer kyltornen att vara avstängda vid detta driftsfall och orsakar därmed inga pinch-brott. Däremot körs markvärmen och om den ses som en extern kylare kommer effekten till denna att utgöra ett pinch-brott då värmen istället borde ha använts till att värma t.ex. tilluft.

Sammantaget i just detta simulerade driftfall behöver *minimalt* 226 kW värmas. Detta motsvarar årligen

- $226 \text{ kW} \cdot 1\,500 \text{ h} \approx 339 \text{ MWh}$.

Driftsfall 2 - Kylvatten och värmeåtervinning räcker för värmning av tilluft ($-3^{\circ}\text{C} < T_{ute} < 4^{\circ}\text{C}$)

Detta fall representerar ett slags mellanläge då ingen sekundärvärme men en andel av kylvattnet måste användas för att värma tilluften. Denna situation inträffar då utomhustemperaturen ligger i intervallet -3 till 4°C , men gränserna kan variera beroende på aktuell produktion. Detta driftsfall förekommer enligt varaktighetsdiagram **2 100 h/år**. Vid pinch-analysen för detta fall har en utomhustemperatur på 2°C används och tilluftstemperaturen efter värmeåtervinningen i det gamla systemet blir då ca $14,5^{\circ}\text{C}$. För det nya systemet räcker värmeåtervinningen för att klara värmebehovet. I nedanstående figur visas kompositkurvorna vid denna utomhustemperatur.



Figur 9.3 Kompositkurva för ingående system vid en utomhustemperatur på 2°C och $\Delta T_{min} = 10^{\circ}\text{C}$.

Vid denna temperatur existerar både värme- och kylbehov på 60- respektive 88 kW eftersom det vid denna temperatur finns kalla strömmar i form av bla tvätt- och sköljvattensystem som kräver värmning vid en hög temperaturnivå samtidigt som det finns ett överskott på lågtempererat kylvatten. Värmebehovet är vid detta driftsfall oberoende av utomhustemperaturen medan kylbehovet beror på avsättningen av kylvatten i tilluftssystemet. Kylbehovet varierar därför med utomhustemperaturen. Pinch-temperaturen har jämfört med föregående driftsfall stigit till 57°C . Reglerna rörande pinch-lagarna ger vid detta scenario följande krav på systemet:

1. Varma strömmar som har en högre temperatur än 62°C ³⁴ ska inte värmväxlas med kalla strömmar som har en lägre temperatur än 52°C ³⁵, dvs värme får inte föras genom "pinchen".
2. Extern kylning får endast ske av varma strömmar med temperatur lägre än 62°C .
3. Extern värmning av kalla strömmar får endast ske vid högre temperaturer 52°C .

³⁴ $57^{\circ}\text{C} + \frac{\Delta T_{min}}{2}$

³⁵ $57^{\circ}\text{C} - \frac{\Delta T_{min}}{2}$

Första och andra kravet ger att härdoljan till de inre härdkaren inte skall användas till att värma tilluft eller kylas bort i kyltorn, vilket är fallet i nuläget. Anledningen är att det finns annan lågvärdig värme som täcker tilluftens behov. Istället bör härdoljan, enligt pinch-analysen, användas till att värma flöden med högre temperatur i tex tvätt- och sköljvattensystemen eller hetvattnet till gasolförångningen.

Tredje villkoret säger att värmningen av tappvarmvatten och tilluften till omklädningsrummen utgör pinch-brott eftersom dessa värms med el och sekundärvärme (extern värme) samtidigt som de har temperaturer som helt eller delvis ligger under pinchen. Då pinch-temperaturen är 57°C bör tappvarmvattnet, enligt pinch-teorin, värmas till 52°C med hjälp av varma strömmar som även de ligger under pinch-temperaturen (kylvatten, kylolja) och eventuella externa värmare får endast användas som spetsvärme över pinchen.

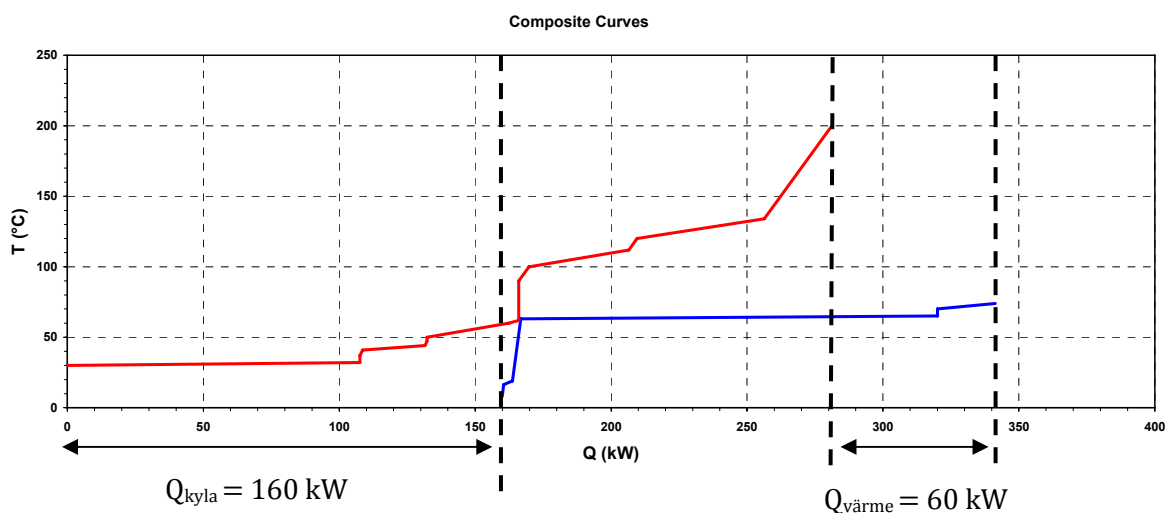
Markvärmnen utgör i detta scenario inget pinch-brott men dess inverkan riskerar, beroende på utomhustemperatur och produktion (tillgängligt kylvatten), att förskjuta systemet så att det hamnar i det driftläge som beskrivits i fall 1.

Sammantaget i just detta simulerade driftfall behöver *minimalt* 88 kW kylas och 60 kW värmas. Detta motsvarar årligen

- $88 \text{ kW} \cdot 2\,100 \text{ h} \approx 185 \text{ MWh kyla}$, och
- $60 \text{ kW} \cdot 2\,100 \text{ h} \approx 126 \text{ MWh värme}$.

Driftfall 3 & 4 – Värmeåtervinning täcker värmebehovet för tilluften ($T_{ute} \geq 4^{\circ}\text{C}$)

Vid temperaturer över 4°C täcker värmeåtervinningen uppvärmningsbehovet för tilluften. Detta driftfall förekommer enligt varaktighetsdiagram 5 160 h/år. Vid pinch-analys av detta fall lämnas båda tilluftströmmarna utanför analysen eftersom de når sin måltemperatur utan tillskott från kylvatten eller sekundärvärme. I Figur 9.4 visas resulterande kompositkurvor.



Figur 9.4 Kompositkurvor för ingående system vid en utomhustemperatur över 4°C och $\Delta T_{\text{min}} = 10^{\circ}\text{C}$.

Kapitel 9

Detta fall skiljer sig inte mycket åt från fall 2. Pinch-temperaturen och värmebehovet är oförändrade. Det enda som skiljer är att kylbehovet har ökat ytterligare, eftersom avsättningen av lågvärdig värme till tilluften nu upphört helt. Eftersom ingen avsättning till tilluften längre finns upphör också temperaturberoende för kylbehovet. Gällande pinch-brott råder samma situation som i driftsfall 2 med den skillnaden att markvärmen inte längre riskerar att skapa något pinch-brott i systemet.

Sammantaget i just detta simulerade driftfall behöver *minimalt* 160 kW kylas och 60 kW värmas. Detta motsvarar årligen

- $160 \text{ kW} \cdot 5160 \text{ h} \approx 826 \text{ MWh}$ kyla, och
- $60 \text{ kW} \cdot 5160 \text{ h} \approx 310 \text{ MWh}$ värme.

För att få en uppfattning om de olika driftfallens vikt, redovisas drifttid och minimala värme- och kylbehov nedan i Tabell 9.1.

Driftsfall	1	2	3 & 4
Temperaturintervall	$T_{\text{ute}} \leq -3^\circ\text{C}$	$-3^\circ\text{C} < T_{\text{ute}} < 4^\circ\text{C}$	$T_{\text{ute}} > 4^\circ\text{C}$
Drifttid per år [h]	1500	2100	5160
minimal kyla [MWh]	0	185	826
minimal värme [MWh]	339	126	310

Tabell 9.1 Sammanställning över pinch-analysens olika driftsfall.

I tabellen ses att driftsfall 3 & 4 har störst vikt, både vad gäller drifttimmar och energiåtgång. Observera att energiåtgången gäller för just dessa simulerade driftsfall. Att dela upp de olika driftfallen i en högre upplösning skulle kunna ge andra resultat, men ovanstående bör utgöra en god fingervisning.

9.1.5 Sammanställning över förekommande pinch-brott

I tabell nedan redovisas de pinch-brott som förekommer i byggnad 64, var de är placerade, deras ungefärliga storlek och vid vilka utomhustemperaturer de förekommer. I avsnitt 9.2 utreds möjligheterna att reducera energiåtgången genom att bli åtgärda pinch-brotten.

Nr	Placering	Storlek	Beskrivning	Vid utomhustemperatur ³⁶
1	Markvärme	>30 kW	Vid låga utomhustemperaturer utgör markvärmens extern kylning över pinchen.	< -3°C
2	Samtliga inre hårdkar	ca 115 kW	Härdoljorna har temperaturer över pinchen men deras värmeöverskott används till att värma tilluften vars temperaturer ligger under pinchen alternativt kyls bort i kyltornen. Detta medför att värme förs genom pinchen eller att extern kylning sker över pinchen.	>-3°C
3	Tilluft till omklädningsrum TA92-064-003	ca 3 kW	Sekundärvärme används för att värma tilluften till omklädningsrummen från 16,5°C →19°C, vilket utgör värmning under pinchen.	< 19°C
4	Värmning av tappvarmvatten	ca 4 kW	Varmvattnet värms med extern värme och dess temperatur är delvis under pinchen. Värmningen upp till pinchtemperaturen utgör då ett pinchbrott.	>-3°C

Tabell 9.2 Sammanställning över förekommande pinch-brott i byggnad 64.

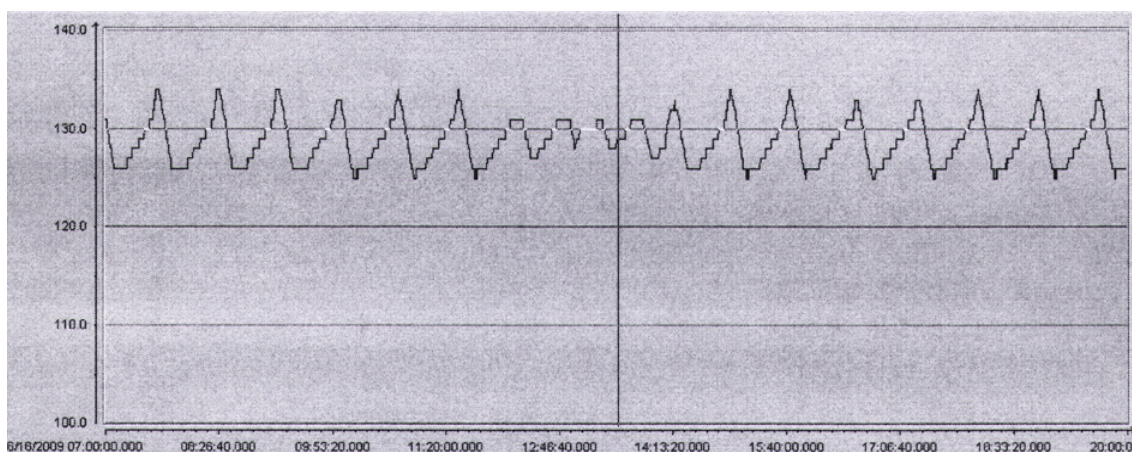
³⁶ Anger vid vilka utomhustemperatur som aktuellt pinch-brott förekommer

9.2 Energitekniska åtgärdsförslag i nuvarande system

Detta kapitel innehåller en genomgång över de energitekniska brister som uppmärksammats i byggnad 64. Deras orsak och ekonomiska betydelse studeras. Vidare ges förslag på åtgärder till uppmärksammade brister. De problem som lyfts fram i detta avsnitt är dels sådana som uppmärksammats vid pinch-analysen och dels sådana som framkommit under kartläggningen av byggnaden och vid mätningar.

9.2.1 Temperaturreglering av inre härdkar

I gasuppkolningsugn SV16838 regleras 8 m³ olja till en temperatur av 130°C. Härdkaret används för att härda motorhjul, medan det i själva ugnen härdas både motor- och ringhjul. Oljan kan både kylas och värmas. Kyleffekten är på 250 kW och sker via centralt kylvattensystem. Värmningen sker mha elvärmepatroner, som antingen är av- eller påslagna. Elpatronernas effekt är på 56 kW. Dynamiken med nuvarande temperaturreglering för inre härdkar visas nedan i Figur 9.5.



Figur 9.5 Inre härdkars temperatur med nuvarande temperaturreglering. Figuren är hämtad från Scania's program för processövervakning. Temperatur på y-axeln och tid på x-axeln.

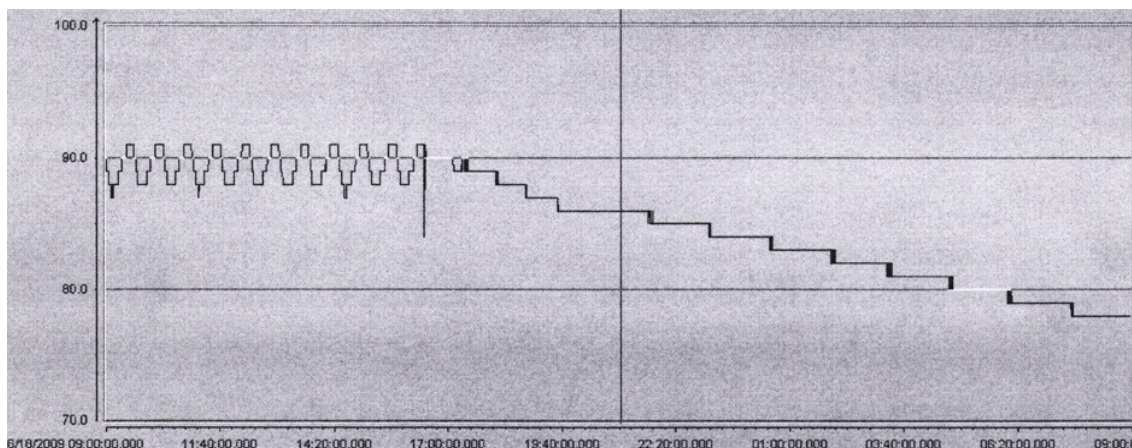
Härdkarets temperatur varierar mellan 126°C och 134°C. Noterbart är att härdkarets temperaturändring vid kylning har en brantare lutning än vid värmning. Det beror på att kylsystemet har högre effekt än elvärmepatronerna. Temperaturtopparna vid varje period skiljer sig också åt. De låga topparna är då inga motorhjul doppats ner i härdkaret och de högre topparna är då motorhjul doppats ner och således varmt upp härdkaret. Detta kan ses för att temperaturökningen accelererar något vid ungefär 131°C innan de höga topparna. Sedan finns avvikande företeelser, då motorhjul doppats ner vid en annan del av temperatursvängningarna; tex vid tiden 14:10, då motorhjul doppats ned ungefär vid temperaturen 127°C.

Några slutsatser som går att dra av nuvarande temperaturreglering är följande.

- Härdkarets temperatur tillåts pendla mellan ungefär 126°C och 134°C.
- Kylsystemet kylar aktivt ner oljan under dess börvärde, som är på 130°C, vilket kostar pengar i form av el då elvärmepatronerna sedan måste värma upp oljan.
- Det finns inga fixa intervall då motorhjul doppas ner för härdning i härdkaret. (Detta har även verifierats med produktionen. Vanligtvis härdas motorhjulen var 46:e eller var 115:e minut, vilket motsvarar var fjärde respektive var tionde takt.)

Kapitel 9

Det som kräver onödigt mycket energi och kostar pengar är att kylvattensystemet kylvatten för mycket; dels nyttjas inte karets naturliga avkylning, dels kyls kylsystemet ner oljan under dess börvärde. Därför måste elvärmepatronerna värma upp oljan innan motorhjul åter doppas ned i härdkaret. För att kunna ta fram en mer effektiv temperaturreglering krävs kunskap om härdkarets avkylningsdynamik, dvs när oljan får svalna fritt utan att värmning eller kylning sker. Denna dynamik kan ses nedan i Figur 9.6, där härdkaret har fått svalna fritt i och med en avstängning av hela gasuppkolningsugnen pga sommarreparation.



Figur 9.6 Inre härdkars naturliga avkylningsdynamik från 90°C. Vertikal axel visar oljans temperatur i härdkaret medan horisontell axel visar tiden.

Utifrån data och beräkningar i Bilaga 13.6 - inre härdkars avkylningstakt, har inre härdkar en avkylningstakt på 1,82°C/h vid en temperatur på 130°C. Avkylningshastigheten beror på temperaturdifferensen mellan härdkar och omgivande luft.

För att inte ändra produktionsförhållandena bör temperaturen med en ny reglering inte tillåtas variera mer än den gör i dagsläget, enligt Figur 9.5 ovan. Följande ligger till grund för härdkarets värmebalans.

- Temperaturen i härdkaret stiger med ungefär 3°C när motorhjul doppas ned för härdning, vilket stämmer väl överens med teoretiska beräkningar, se Bilaga 13.7.
- Då varken värmning eller kylning sker, har härdkaret en avkylningstakt på 1,82°C/h.

Om motorhjul härdas var fjärde takt, dvs var 46:e minut, hinner härdkaret självmant kylas av högst 1,4°C. Härdas motorhjulen var tionde takt, dvs var 115:e minut, hinner härdkaret svalna 3,5°C. Detta betyder att härdkaret inte har något värmebehov då motorhjul härdas var fjärde takt, medan det har ett värmebehov på 0,5°C var 115:e minut då härdning sker var tionde takt. Detta med utgångspunkt för att hålla karet vid dess börvärde på 130°C.

I dagsläget ligger härdkarets värme- och kylsystem och motverkar varandra. Endast ca 30 s efter att värmningen upphört startar kylsystemet och vice versa. Om regleringen istället kan ställas in så att karet både kyls och värms så lite som möjligt, kan mycket energi sparas. Förslagsvis ställs regulatorn in så att värmning startar om temperaturen understiger 126°C, samt att kylning sker då temperaturen överskrider 134°C. I båda fall bör regulatorn värma eller kyla till karetets börvärde på 130°C. Anledningen till att inte bara värma eller kyla så att karet kommer in i tillåtet temperaturintervall är för att regulatorn inte skall stå och "slå" vid intervallgränsen, samt att ta systemet till sitt utgångsläge vid börvärdet då ett värme- eller kylbehov har uppkommit. Tanken är att värme- och kylscenariot skall träda i kraft så sällan som möjligt. Föreslagen regleringen åskådliggörs nedan i Tabell 9.3.

	Vid temperatur	Till temperatur
Värmning	< 126°C	130°C
Kylning	> 134°C	130°C

Tabell 9.3 Föreslagen regulatorinställning för temperaturreglering av inre härdkar.

Denna regulatorinställning reducerar både värme- och kylbehovet till inre härdkar. Istället för att aktivt värma eller kyla karet nyttjas karetets naturliga dynamik tillsammans med att temperaturhöjningen till följd av att motorhjul härdas tas till vara. Regulatorn till inre härdkar är av typen Eurotherm 2408. Bilaga 13.15 är ett datablad från Eurotherm rörande deras 2400-serie. Databladet visar att nuvarande regulator kan ställas in för den föreslagna regleringen.

En elmätning har utförts på elvärmepatronerna till inre härdkar, vilka visar på att uppvärmning av inre härdkar drar el motsvarande drygt **220 000 kr** per år.³⁷ Detta när värmebehovet alltså är ytterst blygsamt.

Besparingspotential

Som tidigare nämnts härdas motorhjul i inre härdkar vanligtvis var fjärde eller var tionde takt; mestadels härdas de var tionde takt och avvikelser kan förekomma. I dessa två fall är det endast då motorhjul härdas var tionde takt som härdkaret har ett värmebehov, på 0,5°C per omgång motorhjul, dvs var 115:e minut. Detta motsvarar enligt Bilaga 13.7 eluppvärmning av oljan motsvarande **6 500 kr** per år.

Till detta kommer att det inte existerar något värmebehov då motorhjulen härdas var fjärde takt, vilket är något som inte alltför sällan sker, samt att belastningen på kylvattensystemet också reduceras. Denna belastning minskas i snitt från ungefär 250 kW till 210 kW. Minskningen gör att kylvattnet inte kan värma tilluften lika mycket som tidigare, utan tilluften behöver delvis värmas med något annat – sekundärvärme. Detta sker vintertid då priset på sekundärvärme är 534 kr/MWh. I Figur 8.5 visas att sekundärvärmeanvändningen årligen ökar med 62 MWh om den genomsnittliga belastningen minskar med 40 kW. Det motsvarar

$$62 \text{ MWh} \cdot 534 \text{ kr/MWh} \approx 33\,500 \text{ kr}.$$

Sammantaget kan en ny temperaturreglering medföra en *årlig besparing* på

- $220\,000 - 6\,500 - 33\,500 \approx 180\,000 \text{ kr}.$

³⁷ Medeleffekten är 37,8 kW och avstängning ungefär fem veckor per år ger årlig kostnad på:

$37,8 \text{ kW} \cdot (8760 - 168 \cdot 5) \text{ h/år} \cdot 0,744 \text{ kr/kWh} = 222\,700 \text{ kr/år}.$ Fullständiga mätvärden finns att tillgå i separat excel-fil.

Klargöranden vid ny temperaturreglering

Vid införande av en ny temperaturreglering är det viktigt att den klarar alla möjliga driftfall. De två extrema scenarion är *om motorhjul härddas varje takt*, vilket då motsvarar att nya hjul härddas var 11,5:e minut, eller *om det inte härddas några motorhjul alls*. Vid dessa två scenarion skall härdkaret kunna hållas vid sitt börvärde, då hela ugnen aldrig stängs ner förutom vid längre uppehåll i produktionen.

Egentligen skiljer sig inget av scenariona med ny reglering från nuvarande reglering. Det händer ibland att flera takter motorhjul härddas efter varandra, och kylsystemet klarar av att hålla härdkarets temperatur vid sitt börvärde. Likaså vid uppehåll i produktionen är det inget problem för elvärmepatronerna att hålla 130°C i härdkaret. Då behöver endast värmningen "motverka" avkylningstakten. Det är precis samma kyl- och värmesystem, med samma kapaciteter, i nuvarande system som det är i systemet med ny reglering. Skillnaderna mellan den nuvarande och den nya föreslagna regleringen är att temperaturen skall ha ett "tillåtet intervall", i vilket det redan nu pendlar i, där regulatoren inte ska kompensera och framför allt inte överkompensera, om temperaturen i härdkaret inte ligger precis på sitt börvärde.

Observerbart är att temperaturen vid denna nya reglering inte kommer att värma 0,5°C, som är värmebehovet i snitt var 115:e minut om motorhjulen härddas var tionde takt. Istället kommer härdkarets temperatur sjunka med 0,5°C mellan varje omgång motorhjul, för att sedan värmas upp till 130°C då temperaturen understigit 126°C.

Efter samtal med Bo Jönsson, produkt- och applikationsspecialist på Eurotherm, bör temperaturregleringen i fråga enkelt gå att ställa om. Härdkarets nuvarande regulator skall endast behöva ställas om till ON/OFF-reglering, vilket även han tyckte lät som det bästa reglerförfarandet. Jönsson höll även med om att dagens reglering inte lät bra alls. Eurotherm har konsulter i Strängnäs som tar 890 kr/timmen för sådana här jobb. Skulle en ny regulator mot förmodan behövas kostar denna 6232 kr. Därtill kan det tillkomma lite beroende på extra moduler, in- och utgångar mm.

Pay off-tid

Räknat på att en ny regulatorinställning kräver en arbetsvecka konsultarbete för konsulter från Eurotherm, resulterar detta i en pay off-tid på

$(890 \text{ kr/h} \cdot 40 \text{ h}) / 180\,000 \text{ kr} = 0,2 \text{ år}$, eller drygt två månader.

Noterbart är att rådande lågkonjunktur med lägre beläggning gör att ugn SV16838 står utan arbete vissa veckor. Ugn SV11870 har varit avstängd i runt ett halvår.

9.2.2 Åtgärder för pinch-brott

I detta avsnitt undersöks möjligheterna att genom ombyggnationer av befintliga system åtgärda de pinch-brott som finns listade i Tabell 9.2.

(1) Markvärme

Markvärmen är inte alltid enbart av nytta. Vid låga utomhustemperaturer orsakar den pinch-brott och medför en ökad sekundärvärmeanvändning.

Vid **driftsfall 1** när spetsvärmning sker med sekundärvärme på kylvattnet utgör markvärmens bortkylda värme ett pinch-brott. Denna värme, som markvärmen kylar bort i nya systemet gör att kylvattentemperaturen i kylvattentank blir något lägre. I gamla systemet, där kylvattnet nu spetsvärms med sekundärvärme för att eftervärma tilluften, måste nu kylvattnet värmas mer eftersom markvärmen kylt bort en del värme som annars skulle ha tillfallit kylvattentankarna. Konsekvensen blir att avkylningen mot markvärmen måste värmas upp av sekundärvärme, varpå marken utanför byggnad 64 kan sägas bli sekundärvärmeuppvärmd.

I **driftsfall 2** då eftervärmning mha kylvatten sker, är markvärmens påverkan något glidande. Om det finns en betydande överkapacitet i kylvattnet, dvs att endast en del av kylvattnet behövs för att få upp tilluften till 16,5°C, utgör markvärmen inget problem. Om kylvattnet däremot ligger nära sin kapacitet av vad det kan eftervärma tilluften med för att få upp denna till 16,5°C, kan detta göra att körning av markvärmen förskjuter systemet till driftsfall 1, där spetsvärme mha sekundärvärme behövs.

Att i **driftsfall 3 och 4** kyla kylvattnet till marken istället för att göra det i kyltorn är endast av godo. Kyltornen är placerade på taket och för att de ska fungera effektivt är de utrustade med fläktar som ökar konvektionen och därmed värmeavsättningen. Markvärmen drivs endast med en mindre cirkulationspump och är dessutom placerad i nivå med källaren. Dessa faktorer medför att markvärme blir ett mer energieffektivt sätt att kyla bort värme samtidigt som det avlastar kyltornen. Körs inte markvärmen vid detta driftfall behöver värmen istället kylas bort i kyltorn. Markvärmen blir således "gratiskyla" vid detta driftfall.

Följden av ovanstående resonemang är att markvärmen inte bör köras då spetsvärmning sker med sekundärvärme. I dagsläget finns ingen sådan förregling. Reglersystemet för markvärmen är separerat från övriga styrsystem. Enda styrningen av markvärmen sker utifrån temperaturen på glykolblandningen i kylslingan.

Besparingspotential

Under examensarbetet har en mätning på markvärmen gjorts. Denna mätning, som utfördes i maj 2009, visade en kyleffekt på drygt 30 kW.

I Figur 8.5 visas kylvattensystemets påverkan på sekundärvärmebehovet. Från denna figur fås, att om tillgänglig effekt i kylvattensystemet ökar med 30 kW från dagens 250 kW till 280 kW, minskar behovet av sekundärvärme med ca 37 MWh/år. Detta ger en årlig besparingspotential på

$$37 \text{ MWh/år} \cdot 534 \text{ kr/MWh} \approx 20\,000 \text{ kr/år}.$$

Denna besparing är sannolikt i underkant eftersom mätningen av effekten utfördes vid en årstid då markens temperatur är högre än under vinterhalvåret. Under vintern borde kyleffekten pga marktemperaturen vara högre. På driftkortet till markvärmen anges en effekt på 112 kW, men det framgår inte vid vilka förhållanden detta skulle inträffa.

En mätning vintertid, vid driftsfall 1, skulle ge mer precisa svar på markvärmens betydelse för sekundärvärmeanvändningen.

Ombyggnation

För att åtgärda detta problem krävs en utbyggnad/komplettering av det relativt enkla styrsystemet för markvärmen. Denna bör innehålla:

- Förregling som förhindrar samtidig markvärme och användning av sekundärvärme.
- Säkerhetsfunktion som startar markvärmen vid för hög tillloppstemperatur av kylvatten till nya systemet.

Utöver en modifiering av hur markvärmen styrs, krävs kabeldragning från gamla systemet för att göra styrsignalen från spetsvärmningen tillgänglig hos markvärmens styrsystem. För övrigt krävs i princip ingen ny utrustning.

Slutsats

Efter en mätning av sekundärvärme kontra markvärme vintertid då en mer precis bedömning av besparingspotentialen är möjlig bör kostnader för en ombyggnation undersökas.

(2) Inre härdkar

Samtliga tre inre härdkar har oljetemperaturer långt över pinch-temperaturen. Genom att värmeväxla härdoljan för de inre härdkaren mot någon kall ström, som oavsett driftsfall befinner sig ovanför pinch-temperaturen, undviks dagens situation där värme periodvis förs genom pinchen. I byggnad 64 har nedanstående kalla strömmar en måltemperatur högre än 52°C³⁸ och är därför lämpliga att värmeväxla mot härdoljan:

- Tvätt- och skölvattensystem
- Hetvatten till gasolförångning
- Tappvarmvatten (endast delvis ovanför pinch-temperaturen)

³⁸ Pinch-temperaturen för kalla strömmar förskjuts $\Delta T_{\min}/2$ nedåt ($57 - 10/2 = 52^\circ\text{C}$).

Av dessa tre alternativ är tvätt- och sköljvattensystemet mest lämpligt som mottagare av överskottsvärme från de inre härdkaren. Anledningen till detta är att det geografiska avståndet är litet samt att värmebehoven för tvätt- och sköljvattnen är så pass stora att de kan uppta all överskottsvärme från de inre härdkaren.

Hetvattnet är placerat i taknivå i lokalen medan härdoljesystemen är placerade i källaren samtidigt som hetvattnet endast har ett värmebehov på ca 21 kW, varför värmeväxling härdolja mot hetvattnet inte utgör ett lika bra alternativ.

Tappvarmvattnet är placerat i samma lokal som härdoljesystemen för gasuppkolningsugnarna SV16838 och SV11870. Däremot är tappvarmvattnets värmebehov är så pass litet att det endast kan ta upp en liten del av värmen, särskilt eftersom majoriteten av värmebehovet för tappvarmvattnet ligger under pinchen och således inte ska värmas mha högre värdig värme ovanför pinchen.

Besparingspotential

Tvätt- och sköljvattensystemen har tillsammans ett beräknat värmebehov på 230 kW, vilket är långt större än kylbehoven för de inre härdkaren. Tvätt- och sköljvattensystemen är belägna i källarplanet och befinner sig geografiskt nära härdoljekylningen. I dagsläget är tvätt- och sköljvattensystemen eluppvärmda och om värmen från de inre härdkaren utnyttjas kan elkostnaden, med 2009 års elpris, reduceras med

$$(41,5 + 32,1 + 41,5)kW \cdot 7\,920 \text{ h/år} \cdot 0,744 \text{ kr/kWh} = 678\,000 \text{ kr/år}.$$

I likhet för fallet med temperaturreglering av härdkaren och markvärmen, påverkas användningen av sekundärvärme i gamla tilluftsytetmet av mängden tillgängligt kylvatten. Enligt beräkningar i avsnitt 8.2.2, se särskilt Figur 8.5, medförs en reduktion av värmeupptagningen hos kylvattensystemet med ca 115 kW från dagens 250 kW, om all värme från härdkaren (115 kW) används till att värma tvätt- och sköljvatten istället för att tillföras kylvattnet. Det för med sig en ökning av sekundärvärmebehovet på ca 214 MWh/år. Ökningen av sekundärvärmebehovet sker vintertid och då är priset på denna 534 kr/MWh.

Således reduceras besparingspotentialen pga sekundärvärmeanvändning med

$$214 \text{ MWh/år} \cdot 534 \text{ kr/MWh} \approx 114\,000 \text{ kr/år}.$$

Den slutgiltiga besparingspotentialen blir då

$$678\,000 \text{ kr/år} - 114\,000 \text{ kr/år} = 564\,000 \text{ kr/år}.$$

Det är på sin plats att påpeka att *med en bättre temperaturreglering* kan eltillförseln och därmed kylbehoven för de inre härdkaren kraftigt reduceras. Detta finns att läsa om i avsnitt 9.2.1. En ombyggnation av härdoljesystemen bör därför **endast** tas i beaktande om det skulle visa sig att betydande kylbehov för de inre härdkaren kvarstår efter att temperaturregleringen har setts över.

Ombyggnation

Kylning av inre härdkar mot tvättvattnet har tidigare funnits hos system SV11870, men har tagits bort pga problem med igentäppning av värmexlaren mellan härdoljan och tvättvattnet. Igentäppningen skedde på växlarens oljesida. I dåvarande lösning växlades härdoljan direkt mot tvättvattnet. En möjlig lösning på detta problem är att låta härdoljan först växlas mot kylolja, vilket dessutom är fallet i dagsläget. Kyloljan värmexlas sedan med tvättvattnet. Kyloljan utgör, till skillnad från härdoljan, ett slutet system utan öppna bad eller dylikt och borde inte innehålla någon större mängd smuts eller partiklar och därmed inte ha samma tendens att täppa igen värmexlaren. Tänkvärt är att kyloljan i dagsläget värmexlas med kylvattnet utan betydande problem, så med lämpliga val av olja och värmexlare borde en värmexling mot tvättvattensystemet vara möjlig.

Nedan ges två förslag till möjliga lösningar.

Alternativ 1 – Inkoppling av värmexling före elpatronerna

I dagsläget värms tvätt- och sköljvattnet mha elpatroner placerade vid tankarna till systemen. För systemen SV32266 och SV11870 sitter elpatronerna i ett värmepaket utanför själva tankarna. Vatten tas sedan från tanken och pumpas mha en cirkulationspump genom respektive värmepaket och åter till tank. Beroende på värmebehovet aktiveras olika antal elpatroner i värmepaketet. Genom att placera en värmexlare mot härdoljekylningen före elpatronerna och integrera denna i styrsystemet för elpatronerna kan denna värmexlare minska antalet aktiverade el-patroner och på så sätt minska elanvändningen. Varje tvätt- och sköljvattensystem har ett värmebehov på 30-50 kW, vilket är i samma storleksordning som kylbehovet för ett av de inre härdkaren. Med ovanstående lösning skulle elanvändningen i tre av sex system i princip kunna ersättas.

Nackdelen med denna lösning är att härd-/kyloljan ligger väggskilt i rummet bredvid tvätt- och sköljvattensystemen. Det är däremot främst för det nya systemet det skulle innebära betydande rördragning eftersom tvättssystemen och nya systemets härdoljekylning ligger i geografiskt mer skilda delar av källaren.

Alternativ 2 – Värmning av returledning

Genom att värmexla kyloljan till de inre härdkaren med tvätt- och sköljvattensystemens returledningar kan längre rördragningar undvikas. Både för nya och gamla systemet passerar nämligen returledningarna för tvätt och sköljvattensystemen i anslutning till härdoljekylningen. Något som skulle kunna komplicera denna lösning är strömningsförhållandena i returledningarna. Eventuellt är returledningarna inte trycksatta utan vattnet "rinner" endast ned till tank, vilket skulle kunna försvåra värmexlingen.

Slutsats

I dagsläget finns en besparingspotential på uppemot 564 000 kr/år genom att använda värme från de inre härdkaren till tvätt- och sköljvattensystemen. Dock förhåller det sig så, vilket också tidigare påpekats, att en förbättring av temperaturregleringen av härdkaren kraftigt reducerar kylbehoven för dessa. En sådan lösning vore att föredra och en ombyggnation enligt ovan bör i så fall beaktas efter åtgärdande av regleringen, eftersom det är först då som en korrekt besparingspotential kan bedömas.

(3) Värmning av tilluft till omklädningsrum

Denna värmning sker med sekundärvärme och innebär periodvis värmning under pinchen. Detta värmebehov skulle kunna tillgodoses med värme från kylvattensystemet istället. Värmebehovet till detta system är endast 3 kW, vilket motsvarar drygt 1 % av det totala värmeinnehållet i kylvattnet. Någon betydande påverkan på kylvattensystemet som helhet bör därmed inte inträffa om värmning av detta luftflöde skulle ske med kylvatten.

Besparingspotential

Den årliga användningen av sekundärvärme är ca 9,4 MWh. Med en genomsnittlig kostnad på 469 kr/MWh³⁹ fås en årlig besparing på

$$9,4 \text{ MWh/år} \cdot 469 \text{ kr/MWh} \approx 4\,400 \text{ kr/år}$$

Ombyggnation

En ombyggnation skulle kräva följande:

- Nytt värmebatteri i tilluftssystemet, då dagens batteri är anpassat för sekundärvärme
- Rördragning till kylvattenledning
- Shuntgrupp och reglersystem anpassat till lågtemperaturdrift

Slutsats

Med tanke på den låga besparingspotentialen är det inte sannolikt att en ombyggnation är lönsam. En åtgärd av detta system är kanske mest trolig vid en ombyggnation eller om reparation av nuvarande utrustning blir aktuell.

(4) Värmning av tappvarmvatten

Pinch-analysen säger att tappvarmvattnet bör värmas upp till ca 52°C mha av andra lågtempererade flöden för att undvika pinch-brott i driftsfall 2, 3 och 4.

Besparingspotential

Tappvarmvattnet har ett årligt värmebehov på ca 31,7 MWh. Värmebehovet tillgodoses i dagsläget av både el och sekundärvärme. Kostnaden för uppvärmningen är därför satt till 606,5 kr/MWh, vilket utgör medelvärdet av elpris och priset på sekundärvärme⁴⁰. Kostnaden för uppvärmningen *upp till* 52°C blir då

$$31,7 \text{ MWh/år} \cdot 606,5 \text{ kr/MWh} \cdot \frac{52 - 8}{65 - 8} \text{ °C} \approx 15\,000 \text{ kr/år} .^{41}$$

Anledningen till ovanstående viktning är att pinch-brottet endast gäller värmningen upp till 52°C. Spetsvärmningen över denna temperatur utgör inget pinch-brott och tas därmed inte med i beräkningen.

³⁹ $\frac{534+404}{2} = 469 \text{ kr/MWh}$

⁴⁰ $\frac{744+(534+404)/2}{2} = 606,5 \text{ kr/MWh}$

⁴¹ Ingående temperatur på stadsvattnet har satts till 8°C, måltemperaturen efter uppvärmning är 65°C

De enda varma strömmarna som ligger under 62°C (pinch-temperaturen för varma strömmar), men har en högre temperatur än 52°C är oljan till de yttre härdkaren hos SV11870 och SV32266.

Värmebehovet för tappvarmvattnet varierar kraftigt samtidigt som effekten hos kyloljesystemen är relativt liten. Kylningen av härdolja varierar också över tiden och eventuellt är den avgivna effekten från kyloljesystem inte tillräcklig för att, vid stora varmvattenuttag, säkerställa en tillräckligt hög tappvarmvattentemperatur.

En annan möjlig lösning som visserligen inte eliminerar pinch-brottet men likväl minskar detsamma är förvärmning mha kylvatten. Pga kylvattnets temperatur kan uppvärmning maximalt ske till ca 35°C. Besparingspotentialen för en sådan lösning är

$$31,7 \text{ MWh/år} \cdot 606,5 \text{ kr/MWh} \cdot \frac{35 - 8}{65 - 8} \text{ °C} \approx 9\,000 \text{ kr/år}.$$

Förvärmning mha kylvattnet har tidigare funnits men är numera borttagen.

Ombyggnation

Mer ingående information om värmning av tappvarmvatten mha av lågtempererat vatten finns att läsa i avsnitt 9.3.2 frågeställning (3). Det som kan nämnas redan här är att vid en direkt värmeväxling av kylolja mot tappvarmvatten måste det säkerställas att inget läckage sker, då oljepartiklar inte får hamna i tappvarmvattnet.

Slutsats

Besparingspotentialen gällande förvärmning av tappvarmvatten är relativt liten men är intressant ur ett generellt perspektiv då värmning av tappvarmvatten är vanligt förekommande på området. Byggnad 64 skulle i denna aspekt kunna utgöra ett slags pilotfall gällande utnyttjade av spillvärme för varmvattenproduktion då detta är en intressant lösning även om den enskilda besparingspotentialen för denna varmvattenberedare är låg.

9.2.3 Fler åtgärder

9.2.3.1 Ökad värmeåtervinning från frånluften

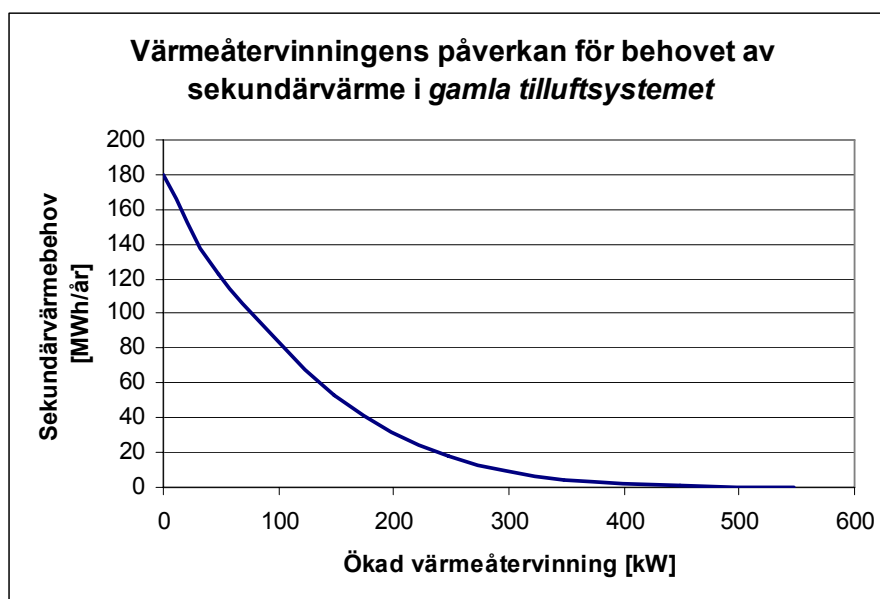
I pinch-analysen har frånluftsflödena utelämnats eftersom det är svårt att definiera måltemperaturer och värmeinhåll för dessa strömmar. Efter en utförd pinch-analys av övriga strömmar kan slutsatser gällande frånluften nu dras. Från Tabell 8.3 ges att samtliga frånluftsflöden, undantaget avgaserna från endogasgeneratoren, har en lägre temperatur än ca 60°C. Merparten av flödena har en temperatur på 25 - 40°C.

I alla driftsfall utom driftsfall 1 ligger frånluftsflödenas temperaturer nästan uteslutande under pinch-temperaturen. Under pinch-temperaturen finns inget värmebehov. Det finns alltså redan i dagsläget ett överskott på värme med dessa temperaturer. En annan slutsats är att temperaturen hos frånluften är för låg för att frånluften ska kunna utnyttjas som värmekälla för tvätt- och sköljvattensystemen eller till, de i avsnitt 9.1.1 redovisade, strömmar med värmebehov. Detta eftersom samtliga system med värmebehov, undantaget tilluftsystemen, kräver en högre temperatur än 60°C.

I driftsfall 1 ligger pinch-temperaturen på 12,5°C. Detta är lägre än frånluftstemperaturerna och vid detta driftsfall skulle en ökad värmeåtervinning kunna minska värmebehovet i byggnad 64. Det som skiljer driftsfall 1 från de övriga driftsfallen är att sekundärvärme krävs i tilluften. Således kan en ökad värmeåtervinning användas för att minska värmebehovet för tilluften, men inte för värmning av övriga processer då frånluftens temperatur är för låg.

Besparingspotential i gamla tilluftssystemet

Figur 8.5, avsnitt 8.2.2, visar förhållandet mellan sekundärvärmebehovet för *gamla tilluftssystemet* och värmeinnehållet i kylvattnet. Med utgångspunkt i utomhusluftens varaktighetsdiagram kan samma beräkningsgång användas för att visa besparingspotentialen vid en ökad värmeåtervinning till *gamla tilluftssystemet*. Utgångsläget för nedanstående figur är de i avsnitt 8.2.2 redovisade förutsättningarna, dvs maximalt 250 kW tillgänglig effekt i kylvattnet och en värmeåtervinning på ca 450 kW.



Figur 9.7 Förhållandet mellan ökad värmeåtervinning och sekundärvärmeanvändning i gamla tilluftssystemet.

Om ytterligare drygt 300 kW värme kan återvinnas från frånluften kan sekundärvärmeanvändningen helt upphöra i *gamla tilluftssystemet*. Om ingen sekundärvärme skulle behövas i *gamla tilluftssystemet* finns, jämfört med dagens situation, en besparingspotential på

$$180 \text{ MWh/år} \cdot 534 \text{ kr/MWh} \approx 96\,000 \text{ kr/år}.$$

180 MWh är alltså dagens sekundärvärmebehov, se figur. Ytterligare värmeåtervinning skulle kunna spara värme i andra tilluftssystem, men potentialen för detta är okänd.

Slutsatser

Nuläget

I dagsläget kan frånluften pga de låga temperaturerna endast användas för värmning av tilluft. Undantaget är avgaserna till endogasgeneratorerna som har en betydligt högre temperatur; om dessa finns att läsa i nästkommande avsnitt.

Möjligheter i framtiden

I ett framtidsscenario där kylvattensystemet ingår i ett lågtemperatursystem med fler avsättningsområden än idag skulle de varmare (>35°C) frånluftsflödena kunna utgöra värmekällor för lågtemperatursystemet. Främst under sommarhalvåret skulle värme i frånluften hos byggnad 64, via ett lågtemperatursystem, kunna transporteras till andra byggnader med värmebehov. Mer om lågtemperatursystem finns att läsa i avsnitt 9.3. I projekt V2 har även andra möjliga lösningar för att återvinna värmen i frånluften föreslagits, bla en värmepumpslösning och en separering av heta avgaser från övriga flöden.

9.2.3.2 Utnyttjande av avgaser från endogasgeneratorerna

Vid inventering av frånluftsflödena uppmärksammades den höga frånluftstemperaturen och värmeutvecklingen kring avfacklingen av gas vid endogasgeneratorerna. Röret till avgasutsuget, som sker med självdrag, har en temperatur på över 300°C. Denna avfackling är belägen i gasgeneratorrummet. Intill gasgeneratorrummet är el-pannorna till hetvattnet för gasolförångningen placerade, vilka skulle kunna utgöra avsättning för den värme som genereras vid avfacklingen.

Besparingspotential

El-pannorna använder 169 MWh el per år. Om elanvändningen skulle kunna ersättas med värme från de varma avgaserna finns en besparingspotential på

$$169 \text{ MWh/år} \cdot 744 \text{ kr/MWh} \approx 125\,000 \text{ kr/år.}$$

Detta utgör den maximala besparingen om el-pannorna för uppvärmning av hetvatten helt ersätts med värmeåtervinning.

Ombyggnation

Avståndet till el-pannorna är mycket kort, enkel väg ca 10 m. De ligger endast bakom en betongvägg sett från endogasgeneratorerna. Ett rördragningsarbete torde således inte vara speciellt omfattande.

Den stora investeringskostnaden utgörs av installationen av en avgaspanna vid avfacklingen. Dagens konstruktion för värmeavledning består endast av en plåthuv och ett avgasrör ut över tak. Inga fläktar eller dylikt finns installerade. Genom att kapsla in avfacklingen och reducera värmeförlusterna till lokalen samtidigt som en avgaspanna eller dylikt installeras skulle värmen kunna tas tillvara. Om effekten från avgaspannan inte är tillräcklig skulle den kunna monteras i serie med el-pannorna och agera förvärmning. Någon form av reglersystem som förhindrar för hög vattentemperatur behövs förmodligen också.

Slutsatser

Värmning av hetvatten är en betydande kostnad och om denna kan reduceras finns en stor besparingspotential. Den stora osäkerheten ligger i gasavfacklingens värmeinnehåll. Denna är, med tillgänglig mätutrustning, mycket svår att bedöma. Första steget borde därför vara att på ett kvalitativt sätt bedöma hur mycket värme som kan återvinnas från avfacklingen. Utifrån det bör sedan en eventuell investering i en avgaspanna bedömas.

9.2.3.3 Konvertering till sekundärvärme för tvätt- och skölvattensystemen

Även om det ligger lite utanför ramen för examensarbetet visas ändå besparingspotentialen för en konvertering från dagens elanvändning till värmning med sekundärvärme eller fjärrvärme för tvätt- och skölvattensystemen, då denna besparingspotential är mycket stor.

Besparingspotential

I dagsläget värms tvätt- och skölvattnet med el. Den årliga användningen är ca 1820 MWh. Årskostnaden för denna uppvärmning är:

$$1\,820\text{ MWh/år} \cdot 744\text{ kr/MWh} \approx 1\,354\,000\text{ kr/år}.$$

Tvätt- och skölvattensystemen är klimatberoende. Priset på sekundärvärme sätts därför till medelvärdet mellan vinter- och sommarpriset - 469 kr/MWh. Kostnaden för uppvärmning mha sekundärvärme är då

$$1\,820\text{ MWh/år} \cdot 469\text{ kr/MWh} \approx 854\,000\text{ kr/år}.$$

Detta medför en besparingspotential på

$$1\,354\,000\text{ kr/år} - 854\,000\text{ kr/år} \approx 500\,000\text{ kr/år}.$$

Ombyggnation

Anledningen till att el-patroner används är att tvättmedlet till tvätt- och skölvattnet kräver 65°C. En så hög temperatur kan inte garanteras året om via sekundärvärmen.

Om sekundärvärme eller eventuellt fjärrvärme rakt av ska kunna ersätta elpatronerna måste kravet på temperaturen hos tvättvattnet sänkas, antingen med nuvarande tvättmedel eller genom byte till ett annat tvättmedel som fungerar vid en lägre vattentemperatur. Ett annat alternativ är att låta sekundärvärmen förvärma tvättvattnet innan elpatronerna, och låta elpatronerna värma endast när sekundärvärmen inte räcker till. Med dagens temperatur på tvättvattnet behöver man med detta alternativ beakta returtemperaturen till sekundärvarmesystemet, vilken aldrig kan bli lägre än tvätt- och skölvattnets nuvarande returtemperatur på ≈63°C.

Slutsats

Ett projekt kallat Seast pågår där bla dessa typer av tvättsystem ingår. Med tanke på den stora besparingspotentialen av en konvertering till fjärr- eller sekundärvärme bör denna möjlighet tas i beaktande.

9.3 Lågtemperaturlösningar

Begreppet *lågtemperaturlösningar* är inte en fullt förankrad term. Ofta används även *spillvärmelösningar* eller den mer teoretiska termen *utnyttjande av lågvärdig energi*. Energimyndigheten genomförde 2007 en förstudie vars syfte var att analysera styrmedel för utnyttjandet av industriell spillvärme.⁴² I studien dras flera slutsatser, bland annat att de hittills utredda potentialerna är för översiktliga och att behov finns för att öka kunskapen om ökat industriellt utnyttjande av spillvärme.

9.3.1 Generellt om lågtemperaturlösningar

I detta avsnitt har nedanstående fyra frågeställningar tagits fram för att stolpa upp spillvärmens nuläge samt generella möjligheter att utnyttja spillvärme från ett system. Vad som är ett lämpligt system skiljer sig från fall till fall och kan exempelvis bero på geografiska omständigheter. Till varje frågeställning listas exempel på hur det i verkligheten kan se ut. I nästkommande kapitel ges verkliga exempel för varje frågeställning med byggnad 64 som utgångspunkt.

(1) Vilka processer eller stödsystem använder sig redan idag av lågvärdig värme?

Här ingår komponenter inom systemet som redan i dagsläget använder sig av lågvärdig värme. Vad som definierar lågvärdig värme i detta fall, är att processen eller stödsystemet använder värme med sådan temperatur att tillgänglig spillvärme kan nyttjas helt utan att högre värdig värme också måste tillsättas, exempelvis fjärrvärme. Några fasta temperaturintervall där värme klassas som lågvärdig är därför inte lämpligt att definiera.

(2) Vilka processer eller stödsystem skulle kunna använda lågvärdig värme?

Här syftas till enheter som skulle kunna använda en mer lågvärdig värme än de gör i dagsläget. Detta kan ofta vara komponenter som använder fjärrvärme, men som skulle kunna klara sig med lägre värdig värme.

(3) Vilka processer eller stödsystem skulle till viss del kunna använda lågvärdig värme?

Denna fråga avser komponenter som delvis kan värmas med lågvärdig värme, för att sedan exempelvis behöva spetsas med fjärrvärme för att erhålla sitt börvärde, processkrav etc.

(4) Övriga systemberoende lösningar

Här avses lösningar som inte kräver några processer eller stödsystem inom relevant system, för att utnyttja spillvärme. Här ingår lösningar som inte finns idag, men som skulle kunna skapas eller bli aktuella just för spillvärmelösningar.

⁴²

[http://www.swedishenergyagency.se/web/biblshop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/\\$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement](http://www.swedishenergyagency.se/web/biblshop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement)

9.3.2 Specifika lösningar med byggnad 64 som utgångspunkt

Här listas verkliga exempel för att utifrån varje frågeställning utnyttja spillvärme. Kartläggningen av byggnad 64 ligger här till grund för identifieringen av möjliga spillvärmelösningar.

(1) Vilka processer eller stödsystem använder sig av lågvärdig värme i första hand?

I byggnad 64 är det i dagsläget ett stödsystem som nyttjar spillvärme i form av uppvärmt kylvatten - *värmning av tilluften*. Till värmningen nyttjas all tillgänglig spillvärme under kalla delar av året, men slutar helt utnyttjas vid ungefär $+4^{\circ}\text{C}$. Det är således under den varma delen av året som byggnad 64 i dagsläget saknar avsättning för spillvärme.

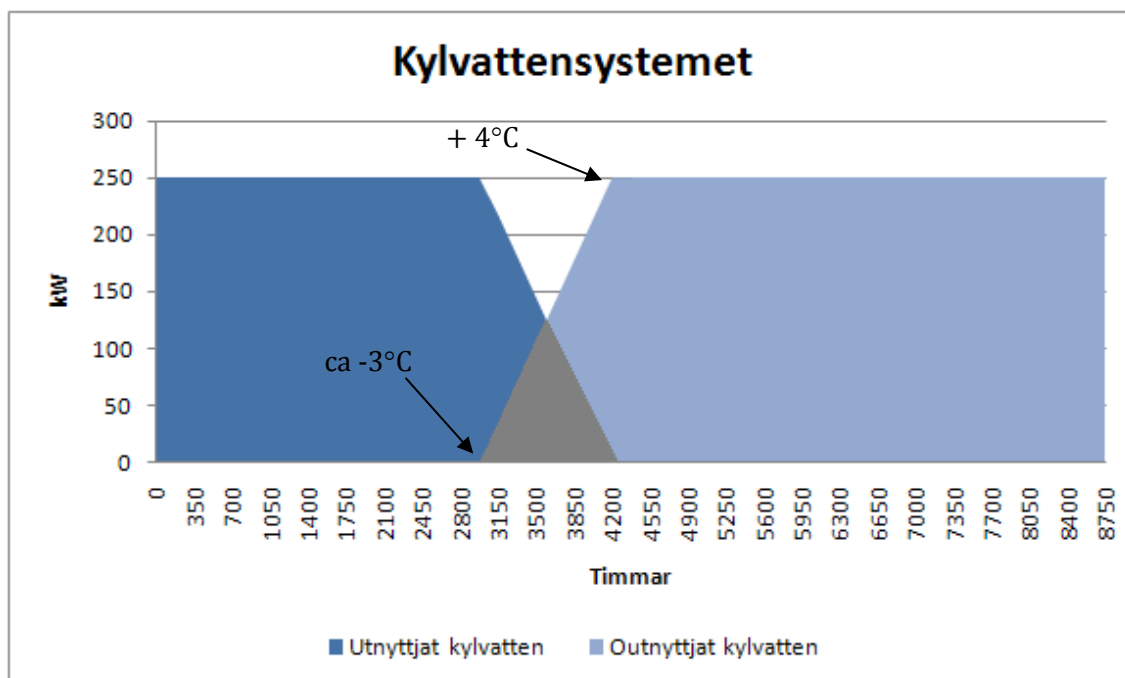
(2) Vilka processer eller stödsystem skulle kunna använda lågvärdig värme?

Denna fråga kan vara ganska komplex och för att kunna svara på denna behöver en del saker utredas. Först behöver den egna *kapaciteten på outnyttjad lågvärdig värme* utredas. Sedan måste *möjlig avsättning* hittas inom lämpligt geografiskt område. Nedan utreds dessa steg, med byggnad 64 som utgångspunkt. Följande användningsområden klassas under denna punkt som potentiella spillvärmennyttjande komponenter.

- (1) Värmning av tilluft
- (2) Luftvärmare

Kapacitet på outnyttjad lågvärdig värme i byggnad 64

Utnyttjandegraden av värmen i kylvattensystemet är relativt låg och majoriteten används inte. I Figur 9.8 visas ett varaktighetsdiagram över outnyttjad värme hos kylvattensystemet.



Figur 9.8 Varaktighetsdiagram över utnyttjad och outnyttjad värme hos kylvattensystemet vid normal produktion. Det gråa området representerar de timmar kylvattnet nyttjas, men inte fullt ut.

Totalt under ett år finns närmare 1 600 MWh outnyttjad värme i kylvattnet. Fördelningen över året är sådan att om kylvattnet skall kunna utnyttjas ytterligare måste de nya användningsområdena ha ett värmebehov vid utomhustemperaturer högre än åtminstone -3°C . Annars finns ingen vinning i att utnyttja dessa. Det är emellertid önskvärt att en utökad värmeavsättning ska vara möjlig även vid högre utomhustemperaturer än 4°C eftersom det är då majoriteten av den outnyttjade värmen i kylvattnet existerar. Avsättning av kylvattnet kan ske till funktioner som har en måltemperatur under 35°C , men kan även till viss del användas till funktioner med en högre måltemperatur.

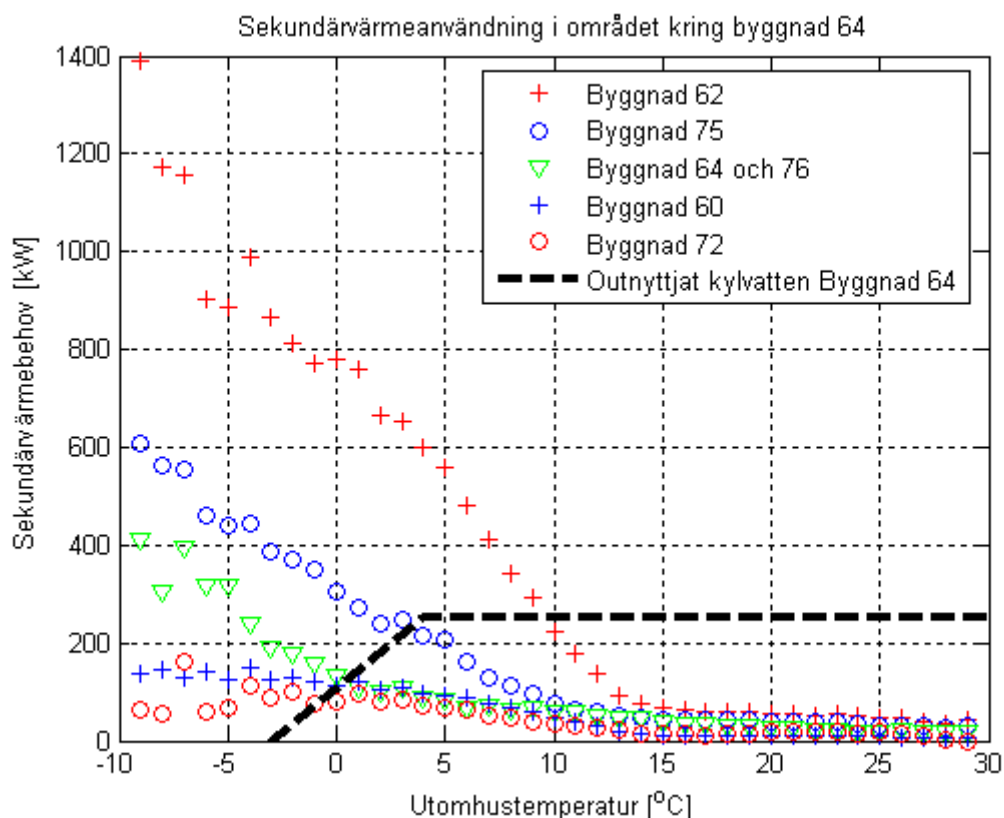
Sekundärvärmeanvändning i området kring byggnad 64

För att bedöma om det finns någon avsättning för den överskottvärme som produceras via kylvattensystemet i byggnad 64 analyseras sekundärvärmebehovet för byggnad 64 och andra byggnader som ligger inom ett rimligt avstånd från byggnad 64. De byggnader som ingår i analysen är 60, 62, 64, 72, 75 och 76. Byggnaderna geografiska placering åskådliggörs i Figur 9.9 nedan.



Figur 9.9 Översiktsbild över området kring byggnad 64.

Ur DynaMate:s energidatabas har timvärden på sekundärvärmeanvändning och utomhustemperatur tagits fram från 2008. Dessa värden har behandlats så att punkterna i diagrammet, Figur 9.10 nedan, visar medeleffekten då utomhustemperaturen avviker $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ från angiven temperatur. Figuren illustrerar sambandet mellan sekundärvärmeanvändning och utomhustemperatur för de byggnader vars geografiska läge är sådant att de kan vara aktuella för avsättning av den lågttempererade värme som finns tillgänglig i byggnad 64. I diagrammet har också mängden outnyttjat kylvatten lagts in för att visa på graden av korrelation mellan överskottsvärme och värmebehov.

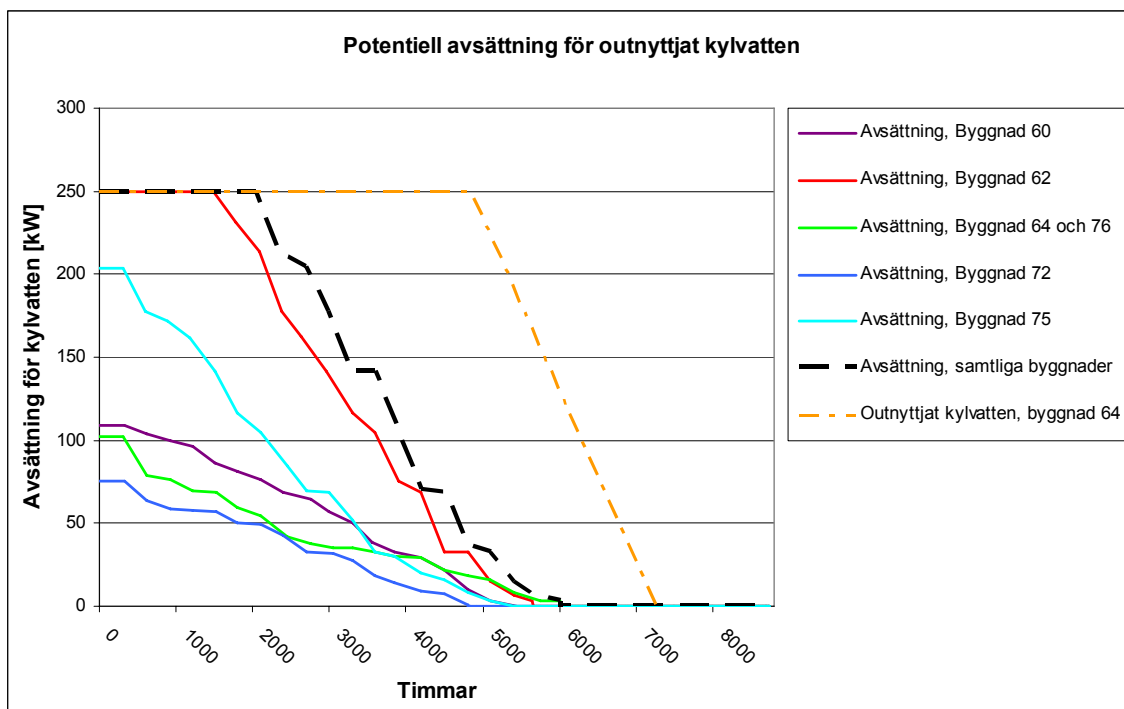


Figur 9.10 Outnyttjad värme i kylvattnet från Byggnad 64 och sekundärvärmeanvändning i närområdet.

Ur figuren ses att samtliga byggnader har en baslast som inte är temperaturberoende. Storleken på baslasten varierar mellan byggnaderna men ligger i intervallet 10-60 kW. Denna last består av varmvattenproduktion och värmebehov till eventuella produktionsprocesser. När utomhustemperaturen sjunker ner till ca 12 – 15°C börjar sekundärvärmebehovet att öka för byggnaderna till följd av klimatlasten. Balanstemperaturen ligger alltså i intervallet 12-15°C, och varierar lite från byggnad till byggnad.

Byggnad 62 är den byggnad som har överlägset störst användning av sekundärvärme och där finns ett stort värmebehov även vid högre utomhustemperaturer. Därmed utgör byggnad 62 den byggnad i området som har störst potential när det gäller att öka kylvattnets utnyttjandegrad. Byggnad 75 är också intressant då den har en relativt stor sekundärvärmeanvändning och "sitter ihop" med byggnad 64. I viss mån måste även byggnad 76 tas med i analysen då dess sekundärvärmeanvändning inte kan separeras från byggnad 64. Byggnad 60 och 72 har lågt sekundärvärmebehov vid de utomhustemperaturer där outnyttjat kylvatten finns tillgängligt och att leda in kylvatten i dessa lokaler kan inte nämnvärt öka utnyttjandegraden hos kylvattnet.

I Figur 9.10 syns också att samtidigt som värmning sker med sekundärvärme finns outnyttjad överskottsvärme i kylvattensystemet från byggnad 64. För att bedöma vilken potential som finns för att utnyttja överskottsvärmen för uppvärmning av byggnaderna i närområdet beräknas sammanfallande värmebehov (sekundärvärme) och värmeöverskott (outnyttjat kylvatten). Detta presenteras nedan i Figur 9.11. Bakomliggande beräkningar ges i Bilaga 13.9.



Figur 9.11 Potentiell avsättning för utnyttjat kylvatten i närområdet kring byggnad 64. Kurvorna utgör fristående grafer och ska *inte* ackumuleras till varandra.

Korrelationen mellan värmebehov för olika byggnader och överskottsvärme från kylvatten visas här i ett varaktighetsdiagram. I figuren har baslasterna av sekundärvärme *inte* tagits med, eftersom de ofta kräver en högre temperaturnivå än temperaturen i kylvattnet.

Figuren visar hur stor avsättning som kan uppnås för varje enskild byggnad samt om samtliga byggnader utnyttjas för avsättning av lågtempererad värme. Figuren innehåller även information om hur mycket tillgänglig överskottsvärme som finns. Observera att kurvorna i figuren *inte* ackumuleras till varandra utan utgör fristående grafer, dvs den maximala effekten för *enbart* byggnad 62 är 250 kW. Anledningen till att *avsättning för samtliga byggnader* inte fyller ut mer än vad den gör, beror på att utomhustemperaturen resterande tid på året är för hög för att byggnaderna skall kunna utnyttja spillvärme. Det syns bättre i Figur 9.10 och är vid de temperaturer kurvan för utnyttjat kylvatten ligger *ovanför* byggnadernas sekundärvärmeanvändning, dvs från 10°C och uppåt.

I Tabell 9.4 nedan återfinns ovanstående grafer i tabellform. Tabellen visar potentialen för avsättning av överskottsvärme från byggnad 64 i olika byggnader i området. Tabellen redovisar också besparingspotentialen - både för respektive byggnad och totalt. Vid beräkning av besparingspotentialer har sommarpriset på sekundärvärme används då det är vid varmare väderlek som kylvattnet kan ersätta sekundärvärme. Beräkningar gällande Tabell 9.4 finns i Bilaga 12.9.

Byggnad	Möjlig avsättning av outnyttjat kylvatten [MWh/år]	Besparingspotential [kr/år]
60	309	125 000
62	785	317 000
64 och 76	248	100 000
72	180	73 000
75	438	177 000
Samtliga byggnader	886	368 000
Outnyttjat kylvatten	1 580	639 000

Tabell 9.4 Årlig potential för utnyttjande av spillvärme i närområdet kring byggnad 64. Vid beräkning av värdena i tabellen har ingen hänsyn tagits till semesteravstängning.

Observera att tabellens data är densamma som till Figur 9.11 ovan. "Samtliga byggnader" är således ingen summering av ovanstående byggnader, utan *maximal möjlig avsättning* i analyserade byggnader med avseende på utomhustemperaturen.

I byggnad 64 finns idag totalt ca 1580 MWh outnyttjad värme via kylvattensystemet. Genom att utnyttja värmen i kylvattnet för lokaluppvärmning i omkringliggande lokaler skulle sekundärvärmeanvändningen på norra området teoretiskt sett kunna *reduceras med 886 MWh/år*. Störst potential har byggnad 62, som har avsättning för ca 785 MWh/år. Vintertid finns ingen överskottsvärme från byggnad 64. Således kan överskottsvärme från byggnad 64 inte helt ersätta befintliga värmesystem; en lösning får antingen bygga på någon kombinationslösning, eller på parallella system för låg- och högtempererad värme.

Avslutningsvis, vilket tidigare nämnts, förblir ca 44 % av kylvattnet outnyttjat även om samtliga analyserade byggnader använder sig av kylvatten för uppvärmningen. Vid vissa utomhustemperaturer saknas helt enkelt avsättning för lågtempererad värme i de analyserade byggnaderna. Således finns inga spillvärmelösningar för utomhustemperaturer över $\approx 15^{\circ}\text{C}$.

Möjlig avsättning

(1) Värmning av tilluft

Värmning av tilluft från frågeställning (1) kan även ingå under den här punkten. För att utreda möjligheterna till ökad avsättning av spillvärme genom värmning av tilluft, har tilluftssystem som saknar värmeåtervinning i byggnad 62, 64, 75 och 76 identifierats. Tilluftsfläktar som har en fungerande värmeåtervinning saknar normalt värmebehov vid de utomhustemperaturer då det existerar outnyttjat kylvatten och kan således inte utgöra någon möjlig avsättning.

Från databas FU2000⁴³ har utdrag på samtliga tilluftssystem *utan värmeåtervinning* i ovanstående byggnader gjorts. Tilluftssystem som saknar behov för uppvärmning, tex nöd- och sommarventilation är inte medtagna i tabellen då de inte är intressanta för värmeavsättning. Bilaga 13.11 innehåller placeringsritningar där fläktarna från Tabell 9.5 (nedan) med geografiska placeringar är markerade.

⁴³DynaMate:s fastighets- och anläggningsregister.

Byggnad	ID	Placering	Luftflöde [m ³ /h]	Användningsområde	Kommentar
62	TA92-062-002	Källarkulvert	37 000	Allmänventilation	Värmeåtervinning bortkopplad
62	TA92-062-005	Entresolplan	29 600	Målarbox	
62	TA92-062-010	Entresolplan	3600	Ritkontor	
62	TA92-062-013	Entresolplan	14 000	Kontor	Fläkten har i verkligheten troligen mindre luftflöde ⁴⁴
62	TA92-062-014	Källare	9300/3200	Omklädningsrum syd	
62	TA92-062-030	Plan 1	6480	Kontor IP	
62	TA92-062-035	Entresolplan	1450	Höglager	
75	TA92-075-007	Källare	6840	Kontor	
64	TA92-064-003	Källare	3528	Omklädningsrum	Se kommentar nedan
64	TA92-064-008		1350	Härdlab	Se kommentar nedan

Tabell 9.5 Tilluftsfläktar med värmebehov som saknar värmeåtervinning i byggnad 62, 64, 76 och 75.

Byggnad 64: I denna byggnad är det endast tilluften till omklädningsrummet och till härdlabbet som saknar värmeåtervinning. Besparingspotential gällande tilluften till omklädningsrummet har behandlats i avsnitt 9.2.2 gällande åtgärdande av pinch-brott. För fläkten till härdlabbet är det svårt att säga hur eventuell värmning fungerar, men då denna har ett så litet flöde, bortses det från denna fläkt.

Byggnad 76: Samtliga tilluftssystem har värmeåtervinning, dvs ingen direkt avsättning för spillvärme.

Byggnad 75: I denna byggnad finns ett tilluftssystem som skulle kunna utgöra en lämplig mottagare av överskottsvärme. Det är **TA92-075-007**; denna fläkt betjänar kontorslokaler och saknar idag värmeåtervinning. Fläkten är placerad i källaren till byggnad 75, nära byggnad 64.

Detta tilluftssystem kan avsätta 50 MWh/år, för beräkning se Bilaga 13.10. Detta innebär en besparingspotential enligt:

$$50 \text{ MWh/år} \cdot 404 \text{ kr/MWh} \approx 20\,000 \text{ kr/år}$$

En avsättning av kylvatten i detta system skulle kräva att nuvarande tilluftsaggregat anpassas för drift med lågtempererad värme. Förslagsvis genom en liknande lösning som för eftervärmningen i *gamla tilluftssystemet*. Sedan måste ledningar för kylvatten dras från kylvattentanken till tilluftsaggregatet. Längden för denna rördragning är cirka 100 meter⁴⁵. Systemet bör också vara utrustat med en förregling så att det ej utnyttjas när kylvattnet har full avsättning i *gamla tilluftssystemet*. Annars riskeras samma situation som för markvärmen.

Byggnad 62: Flertalet tilluftssystem finns i lokalen. Dessa är placerade både uppe på taket och i *källarkulvert*. De uppe på taket är relativt nya och har värmeåtervinning genom roterande värmeväxlare och är därmed inte några storförbrukare av sekundärvärme, speciellt inte vid högre utomhustemperaturer.

⁴⁴ Uppgift från Daniel Otter, områdesansvarig på fastighetsskötsel, DynaMate

⁴⁵ Ungefärligt avstånd uppmätt med lasermätare

I *kulvertsystemet* finns tre stora fläktar som alla tre ursprungligen använts som tilluftssystem. Av dessa är numera en helt avstängd och en används endast som sommarventilation. Den tredje fläkten, **TA92-062-002**, används fortfarande men flödet från denna har strypts ned. Denna fläkt har tidigare haft värmeåtervinning men värmeåtervinningens frånluftsflöde har upphört och därmed finns ingen värmeåtervinning på denna fläkt och detta tilluftsflöde värms endast med sekundärvärme. Värmebatterierna från den tidigare värmeåtervinningen finns fortfarande kvar men fyller i dagsläget ingen funktion. Genom att använda kylvatten till detta system kan 270 MWh sekundärvärme besparas per år. Beräkningar finns i Bilaga 13.10. Detta ger en besparingspotential på:

$$270 \text{ MWh/år} \cdot 404 \text{ kr/MWh} \approx 109\,000 \text{ kr/år}$$

För att utnyttja detta tilluftssystem som avsättning för överskottvärme krävs rördragning i kulvertsystemet från byggnad 64 till byggnad 62. Längden på denna rördragning är ca 225 meter, vilket beräknats kosta ca 340 000 kr. För beräkningar se Bilaga 13.13. Kylvattnet skulle sedan kunna kopplas in på befintliga värmebatterier, såtillvida de är funktionsdugliga. Noterbart är att byggnad 62 har ett eget kylvattensystem, vars värmeöverskott om möjligt i första hand bör avsättas i byggnad 62. Kapaciteten i byggnad 62:s kylvattensystem har däremot inte kartlagts.

Fläktarna i kulvertsystemet är dock gamla och det är tveksamt om dessa utgör någon långsiktig lösning. Pay off-tiden för endast rördragningen är ca tre år, vilket får anses vara långt. Därför är lämpligheten av en investering för att möjliggöra en spillvärmelösning för uppvärmning av tilluft i byggnad 62 osäker.

(2) Luftvärmare

En typ av komponent som skulle kunna använda lågtempererat kylvatten är luftvärmare. Luftvärmare består i princip av ett värmebatteri och en fläkt som blåser luft på batteriet och sedan ut i lokalen. Fläkten startas och stoppas vid vissa förutbestämda temperaturer på omgivande luft. Tabell 9.6 innehåller en sammanställning över antalet luftvärmare i respektive byggnad. Informationen är hämtad från databas FU2000.

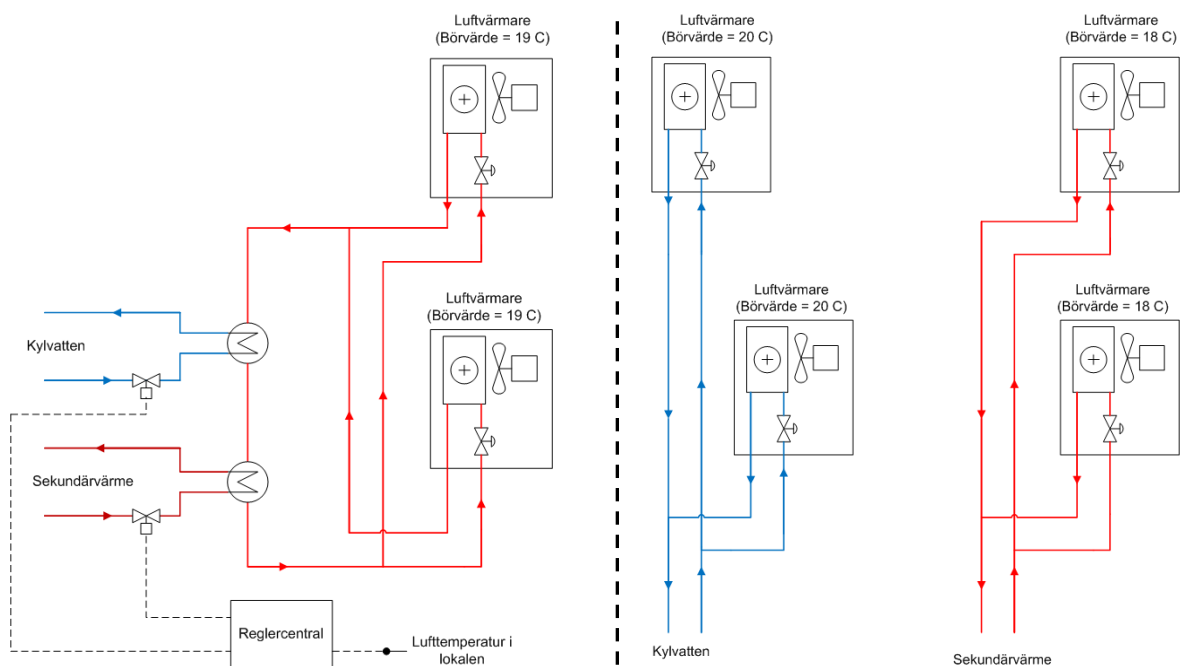
Byggnad	Antal luftvärmare
62	50
64	10
75	43
76	4

Tabell 9.6 Antal luftvärmare i utvalda lokaler enligt databas FU2000.

Som synes finns ett stort antal luftvärmare i byggnad 62 och 75. Dessa skulle kunna värmas med spillvärme på 35°C istället för med sekundärvärme på 60-80°C. Potentialen är däremot störst i byggnad 62.

Med kylvatten kommer luftvärmarna att utveckla en lägre värmeeffekt beroende på den lägre temperaturdifferensen mellan det värmande mediet och rumsluften. Konsekvensen av detta blir att luftvärmarna körs under längre tid för att hålla önskad lufttemperatur i lokalen. Vid högre utomhustemperaturer, när uppvärmningsbehovet är lågt utgör detta inte något problem men när värmebehovet ökar finns en risk att luftvärmarna, om de drivs med lågtempererad värme, inte klarar att hålla värmen i lokalen även om de körs kontinuerligt. Exempelvis reduceras effekten hos en luftvärmare av modell ATDA-55-1-1 från Luvata (Coiltech) med drygt 60 % om vattentemperaturen sänks från 60°C till 35°C. För simuleringsunderlag från programmet Coils, se Bilaga 13.17 och Bilaga 13.18. Denna modell på luftvärmare förekommer i byggnad 62⁴⁶ även om modellvariationen är stor bland installerade luftvärmare. I grundutförandet kostar ovanstående luftvärmare ca 13 090 kr.⁴⁷ Sett till kostnad per överförd kW är investeringskostnaden ca 570 kr/kW med 60-gradigt vatten och ca 1 390 kr/kW med 35-gradigt vatten.⁴⁸

Pga reduceringen av värmeeffekt och avsaknad av överskottsvärme i kylvattnet vintertid krävs någon typ av kombinationslösning med sekundärvärme om dagens överskottsvärme ska kunna utnyttjas. En lösning skulle kunna vara att **samtliga luftvärmare använder kylvatten**, men att spetsvärma kylvattnet med sekundärvärme vid behov. En annan är att ha **två separata system**; ett med luftvärmare som använder kylvatten och ett som använder sekundärvärme. Luftvärmarna med sekundärvärme kan då vara inställda att börja värma vid en temperatur något under de som använder sig av kylvatten. Detta för att försäkra sig att endast de luftvärmarna med kylvatten används så länge de har kapacitet att hålla temperaturen. En principskiss på de två lösningarna ses nedan i Figur 9.12. En tredje lösning skulle givetvis kunna vara att endast använda lågtempererade luftvärmare, vilket skulle medföra att fler luftvärmare än i dagsläget behöver användas.



Figur 9.12 Principskiss över två spillvärmelösningar till luftvärmare. Alternativet med samtliga luftvärmare (t v) och det med två separata system (t h).

⁴⁶ Tillverkare enligt FU2000 är ABB, dåvarande ägare av Coiltech.

⁴⁷ Kostnad hämtad från Fläkt Woods Webshop, <https://webshop.flaktwoods.com>.

⁴⁸ Avgiven effekt från luftvärmarna redovisas i Bilaga 13.17 och i Bilaga 13.18.

Kapitel 9

Hur stor potentialen är för att ersätta sekundärvärme med spillvärme till luftvärmarna i de olika byggnaderna är svårt att säga. En rördragning från byggnad 64 in till byggnad 62 och sedan genom byggnaden ner till södra delen har beräknats kosta ca 450 000 kr. Beräkningar gällande rördragningskostnader finns i Bilaga 13.13. Den teoretiska potentialen för avsättning av spillvärme är ca 317 000 kr i byggnad 62. En ideal lösning är dock långt ifrån realistisk och återbetalningstiden för rördragningen är troligen minst 2-3 år.

Till detta kommer sedan kostnader för installation av luftvärmare och innan lösningens rimlighet kan bedömas måste information om luftvärmarnas sekundärvärmeanvändning tas fram. För att göra det behöver en noggrannare kartläggning om luftvärmarna göras, men luftvärmarna i byggnad 62 och 75 har i vilket fall störst potential de olika byggnaderna emellan.

(3) Vilka processer eller stödsystem skulle till viss del kunna använda lågvärdig värme?

Denna punkt har en del användningsområden som skulle kunna använda lågvärdig värme till viss del. Dessa är

- (1) Produktion av tappvarmvatten
- (2) Förvärmning av processventilation i axelmåleriet, byggnad 210

(1) Produktion av tappvarmvatten

Vad gäller produktion av tappvarmvatten värms detta numera med elpatroner och sekundärvärme. Förslagsvis kan tappvarmvatten förvärmas mha lågtempererad spillvärme på två skilda sätt.

Det första är att via värmeväxling mellan spillvärme och tappkallvatten, värma tappkallvattnet in till tank. Nackdelen med detta är att uttagsbehovet av tappvarmvatten inte är konstant, varför värmebehovet till tappvarmvattnet heller inte blir konstant. Detta behöver däremot inte vara något problem; i byggnad 64 finns flera komponenter i kylvattensystemet som inte har konstanta effektuttag. Tappvarmvattnet kräver heller aldrig så stor effekt att det i byggnad 64 skulle utgöra något dimensionerande uttag och därmed påverka systemet som helhet. Noterbart är att tappvarmvattnet tidigare var inkopplat till kylvattensystemet för förvärmning, men denna inkoppling är av okänd anledning numera bortkopplad.

Det andra är att ha en *tillräckligt stor* förvärmningstank. Denna fungerar som en förtank, vilken konstant kan värmas med spillvärme varpå vattnet beroende på uttag pumpas in i den egentliga varmvattenberedaren där vattnet värms till måltemperatur. Avgiven effekt till förvärmningstanken kommer visserligen också variera något eftersom uttag av tappvarmvatten alltid kommer ske sporadiskt, men syftet med en *tillräckligt stor* förvärmningstank är att dessa uttagsberoende effektvariationer reduceras. Förvärmningstankens måltemperatur blir med denna lösning spillvärmens temperatur, vilket i byggnad 64 är ca 35°C. Att ha i åtanke vid denna typ av lösning är att vatten vid temperaturer runt 35°C är den temperatur legionellabakterier förökar sig bäst i.^{49,50} I rapporten från SMI (smittskyddsinstitutet, fotnot nr 50) hänvisas till en kartläggningsstudie gällande förekomsten av legionella i vattensystem och inomhusinstallationer under 1992. Där sägs det att vattnet, om det förvarades i någon typ av förrådstank under 60°C och sedan värmdes upp, innehöll legionella.

(2) Axelmåleriet i byggnad 210

Axelmåleriet i byggnad 210 använder i dagsläget inte spillvärme, utan dess luftbehandlingsprocess skulle kunna nyttja spillvärme – *till viss del*. Under sommarhalvåret behöver tilluften i måleriet komma upp i 30-43°C innan befuktningen för att erhålla erforderliga luftkrav i lackeringsboxarna. Skillnaden mot föregående frågeställning är att det här *inte* är effekten i spillvärmens som skulle utgöra den primära begränsningen, utan det faktum att tilluftens måltemperatur ligger över spillvärmens temperatur. Således kan spillvärmens teoretiskt endast värma upp tilluften en bit på vägen.

Luftbehandlingssystemen till de manuella lackeringsboxarna innehåller två steg av värmebatterier, se **Del 1**. Skulle det första steget värmebatterier kunna värma tilluften mha spillvärme sommartid, kan det andra steget sedan värma upp tilluften till erforderlig temperatur mha fjärrvärmens sekundärledning. I Bilaga 13.12 visas att byggnad 210 skulle kunna använda 3 500 MWh spillvärme på 35°C vid utomhustemperaturer över 4°C. Detta skulle kunna reducera byggnadens fjärrvärmeanvändning med **1,4 miljoner kr/år**, genom att utnyttja spillvärme under årets varmare hälft. För att möjliggöra lågtemperaturdrift i byggnad 210 måste vissa av nuvarande värmebatterier bytas ut. Detta beräknas kosta ca 300 000 kr. Beräkningar gällande besparingspotential vid utbyte av värmebatterier finns i Bilaga 13.12.

Lösningen kräver att flera byggnader med lågtempererad överskottsvärme ansluts till ett mer omfattande nät. Nätet leder sedan ner värmen till byggnad 210, vilken utgör primär avsättning. I Bilaga 13.13 finns beräkning av rördragningskostnad vid utbyggnad av ett lågtempererat nät där byggnad 64, 81, motortillverkningen och gjuteriet anslutits. Totalkostnad för rördragningen vid en utbyggnad av ett sådant nät är ca **5,2 miljoner**. Till detta tillkommer kostnader för styrsystem, pumpar och själva inkopplingen av varje byggnads kylvattensystem till lågtemperaturnätet.

⁴⁹ <http://www.socialstyrelsen.se/NR/rdonlyres/4D3C0D84-2BDE-4C42-ADC7-79D697D91587/2528/1993117LegionellaMeddelandebblad.pdf>

⁵⁰ <http://www.smi.se/upload/Publikationer/Legionella-2006.pdf>

Någon exakt investeringskostnad och pay off-tid är svårt att beräkna då denna beror på mängden överskottsvärme i de olika byggnaderna samt hur många byggnader som måste anslutas osv. Endast i byggnad 210 finns en besparingspotential på 1,4 miljoner per år, om 3 500 MWh spillvärme med en temperatur på 35°C finns tillgänglig för avsättning vid utomhustemperaturer högre än +4°C. Effekttaket för detta är att 1 300 kW kan överföras vid +4°C. Om dessa förutsättningar ändras förändras också potentialen - antingen positivt eller negativt. Med ett omfattande lågtemperaturnät kan kanske även avsättningsområden i tex byggnad 62 anslutas, vilket också skulle påverka pay off-tiden.

(4) Övriga systemberoende lösningar

Nedan följer två systemberoende lösningar, vilka endast kräver att spillvärme finns tillgänglig. Nämnvärt är att dessa lösningar är av något futuristisk karaktär.

Avloppsrening

I en rapport från Svenska Miljöinstitutet är övergödning av många sjöar och havsområden en konsekvens av kväve i utgående vatten från avloppsreningsverk.⁵¹ Kvävereningen fungerar bäst då avloppsvattnet har en temperatur på 20-35°C. I rapporten är avloppsvattnets måltemperatur satt till 25°C och slutsatsen är att fjärrvärmereturen och industriell spillvärme kan vara potentiella uppvärmningskällor. Noterbart är att uppvärmningsbehovet är störst vintertid då vattnet är som kallast, men likväl existerar ett uppvärmningsbehov av avloppsvattnet i reningssyfte året om.

Elproduktion från spillvärme

Enligt en rapport från Energimyndigheten rörande *styrmedel för industriell spillvärme* listas tre, enligt energimyndigheten, intressanta metoder för att mha spillvärme producera el.⁵² Dessa grundar sig på ORC – Organisk Rankine-cykel, Kalina-cykeln samt Sterling-cykeln.

Elverkningsgraden för ovanstående lösningar uppskattas ligga kring 10 % vid spillvärmetemperaturer på 55-120°C. Noterbart är att dessa temperaturer vanligtvis är varmare än fjärrvärmereturen. Då krävs ett samarbete mellan industri och kraftvärmeleverantör för att industrin inte skall skicka tillbaka spillvärme på fjärrvärmens returledning och således reducera sin fjärrvärmekostnad. Ekonomiskt vore detta bättre för industrin än att tillverka el med värme till en verkningsgrad på runt 10 %. En lägre returtemperatur på fjärrvärmens returledning är däremot önskvärd från kraftvärmeleverantör för att kunna producera mer el, varför ett samarbete mellan de två parterna måste ske för ekonomisk vinning i elproduktion från spillvärme.

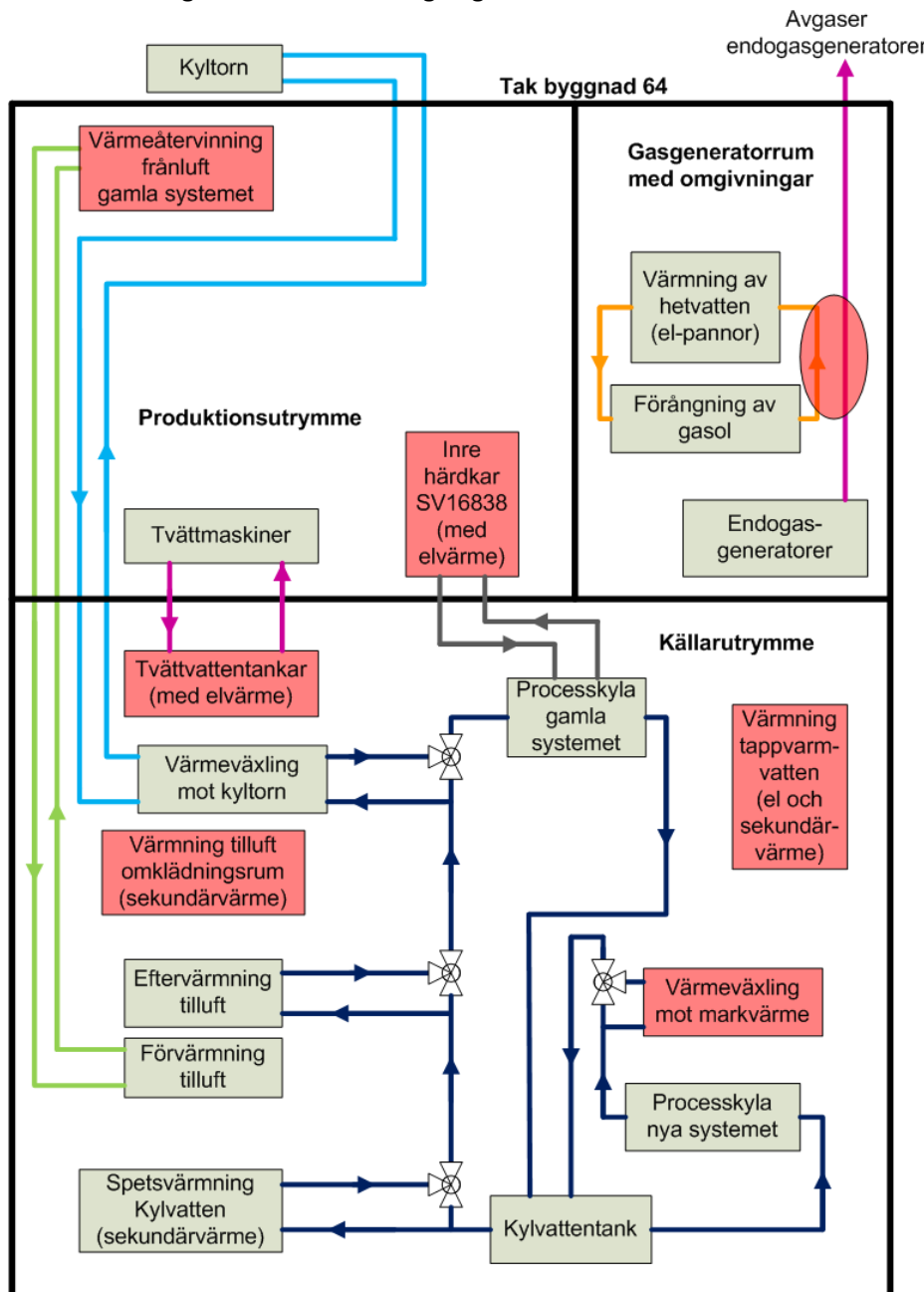
⁵¹ <http://www.energimyndigheten.se/Global/Filer%20-%20Forskning/Industri/Integrering%20f%C3%B6r%20effektivisering%20av%20avloppsvattenrening.pdf>

⁵²

[http://www.swedishenergyagency.se/web/bibshop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/\\$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement](http://www.swedishenergyagency.se/web/bibshop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement)

10 Slutsatser

Syftet är att utifrån byggnad 64 på Scantias område utreda möjligheter för lågtemperaturlösningar – både specifika för byggnad 64 med omnejd men även mer generella lösningar som skall kunna nyttjas vid ny- och ombyggnationer. Vid kartläggningen av byggnad 64 har det även kommit fram förbättringsförslag som inte rör just lågtemperaturlösningar, men som det likväl vore fel att blunda för. Nedan i Figur 10.1 visas en genomskärningsskiss från sidan av byggnad 64, som visar merparten av byggnadens värme- och kylsystem samt i vilka komponenter rapporten föreslår energitekniska förbättringsåtgärder.



Figur 10.1 Skiss från sidan av byggnad 64 över byggnadens värme- och kylsystem. **Rödmarkerade** komponenter och områden anger att dessa har besparingspotential.

Figuren ovan är tänkt att underlätta lokaliseringen av de komponenter som rör slutsatserna och åtgärdsförslagen, vilka härnäst följer utifrån avsnitten i systemanalysen.

Pinch-analysen

I pinch-analysen indexeras de identifierade pinch-brotten med (1) → (4). Denna nomenklatura används även här.

- (1) Sett till förekommande pinch-brott har **markvärmen** störst potential. Denna utgör pinch-brott då den under kalla perioder kylvattentemperaturen kyls bort från kylvattensystemet, värme som då behöver ersättas med sekundärvärme då kylvattnet används till uppvärmning av tilluft. Besparingen ligger på mellan 20 000 – 75 000 kr/år, och kräver endast en annorlunda styrning. Besparingspotentialen 20 000 kr bygger på att markvärmen kyls bort 30 kW, vilket den gjorde enligt mätning i maj 2009. Besparingen på 75 000 kr/år är beräknad utifrån driftkort på markvärmen, där en effekt på 112 kW är angiven. Markvärmens pinch-brott inträffar under vinterhalvåret och markvärmen bör då kyla bort mer än 30 kW, varför besparingen åtminstone bör bli större än 20 000 kr/år.
- (2) De **inre härdkaren** utgör också pinch-brott, men att åtgärda dessa enligt vad pinch-analysen säger bör inte genomföras i första hand. Det beror på att härdkarens temperatur i dagsläget regleras synnerligen ineffektivt. Det är denna reglering som medför att härdkaren överhuvudtaget har kylbehov. Mer om de inre härdkaren längre ned i detta avsnitt.
- (3, 4) **Tilluft till omklädningsrum** och **värmning av tappvarmvatten** har för små besparingspotentialer för att motivera ombyggnationer för att enbart åtgärda dessa. Att åtgärda tilluftssystemet till omklädningsrum skulle eventuellt kunna bli aktuellt om utbyte eller reparation av nuvarande utrustning krävs. Värmning av tappvarmvatten med lågtempererad värme skulle möjligtvis kunna vara ett alternativ som ett slags pilotprojekt, som ett första steg för ombyggnationer rörande hela Scaniaområdet tappvarmvattenproduktion.

Noterbart är att en pinch-analys i ett verkligt fall som i byggnad 64 har sina brister. Det finns flera saker pinch-analysen inte tar hänsyn till, såsom varierande priser på olika energislag, värme- och kylbehov som varierar över tid samt avsaknad av fasta start- och måltemperaturer för ingående strömmar. Sammantaget ger en pinch-analys för ett verkligt scenario snarare en fingervisning om systemets potential än att metoden ger en optimal lösning möjlig att genomföra.

Temperaturreglering av inre härdkar

Temperaturreglering av inre härdkar utgör den mest effektiva energitekniska åtgärden i detta examensarbete. Denna har potential att spara mycket energi, samtidigt som den inte kräver stora investeringskostnader. Det härdkar som studeras i denna rapport är inre härdkar till gasuppkolningsugn SV16838. Med en bättre temperaturreglering ligger besparingen för *detta härdkar* på **180 000 kr/år**. Det finns dessutom totalt fem liknande ugnar på Scaniaområdet; tre i byggnad 64 och två i byggnad 81. Enligt Eurotherm, tillverkare av härdkarets temperaturregulator, kan detta reglerproblem åtgärdas med en omställning av befintlig regulator. Detta kan göras av Eurotherm-konsulter för 890 kr/h. Pay off-tiden på ugn SV16838 beräknas ligga på omkring **två månader**.

Fler åtgärder

Ökad värmeåtervinning

Samtliga frånluftsflöden har, när de lämnar lokalen, under merparten av året en temperatur under den sk pinch-temperaturen. I praktiken innebär detta att värme från dessa flöden under stora delar av året, i oförädlad skick, inte kan avsättas i byggnad 64. Undantaget är vid låga utomhustemperaturer ($< -3^{\circ}\text{C}$) då sekundärvärme används för uppvärmning i *gamla tilluftssystemet* i byggnad 64. Om värmeåtervinningen ökas skulle sekundärvärmeanvändningen då kunna reduceras. Maximal potential för detta i byggnad 64 är 180 MWh sekundärvärme, vilket kostar **96 000 kr/år**. Någon specifik lösning över konstruktionen av en ökad värmeåtervinning har inte tagits fram men förslagsvis borde möjligheten att öka återvinningen via dagens befintliga system undersökas.

Avgaser från endogasgeneratorer

Värmeeffekten från dessa avgaser är svår att bedöma, men avgasernas temperatur är hög - över 300°C . Avgaserna ligger inte långt ifrån el-pannorna som värmer hetvatten till gasolförångningen. El-pannorna använder idag 169 MWh el per år. Om värmen från avgaserna kan ersätta el-pannorna kan **125 000 kr/år** sparas. För att kunna slå fast möjlig besparingspotential behöver en undersökning om avgasernas effekt göras.

Konvertering till sekundärvärme för tvätt- och sköljvattensystemen

Här finns en stor besparingspotential. En ren konvertering till sekundärvärme skulle innebära en besparing på **500 000 kr/år**. Sekundärvärmen varierar över året mellan $60-80^{\circ}\text{C}$ och tvätt- och sköljvattnet har en måltemperatur på 65°C . Detta medför att enbart sekundärvärme inte kan värma tvättvattnet i dagsläget. El-patronerna skulle således behöva finnas kvar och eftervärma då sekundärvärmen inte räcker till. Det andra och kanske primära att utreda, är huruvida tvättvattnet behöver vara just 65°C . Kan denna temperatur sänkas eller skulle ett annat tvättmedel kunna använda en lägre vattentemperatur?

Lågtemperaturlösningar

I byggnad 64 finns *per år* runt **1 580 MWh** outnyttjad lågtempererad värme till ett värde av **638 000 kr**. Generellt med lågtemperaturlösningar är det däremot svårt att hitta enkla lösningar som håller ekonomiskt. Det är å andra sidan fullt möjligt, men stora lösningar med ekonomisk vinning kräver samtidigt omfattande ombyggnationer och stora investeringskostnader. Den huvudsakliga faktorn som begränsar möjligheterna för lågtemperaturlösningar sett utifrån byggnad 64, är den låga korrelationen mellan värmebehov och spillvärme. Spillvärmens finns tillgänglig på sommarhalvåret medan värmebehov i och omkring byggnad 64 huvudsakligen uppträder vintertid. Vintertid utnyttjas däremot all spillvärme från byggnad 64. Således kan ett lågtemperatursystem med utgångspunkt i denna byggnad inte utgöra ett självständigt system utan måste i sådana fall verka i kombination med det befintliga sekundärvärmesystemet.

Byggnad 64 och intilliggande lokaler

I byggnad 64 finns inte någon direkt avsättning för lågtempererad spillvärme. Vissa mindre avsättningsområden finns, men de är förhållandevis små. Om spillvärmens från byggnad 64 ska utnyttjas i någon större mängd måste den ledas in i intilliggande lokaler. En analys visar att byggnad 62 eller möjligen byggnad 75 är de byggnader med värmebehov som i större utsträckning korrelerar med tillgänglig spillvärme. Exempelvis skulle spillvärme från byggnad 64, teoretiskt sett, kunna ersätta sekundärvärme motsvarande ett värde av 317 000 kr/år i byggnad 62. Motsvarande siffra för byggnad 75 är 177 000 kr.

Att leda in värme till omkringliggande lokaler leder till stora investeringskostnader i form rördragning. Beräkningar på kostnader för rördragning till olika avsättningsområden i byggnad 62 visar på kostnader i storleksordningen **300 000 – 450 000 kr**. Till detta kommer sedan kostnader för själva implementeringen av spillvärmelösningarna. För byggnad 62 och 75 är det främst genom värmning av tilluftsflöden utan värmeåtervinning eller genom lokaluppvärmning mha luftvärmare som lågtemperaturlösningar kan vara aktuella. Gällande tilluftssystem har aggregat **TA092-062-002** störst årlig besparingspotential - ca **109 000 kr**. Denna fläkt är gammal och kommer eventuellt tas ur drift, varför långsiktigheten att investera rörande denna kan ifrågasättas. Ett mer långsiktigt alternativ är **luftvärmare**, vilka främst i byggnad 62 är stora värmeanvändare. Simuleringsresultat visar att lågtemperaturdrift av dessa är möjlig, men att värmeeffekten för en förekommande luftvärmare reduceras till ca 40 % om den körs med spillvärme istället för med sekundärvärme. Detta kan dock kompenseras med ökade drifttider och komplettering med fler luftvärmare. Den exakta besparingspotentialen i lågtemperaturdrift av luftvärmare är i dagsläget okänd då deras sekundärvärmeanvändning inte är känd.

Byggnad 210

I byggnad 210 finns det potential att ersätta **3 500 MWh** fjärrvärme med spillvärme. Det speciella med denna byggnad är att 3 500 MWh kan avsättas under årets varmare del. 3 500 MWh fjärrvärme motsvarar med dagens energipriser omkring **1,4 miljoner kr**. Detta kräver ett större lågtemperaturnät med en beräknad rördragningskostnad på **5,2 miljoner kr**. *Återbetalningstiden* för en sådan investering om avsättning *endast kan ske* i byggnad 210 blir således minst **3,7 år**. Att hitta outnyttjad spillvärme motsvarande 3 500 MWh under årets varmare hälft bör inte vara något problem då det i princip i alla byggnader existerar stora värmeöverskott sommartid.

10.1 Vidare studier

Det finns åtminstone fem gasuppkolningsugnar på hela Scaniaområdet. Det bör utredas huruvida de övriga fyra ugnarnas temperaturreglering också är ineffektivt inställd. Vid en enklare koll på andra ugnars regulatorer verkar så vara fallet, men det bör utredas noggrannare.

En utredning om tvätt- och sköljvattensystemet bör göras. I första hand bör det utredas om vattentemperaturen kan sänkas med ett annat tvättmedel.

Markvärmens kyleffekt vintertid bör utredas så en möjlig ekonomisk besparing mer korrekt kan förutspås.

Värmeinhållet i gasavfacklingen till endogasgeneratorerna bör utredas, så att en investeringsbedömning gällande utnyttjande av värme från dessa till hetvattenpannorna kan göras.

Pinchmässigt går nog inte att göra så värst mycket mer, i byggnad 64. Med systemgräns byggnad 64 har pinch-analysen i rapporten visat på vilken potential dagens system har.

Lågtemperaturmässigt finns mycket att göra. Här bör en inventering av hela Scantias område kartläggas i lågtemperatursyfte. Ska en större investering i ett lågtemperatursnät genomföras behöver hela bilden och potentialen vara noggrant utredd. Relevanta frågeställningar att besvara är:

- Hur stort skulle systemet *kunna bli*?
- Hur stort *behöver det bli*?
- Finns fler stora avsättningsområden, främst sommartid, än i 210:an?
- Vad är kraven för att en sådan stor utbyggnad skall bli aktuell?

11 Slutord

Även om rapportens två delar behandlas fristående varandra, kan det sägas att respektive del spelar en central roll för kännedom om lågtemperaturlösningar. Generellt genererar byggnad 64 med dess intilliggande byggnader spillvärme, men dessa byggnader har inte avsättning för denna värme sommartid. Byggnad 210 däremot genererar i dagsläget ingen spillvärme, utan är istället intressant eftersom spillvärme här skulle kunna avsättas, året om.

Byggnaderna utgör nödvändiga systemkomponenter för ett större lågtemperatursystem. De två delarna av rapporten kan således representera varsin "ände" av systemuppbyggnaden, nämligen alstring av lågtempererad värme (byggnad 64) samt förutsättning för avsättning av densamma (byggnad 210). Sett ur ett större systemperspektiv har båda delarna i rapporten samma målsättning: att genom konstruktion av effektivare system och tillvaratagande av överskottsvärme, minska behovet av köpt energi och därmed reducera energikostnaderna.

12 Litteraturförteckning

Trycka källor

H Alvarez; Energiteknik del 1; 3:e upplagan; Studentlitteratur AB; 2006; ISBN13: 9789144014128

Andersson m fl; VVS 2000; Tabeller och diagram; 2003

Y. A. Cengel och R.H. Turner; Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences; Mcgraw-Hill Education-Europe; 2004; ISBN13: 9780071239264

I. Ekroth och E. Granryd; Tillämpad termodynamik; Studentlitteratur AB; 2006; ISBN13: 9789144039800

D. Loyd och I. Andersson m fl; Formelsamling i termo- och fluidodynamik; 2003

C. Warfvinge; Utdrag ur Installationsteknik AK för V, kursmaterial till TMES09 höstterminen 2007 på Linköpings Universitet; 3:a upplagan; Studentlitteratur AB; 2007; ISBN13: 978944048802

Interna rapporter

O. Sandberg; Projekt V2 del A – Förstudie avseende värmeanvändning på Scania Södertälje; DynaMate AB; 2006

Elektroniska källor

Hoval Plate Heat Exchangers for Heat Recovery in Ventilation Systems;
http://www.hoval.com/docs/Waermerueck_pdf/pwt_en.pdf

Styrmedel för industriell spillvärme; Energimyndigheten;
[http://www.swedishenergyagency.se/web/bibishop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/\\$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement](http://www.swedishenergyagency.se/web/bibishop.nsf/FilAtkomst/ER2008_15W.pdf/$FILE/ER2008_15W.pdf?OpenElement)

Webshop; Fläkt Woods AB;
<https://webshop.flaktwoods.com>

Meddelandeblad – Legionella; Socialstyrelsen;
<http://www.socialstyrelsen.se/NR/rdonlyres/4D3C0D84-2BDE-4C42-ADC7-79D697D91587/2528/1993117LegionellaMeddelandeblad.pdf>

Legionella i vatteninstallationer; Smittskyddsinstitutet;
<http://www.smi.se/upload/Publikationer/Legionella-2006.pdf>

Energi och miljöintegrering genom utnyttjande av lågvärdigt värme från kraftvärmeverk och fjärrvärmeanläggningar för effektivisering av avloppsvattenrening; IVL Svenska Miljöinstitutet AB;

<http://www.energimyndigheten.se/Global/Forskning/Industri/Integrering%20f%C3%B6r%20effektivisering%20av%20avloppsvattenrening.pdf>

Kulvertkostnads katalog; Svensk fjärrvärme;
http://www.svenskfjarrvarme.se/download_biblo/1350/kulvertkostnad_total_web.pdf

13 Bilagor

Bilaga 13.1 - Mätresultat med resulterande kA-värden

Mätning 1								
	M108		M111		M113		M116	
	q _{luft} = 41 000 m ³ /h		q _{luft} = 43 000 m ³ /h		q _{luft} = 38 000 m ³ /h		q _{luft} = 100 000 m ³ /h	
	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3
Luft								
T_före [°C]	16,5	29	16,9	30,2	16,9	32,6	-	30
T_efter [°C]	32,5	37,3	30,1	40	32,6	40	-	36,7
Vatten								
T_före [°C]	73	53,7	71,2	51	74	50	-	45,5
T_efter [°C]	50,5	43,8	48,5	37,5	52	40	-	36
Korrektionsfaktor, F	0,97		0,98		0,98			
kA-värde	5 737	7 314	5 156	15 644	5 132	10 909	-	30 700

Mätning 2								
	M108		M111		M113		M116	
	q _{luft} = 41 000 m ³ /h		q _{luft} = 43 000 m ³ /h		q _{luft} = 38 000 m ³ /h		q _{luft} = 100 000 m ³ /h	
	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3	WT1	WT3
Luft								
T_före [°C]	14	28,3	14,2	26,9	14,3	29,3	-	29,3
T_efter [°C]	26,9	43,6	26,4	44,5	27,2	43	-	39,5
Vatten								
T_före [°C]	68,5	61,7	69,4	65,5	69,2	59,1	-	57
T_efter [°C]	46	47	45,9	44	47,3	44	-	39,5
Korrektionsfaktor, F	0,97		0,98		0,98			
kA-värde	4 697	11 422	4 647	13 355	4 312	11 333	-	25 268

kA-värde, medel	5 217	9 368	4 901	14 500	4 722	11 121	-	27 984
------------------------	--------------	--------------	--------------	---------------	--------------	---------------	----------	---------------

Tabellerna ovan visar mätningresultat med resulterande kA-värden för respektive värmeväxlare vid respektive mättillfälle, samt dess medel-kA-värde. De värmeväxlare som har en korrektionsfaktor beror på att de är korsströmsvärmeväxlare. De går under teorin för motströmsvärmeväxlare, men korrigeras med en korrektionsfaktor⁵⁴ för att motsvara en korsströmsvärmeväxlarens karakteristika.

Med teori gällande LMTD-metoden beräknas samtliga värmeväxlarens prestanda utifrån gjorda mätningar. Beräkningsmetodiken från mätvärdena följer.

kA-värdet beräknas mha (1) som $kA = \frac{\dot{Q}}{\bar{\vartheta}}$ där \dot{Q} är den av luften upptagna värmen och $\bar{\vartheta}$ är medeltemperaturdifferensen.

⁵⁴Tabell sid 1048, figur 23-18 c, i Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004

För mätning 2 M108 WT1 fås numeriskt, mha (3) och (5)

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \rho \cdot \Delta T = \frac{41\,000}{3\,600} \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot (26,9 - 14) = 177\,181,5 \text{ W}$$

$$\bar{\vartheta} = \frac{\theta - \vartheta}{\ln\left(\frac{\theta}{\vartheta}\right)} = \frac{(68,5 - 26,9) - (46 - 14)}{\ln\left(\frac{68,5 - 26,9}{46 - 14}\right)} = 36,59$$

Slutligen ges

$$kA = \frac{\dot{Q}}{\bar{\vartheta}} = 4832,3 \text{ W}/^{\circ}\text{C}.$$

Värmeväxlaren M108 WT1 är däremot av korsströmstyp, varför denna uträkning med teori enligt motströms värmeväxlare behöver korrigeras med en korrektionsfaktor F. Denna ges av variablerna P och R enligt

$$P = \frac{T_{\text{varm,ut}} - T_{\text{varm,in}}}{T_{\text{kall,in}} - T_{\text{kall,ut}}} = \frac{46 - 68,5}{14 - 26,9} = 0,41$$

$$R = \frac{T_{\text{kall,in}} - T_{\text{kall,ut}}}{T_{\text{varm,ut}} - T_{\text{varm,in}}} = \frac{14 - 26,9}{46 - 68,5} = 0,57.$$

F avläses sedan ur diagram map P och R. I detta fall ger det F=0.97.

Således blir kA-värdet för M108 WT1 från mätning 2

$$\therefore kA_{ny} = F \cdot kA = 0,97 \cdot 4832,3 \text{ W}/^{\circ}\text{C}.$$

Bilaga 13.2 - Matlab-skriptets beräkningsmetodik

Här förklaras tillvägagångssättet i Matlab-skriptet med ett räkneexempel.

Givet är två olika fjärrvärmemetemperaturer, vattenflöde genom WT1 respektive WT3, luftflödet och luftens temperatur efter värmeåtervinning enligt

$$\begin{aligned}T_{fjv} &= 75^\circ\text{C} \\q_{vatten,WT1} &= 6 \text{ m}^3/\text{h} \\q_{vatten,WT3} &= 14 \text{ m}^3/\text{h} \\q_{luft} &= 53\,000 \text{ m}^3/\text{h} \\T_{luft,in} &= 3^\circ\text{C},\end{aligned}$$

tillsammans med konstanterna

$$\begin{aligned}c_{p,luft} &= 1005 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (då luften är näst intill helt torr vid dimensionerande driftsfall antas } \\c_p &\text{ konstant)} \\ \rho_{luft} &= 1,2 \text{ kg/m}^3 \\c_{p,vatten} &= 4190 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \\ \rho_{vatten} &= 975 \text{ kg/m}^3.\end{aligned}$$

Konstanterna utgör ungefärliga medelvärden och kan approximeras som konstanta.

Värmekapacitetsflödena genom WT1 bestäms som

$$\begin{aligned}\dot{W}_{luft} &= q_{luft} \cdot c_{p,luft} \cdot \rho_{luft} = 17\,755 \text{ W}/^\circ\text{C} \\ \dot{W}_{vatten} &= q_{vatten,WT1} \cdot c_{p,vatten} \cdot \rho_{vatten} = 6\,808,75 \text{ W}/^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Av detta följer att

$$\begin{aligned}\dot{W}_{max} &= \dot{W}_{luft} = 17\,755 \text{ W}/^\circ\text{C} \\ \dot{W}_{min} &= \dot{W}_{vatten} = 6\,808,75 \text{ W}/^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Värmeväxlarens prestanda, $k \cdot A$, sätts till

$$k \cdot A = 5\,000 \text{ W}/^\circ\text{C}.$$

Utgångstemperaturerna från WT1 ges nu via NTU-metoden. Den ger

$$\begin{aligned}c &= \dot{W}_{min}/\dot{W}_{max} = 0,38 \\ NTU &= k \cdot A/\dot{W}_{min} = 0,73 \\ \varepsilon &= \frac{1 - e^{-NTU(1-c)}}{1 - ce^{-NTU(1-c)}} = 0,48.\end{aligned}$$

Vidare gäller

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{max} &= \dot{W}_{min} \cdot (T_{fjv} - T_{luft,in}) = 476\,612,5 \text{ W} \\ \dot{Q} &= \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} = 228\,774 \text{ W} \\ \therefore T_{luft,ut} &= \dot{Q}/\dot{W}_{luft} + T_{luft,in} = 15,9^\circ\text{C}\end{aligned}$$

För WT3 görs nu i princip samma sak, men här är lufttemperaturen in till WT3 okänd. Istället är lufttemperaturen ut ur WT3 förutsatt att bli ett visst värde. I detta exempel är denna temperatur satt till

$$T_{luft,ut} = 52^{\circ}\text{C}.$$

På samma sätt som innan fås

$$\dot{W}_{luft} = q_{luft} \cdot c_{p,luft} \cdot \rho_{luft} = 17\,755 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{W}_{vatten} = q_{vatten,WT3} \cdot c_{p,vatten} \cdot \rho_{vatten} = 15\,887 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{W}_{max} = \dot{W}_{luft} = 17\,755 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{W}_{min} = \dot{W}_{vatten} = 15\,887 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

Värmeväxlarens prestanda, $k \cdot A$, sätts här till

$$k \cdot A = 15\,000 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

$$c = \dot{W}_{min} / \dot{W}_{max} = 0,895$$

$$NTU = k \cdot A / \dot{W}_{min} = 0,944$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-c)}}{1 - ce^{-NTU(1-c)}} = 0,498$$

Från detta kan ingångstemperaturen beräknas. Det är då den lägsta ingångstemperatur på luften som möjliggör att värmeväxlaren med $k \cdot A = 15\,000 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$, kan värma upp denna luft till förbestämda $T_{luft,ut} = 52^{\circ}\text{C}$. $T_{luft,in}$ beräknas via ekvation (8), (9) och (10) från teoriavsnittet, vilket omskrivet ger

$$T_{luft,in} = \frac{\dot{W}_{luft} \cdot T_{luft,ut} - \varepsilon \cdot \dot{W}_{min} \cdot T_{fjv}}{\dot{W}_{luft} - \varepsilon \cdot \dot{W}_{min}} = 33,5^{\circ}\text{C}.$$

∴ Det behövs en lufttemperatur på $33,5^{\circ}\text{C}$ in till en motströms värmeväxlare med $k \cdot A = 15\,000 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ för att kunna värma upp luften till $T_{luft,ut} = 52^{\circ}\text{C}$, med givna massflöden.

Vad följande Matlab-skript gör är att med denna metod iterera över många olika värden på faktorn $k \cdot A$, både för WT1 och för WT3. Från detta erhålls grafer i vilka det går att avläsa möjliga kombinationer på värmeväxlarprestanda $k \cdot A$, på WT1 och WT3, som klarar av att värma luften från given in-temperatur till önskad ut-temperatur, med givna massflöden och temperaturnivåer.

Bilaga 13.3 - Matlab-skriptet

```

clear all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Parametrar luft
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_vatten_in(1)=input(' Ange minsta fjärrvärmtemp: ');
T_vatten_in(2)=input(' Ange högsta fjärrvärmtemp: ');
q_vatten(1)=input(' Ange vattenflöde värmväxlare WT1 [m^3/h]:')/3600;
q_vatten(2)=input(' Ange vattenflöde värmväxlare WT3 [m^3/h]:')/3600;
q_luft=input(' Ange luftflöde [m^3/h]: ');/3600;
T_luft_in=input(' Ange luftens temperatur efter värmeåtervinning [C]:');
varmevaxlartyp=input(' Ange 1 för motströms, 2 för korsström, (första växlaren): ');
cp_luft=1005;
dens_luft=1.2;
cp_vatten= 4190;
dens_vatten=975;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% kapacitet hos värmväxlare WT1 tas fram för olika kA-värden %%%
kA=2000;
for i =1:600
kA=kA+50;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Värmekapacitetflöden WT1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
W_luft=q_luft*cp_luft*dens_luft;
W_vatten=q_vatten(1)*cp_vatten*dens_vatten;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning av max min värmekapaciteter WT1 %%%%%%%%%
W_max=max(W_luft,W_vatten);
W_min=min(W_luft,W_vatten);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning av utgångstemp från WT1 (NTU-metoden)%%%%%%%%
c=W_min/W_max;
NTU=kA/W_min;
if varmevaxlartyp==1
eps=(1-exp(-NTU*(1-c)))/(1-c*exp(-NTU*(1-c)));
% korsström
else
eps=1-exp(((NTU^0.22)/c)*(exp(-c*NTU^0.78)-1));
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning vid låg fjärrvärmtemp %%%%%%%%%
Q_max=W_min*(T_vatten_in(1)-T_luft_in);
Q=eps*Q_max;
T_luft_ut=Q/W_luft+T_luft_in;
svar(i,1)=kA;
svar(i,2)=T_luft_ut;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning vid hög fjärrvärmtemp %%%%%%%%%
Q_max=W_min*(T_vatten_in(2)-T_luft_in);
Q=eps*Q_max;
T_luft_ut=Q/W_luft+T_luft_in;
svar(i,3)=kA;
svar(i,4)=T_luft_ut;
end;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning av ingångstemp WT3
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_luft_ut=input(' Ange önskad utgångstemperatur på luften: ');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Värmekapacitetflöden WT3
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
W_luft=q_luft*cp_luft*dens_luft;
W_vatten=q_vatten(2)*cp_vatten*dens_vatten;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning av max min värmekapaciteter WT3 %%%%%%%%%
W_max=max(W_luft,W_vatten);
W_min=min(W_luft,W_vatten);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Beräkning av ingångstemp för WT3 (NTU-metoden)%%%%%%%%

```



```

kA=2000;
for i =1:600
2009-04-27 13:35 H:\varme2.m 2 of 2
kA=kA+50;
c=W_min/W_max;
NTU=kA/W_min;
eps=(1-exp(-NTU*(1-c)))/(1-c*exp(-NTU*(1-c)));
%%%%%%%%%% Beräkning vid låg fjärrvärmtemp %%%%%%%%%%%
T_luft_in2=(W_luft*T_luft_ut-eps*W_min*T_vatten_in(1))/(W_luft-eps*W_min);
svar(i,5)=kA;
svar(i,6)=T_luft_in2;
%%%%%%%%%% Beräkning vid hög fjärrvärmtemp %%%%%%%%%%%
T_luft_in2=(W_luft*T_luft_ut-eps*W_min*T_vatten_in(2))/(W_luft-eps*W_min);
svar(i,7)=kA;
svar(i,8)=T_luft_in2;
%%%%%%%%%% För at göra snygga plottar
svar(i,9)=T_luft_in;
svar(i,10)=T_luft_ut;
end;
%%%%%%%%%% Plottar
%%%%%%%%%%
figure;
plot(svar(:,1),svar(:,2),svar(:,5),svar(:,6),svar(:,1),svar(:,9),'r',svar(:,1),svar(:,
10),'r')
legend('Utlopptemperatur WT1','Inloppstemperatur WT3','Uppvärmningsintervall tilluft
Start/Slut-temp.')
%%%%%%%%%%
title(strcat(' T_v_a_t_t_e_n=',num2str(T_vatten_in(1)), ' C', ' T_i_n_l_u_f_t=',
num2str(T_luft_in), ' C', ' T_u_t_l_u_f_t=',num2str(T_luft_ut), ' C', ' q_v_a_t_t_e_n
[WT1,WT3]=',' ,num2str(q_vatten(1)*3600),',' ,num2str(q_vatten(2)*3600),',' , ' m^3/h',
q_l_u_f_t=',num2str(q_luft*3600), ' m^3/h'));
%%%%%%%%%%
xlabel('kA-värde [W/C]')
ylabel('Lufttemperatur [C]')
axis([2000 30000 T_luft_in-10 T_luft_ut+10])
grid on;
figure;
plot(svar(:,3),svar(:,4),svar(:,7),svar(:,8),svar(:,1),svar(:,9),'r',svar(:,1),svar(:,
10),'r')
legend('Utlopptemperatur WT1','Inloppstemperatur WT3', ' Uppvärmningsintervall tilluft
Start/Slut-temp.')
%%%%%%%%%%
title(strcat(' T_v_a_t_t_e_n=',num2str(T_vatten_in(2)), ' C', ' T_i_n_l_u_f_t=',
num2str(T_luft_in), ' C', ' T_u_t_l_u_f_t=',num2str(T_luft_ut), ' C', ' q_v_a_t_t_e_n
[WT1,WT3]=',' ,num2str(q_vatten(1)*3600),',' ,num2str(q_vatten(2)*3600),',' , ' m^3/h',
q_l_u_f_t=',num2str(q_luft*3600), ' m^3/h'));
%%%%%%%%%%
xlabel('kA-värde [W/C]')
ylabel('Lufttemperatur [C]')
axis([2000 30000 T_luft_in-10 T_luft_ut+10])
grid on;

```

Bilaga 13.4 - Sammanställning av strömmar

Ström, nr	Typ av ström	Start → mål-temperatur [°C]	Effektinnehåll [kW]	Beskrivning	Kommentar
1	Varm	44 → 37	2,5	Kylolja slitsluckor mm SV16838	Temperaturerna kommer från uppmätta rörtemperaturer
2	Varm	134 → 120	41,5	Härdolja inre härdkar SV16838	Starttemperaturen är tagen från maximal temperatur hos härdoljan vid kylning. Måltemperaturen, dvs temperaturen på oljan när den återgår till härdkaret, är uppskattad att vara ca 10°C under inställt börvärde för härdkaret. Detta är att erforderlig kylning ska ske.
3	Varm	44 → 41	12,2	Härdolja yttre härdkar SV16838	Temperaturerna kommer från uppmätta rörtemperaturer
4	Varm	32 → 30	24,6	Endogasgeneratorer	Temperaturerna kommer från uppmätta rörtemperaturer. Endast en av två gasgeneratorer är i drift
5	Varm	32 → 30	80,5	Glödningsugn SV11873 samt hydraulmaskiner	Effekten är uträknad utifrån uppmätt effekt på hela gamla systemet och borträkning av ström 1-4. Temperaturerna kommer från uppmätta rörtemperaturer
6	Varm	112 → 100	32,1	Härdolja inre härdkar SV32266	Starttemperaturen satt till 2°C över inställt börvärde hos regulator och måltemperaturen 10°C under börvärdet.
7	Varm	62 → 50	21,5	Härdolja yttre härdkar SV32266	Starttemperaturen satt till 2°C över inställt börvärde hos regulator och måltemperaturen 10°C under börvärdet.
8	Varm	44 → 41	10	Kylolja slitsluckor mm SV32266	Temperaturerna kommer från uppmätta rörtemperaturer
9	Varm	32 → 30	2,5	Kylvatten slitsluckor mm SV11870	Ugnen är pga låg beläggning tagen ur drift och mätning har därmed inte varit möjligt. Denna ugn har därför antagits ha likvärdigt kylbehov som SV16838.
10	Varm	90 → 200	41,5	Härdolja inre härdkar SV11870	Se ström nr 9. Temperaturerna är tagna från driftkort
11	Varm	60 → 50	12,2	Härdolja yttre härdkar SV11870	Se ström nr 9. Starttemperaturen är tagen från inställt börvärde på driftkort. Måltemperaturen är satt till 10°C lägre än starttemperaturen

Ström nr	Typ av ström	Start/måltemperatur [°C]	Effektinnehåll [kW]	Beskrivning	Kommentar
12	Kall	8 → 65	4	Tappvarmvatten	Måltemperaturen är tagen från driftkort. Starttemperaturen är uppskattad årsmedeltemperatur hos kallvattnet.
13	Kall	63 → 65	230	Tvätt- och sköljvattensystem	Måltemperatur från inställt börvärde hos regulator. Starttemperatur från mätning. Effektinnehåll från tidigare gjord elmätning. Mätning har dock endast gjorts på fyra av sex system, varför summan de fyra uppmätta effekterna multipliceras med 1,5 då samtliga system ter sig likvärdigt. Resultatet blir: $(31,5 + 55,2 + 33,5 + 33,2) \cdot 1,5 \approx 230 \text{ kW}$
14	Kall	70 → 74	21,3	Hetvatten till gasolförångning	Måltemperatur från inställt börvärde på elpannan. Effektinnehåll från tidigare gjord elmätning. Starttemperaturen är uträknad utifrån tillförd effekt och flöden från pumpdiagram. Se Bilaga 13.5.
15	Kall	Klimatberoende → 16,5	Klimatberoende	Tilluft gamla systemet	Måltemperaturen från inställt börvärde i Citect. Effektinnehåll beräknat utifrån luftflödet hämtat från databas FU2000 $\frac{108000}{3600} \cdot 1005 \cdot 1,2 = 36,18 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
16	Kall	Klimatberoende → 13	Klimatberoende	Tilluft nya systemet	Måltemperatur från inställt minvärde i Citect. Effektinnehåll beräknat utifrån luftflödet hämtat från databas FU2000. $\frac{66000}{3600} \cdot 1005 \cdot 1,2 = 22,11 \text{ kW/}^\circ\text{C}$
17	Kall	16,5 → 19	3 kW	Tilluft omklädningsrum	Start och måltemperaturer från inställda börvärden i Citect. Effektinnehåll beräknat utifrån luftflödet hämtat från databas FU2000. $\frac{3528 \text{ m}^3 / \text{h}}{3600} \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot (19 - 16,5)$

Bilaga 13.5 - Uppskattning av starttemperatur hos hetvatten

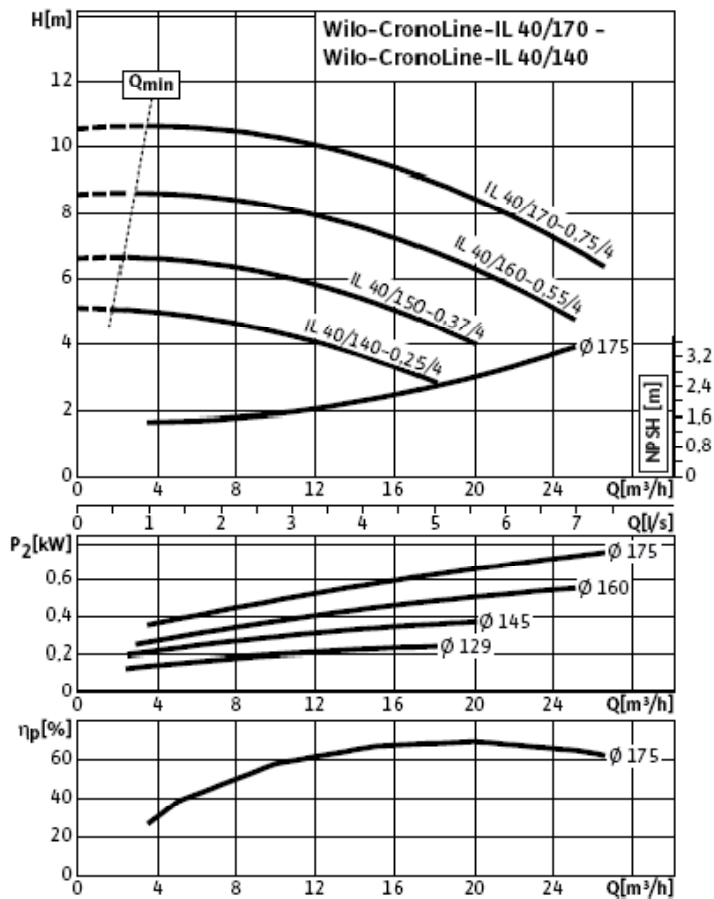
För hetvattenpannan är nedanstående känt

Tillförd eleffekt till pannan: ca 21,3 kW

Utgående temperatur: 74°C

Cirkulationspump: Wilo IL 40/150-0.37/4

Från tillverkaren fås följande datablad:



Flödet torde alltså ligga inom intervallet 3 – 20 m³/h .

Utifrån detta kan starttemperaturen hos hetvattnet beräknas med följande formel:

$$T_{start} = T_{mål} - \frac{P_{tillförd}}{q \cdot c_p \cdot \rho}$$

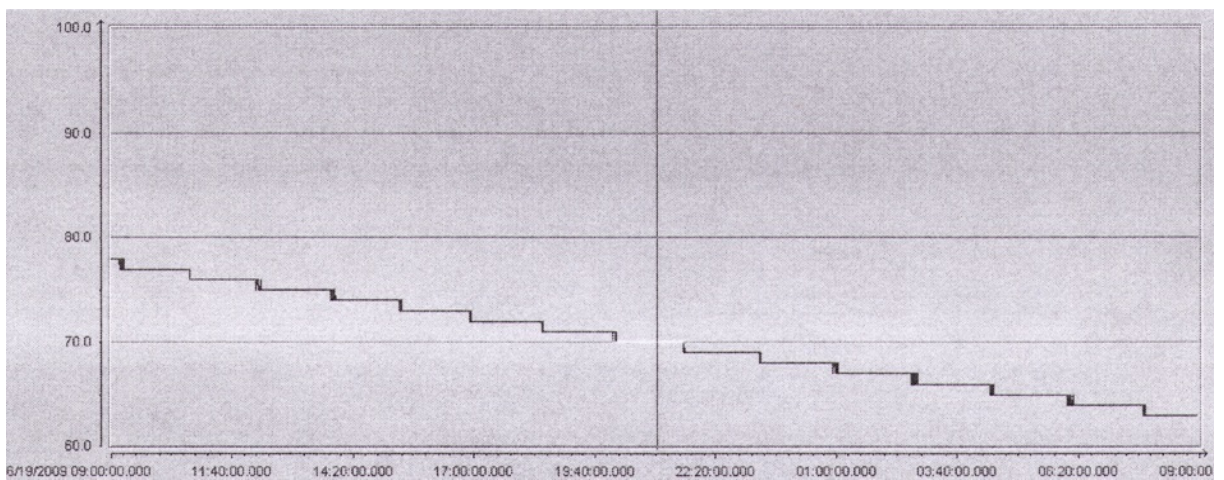
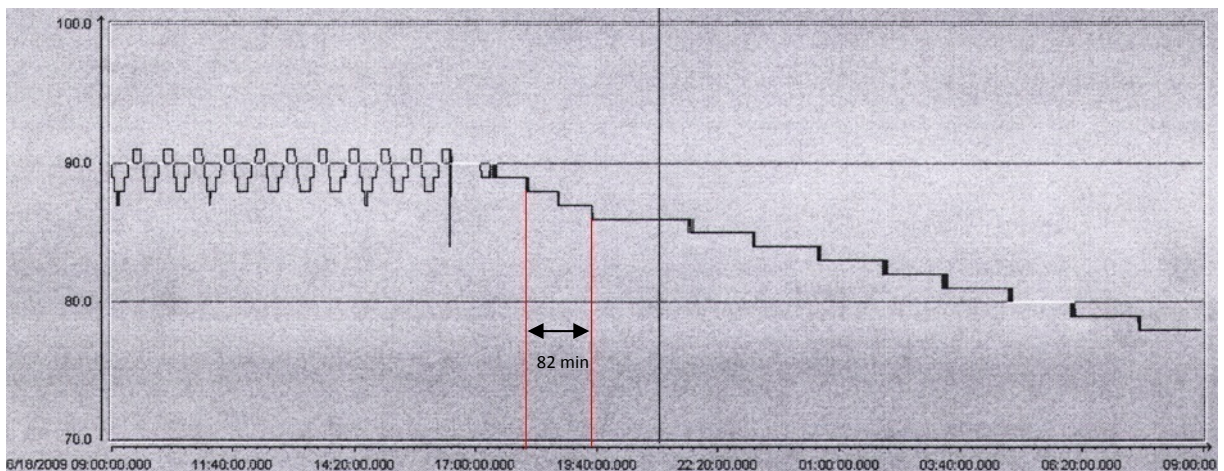
För de båda extremfallen innebär det följande starttemperaturer.

$$T_{start,låg} = 74 - \frac{21\,300}{\frac{3}{3\,600} \cdot 4\,190 \cdot 977,8} \approx 68^{\circ}\text{C}$$

$$T_{start,hög} = 74 - \frac{21\,300}{\frac{20}{3\,600} \cdot 4\,190 \cdot 977,8} \approx 73^{\circ}\text{C}$$

Dessa beräkningar visar att temperaturdifferensen i detta system är maximalt ca 6°. Med tanke på lämplig driftpunkt hos pumpen och därpå följande flöde är temperaturdifferensen förmodligen mindre och i pinch-analysen sätts den till 4°C.

Bilaga 13.6 - Inre härdkars avkylningstakt



Dessa figurer visar dynamiken då inre härdkar kyls "fritt" från 90°C. Anledningen till att karet kyls fritt från 90°C är för att det i avstängningsproceduren går till så att karet aktivt kyls ner till 90°C, för att sedan få svalna fritt därifrån. I den första etappen (översta figuren) kyls karet från 88°C till 86°C på 82 minuter. Det motsvarar en avkylningstakt på 1,46°C/h. Enligt Newtons kylningslag är medietemperaturns ändringshastighet proportionell mot skillnaden mellan mediet och det omgivande rummets temperatur. Frågan är hur snabbt oljetemperaturen sjunker vid 130°C, vilket ges av nedanstående beräkningar och resonemang.

Låt T vara oljans temperatur och t vara tiden i tidsenheter av 82 minuter (just 82 minuter pga data framtagen ur översta figuren). Omgivande luft i lokalen har temperaturen 23°C. Enligt Newtons lag är då

$$\frac{dT}{dt} = -k(T - 23), \text{ där } k \text{ är en positiv konstant.}$$

Denna har lösningarna

$$\int \frac{dT}{T - 23} = - \int k dt \quad \Leftrightarrow$$

$$|T - 23| = e^{-kt+C} = Ae^{-kt}.$$

Då oljans temperatur T är högre än 23°C kan absoluttecknen tas bort, vilket resulterar i

$$T(t) = Ae^{-kt} + 23.$$

Tiden sätts till noll, $t = 0$, då $T = 86$, dvs $T(0) = Ae^0 + 23 = 86$ som ger $A = 63$. Då är

$$T(t) = 63e^{-kt} + 23.$$

Vid tiden $t = -1$ är $T = 88$ som ger $T(-1) = 63e^k + 23 = 88$ och då blir $e^k = 1,0317 \Rightarrow e^{-k} = 0,9692$. Då är

$$T(t) = 63(0,9692)^t + 23.$$

Nu söks de tider t_1 och t_2 då oljans temperatur är 130°C respektive 127°C , dvs hur snabbt oljan sjunker 3°C vid sitt börvärde på 130°C .

$T = 130$ ger t_1 från $T(t) = 63(0,9692)^{t_1} + 23 = 130$, som ger $t_1 = -16,93$.

$T = 127$ ger t_2 från $T(t) = 63(0,9692)^{t_2} + 23 = 127$, som ger $t_2 = -16,02$.

Detta ger en skillnad på $|t_1 - t_2| = 0,91$ tidsenheter, vilket motsvarar knappt *75 minuter*.

Noterbart är att Newtons kylningslag beskriver kroppars avkylning med en exponentiellt avtagande avkylningstakt. Från figurerna ovan är det svårt att se något exponentiellt avtagande förfarande, varför den matematiska approximationen ovan kan ifrågasättas. Således bör temperaturen sjunka något långsammare än vad Newtons kylningslag förutspår. Vad som däremot bör vara fallet är att karet ändå kyls snabbare från 130°C än från 90°C . En avkylningstakt på $1,46^\circ\text{C/h}$, som karet enligt mätdata har från 88°C till 86°C , motsvarar att avkylning för 3°C tar 123 minuter. Riktigheten för just detta härdkar bör därför vara att temperaturen sjunker 3°C på någonstans mellan 75 till 123 minuter. Detta approximeras till medelvärde på 99 minuter $((75+123)/2)$. Att räkna med en för snabb avkylningshastighet för att på så vis vara på den "säkra sidan" är inte lämpligt med tanke på inpassning av härdkarets reglering.

\therefore Inre härdkars temperatur sjunker med 3°C på ≈ 99 minuter vid en temperatur på 130°C . Detta motsvarar $1,82^\circ\text{C/h}$.

Bilaga 13.7 – Värmetillskott från härdade detaljer och framtida uppvärmningskostnad

8m³ olja värms och kyls i inre härdkar i gasuppkolningsugn SV16838.

Data för oljan⁵⁴

densitet, $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$

specifik värmekapacitet, $c_p = 2\,200 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Data för motorhjulen⁵⁵

densitet, $\rho = 7\,865 \text{ kg/m}^3$

specifik värmekapacitet, $c_p = 460 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

8m³ olja ger $8 \text{ m}^3 \cdot 860 \text{ kg/m}^3 = 6\,880 \text{ kg}$ olja.

Antag att varje kassett motorhjul väger 150 kg och kyls av från 850°C till en blandtemperatur T, som således blir densamma för både oljan och motorhjulen. 850°C och 130°C är börvärden för ugnsatmosfärens respektive härdkarets temperatur. Den nya temperaturen T som 8m³ olja får efter härdning av en kassett motorhjul om ingen kylning eller värmning av oljan sker, ges av effektsambandet

avgiven värmeenergi från motorhjulen = upptagen värmeenergi av oljan \Rightarrow

$$150 \text{ kg} \cdot 460 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (850^\circ\text{C} - T) = 6\,880 \text{ kg} \cdot 2\,200 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (T - 130^\circ\text{C}),$$

som ger att $T = 133,27^\circ\text{C}$. Följden av härdningen är alltså en temperaturökning för oljan på 3,27°C.

Ändring av oljans temperatur per grad motsvarar energin

$$E = 6\,880 \text{ kg} \cdot 2\,200 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 15\,136 \text{ kJ}/^\circ\text{C}.$$

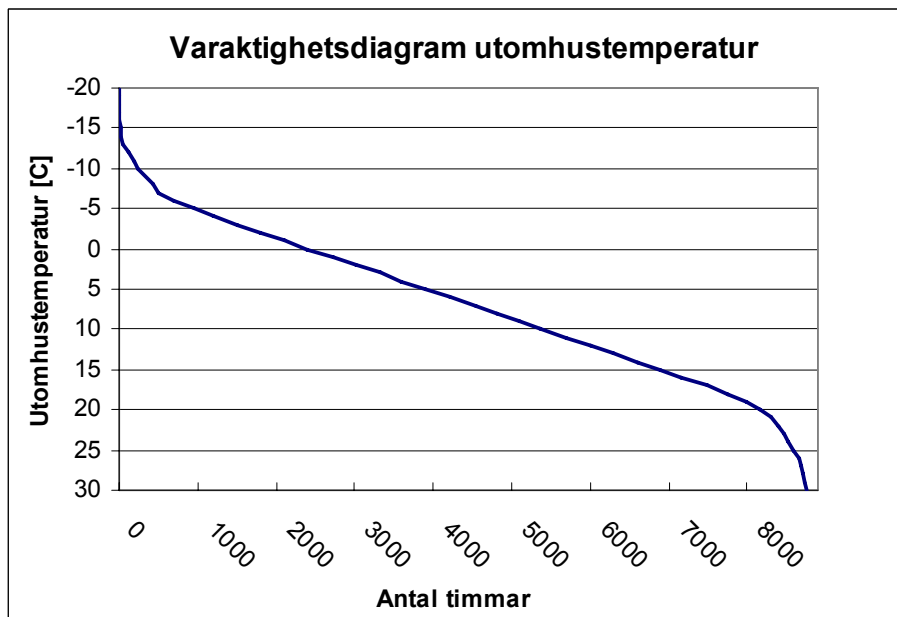
Ett värmebehov på 0,5°C var 115:e minut motsvarar kostnadsmässigt *per år*

$$\frac{15\,136 \text{ kJ}/^\circ\text{C} \cdot 0,5^\circ\text{C}}{115 \cdot 60 \text{ s}} \cdot (8\,760 - 168 \cdot 5) \text{ h/år} \cdot 0,744 \text{ kr/kWh} = 6\,500 \text{ kr/år},$$

där termen $(8\,760 - 168 \cdot 5)$ innefattar årets samtliga timmar subtraherat med fem veckors avstängning. 0,744 kr/kWh är Scania's interna elpris 2009.

⁵⁴ Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004

⁵⁵ Materialdata från Fundamentals of thermal-fluid sciences av Cengel och Turner, second edition, 2004



Varaktighetsdiagram för utomhustemperaturen på Scantias område i Södertälje under 2008.

Egenskaper tilluft gamla systemet

Flöde [m ³ /h]	108 000
Densitet [kg/m ³]	1,2
Cp [J/(kg·°C)]	1005
Inblåsningstemperatur [°C]	16,5 ⁵⁶

Max effekt värmeåtervinning ges av att värmeåtervinningen klarar ta upp utomhustemperaturen från 4°C till 16,5°C, när då utomhustemperaturen är just 4°C. Detta ger således

$$\frac{108000 \text{ m}^3 / \text{h}}{3600 \text{ s} / \text{h}} \cdot 1,2 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 1005 \text{ J} / \text{kg}^\circ\text{C} \cdot (16,5^\circ\text{C} - 4^\circ\text{C}) = 452 \text{ kW} .$$

Varaktighetsdiagrammet, Figur 8.4, fås fram genom ovanstående formel för olika utomhustemperaturer, samt map hur prioriteringsordningen för uppvärmning ser ut.

Kapacitet hos uppvärmningssystem

Effekt kylvattensystemet [kW]	250
Max effekt värmeåtervinning [kW]	452
Max effekt sekundärvärme [kW]	(approximativt) obegränsat

Tilluft omklädningsrum

Tilluftsggregatet höjer vid behov temperaturen från, som lägst, 16,5°C upp till 19°C, som motsvarar

$$\dot{Q} = \frac{3528 \text{ m}^3 / \text{h}}{3600 \text{ s} / \text{h}} \cdot 1,2 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 1,005 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C} \cdot (19 - 16,5)^\circ\text{C} \approx 3 \text{ kW} .$$

⁵⁶ Inställt börvärde på tilluften efter uppvärmning

Bilaga 13.9 – Korrelation mellan överskottsvärme och värmebehov i intilliggande byggnader

I tabellen nedan redovisas det genomsnittliga värmebehovet för olika byggnader vid olika utomhustemperaturer. Underlag är timvärden från 2008 i DynaMate:s energidatabas. Värdena för *värmebehov* i tabellen utgör medelvärdet på sekundärvärmeanvändningen när utomhustemperaturen avvikit $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ från en angiven temperatur. I tabellen redovisas också mängden överskottsvärme från kylvattensystemet vid olika utomhustemperaturer.

Utomhus- temperatur [°C]	Överskott kylvatten [kW]	Värmebehov [kW]					Samtliga byggnader
		Byggnad 60	Byggnad 62	Byggnad 64 o 76	Byggnad 72	Byggnad 75	
-9	0	136,7	1 390,4	410,1	64,7	606,5	2 608,4
-8	0	144,4	1 170,8	306,1	53,7	563,3	2 238,4
-7	0	130,1	1 154,9	393,5	161,8	554,8	2 395,1
-6	0	140,1	903,0	317,5	58,8	459,7	1 879,1
-5	0	124,6	887,3	316,8	67,5	441,9	1 838,0
-4	0	148,3	990,2	240,9	111,1	446,2	1 936,7
-3	0	126,7	865,1	191,8	89,8	387,4	1 660,8
-2	32,67	130,7	812,3	176,6	98,9	372,0	1 590,5
-1	68,85	120,2	773,3	155,6	77,2	349,9	1 476,2
0	105,03	113,6	779,9	132,5	78,7	305,0	1 409,6
1	141,21	119,2	758,7	108,9	95,7	271,3	1 353,7
2	177,39	106,1	666,4	99,7	78,0	240,4	1 190,7
3	213,57	109,5	652,6	106,6	83,4	247,5	1 199,6
4	249,75	96,0	598,7	89,5	70,6	215,9	1 070,7
5	250	91,6	559,3	84,6	69,4	205,5	1 010,4
6	250	86,1	482,0	65,5	63,0	160,4	857,0
7	250	74,3	409,7	72,1	51,9	128,8	736,7
8	250	66,8	341,9	65,5	47,4	113,4	635,1
9	250	60,4	291,1	67,8	38,4	95,7	553,4
10	250	48,8	222,9	60,1	34,1	74,4	440,3
11	250	39,2	176,7	59,5	28,8	63,8	368,1
12	250	31,5	135,1	52,0	27,3	59,7	305,6
13	250	20,2	92,9	48,1	21,0	52,5	234,7
14	250	13,2	75,0	45,5	15,4	47,1	196,2
15	250	9,9	66,6	38,6	13,7	44,3	173,0
16	250	9,5	63,7	33,7	14,3	42,6	163,8
17	250	8,8	58,5	33,7	10,7	43,7	155,3
18	250	8,9	58,4	29,5	13,7	43,8	154,3
19	250	9,0	58,2	29,7	16,2	43,3	156,3
20	250	9,9	54,6	26,1	18,1	40,4	149,1
21	250	9,0	53,8	25,0	17,0	40,3	145,1
22	250	9,1	52,7	21,0	17,0	39,4	139,1
23	250	8,3	55,2	21,4	17,2	37,0	139,1
24	250	8,6	51,0	18,8	15,0	34,5	127,7
25	250	8,2	46,9	18,9	16,8	30,1	120,9
26	250	8,1	47,8	21,3	14,5	32,1	123,8
27	250	7,5	39,9	19,5	11,0	29,8	107,8
28	250	6,9	35,5	20	0,2	27,3	89,8
29	250	5,0	45,0	20	0	30	100

Från tabellen på föregående sida kan korrelationen mellan värmebehov och värmeöverskott beräknas. Korrelationen utgörs av *minvärdet* av överskottsvärme och värmebehov i respektive byggnad vid varje given utomhustemperatur. På så vis fås potentialen för avsättning av överskottsvärme i de olika byggnaderna.

Byggnaderna har sk baslaster av sekundärvärme. Dessa består av tappvarmvatten och värme till processer. Dessa kräver ofta en högre temperatur än de 35°C som spillvärmen innehar. Av denna anledning dras baslasterna bort från byggnadernas värmebehov vid beräkning av potentiell avsättning.

Matematiskt uttryckt beräknas potentialen för avsättning av lågtempererad värme vid en given utomhustemperatur enligt följande:

$$Q_{avsättning}(T_{ute}) = \max[0; \min\{\overset{\text{överskott}}{\text{kylvatten}}(T_{ute}); \overset{\text{värmebehov}}{\text{värmebehov}}(T_{ute}) - \text{baslast}\}]$$

Om den sammanslagna avsättningen i flera byggnader ska beräknas måste en kontroll ske så att summan av avsättningsmöjligheterna i de olika byggnaderna inte överskrider den maximalt tillgängliga överskottsvärmen. Matematiskt beräknas sammanlagd avsättning i flertalet byggnader enligt:

$$Q_{total} = \min\{\overset{\text{överskott}}{\text{kylvatten}}(T_{ute}); \sum Q_{avsättning}(T_{ute})\}, \quad \text{där}$$

$Q_{avsättning}$ utgör möjlig avsättning i varje enskild byggnad, beräknad enligt formel ovan. Summeringen sker således över samtliga aktuella byggnader.

Vid beräkningarna har följande baslaster använts:

Byggnad	Baslast sekundärvärme [kW]
60	10
62	60
64 och 76	30
72	20
75	44

Givet tabellen från föregående sida, ovanstående formler och baslaster beräknas möjlig avsättning i de olika byggnaderna samt möjlig avsättning i samtliga byggnader. Resultatet ges i tabellen nedan. För att underlätta för läsaren redovisas också tillgänglig överskottsvärme i tabellen.

Utomhus- temperatur [°C]	Överskott kylvatten [kW]	Potential för avsättning av överskottsvärme från byggnad 64 [kW]					Samliga byggnader
		Byggnad 60	Byggnad 62	Byggnad 64 o 76	Byggnad 72	Byggnad 75	
-20	0	0	0	0	0	0	0
-19	0	0	0	0	0	0	0
-18	0	0	0	0	0	0	0
-17	0	0	0	0	0	0	0
-16	0	0	0	0	0	0	0
-15	0	0	0	0	0	0	0
-14	0	0	0	0	0	0	0
-13	0	0	0	0	0	0	0
-12	0	0	0	0	0	0	0
-11	0	0	0	0	0	0	0
-10	0	0	0	0	0	0	0
-9	0	0	0	0	0	0	0
-8	0	0	0	0	0	0	0
-7	0	0	0	0	0	0	0
-6	0	0	0	0	0	0	0
-5	0	0	0	0	0	0	0
-4	0	0	0	0	0	0	0
-3	0	0	0	0	0	0	0
-2	32,67	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7
-1	68,85	68,9	68,9	68,9	57,2	68,9	68,9
0	105,03	103,6	105,0	102,5	58,7	105,0	105,0
1	141,21	109,2	141,2	78,9	75,7	141,2	141,2
2	177,39	96,1	177,4	69,7	58,0	177,4	177,4
3	213,57	99,5	213,6	76,6	63,4	203,5	213,6
4	249,75	86,0	249,8	59,5	50,6	171,9	249,8
5	250	81,6	250	54,6	49,4	161,5	250
6	250	76,1	250	35,5	43,0	116,4	250
7	250	64,3	250	42,1	31,9	84,8	250
8	250	56,8	250	35,5	27,4	69,4	250
9	250	50,4	231,1	37,8	18,4	51,7	250
10	250	38,8	162,9	30,1	14,1	30,4	250
11	250	29,2	116,7	29,5	8,8	19,8	204,1
12	250	21,5	75,1	22,0	7,3	15,7	141,6
13	250	10,2	32,9	18,1	1,0	8,5	70,7
14	250	3,2	15,0	15,5	0	3,1	36,9
15	250	0	6,6	8,6	0	0,3	15,4
16	250	0	3,7	3,7	0	0	7,3
17	250	0	0	3,7	0	0	3,7
18	250	0	0	0	0	0	0
19	250	0	0	0	0	0	0
20	250	0	0	0	0	0	0
21	250	0	0	0	0	0	0
22	250	0	0	0	0	0	0
23	250	0	0	0	0	0	0
24	250	0	0	0	0	0	0
25	250	0	0	0	0	0	0
26	250	0	0	0	0	0	0
27	250	0	0	0	0	0	0
28	250	0	0	0	0	0	0
29	250	0	0	0	0	0	0

Från tabellen ovan är nu möjlig avsättning för överskottsvärme i olika byggnader vid varje given utomhustemperatur känd. Mha av ett varaktighetsdiagram över utomhustemperaturen kan den årliga avsättningen beräknas. Resultande diagram återfinns i rapporten.

I tabellen nedan visas varaktigheten för utomhustemperaturen. Tabellen innehåller också delresultat i form av *årlig avsättning vid olika utomhustemperaturer*. Tabellen avslutas med en summering av delresultaten. Då fås den årliga avsättningen i olika byggnader, vilket utgör resultatet i denna bilaga.

Varaktighet [timmar/år]	Utomhus- temperatur [°C]	Årlig avsättning [MWh/år]					Samtliga byggnader
		Byggnad 60	Byggnad 62	Byggnad 64 och 76	Byggnad 72	Byggnad 75	
2	-20	0	0	0	0	0	0
4	-19	0	0	0	0	0	0
6	-18	0	0	0	0	0	0
8	-17	0	0	0	0	0	0
10	-16	0	0	0	0	0	0
20	-15	0	0	0	0	0	0
30	-14	0	0	0	0	0	0
50	-13	0	0	0	0	0	0
120	-12	0	0	0	0	0	0
200	-11	0	0	0	0	0	0
250	-10	0	0	0	0	0	0
340	-9	0	0	0	0	0	0
430	-8	0	0	0	0	0	0
500	-7	0	0	0	0	0	0
700	-6	0	0	0	0	0	0
950	-5	0	0	0	0	0	0
1200	-4	0	0	0	0	0	0
1500	-3	0	0	0	0	0	0
1800	-2	9,80	9,80	9,80	9,80	9,80	9,80
2100	-1	20,66	20,66	20,66	17,15	20,66	20,66
2400	0	31,07	31,51	30,76	17,60	31,51	31,51
2720	1	34,94	45,19	25,24	24,22	45,19	45,19
3020	2	28,84	53,22	20,91	17,41	53,22	53,22
3320	3	29,85	64,07	22,97	19,02	61,04	64,07
3600	4	24,09	69,93	16,66	14,17	48,12	69,93
3900	5	24,47	75,0	16,37	14,83	48,44	75,0
4200	6	22,83	75,0	10,66	12,89	34,93	75,0
4550	7	22,50	87,50	14,73	11,17	29,68	87,50
4800	8	14,21	62,50	8,87	6,86	17,35	62,50
5100	9	15,12	69,32	11,34	5,52	15,51	75,0
5350	10	9,69	40,74	7,53	3,52	7,60	62,50
5700	11	10,23	40,84	10,32	3,09	6,94	71,42
6000	12	6,46	22,53	6,61	2,19	4,70	42,49
6300	13	3,06	9,88	5,42	0,30	2,56	21,22
6600	14	0,97	4,49	4,66	0	0,93	11,06
6900	15	0	1,97	2,57	0	0,8	4,62
7150	16	0	0,91	0,92	0	0	1,83
7500	17	0	0	1,29	0	0	1,29
7750	18	0	0	0	0	0	0
8000	19	0	0	0	0	0	0
8150	20	0	0	0	0	0	0
8300	21	0	0	0	0	0	0
8400	22	0	0	0	0	0	0
8480	23	0	0	0	0	0	0
8510	24	0	0	0	0	0	0
8600	25	0	0	0	0	0	0
8650	26	0	0	0	0	0	0
8690	27	0	0	0	0	0	0
8720	28	0	0	0	0	0	0
8730	29	0	0	0	0	0	0
8750	30	0	0	0	0	0	0
Årlig avsättning; överskottsvärme		309	785	248	180	438	886

I tabellen ovan visas den årliga potentialen för avsättning av överskottsvärme från kylvattenssystemet i byggnad 64. Av utrymmesskal har mängden överskottsvärme utelämnats, men beräkningar visar att byggnad 64 årligen genererar ca 1 580 MWh värme som ej utnyttjas.

Bilaga 13.10 – Avsättning för överskottsvärme i tilluftssystem

Värmebehovet för tilluftssystem beräknas enligt nedanstående formel

$$Q = q \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{måltemperatur}} - T_{\text{ute}}), \text{ där}$$

q = luftflödet för tilluftssystemet i m^3/s

ρ = $1,2 \text{ kg}/m^3$

c_p = $1,005 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{C}$

$T_{\text{måltemperatur}}$ = Luftens temperatur efter uppvärmning.

Mängden överskottsvärme från kylvattensystemet vid olika utomhustemperaturer är sedan tidigare känd. Genom att jämföra värmebehovet för tilluften med mängden tillgänglig överskottsvärme vid olika utomhustemperaturer kan möjlig avsättning för överskottsvärme i aktuellt tilluftssystem beräknas.

Med tillgång till ett varaktighetsdiagram för utomhustemperaturen kan sedan den årliga avsättningen för överskottsvärme beräknas. Detta görs med följande formel:

$$Q = \sum_{T_{\text{ute,min}}}^{T_{\text{ute,max}}} \min(\text{värmebehov tilluft ; överskottsvärme}) \cdot [\text{antal timmar}(T_{\text{ute}}) - \text{antal timmar}(T_{\text{ute}} - 1)]$$

där

värmebehov tilluft beräknas enligt ovan, *överskottsvärme* tas från tidigare framtagen information och *antal timmar* utgör varaktigheten för en viss utomhustemperatur under ett normalår.

Om tilluftsfläkten inte körs kontinuerligt multipliceras den framtagna årliga avsättningen med den andel tid fläkten är i drift.

TA092-075-007

Detta tilluftssystem har enligt FU2000 ett luftflöde på $6\,840 \text{ m}^3/\text{h}$. Detta system finns inte i Citect. Därför saknas exakt information om drifttider och måltemperatur för luften. Enligt projekt V2 värms tilluften med sekundärvärme till 18°C och fläkten körs Mån-fre kl. 06.00-18.00. Dessa värden är rimliga för ett tilluftssystem som betjänar kontorslokaler.

I tabellen på nästkommande sida redovisas varaktighet för utomhustemperatur, värmebehov för tilluft, tillgänglig överskottsvärme och resulterande möjlig avsättning för spillvärme i tilluftssystemet. Tabellen innehåller delresultat för olika utomhustemperaturer och avslutas med en summering som ger den årliga potentialen. Observera att värdena i tabellen gäller vid kontinuerlig drift av fläkten. Kompensation gällande fläktens drifttider görs efter att den årliga potentialen beräknats.

Varaktighet [timmar/år]	Utomhustemperatur [°C]	Värmebehov [kW]	Överskottsvärme [kW]	Möjlig avsättning [kW]	Möjlig avsättning [MWh/år]
2	-20	87,1	0	0	0
4	-19	84,8	0	0	0
6	-18	82,5	0	0	0
8	-17	80,2	0	0	0
10	-16	77,9	0	0	0
20	-15	75,6	0	0	0
30	-14	73,3	0	0	0
50	-13	71,0	0	0	0
120	-12	68,7	0	0	0
200	-11	66,5	0	0	0
250	-10	64,2	0	0	0
340	-9	61,9	0	0	0
430	-8	59,6	0	0	0
500	-7	57,3	0	0	0
700	-6	55,0	0	0	0
950	-5	52,7	0	0	0
1200	-4	50,4	0	0	0
1500	-3	48,1	0	0	0
1800	-2	45,8	32,7	32,7	9,8
2100	-1	43,5	68,9	43,5	13,1
2400	0	41,2	105,0	41,2	12,4
2720	1	39,0	141,2	39,0	12,5
3020	2	36,7	177,4	36,7	11,0
3320	3	34,4	213,6	34,4	10,3
3600	4	32,1	249,8	32,1	9,0
3900	5	29,8	250	29,8	8,9
4200	6	27,5	250	27,5	8,2
4550	7	25,2	250	25,2	8,8
4800	8	22,9	250	22,9	5,7
5100	9	20,6	250	20,6	6,2
5350	10	18,3	250	18,3	4,6
5700	11	16,0	250	16,0	5,6
6000	12	13,7	250	13,7	4,1
6300	13	11,5	250	11,5	3,4
6600	14	9,2	250	9,2	2,7
6900	15	6,9	250	6,9	2,1
7150	16	4,6	250	4,6	1,1
7500	17	2,3	250	2,3	0,8
7750	18	0	250	0	0
8000	19	0	250	0	0
8150	20	0	250	0	0
Möjlig årlig avsättning					140

Fläkten körs endast ca 60 timmar per vecka. Den faktiska avsättningen för spillvärme i TA092-075-007 är således:

$$Q = 140 \text{ MWh/år} \cdot \frac{60 \text{ drifttimmar/vecka}}{168 \text{ timmar/vecka}} \approx 50 \text{ MWh/år.}$$

TA092- 062- 002

Denna fläkt har ursprungligen ett flöde över 100 000 m³/h. Fläkten är numera nedstrykt, dels genom att den körs med reducerat varvtal och dels genom att tilluftskanalen delvis blockerats. Enligt FU2000 är flödet nu ca 37 000 m³/h. Inte heller denna fläkt finns inte inlagd i Citect varför information och drifttid och måltemperatur är svårt att få fram.

Enligt uppgift från Daniel Otter⁵⁷ varierar drifttider och måltemperatur över året. Måltemperaturen anpassas efter utomhustemperatur, årstid och önskemål från produktionspersonalen. Vintertid kan måltemperaturen vara uppemot 25°C. Vid utomhustemperaturer på ca 10°C är måltemperaturen för fläkten ca 16 -19°C. Under årstider med värmebehov körs fläkten "så lite som möjligt". Normala drifttider är då Mån-fre kl. 06.00-21.00.

I enlighet med teori på föregående sidor tas en tabell fram som visar möjlig avsättning av överskottsvärme. Värdena i tabellen gäller vid en måltemperatur på 18°C och vid kontinuerlig drift av fläkten. Kompensation för fläktens drifttider görs efter tabellen. Tabellen och resultat från denna återfinns på efterföljande sida.

⁵⁷ VVS-tekniker på DynaMate, Fastighetsunderhåll, norra området.

Varaktighet [timmar/år]	Utomhustemperatur [°C]	Värmebehov [kW]	Överskottsvärme [kW]	Möjlig avsättning [kW]	Möjlig avsättning [MWh/år]
2	-20	471,0	0	0	0
4	-19	458,6	0	0	0
6	-18	446,2	0	0	0
8	-17	433,8	0	0	0
10	-16	421,4	0	0	0
20	-15	409,0	0	0	0
30	-14	396,6	0	0	0
50	-13	384,2	0	0	0
120	-12	371,9	0	0	0
200	-11	359,5	0	0	0
250	-10	347,1	0	0	0
340	-9	334,7	0	0	0
430	-8	322,3	0	0	0
500	-7	309,9	0	0	0
700	-6	297,5	0	0	0
950	-5	285,1	0	0	0
1200	-4	272,7	0	0	0
1500	-3	260,3	0	0	0
1800	-2	247,9	32,7	32,7	9,8
2100	-1	235,5	68,9	68,9	20,7
2400	0	223,1	105,0	105,0	31,5
2720	1	210,7	141,2	141,2	45,2
3020	2	198,3	177,4	177,4	53,2
3320	3	185,9	213,6	185,9	55,8
3600	4	173,5	249,8	173,5	48,6
3900	5	161,1	250	161,1	48,3
4200	6	148,7	250	148,7	44,6
4550	7	136,3	250	136,3	47,7
4800	8	124,0	250	124,0	31,0
5100	9	111,6	250	111,6	33,5
5350	10	99,2	250	99,2	24,8
5700	11	86,8	250	86,8	30,4
6000	12	74,4	250	74,4	22,3
6300	13	62,0	250	62,0	18,6
6600	14	49,6	250	49,6	14,9
6900	15	37,2	250	37,2	11,2
7150	16	24,8	250	24,8	6,2
7500	17	12,4	250	12,4	4,3
7750	18	0	250	0	0
8000	19	0	250	0	0
8150	20	0	250	0	0
Möjlig årlig avsättning					602,5

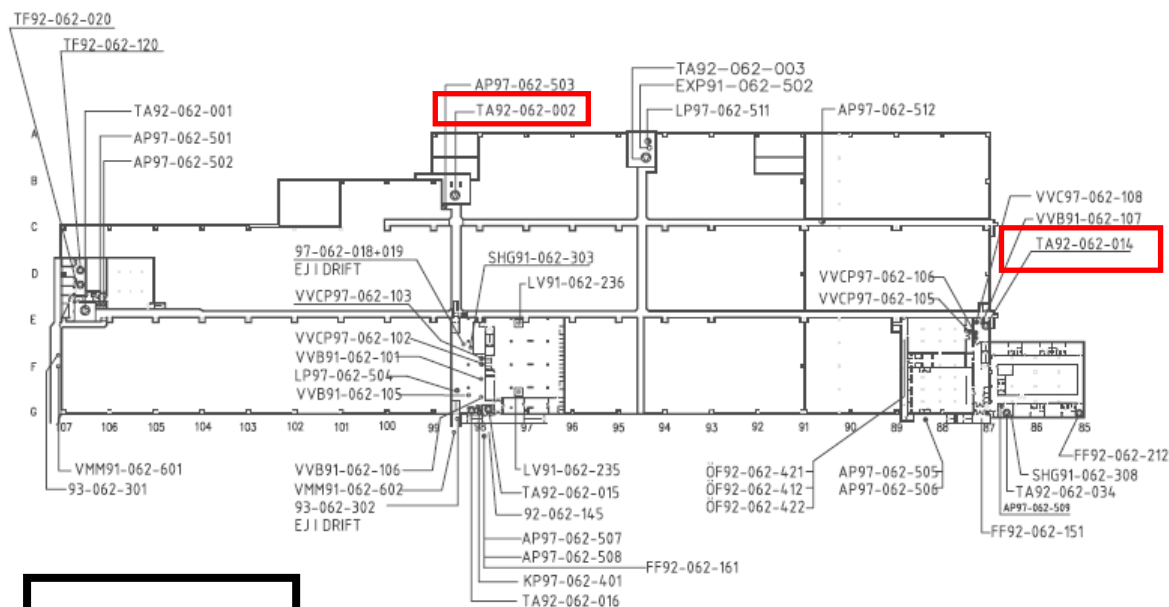
Fläkten körs endast ca 75 timmar per vecka. Den faktiska avsättningen för spillvärme i TA092-062-002 är således:

$$Q = 602,5 \text{ MWh/år} \cdot \frac{75 \text{ drifttimmar/vecka}}{168 \text{ timmar/vecka}} \approx 270 \text{ MWh/år.}$$

Bilaga 13.11 - Placering av tilluftsfläktar utan värmeåtervinning

Bilagan redovisar de geografiska placeringarna av tilluftsfläktar utan värmeåtervinning. Dessa är markerade med rött. Även byggnad 64:s läge är utritat i figurerna. Fläktar som saknar uppvärmning av inkommande luft är inte markerade i ritningarna. Informationen rörande fläktarna kommer från databasen FU2000. Figurerna är utklipp av ritningar från Scania och DynaMate.

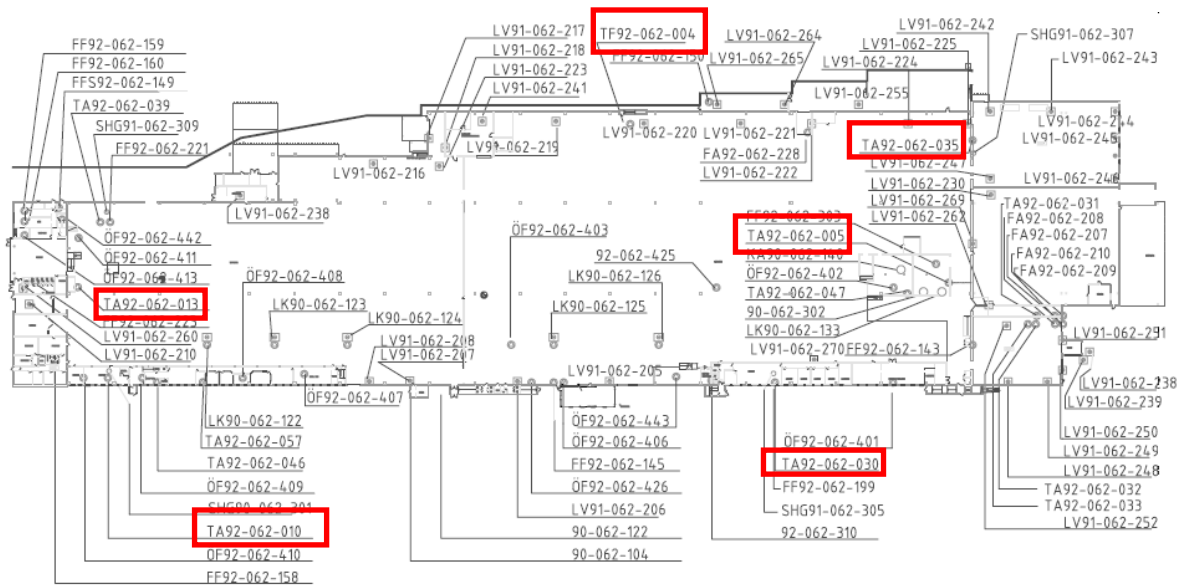
Byggnad 62 – Källarplan



Byggnad 64

Obs avstånd till byggnad 62 och storlek för denna byggnad är ej helt skalenligt.

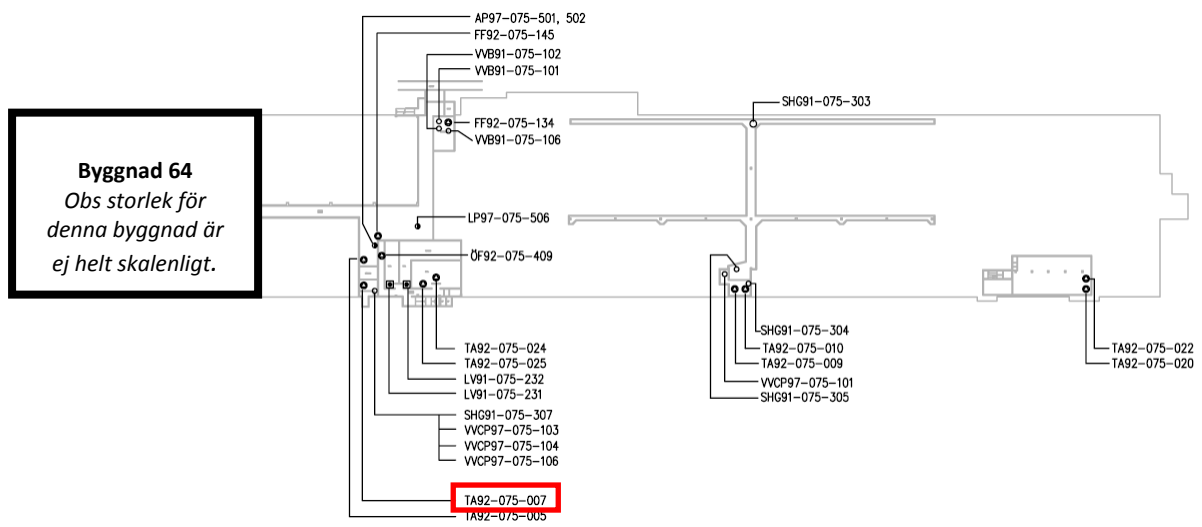
Byggnad 62 – Produktion och entresolplan



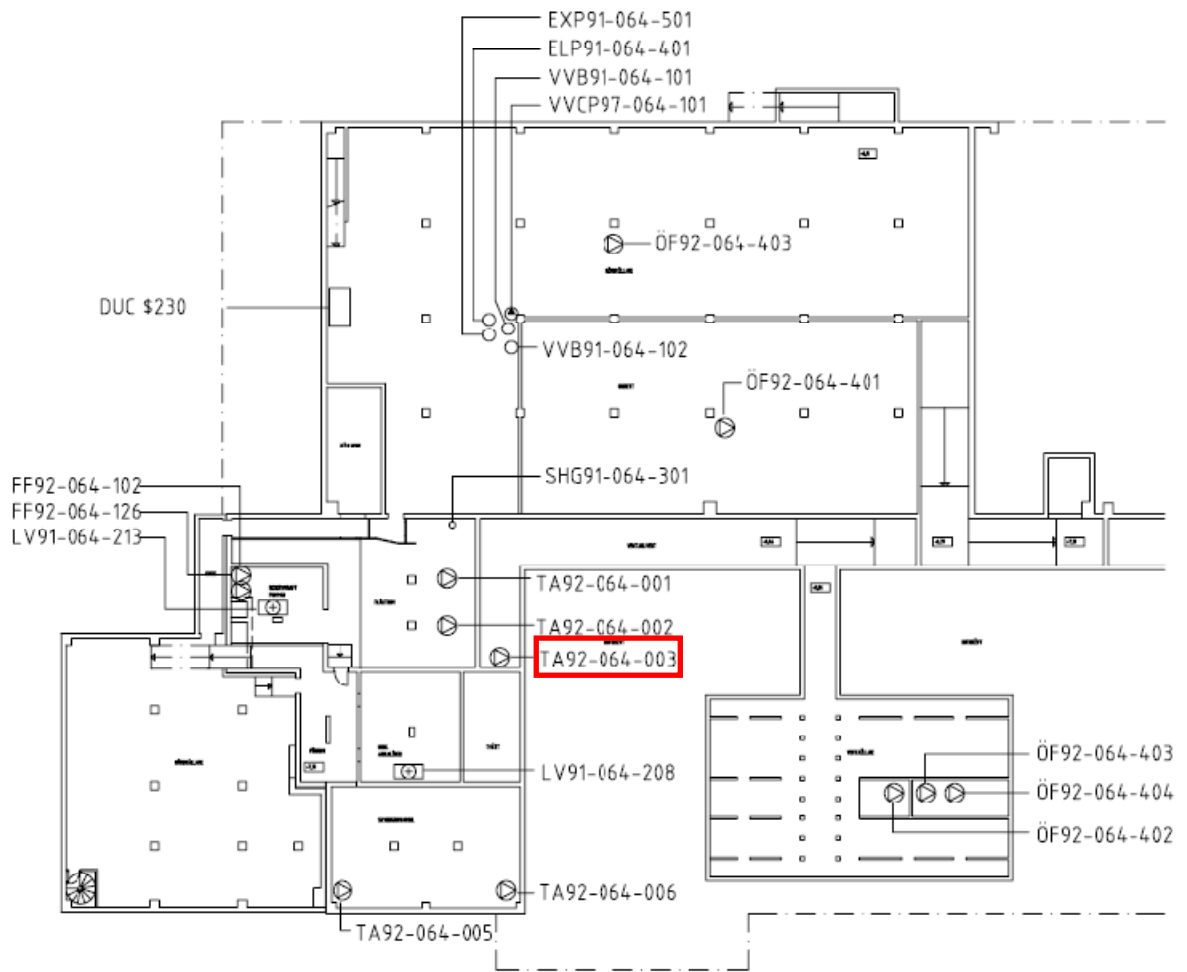
Byggnad 64

Obs avstånd till byggnad 62 och storlek för denna byggnad är ej helt skalenligt.

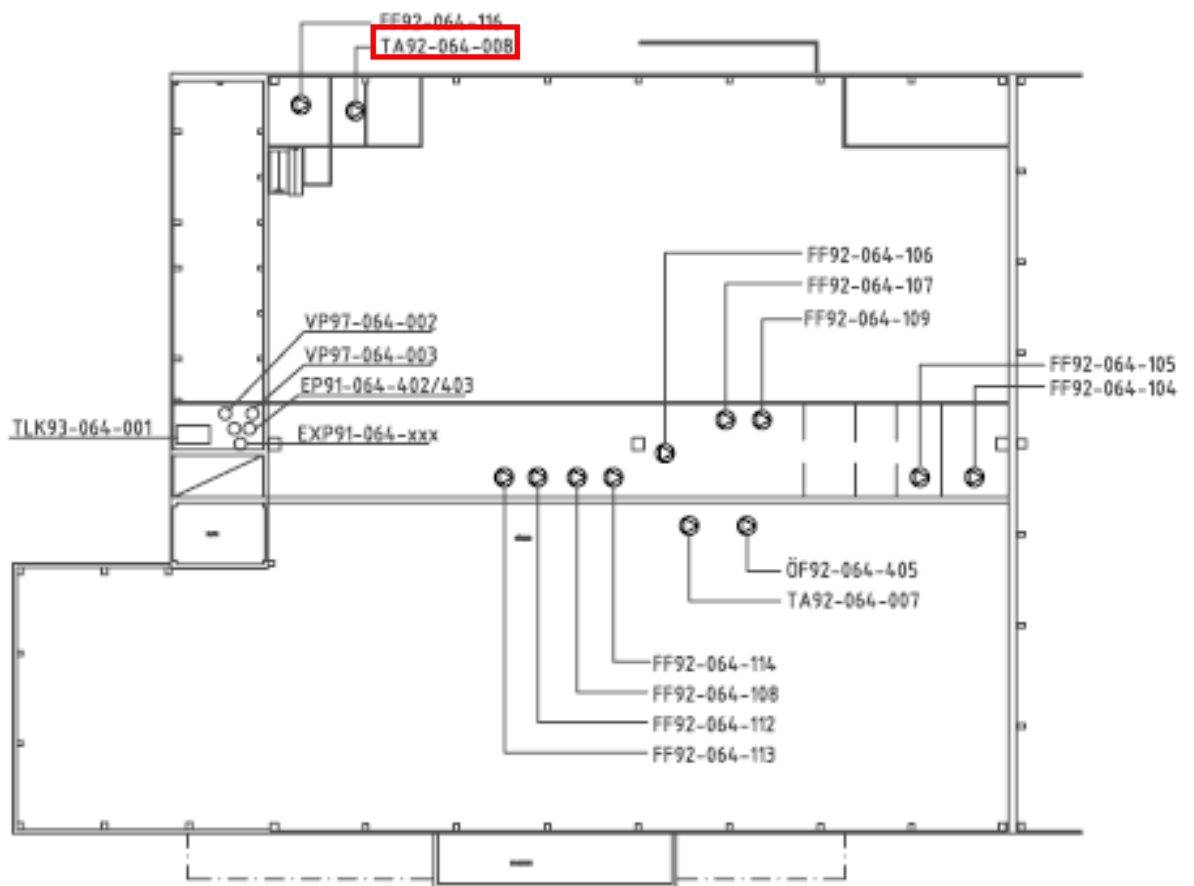
Byggnad 75 - Källarplan



Byggnad 64 – Källarplan



Byggnad 64 – Entresolplan



Bilaga 13.12 - Avsättning för spillvärme i byggnad 210

För begrepp rörande denna bilaga hänvisas **Del 1**. I byggnad 64 kan ingen spillvärme längre nyttjas vid temperaturer över +4°C. Liknande förfarande bör ske i övriga byggnader på Scaniaområdet. Vid denna temperatur klarar värmeåtervinningen för tilluftssystemen till de tre manuella lackeringsboxarna M108, M111 och M113, att värma upp uteluften till 14,4°C enligt simulering i tillverkarens program Hoval Caps.⁵⁸

Enligt Mollier-diagrammet behöver tilluften innan befuktning värmas upp olika mycket vid olika utomhustemperaturer för att erhålla erforderliga krav - +24,5°C och 60 % luftfuktighet. Skall en spillvärmelösning kunna användas krävs att $T_{\text{erforderlig}}$ efter WT3 uppnås med 35-gradigt spillvärmevatten i WT1, istället för mot fjärrvärmesekundären, som kan bli ned mot 60°C sommartid. Värmebatterierna i WT1 skulle då behöva bytas ut då dagens batterier inte kan överföra tillräcklig effekt vid så låga vattentemperaturer. Nedanstående tabell visar värmeåtervinningens prestanda vid olika temperaturer över 4°C, samt vad temperaturen efter WT1 blir ($T_{\text{efter_batteri}}$), med värmebatterier från Coiltech enligt simuleringar i deras produktvalsprogram Coils.

M108, M111, M113			
$T_{\text{ute}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{efter väv}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{efter batteri}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{erforderlig}} [^{\circ}\text{C}]$
4	14,4	30	43
9	16,4	30,2	39,5
14	18,8	30,5	35,5
19	21,5	30,8	32
24	24,2	31,1	30,5
M116			
$T_{\text{ute}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{efter väv}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{efter batteri}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{erforderlig}} [^{\circ}\text{C}]$
4	16,4	30	43
9	17,9	30,2	39,5
14	19,8	30,4	35,5
19	22	30,7	32
24	24,3	30,9	30,5

Den temperatur värmeåtervinningen (väv) värmer upp uteluften till vid olika utomhustemperaturer i de olika luftbehandlingssystemen för de manuella lackeringsboxarna.

Genom att byta ut värmebatterierna i WT1 mot värmebatterier som sommartid klarar att värma luften tillräckligt med spillvärme och införa möjlighet att spetsvärma spillvärmens med fjärrvärmens sekundärledning, skulle förutsättningar för lågtemperaturdrift skapas. Förslagsvis sker spetsvärmning på shuntslingan före värmebatterierna. Fördelen med detta är vintertid, när ingen spillvärme finns tillgänglig, kan lågtemperaturnätet då kopplas bort och shuntslingan värmas helt genom värmeväxling mot fjärrvärmens sekundärslinga, vilket är fallet idag.

⁵⁸ Finns för nedladdning på hoval.com ->

<http://www.foval.com/PRODUKTDETAIL.HTM?PRODUKTID=PWT&SUBID=WAERMERUECK&gruppeid=&NAVID=PRODUKTE>

Ovanstående simuleringar i programmet Coils, som med nya värmebatterier erhåller temperaturen $T_{\text{efter_batteri}}$ efter WT1, resulterade i nedanstående uppvärmningseffekter då spillvärmens temperatur på 35°C, se tabell nedan. Relevanta system för avsättning av spillvärme är M108, M111, M113 och M116. M116 skiljer sig från de övriga då det har en annorlunda värmeåtervinning och ett högre luftflöde att behandla. Det systemet simuleras därför enskilt. Simuleringarna har skett enligt specificerade luftflöden och med värmebatterier vars mått ryms i dagens tilluftsystem. Produktkod på använt värmebatteri och ett exempel på simuleringsresultat från Coils finns sist i denna bilaga. Resultat från Coils:

M108, M111, M1113			
Intervall, T_{ute} [°C]	kW	Intervallens varaktighet [h/år]⁵⁹	MWh
4 -> 9	265	1 025	272
9 -> 14	231	1 135	262
14 -> 19	190	691	132
19 -> 24	147	281	41
Totalt, tre system		3 133	2 121
M116			
Intervall, T_{ute} [°C]	kW	intervallens varaktighet [h/år]⁵⁹	MWh
4 -> 9	504	1 025	517
9 -> 14	448	1 135	509
14 -> 19	379	691	262
19 -> 24	302	281	85
Totalt		3 133	1 372
Tot, samtliga system			3 493

Avsättning för spillvärme på 35°C i luftbehandlingssystemen för de manuella lackeringsboxarna i byggnad 210 vid utomhustemperaturer över 4°C.

3 500 MWh motsvarar under årets varmare del en besparing till följd av reducerad fjärrvärmeanvändning på

- $3\,500\text{ MWh} \cdot 404\text{ kr/MWh} \approx 1\,400\,000\text{ kr/år}$.

Nya värmebatterier från Coiltech kostar 30 000 kr enligt Coiltech:s säljavedling, varpå kostnader för installation och ombyggnation av värmebatterierna tillkommer. Sist i denna bilaga följer en specifikation på den typ värmebatterier simuleringen i Coils använt sig av. Med ett totalpris på 50 000 kr per värmebatteri att köpa in och installera blir totalkostnaden för 10 värmebatterier (två st vardera i system M108, M111 och M113 samt fyra i M116) runt **300 000 kr**.

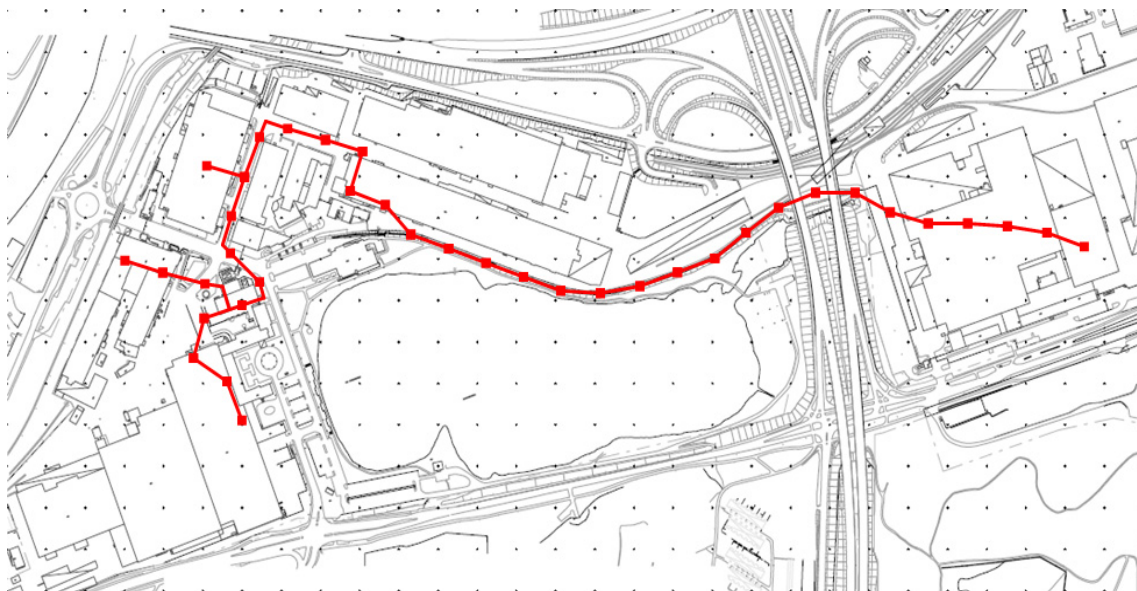
⁵⁹ Varaktigheten gäller vid tvåskift och fem veckors årlig avstängning.

Bilaga 13.13 - Avstånd och kostnad för rördragningar

Denna bilaga visar hur längder och kostnader på rördragningar för mer omfattande lågtemperatursystem beräknats. I bilagan ingår beräkningar för tre olika system. Ett stort system där lågtempererad värme tas upp från befintliga kylvattensystem i byggnad 64, 81, i motortillverkningen och i gjuteriet. Detta system har sedan sin primära avsättning i axelmåleriet i byggnad 210. Sedan beräknas även kostnaderna för två mindre omfattande lösningar som endast innefattar rördragning från byggnad 64 till byggnad 62. Ritningsunderlaget i bilagan kommer från situationsplan tillgänglig på DynaMate:s ritningsserver. Ritningarna har ett raster med en upplösning på 50 m. Rastret framträder som punkter i ritningen.

Storskaligt lågtemperaturnät med avsättning i byggnad 210

Den röda linjen i figuren nedan visar en tänkt utbyggnad av ett lågtempererat nät från byggnader med befintliga kylvattensystem. Nätet är tänkt att ansluta härderi i byggnad 64 och 81. Vidare ansluts även gjuteriet och motortillverkningen. Samtliga byggnader har befintliga kylvattensystem med tillhörande kyltorn. Byggnaderna är placerade till höger i figur nedan. En något mer lättläst figur med numrering av byggnader återfinns i rapporten i Figur 9.9.



Sammankopplingen av byggnad 64, 81, motortillverkningen och gjuteriet är tänkt att ske genom befintligt kulvertsystem. Från byggnad 64 dras sedan rören ut på "baksidan" av byggnaden och följer sedan nuvarande fjärrvärmeledning, förlagd ovan mark, utmed saltskogsfjärden ner till motorvägen. Från motorvägen antas ledningen kunna dras någorlunda rakt genom byggnad 210, tex i taknivå eller på utsidan av byggnaden, fram till axelmåleriet. Avståndet mellan punkterna på linjen är ca 50 m. Således blir systemets totala rörlängd ca 1 850 m.

Kostnaden för ovanstående rördragning uppskattas genom en jämförelse med kostnaden vid dragning av fjärrvärme. I kulvertkostnads katalogen från svensk fjärrvärme⁶⁰ anges nedanstående kostnader för kulvertdragning. I kostnaderna ingår projektering, byggnadstekniska arbeten, rörkostnad och rördragningsarbeten.

	Kulvertkostnad (DN100-rör)	Varav markarbeten
Innerstadsmiljö	5 400 kr/m	3 100 kr/m
Ytterområden	4 200 kr/m	2 500 kr/m
Parkområden	3 300 kr/m	1 500 kr/m
Exploatering	2 250 kr/m	700 kr/m

Sträckan byggnad 64 → axelmåleriet i byggnad 210

Som synes i tabellen utgör markarbeten en stor kostnadspost. Enligt föreslagen rördragning kan rören drygt halva denna sträcka placeras ovan mark, utmed nuvarande fjärrvärmeledning, vilket avsevärt skulle reducera kostnaden. Utifrån detta beräknas rördragningskostnaden från byggnad 64 till 210 med viktningen:

- 20 % av sträckan enligt innerstadsmiljökostnader
- 20 % av sträckan enligt ytterområdeskostnader
- 60 % av sträckan enligt exploateringskostnader minus markarbetskostnader

Således borde investeringskostnaden för rördragning till 210 bli runt

$5\,400 \cdot 0,2 + 4\,200 \cdot 0,2 + (2\,250 - 700) \cdot 0,6 \approx 2\,850$ kr/meter. Denna sträcka på ca 1000 meter resulterar då i en kostnad på **2,85 miljoner kr**.

Sträckan byggnad 64 → byggnad 81, gjuteri och motortillverkning

Denna sträcka dras huvudsakligen i befintliga kulvertsystem under mark och kortare sträckor i produktionslokaler. Rördragning i befintliga kulvertsystem jämförs med rördragning i ytterområden. Kostnaden för markarbeten minskas dock till 1 000 kr/m, då upphängning av rör i kulvert bör vara betydligt billigare än nedgrävning i mark med påföljande återställning av kulvertdike. Observera att själva montage av rören *inte* ingår i markarbeten utan i övriga kulvertkostnader. Kostnaden per meter beräknas då till

$$4\,200 - 2\,500 + 1\,000 = 2\,700 \text{ kr/meter.}$$

Längden på dessa rördragningar är ca 850 m och investeringskostnaden blir då **2,3 miljoner**.

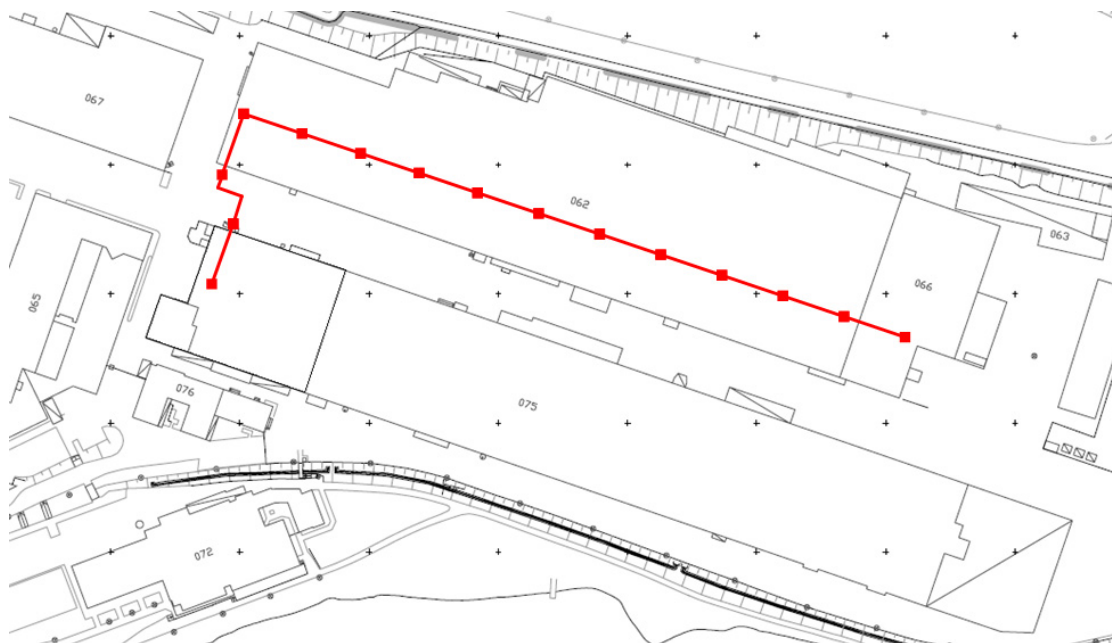
Totalkostnad för rördragning

Rördragning från befintliga kylvattensystem i ovanstående beskrivna byggnader till byggnad 210 skulle innebära en kostnad på ca **5,2 miljoner kr**. Denna kostnad utgör totalkostnad för själva rördragningen. Anslutning till kylvattensystem, styrsystem och pumpkraft mm ingår ej.

⁶⁰ http://www.svenskfjarrvarme.se/download_biblo/1350/kulvertkostnad_total_web.pdf

Rördragning till lagerdel i södra delen av byggnad 62

Figuren nedan visar tänkt rördragning från kylvattentankarna i byggnad 64 genom kulverten in till byggnad 62. Sedan löper rören genom kulvertsystemet i byggnad 62 ner till lagerdelen i södra delen byggnaden (i ritningen kallad byggnad 66). Denna ledning är sedan tänkt betjäna luftvärmare i byggnaden. Avsättning via luftvärmare är störst i södra delen av byggnaden men med denna lösning kan uttag göras på andra platser i byggnaden. Avståndet mellan punkterna på linjen är 25 meter och ledningens totala längd är ca 300 meter.

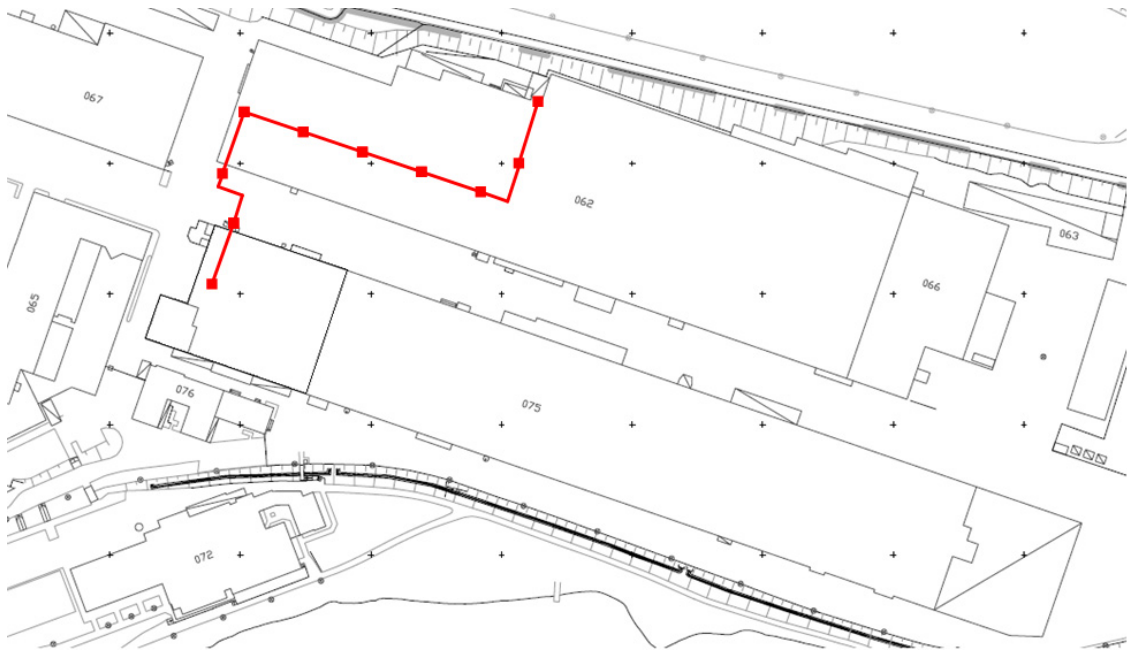


Denna ledning dras helt i befintliga kulvertar vilket håller kostnaderna nere. Undantaget är anslutningen till byggnad 64 där mindre grävarbete kan krävas. Enligt kulvertkostnads katalogen⁶¹ är kostnaden för dragning av kulvert med rördimension DN65 vid nybyggnation (exploatering) 1 700 kr/m. I denna kostnad utgör markarbeten ca 400 kr/m. Antaget att kostnaden för att montera upp rören i kulvert är hälften av grävarbeteskostnaden (observera att svetsning och montage av rör ingår i de övriga 1 300 kr/m) fås en kostnad på 1 500 kr/m. Kostnaden för ovanstående rördragning blir då ca 450 000 kr.

⁶¹ http://www.svenskfjarrvarme.se/download_biblo/1350/kulvertkostnad_total_web.pdf

Rördragning till TA092-062-002 av byggnad 62

Figuren nedan visar tänkt rördragning från kylvattentankarna i byggnad 64 till tilluftsaggregat TA092-062-002 i byggnad 62. Punkterna längs linjen representerar ett avstånd på 25 meter och det totala avståndet är ca 225 meter. Sträckningen är tänkt att följa befintligt kulvertsystem.



Med samma resonemang som med föregående rördragning, där kostnaden uppskattats till 1500 kr/m, fås en investeringskostnad för rördragningen på ca 340 000 kr.

Observera dock att rördragningarna till södra delen av byggnad 62 och till TA092-062-002 skulle kunna kombineras. Då skulle endast en avstickande rördragning till TA092-062-002 på 50 meter behövas.

På följande sidor finns bilagor på relevanta datablad från olika företag. Ordningen som följer är:

Bilaga 13.14 - Ritning över kylsystemet i byggnad 64

Bilaga 13.15 - Datablad som visar principen för ON/OFF-reglering för regulatorer i 2400-serien från Eurotherm

Bilaga 13.16 - Datablad från simulering i Coils på föreslaget värmebatteri till spillvärmedrift i byggnad 210

Bilaga 13.17 - Datablad från simulering i Coils på en förekommande luftvärmare i byggnad 62 med vatten på 60°C

Bilaga 13.18 - Datablad från simulering i Coils på en förekommande luftvärmare i byggnad 62 med vatten på 35°C

TECHNICAL INFORMATION SHEET – NUMBER 228

TITLE: 2400 On Off Control Behavior

DATE: MAY 6, 2002

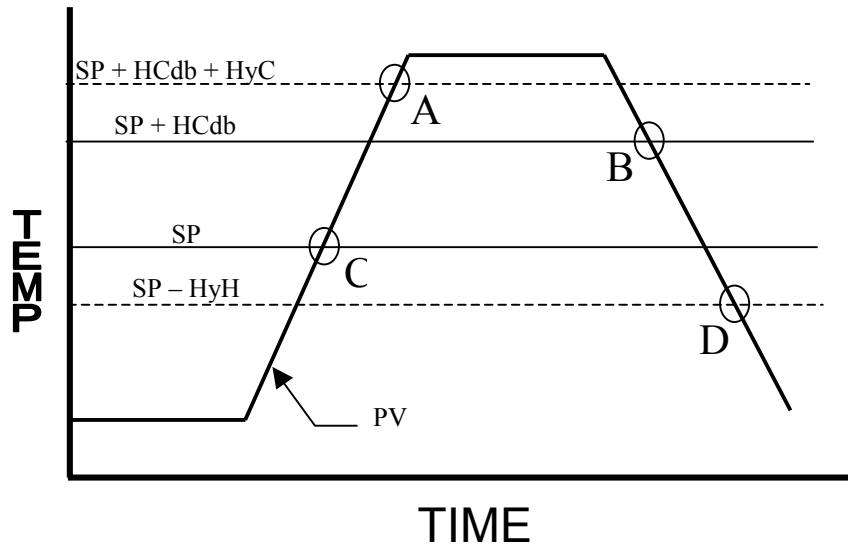
AUTHOR: TOM PERKINS

ISSUED BY THE APPLICATIONS ENGINEERING DEPARTMENT



EUROTHERM

This Technical Information sheet covers the behavior of the 2400 family of instruments when the control type selected is on / off.



The chart above shows this example:

A represents the point in temperature where the cooling comes on.

B represents the point in temperature where the cooling goes off.

C represents the point in temperature where heating goes off; it is always the same as the working setpoint*.

D represents the point in temperature where the heating comes on.

SP is the temperature setpoint the controller is trying to maintain.

HC db is a band in temperature that always has its lowest end at the SP. The heating and cooling will not come on until the measured temperature is either above or below the dead band the HCdb.

HyH is the hysteresis for heating, indicating how much colder below the SP the measured temperature should become before the heating turns on.

HyC is the hysteresis for cooling, indicating how much warmer above the HCdb and the SP the measured temperature should become before the cooling comes on.

Of the parameters HyC, HyH, and HCdb, none can be set below zero. When they are all at zero, then the heating comes on sharply below SP, and the cooling comes on sharply above SP.

*One set of parameters overrides the control algorithm mentioned above. The Ont.h and Ont.c are minimum on times that are always maintained. This means that if your ont.h is set to 60 seconds, and your Hyh equals 0, and the measured temperature goes above SP seven seconds after heating is called for--the heat will be on for an additional 53 seconds before the controller turns the heat off--no matter how high the measured temperature goes. Generally, the shortest possible ont.h and ont.c values are best.

For heating only, the ont.c, hyc, and hcdb appear, but have no function.

For cooling only, the ont.h and HyH appear, but have no function.

Your ref

Project/Ref.nr 64
Our contact

Coiltech Heat exchanger from Luvata Söderköping

	Id	Batteri eftervärmare	
Air	Capacity	62.5	kW
	Flow rate	26500	m ³ /h
	Temperature in	24.2	deg C
	Humidity in	48.4	%
	Temperature out	31.1	deg C
	Humidity out	32	%
	Pressure drop	210	Pa
	Velocity	3.6	m/s
Liquid	Water		
	Flow rate	10.7	m ³ /h
	Temperature in	35.0	deg C
	Temperature out	30.0	deg C
	Pressure drop	8	kPa
	Velocity	0.6	m/s
Dimensions	Width	1000	mm
	Height	2133	mm
	No. of tube rows	6	
	Fin pitch	3.0	mm
	No. of liquid passes	10	
	Connection number	DN 80	
	Face area / Heat surface	2.13 / 227	m ²
	Weight / Volume	172 / 76	kg / l
Material	Tube material	Copper	
	Fin material	Aluminium	
	Header material	Steel	
	Casing material	Galvanized steel	
Ordering code	QLHF-100-213-06-30-10-1-A		

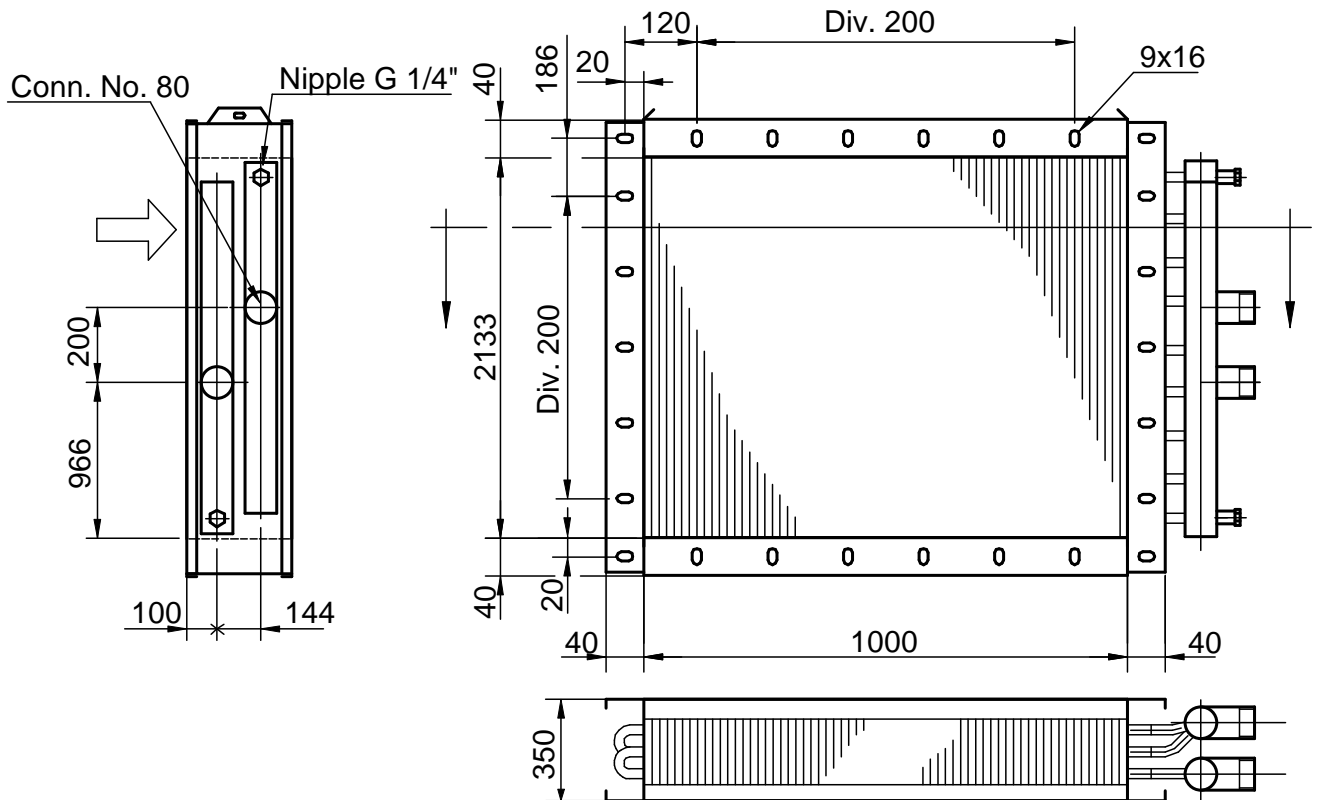
Your ref

Project/Ref.nr 64
Our contact

Coiltech Heat exchanger from Luvata Söderköping

Id

Batteri eftervärmare



Weight: 172 kg
Volume: 76 l
Max op. press.: 1.6 MPa
Max op. temp.: 150 °C

Ordering code

QLHF-100-213-06-30-10-1-A

Your ref

Project/Ref.nr luftvarmare
Our contact

Coiltech Unit heater/Cooler from Luvata Söderköping

Id		luftvarmare 60 C			
Fan speed		935	670 1)	485 1)	rpm
Air	Capacity	23.1	20.2	17.2	kW
	Flow rate	3960	2844	2052	m ³ /h
	Temperature in	17.0	17.0	17.0	deg C
	Temperature out	34.0	37.7	41.4	deg C
Liquid	Water				
	Flow rate	1.00	1.00	1.00	m ³ /h
	Temperature in	60.0	60.0	60.0	deg C
	Temperature out	40.1	42.6	45.2	deg C
	Pressure drop	9	9	9	kPa
	Velocity	0.8	0.8	0.8	m/s
Sound	Sound level 2)	58	50	43	dB(A)
	Sound power 2)	74	66	59	dB(A)
Motor	1 x 230 V, 50 Hz				
	Rated power	0.29			kW
	Rated current, 50 Hz	1.65			A
General	Weight	39			kg
	Volume	4			l
	Connection number	22			mm
Ordering code	ATDA-55-1-1-0-2				

- 1) Lower fan speed by accessory
- 2) Definition, see technical documentation

Your ref

Project/Ref.nr luftvarmare
Our contact

Coiltech Unit heater/Cooler from Luvata Söderköping

Id		luftvarmare 35 C			
Fan speed		935	670 1)	485 1)	rpm
Air	Capacity	9.4	8.2	7.0	kW
	Flow rate	3960	2844	2052	m ³ /h
	Temperature in	17.0	17.0	17.0	deg C
	Temperature out	23.9	25.5	27.0	deg C
Liquid	Water				
	Flow rate	1.00	1.00	1.00	m ³ /h
	Temperature in	35.0	35.0	35.0	deg C
	Temperature out	26.9	27.9	28.9	deg C
	Pressure drop	10	10	9	kPa
	Velocity	0.7	0.7	0.7	m/s
Sound	Sound level 2)	58	50	43	dB(A)
	Sound power 2)	74	66	59	dB(A)
Motor	1 x 230 V, 50 Hz				
	Rated power	0.29			kW
	Rated current, 50 Hz	1.65			A
General	Weight	39			kg
	Volume	4			l
	Connection number	22			mm
Ordering code	ATDA-55-1-1-0-2				

- 1) Lower fan speed by accessory
- 2) Definition, see technical documentation