



# CHALMERS

---

## **Återvinning av spillvärme från industriell verksamhet**

### **Fallstudie för MIM Construction ABs lackeringsprocess**

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Byggingenjör

**NINNI GIEBAT  
HANNA HÖGBERG**



EXAMENSARBETE BOMX03-16-33

# Återvinning av spillvärme från industriell verksamhet

Fallstudie för MIM Construction ABs lackeringsprocess

*Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet*

*Byggingenjör*

NINNI GIEBAT

HANNA HÖGBERG

Institutionen för bygg- och miljöteknik  
Installationsteknik  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, 2016

Återvinning av spillvärme från industriell verksamhet  
Fallstudie för MIM Construction ABs lackeringsprocess

*Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet  
Byggingenjör*

NINNI GIEBAT

HANNA HÖGBERG

© NINNI GIEBAT, HANNA HÖGBERG NAMN, 2016

Examensarbete BOMX03-16-33 / Institutionen för bygg- och miljöteknik,  
Chalmers tekniska högskola 2016

Institutionen för bygg och miljöteknik  
Installationsteknik  
Chalmers tekniska högskola  
412 96 Göteborg  
Telefon: 031-772 10 00

Chalmers reproservice , Institutionen för bygg- och miljöteknik  
Göteborg 2016

Återvinning av spillvärme från industriell verksamhet  
Fallstudie för MIM Construction ABs lackeringsprocess

*Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet*

*Byggingenjör*

NINNI GIEBAT

HANNA HÖGBERG

Institutionen för bygg- och miljöteknik

Installationsteknik

Chalmers tekniska högskola

## SAMMANFATTNING

Många industrier använder sig idag av energikrävande processer vilket resulterar i spillvärme. Spillvärmen bör återvinnas för ekonomisk och miljömässig vinning. MIM Construction AB i Trollhättan är ett företag som producerar hundburar där lackering av burkomponenter är del av verksamheten. Lackeringsprocessen består av olika delprocesser såsom tvätt, lackering, torkning och härdning, vilka kräver en stor mängd energi som övergår i spillvärme. Processernas spillvärme återvinns idag, via ett vätskekopplat batteri till ett ventilationsaggregat, där värme återvinns av frånluften och överförs till inkommande uteluft. Dagens återvinnare ger relativt höga avluftstemperaturer, vilka idag går till spillo med luften som lämnar byggnaden.

Syftet med rapporten är att se över dagens värmeåtervinning samt möjligheten att mer effektivt kunna ta vara på spillvärmen. Detta har genomförts genom att kontrollera 2 olika fall. Det första fallet syftar till att man behåller dagens värmeåtervinnare och ser över möjligheten att ytterligare återvinna från avluften mha en frånluftvärmepump. Fall 2 syftar till att byta dagens värmeåtervinnare till en roterande värmeväxlare och där även kontrollera möjligheten att separera frånluftskanalerna. Möjligheten att återvinna värme från värmeåtervinnarens avluft kontrolleras även.

Återvinningsmöjligheterna har avgränsats till byggnadens vattenburna värmesystem. Byggnadens uppvärmningssystem består utav 3 separata system: Fastighetens värmesystem, Processens värmesystem och Tappvattensystem, vilka i dagsläget försörjs av fjärrvärme.

För att beräkna mängden spillvärme som idag återvinns och möjligheten för ytterligare värmeåtervinning, har temperatur och lufthastighetsmätningar i delprocessernas frånluftskanaler utförts. Mätningar har även genomförts på byggnadens uppvärmningssystem samt ventilationsaggregatet för att kartlägga deras värmebehov.

För de två fallen som kontrollerades hos MIM finns det potential att ytterligare ta vara på spillvärme från processen. För andra energikrävande industrier finns möjlighet att använda sig utav liknande återvinningsmetoder men resultatet kommer variera beroende av verksamhet.

Resultatets rimlighet har analyserats vad det gäller uppmätta värden, metoder, källor och beräkningar. Problematik och tips vid utförande av liknande projekt har lyfts fram.

Nyckelord: Värmeåtervinning, spillvärme, temperaturverkningsgrad, frånluftsvärmepump, varaktighetsdiagram, värmeenergi

Potentials for heat recovery from industrial processes

Case study for Mim Constuction's painting process

*Diploma Thesis in the Engineering Programme*

*Building and Civil Engineering*

NINNI GIEBAT

HANNA HÖGBERG

Department of Civil and Environmental Engineering

Division of Building Services Engineering

Chalmers University of Technology

#### ABSTRACT

Today, many industrial processes are energy dependant creating great amounts of waste energy, mostly heat. This waste energy (heat) should be captured and reused both from an economical standpoint but also an environmental. MIM Construction AB in Trollhättan is a company which produces animal transport cages. The painting process of building a cage has many stages starting from the washing of the finished product, to painting, drying and finally hardening. This process requires a large amount of energy and produces a substantial amount of waste heat energy.

Today, the waste heat energy is captured and reused via an liquid linked batteri and transferred to a air handling unit, AHU. Today, there is still a large amount of heat unused and going out into the atmosphere. To calculate the amount of waste heat that is recovered today and the possibility for additional heat recovery is the temperature / velocity measurements in the exhaust ducts where the processes are performed.

The report aims to review to day's heat recovery and the ability to more effectively take advantage of the waste heat. This has been achieved by controlling two different cases. The first case is based on maintaining the current heat recovery system and look at the possibility of further recover from the exhaust air through a heat pump. Case 2 is based on replacing today's heat recovery and also check the possibility of separating the exhaust ducts. The ability to recover heat from the exhaust air heat will also be analyzed. Recycling opportunities have been limited to the building's heating systems.

The heating systems consists of three separate systems: process heating system/s, property heating and tap water, which in the current situation are supplied by district heating. In order to identify the possible recovery needed heat demand AHU and the property's heating systems are developed through calculations based on measuring the system temperatures and their air flows against water flows.

Result has been analysed in terms of measured values, methods, resources and calculations and checked for validity. Problems and tips when performing similar projects are also highlighted and result can be linked and used in other industries.

Key words: Heat energy, recycling, waste heat, temperature efficiency, exhaust air heat pump, duration diagram

# Innehåll

INNEHÅLL	IV
BETECKNINGAR	VII
1 INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	1
1.3 Frågeställningar	1
1.4 Avgränsningar	1
1.5 Metod	2
1.5.1 Mätning i ventilationssystemet	2
1.5.2 Mätning i fastighetens värmesystem	4
1.5.3 Mätning av processens vattenbad	5
2 TEORI	7
2.1 Varaktighetsdiagram	7
2.1.1 Användning av varaktighetsdiagram inom vattenburet värmesystem	8
2.2 Temperaturverkningsgrad	10
2.3 Värmeåtervinning från luft till luft	10
2.3.1 Roterande värmeväxlare	10
2.3.2 Vätskekopplat batteri	11
2.4 Värmeåtervinning från luft till vatten	11
2.4.1 Frånluftsvärmepump	11
2.4.2 Värmeväxlare	13
3 VERKSAMHETENS PROCESSER	14
4 VERKSAMHETENS UPPVÄRMNINGSSYSTEM OCH VÄRMEBEHOV	15
4.1 Processens värmesystem	16
4.1.1 Värmesystem för aggregatet	16
4.1.2 Värmesystem för processens vattenbad	17
4.1.3 Fastighetens värmesystem	17
5 MÄTRESULTAT	20
5.1 Mätresultat för ventilationssystem	20
5.1.1 Resultatpåverkan av mätfel	20
5.2 Mätresultat för fastighetens värmesystem	21
5.2.1 Resultatpåverkan av mätfel	21
5.3 Mätresultat för processens vattenbad	22
6 VÄRMEÅTERVINNINGSMETODER FÖR FALL 1	23



6.1	Befintlig värmeåtervinning för aggregatet	23
6.2	Återvinning av avluft från vätskekopplat batteri	24
6.3	Återvinning till fastighetens värmesystem	26
6.4	Återvinning till Vattenbadet	27
6.5	Sammanställning av förslag 1	27
7	VÄRMEÅTERVINNINGSMETODER FALL 2	28
7.1	Byte till roterande värmeväxlare för aggregatet	28
7.2	Återvinning av avluft efter roterande värmeväxlare	29
7.2.1	Återvinning till fastighetens värmesystem	31
7.2.2	Återvinning till processens vattenbad	31
7.3	Återvinning av kombinerat frånluftsföde från lack- och härdprocessen	32
7.3.1	Återvinning till fastighetens värmesystem	32
7.3.2	Återvinning till processens vattenbad	32
7.4	Optimal sammanställning av förslag	33
8	DISKUSSION	34
8.1	Mätning	34
8.2	Resultat av värmebehov	34
8.3	Resultat av återvinningsmöjligheter	35
8.4	Återvinningsalternativen	35
8.5	Koppling till andra industrier	36
	Ekvationer	37
	BILAGOR	39
	A.	

## Förord

Denna rapport är skriven utifrån det slutliga examensarbete som skall utföras av varje student på Chalmers tekniska högskola, sista terminen inom byggnadsingenjörsprogrammet 180 hp.

Examensarbetet om 15 högskolepoäng har utförts på uppdrag av ÅFs kontor i Uddevalla för deras kund MIM construction.

Under arbetets gång har handledning och vägledning fåtts från Chalmers och ÅF. Vi vill därför tacka vår handledare Anders Trüschel, lärare inom institutionen Bygg och Miljöteknik och vår handledare Lars Larsson, avdelningschef inom VVS på ÅF.

Vi vill även tacka Benny Hermansson som visat oss runt och tagit hand om oss vid utförande av mätningar på MIM construction. Ett stort tack går även till företaget Fagerberg AB som bidragit med utlåning av ultraljudsmätare till oss.

Stort tack till er alla.

Göteborg juni 2016  
Ninni Giebat  
Hanna Högberg

# Beteckningar

## Ekvationsbeteckningar

A= Tvärsnittsarea	[ m <sup>2</sup> ]
D= Diameter	[m]
D <sub>h</sub> = Hydraliska diametern	[m]
G= Gradtimmar	[°Ch]
$\dot{Q}$ = Effekt	[W]
Q= Energi	[Wh]
T <sub>förångning</sub> = Förångningstemperatur i värmepump	[K]
T <sub>kondensering</sub> = Kondenseringstemperatur i värmepump	[K]
$\dot{V}$ = Luftflöde	[m <sup>3</sup> /s]
a= Höjd på rektangulärt tvärsnitt	[m]
b= Bredd på rektangulärt tvärsnitt	[m]
cp= Värmekapacitet	[vatten=4200J/(kg*K)] [luft=1000J/(kg*K)]
h= Timmar	
t <sub>från</sub> = Frånluftstemperatur	[°C]
t <sub>ute</sub> = Uteluftens temperatur	[°C]
t <sub>väv</sub> =Temperatur efter värmeåtervinning	[°C]
v= Lufthastighet	[m/s]
$\Delta t$ = Temperaturdifferens	[°C]
$\rho$ = Densitet för medie	[vatten= 1000kg/m <sup>3</sup> ] [luft= 1,2kg/m <sup>3</sup> ]

## Ordförklaringar

*COP= Värmetal för en frånluftsvärmepump*

*$\eta_{carnot}$  = carnotverkningsgrad*

*k-faktor = mätfelsfaktor, används för att reducera mätfel*

## Ekvationer

$$(1) Dh = (2a * b)/(a + b)$$

$$(2) V = A * v$$

$$(3) \dot{Q} = V * cp * \rho * \Delta t$$

$$(4) \eta_t = (t_{vav} - t_{ute}) / (t_{från} - t_{ute})$$

$$(5) Q = \dot{Q} * h$$

$$(6) Q = V * Cp * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$

$$(7) \eta_{\text{approximativ}} = \frac{\frac{\eta_{vav0}}{1 - e^{\eta_{vav0}^{-1}}} * (1 - \frac{1}{V_{från}/V_{från0}})}{1 - \frac{1}{(V_{från}/V_{från0})} * e^{\frac{\eta_{vav0}}{\eta_{vav0} - 1} * (1 - \frac{1}{V_{från}/V_{från0}})}}$$

$$(8) \eta_f = (t_{från} - t_{av}) / (t_{från} - t_{ute})$$

$$(9) COP_1 = \frac{Q_{tot}}{E_{kompressor}}$$

$$(10) COP_2 = \eta_{carnot} * \frac{T_{kondensering}}{(T_{kondensering} - T_{förångning})}$$

$$(11) \eta_{från} = \frac{V_t}{V_f} * \eta_t$$





# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Runt om i världen finns det industrier som använder sig av energikrävande processer. Energin från processerna blir till spillvärme som i vissa fall inte tas hand om eller inte utnyttjas maximalt. För ekonomisk och miljömässig vinning bör spillvärmerna kunna tas till vara på i större utsträckning.

MIM Construction AB i Trollhättan är en industri där hundburar tillverkas. När burkomponenter ska lackeras genomgår de följande processer: tvätt, lackering, torkning och härdning, vilka avger spillvärme. Spillvärmerna från delprocesserna förs samman in i ett ventilationsaggregat. Där återvinns värmen via ett vätskekopplat batteri med dålig eller ingen återvinning alls i vissa fall. Den avgivna värmen bör kunna användas bättre inom verksamheten eller på nytt kunna återföras in i processen.

## 1.2 Syfte

Syftet med denna rapport är att kartlägga värme som avges under en industriprocess och se över hur värmeåtervinning kan ske och effektiviseras. Som exempel på detta har MIM Construction ABs lackeringsprocess analyserats.

Möjligheten att effektivisera värmeåtervinningen till tilluften alternativt återvinna värme till vattenburna värmesystem inom verksamheten har analyserats.

## 1.3 Frågeställningar

- Hur mycket och på vilket sätt avges värme från lackprocessen och dess delprocesser?
- Hur ser dagens värmeåtervinning ut och hur effektiv är den?
- Hur kan värmeenergin återanvändas på andra sätt inom verksamhetens befintliga värmesystem?
- Kan resultatet kopplas till andra energikrävande verksamheter?

## 1.4 Avgränsningar

Värmen som avges avser endast värme i frånluftskanalerna från processen och dess delprocesser. Metoder för att återvinna spillvärme avser endast uppvärmning av tilluft till aggregatet och verksamhetens värmesystem; fastighetens värmesystem, processens vattenbad. Återvinning till tappvatten analyseras inte i MIMs fall då det inte har något kontinuerligt behov av varmvatten.

Hänsyn till eventuella investeringskostnader tas inte med i de kostnadsbesparingar som beräknas fram i rapporten. Enbart kostnadsbesparing utifrån återvunnen energi, reducerat med eventuell tillförd energi för kompressor i frånluftsvärmepumpen tas i beakt vid redovisning. Alla besparingar utgår ifrån en kostnad av 0,8 kr/kWh för system drivna av fjärrvärme. Statistiska prisuppgifter är tagna från Svensk fjärrvärme. (Svenskfjärrvärme)

## 1.5 Metod

För att kartlägga vilka temperaturer och flöden som avges från processen och dess delprocesser har mätningar utförts på plats hos MIM. Utifrån dessa mätdata har metoder för att effektivisera dagens återvinning samt se över ytterligare möjlig värmeåtervinning, inom verksamhetens värmesystem, tagits fram. Värmesystemen betecknas: fastighetens värmesystem och processens värmesystem.

Detta har genomförts genom att kontrollera 2 olika fall. Det första fallet syftar till att man behåller dagens värmeåtervinnare och ser över möjligheten att ytterligare återvinna från avluften mha en frånluftvärmepump. Fall 2 syftar till att byta dagens värmeåtervinnare till en roterande värmeväxlare och där även kontrollera möjligheten att separera frånluftskanalerna. Möjligheten att återvinna värme från den roterande värmeväxlarens avluft har även den kontrolleras. Till sist har en sammanställning, utifrån framberäknade resultat, tagits fram där optimerade åtgärdsförslag redovisas.

Kompletterande fakta har sökts fram från installationstekniska rapporter, handledare och litteratur.

### 1.5.1 Mätning i ventilationssystemet

För att kunna beräkna värmeenergin som skulle kunna återvinnas från processen genomfördes mätningar av temperaturer och lufthastigheter i frånluftskanalerna hos MIM. Mätinstrumenten som användes var en varmtrådsanemometer och en temperaturmätare. Lufthastigheterna användes sedan för att beräkna fram flödet i kanalerna. Beräkning för värmeenergi har gjorts enligt formel (6).

$$Q = \dot{V} * c_p * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$

#### 1.5.1.1 Mätinstrument

För mätningar i kanal valdes instrumentet varmtrådsanemometer av märket SwemaAir 300, som upprepade gånger mäter hastighet och temperatur. Vid hastighet under 0,5 m/s är varmtrådsanemometern inte lämplig att använda (Johansson & Svensson, 1999, s. 19). Mätningar skall utföras så att varmtråden placeras vinkelrätt mot flödesriktningen.

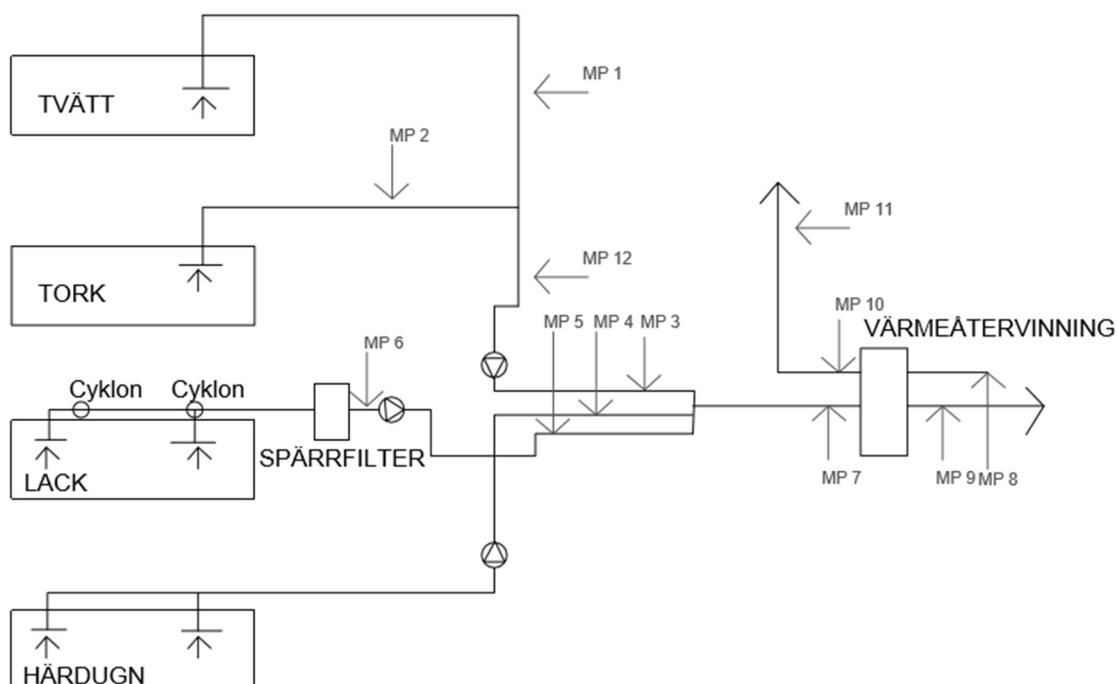
För mätningar inne i luftbehandlingsaggregatet har en temperaturmätare av märket testo 175-T3 logger används. Detta eftersom temperaturmätarens elektroder lätt kan föras in i aggregatets mäthål och temperaturen direkt kan avläsas.

#### 1.5.1.2 Val av mätplan

Olika mätplan har valts ut för att kunna kartlägga frånluftstemperaturerna och flöden som avges från systemet och från varje enskild process, vilka beskrivs som ”MP” i Figur 1. Mätplanen MP7-10, placerade i aggregatet, har valts för att kunna beräkna värmeåtervinnningens verkningsgrad. I dessa punkter har enbart temperaturer uppmätts då beräkning av verkningsgrad endast beror av



temperaturer.



Figur 1. Förenklad skiss av processen med utmarkerade mätplan.

Valda mätplan bör vara placerade utefter rekommendationer för att undvika strömningshinder i kanalerna, vilket annars kan leda till mätfel (Johansson & Svensson, 1999, s. 32):

För cirkulära kanaler gäller att raksträckor:  
innan mätplan bör vara  $\geq 5 \cdot D$   
efter mätplan bör vara  $\geq 2 \cdot D$

För rektangulära kanaler gäller att raksträckor:  
innan mätplan bör vara  $\geq 6 \cdot D_h$   
efter mätplan bör vara  $\geq 2 \cdot D_h$   
 $D_h$  beräknas från ekvation (1).

Beroende av kanalernas dimension varierar antalet mätpunkter i det valda mätplanet. Antalet mätpunkter och deras placering tas fram genom rekommendationer från boken *Metoder för mätning av luftflöden i ventilationsinstallationer* (Johansson & Svensson, 1999).

### 1.5.1.3 Tillvägagångssätt för mätningar av ventilationsystemet

Hos företaget MIM lokaliserades de valda mätplanen. Omkretsen kring kanalerna mättes för att kunna beräkna minsta avståndet före och efter valt mätplan. Eventuell isolering avlägsnades runt kanalerna där mätningar skulle utföras. Utifrån rekommenderad placering av mätpunkter i ett mätplan borrades lämpliga hål. Mätningar i kanaler utfördes med hjälp av en varmtrådsanemometer som fördes in i de borrade hålen. För att kunna mäta lufthastigheter med varmtrådsanemometern ställdes omkretsen av

kanalerna in digitalt. Vid mätning noterades lufthastigheter och temperaturer vid de olika mätpunkterna. Efter genomförda mätningar täpptes hålen igen med plugg och eventuell isolering placerades tillbaka. Uppmätta hastigheter och temperaturer ses i bilaga A.

För att beräkna värmeåtervinningens verkningsgrad ( $\eta_t$ ) behövdes temperaturerna kring värmeåtervinnaren uppmätas. Då temperaturverkningsgraden beräknas fram enligt ekvation nr (4):

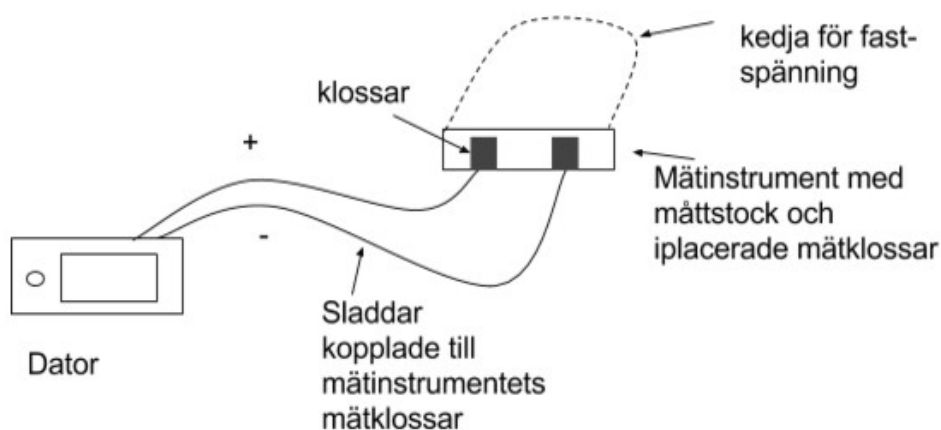
$$\eta_t = (t_{v\grave{a}v} - t_{ute}) / (t_{fr\grave{a}n} - t_{ute})$$

Vid mätningen användes en temperaturmätare vars elektroder fördes in i aggregatets m\grave{a}th\grave{a}l. Vid m\grave{a}tning st\ngdes efterf\oljande v\rmebatteri av, detta f\or att fastst\alla att  $t_{v\grave{a}v}$ s temperatur inte har p\avekats av v\rmebatteriet. En temperatur uppm\etes en g\ang i varje h\all, m\atningsserien upprepades d\arefter tre g\anger. Metoden att m\eta i serie valdes f\or att minska felv\arden som eventuellt skulle kunna uppst\aa d\aa aggregatets temperaturer varierar med tiden.

## 1.5.2 M\atning i fastighetens v\rmesystem

F\or att kunna ber\akna m\ojlig \atervinning f\or fastighetens v\rmesystem beh\over man veta det nuvarande systemets systemtemperaturer, dvs framledning-/returledningstemperaturerna, och systemets vattenfl\ode. M\atning av systemtemperaturer och vattenfl\ode har utf\orats hos MIM.

M\atinstrumentet som anv\ants f\or temperaturm\atning \ar en temperaturm\etare av m\arcket testo 175-T3 logger, med tillh\orande elektrod. F\or m\atning av fl\ode anv\andes en ultraljudsm\etare av typen Krohne UFM 610 P. En schematisk bild \over ultraljudsm\etaren ses nedan.



Figur 2. Schematisk bild p\aa ultraljudsm\etaren som anv\andes, med n\amnda instrumentdelar.

### 1.5.2.1 Tillv\agag\angss\att f\or m\atningar av fastighetens v\rmesystem

Inne i fj\arrv\armecentralen finns en digital data undercentral f\or fastighetens v\rmesystem. Dataundercentralen har i uppgift att reglera systemets

framledningstemperatur utifrån bestämda värden för olika utomhustemperaturer. Framledningstemperaturer för olika utetemperaturer kunde avläsas i en manuellinställd reglerkurva. Returtemperaturen fanns inte, vilken därför behövdes uppmätas.

Genom att placera temperaturloggerns elektrod under isoleringen på en retur-/framledningen för värmesystemet kunde systemtemperaturerna uppmätas. En temperaturmätare placeras också utomhus för att samtidigt kunna kontrollera rådande utetemperatur för våra uppmätta fram-/returledningstemperaturer. Mätningen utfördes genom att logga de olika temperaturerna under tre dygn, för att få så många varierande utetemperaturer som möjligt. Kontroll av uppmätta framledningstemperaturer kunde göras genom att jämföra dessa med värden i datacentralens reglerkurva utifrån rådande utetemperatur. Med uppmätta returtemperaturer, minst två, kunde en reglerkurva för returtemperaturen tas fram.

För att kunna mäta vattenflödet för fastighetens värmesystem valdes lämplig mätpunkt ut. Plats för mätpunkt bör inte placeras innan eller efter krökar och pumpar, detta för att undvika mätfel. Utifrån instrumentlängd skars ett tillräckligt stort hål i isoleringen upp som avlägsnades för att kunna spänna fast instrumentet runt röret. I instrumentet finns två klossar som mäter flödet genom att skicka signaler mellan varandra. Signalerna går från en kloss genom röret, träffar rörets vägg på andra sidan och studsar tillbaka till den andra klossen. För att instrumentet skall få kontakt med röret är det viktigt att ytan det sitter på är jämn, därför slipades röret med sandpapper då ytan på röret var ojämn på grund av rost. För att öka kontakten mellan röret och instrumentet smörjdes klossarna in med fett. Därefter spändes instrumentet fast på röret. För vertikala rör kan instrumentet placeras vart som helst kring röret men för horisontella rör bör instrumentet placeras på sidan av röret då eventuell luft i röret hamnar längst upp för att inte påverka mätsignalen. Rörmaterial, rördiameter, rörtjocklek och vattentemperatur skevs in i den tillkopplade datordel som fanns till instrumentet, varifrån ett avstånd mellan klossarna gavs. Avståndet mellan klossarna ställdes in och därefter uppmättes flödet.

### **1.5.3 Mätning av processens vattenbad**

Mätningar av temperaturer och flöde på fram-/returledningar för uppvärmning av vattenbadet har utförts. Temperaturerna och flödet kommer senare i rapporten behövas för beräkning av effekt. Temperaturerna har uppmätts med temperaturmätaren Testo 175-T3. Flödet har uppmätts med en ultraljudsmätare av typen Krohne UFM 610 P, se Figur 2.

#### **1.5.3.1 Tillvägagångssätt för mätningar av processens vattenbad**

För tvättprocessen uppmättes framledningstemperaturen på röret som värmer vattenbadet via fjärrvärme. Även returledningstemperaturen uppmättes och är den vattentemperatur som skickas tillbaka till fjärrvärmecentralen efter värmeöverföringen. Mätningarna genomfördes med en temperaturmätare vars elektrod placerades innanför isoleringen. Framledningstemperaturen är en konstant temperatur medan returledningstemperaturen varierar beroende på uppvärmningsbehov. Returledningstemperaturen mättes med intervall av en minut

från processens start upp till önskad vattentemperatur i vattenbadet. Ytterligare mätning utav returtemperaturen genomfördes vid ett senare tillfälle då processen varit i drift under en längre tid. Detta gjordes för att kontrollera returtemperaturen som speglar vattenbadets effekt som krävs för att bevara den önskade temperaturen under drift. Flödet för ledningen uppmättes på samma sätt som i kapitel 1.5.2.1

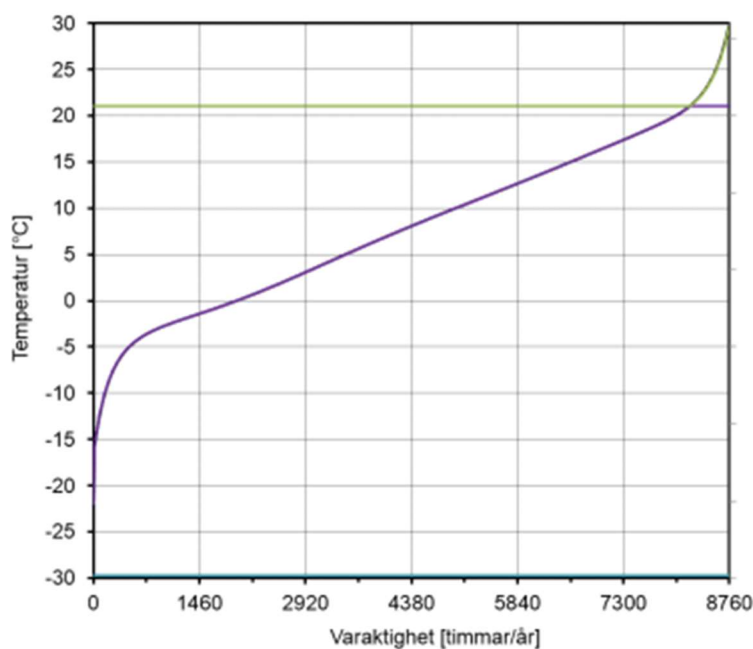
## 2 Teori

### 2.1 Varaktighetsdiagram

Ett varaktighetsdiagram kan användas för att beräkna det värmeenergiebehov som finns för ett ventilationsaggregat. Diagrammet är en sammanställning av årets varierande utetemperaturer under årets timmar. Formen på de varierade utetemperaturernas linje fås utifrån medeltemperaturen. Ur diagrammet kan man utläsa antalet timmar det finns ett uppvärmningsbehov jämfört med den önskade tilluftstemperaturen.

Antal gradtimmar som krävs under ett år för att värma uteluften till tilluftens börvärde fås fram som ytan mellan linjen för tilluftens temperatur och utetemperaturernas linje i varaktighetsdiagrammet. För att beräkna gradtimmar för sökt yta i diagrammet räknas arean av ytan ut i kvadratcentimeter. Därefter multipliceras arean med det x-värde (timmar/år) och det y-värde (temperatur), som motsvarar 1 cm i diagrammet. Gradtimmarna kan sedan sättas in i formeln nedan, och därefter kan värmeenergiebehovet beräknas enligt ekvation nr (6), förutsatt givet luftflöde.

$$Q = \dot{V} * c_p * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$



Figur 3. Varaktighetsdiagram med en medeltemperatur på 8 grader. På bilden är ett börvärde på tilluftens inritad (21 grader). Antal gradtimmar symboliseras av ytan mellan linje för utetemperatur samt börvärde.

Har aggregatet en installerad värmeåtervinnare som täcker en del av värmebehovet kan också dess täckta gradtimmar beräknas fram genom diagrammet, förutsatt att man känner till återvinnarens verkningsgrad. Genom att beräkna fram hur mycket temperaturen på inkommande uteluft kan höjas m. ha värmeåtervinnaren för årets olika utetemperaturer, kan en linje för återvinnarens uppvärmning ritas in i diagrammet.

Ytan mellan denna linje och linjen för utomhustemperaturerna som fås i diagrammet symboliserar de täckta gradtimmar som fås av värmeåtervinnaren. Den årliga sparade energin kan därefter beräknas fram.

### 2.1.1 Användning av varaktighetsdiagram inom vattenburet värmesystem

Ett varaktighetsdiagram skulle också teoretiskt kunna användas för att beräkna värmebehovet för ett vattenburet system vars systemtemperaturer varierar med utetemperaturen under året.

Temperaturerna för systemet varar olika länge under året, så för att beräkna den energi i form av yta, som systemet faktiskt kräver bör temperaturerna för värmesystemet vara kopplade till deras varaktighet. Med givna systemtemperaturer och deras differens kan kurvorna för systemet ritats in i diagrammet, detta utifrån korsningspunkt av rådande utetemperatur och timmar per år. Gradtimmar som krävs för uppvärmning kan ses som ytan mellan fram och returledningsskurvan och beräknas fram på samma sätt som beskrivs i kapitel ovan. Se exempel i Figur.13.

Vid värmeåtervinning till ett vattenburet system kan värme från luft eller vatten överföras via en motströmskopplad värmeväxlare, vilket ger försumbara värmeförluster. Detta medför att:

$$\begin{array}{ll} \dot{Q}_{\text{luft}} = \dot{Q}_{\text{vatten}} & \text{för återvinning från luft till vatten} \\ \dot{Q}_{\text{vatten}} = \dot{Q}_{\text{vatten}} & \text{för återvinning från vatten till vatten} \end{array}$$

Om värmen används för att höja returtemperaturen inom det vattenburna systemet så kan alla temperaturer över returledningens temperatur återvinnas.

För att beräkna den möjliga värmeåtervinningen som kan göras inom systemet behöver man först beräkna den temperaturhöjning  $\Delta t$ , som fås inom vattensystemet med den värmeeffekt som ges från frånluftsflödet eller vattenflödet.

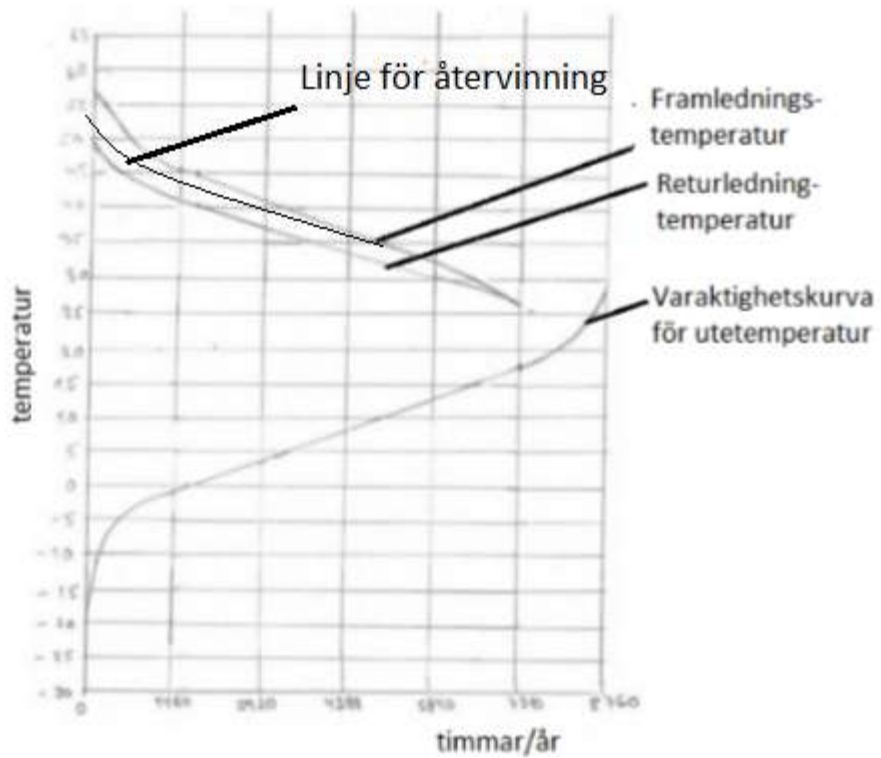
Då värmesystemets returtemperatur varierar behöver  $\Delta t$  beräknas fram för olika rådande utetemperaturer. Den värmeeffekt som kan ges från medie som man återvinner ifrån beräknas fram med formel nr (3):

$$\dot{Q} = \dot{V} * c_p * \rho * \Delta t$$

där  $\Delta t$  består av  $t_{\text{till}}$  som är frånluftstemperatur /vattentemperatur och  $t_{\text{från}}$  är de varierade returtemperaturerna för det vattenburna värmesystemet. Effekten som ges vid de olika rådande utetemperaturerna överförs till det vattenburna systemet där temperaturhöjningen inom systemet kan beräknas fram utifrån givet flöde.

Temperaturhöjningarna ritas in i värmesystemets varaktighetsdiagram för systemtemperaturerna. Därav fås en yta, i form av gradtimmar som täcks av återvinningen. Därefter kan den återvunna energin beräknas fram.

Exempel ses i figur nedan.



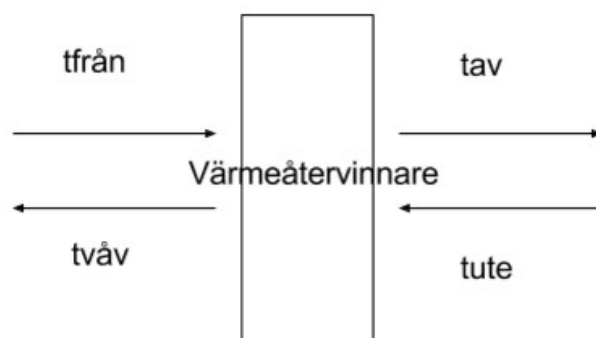
Figur 4. Värmeåtervinning för ett vattenburet system, inritat i ett varaktighetsdiagram.

## 2.2 Temperaturverkningsgrad

För att mäta hur effektiv en värmeåtervinnare överför värme använder man sig av begreppet temperaturverkningsgrad. Temperaturverkningsgraden är kvoten av den aktuella temperaturförändringen och den maximala tillgängliga temperaturdifferensen. (Dahlblom & Warfvinge, 2010, s.2:53)

Formeln för att beräkna temperaturverkningsgraden, nr (4) och (8):

$$\eta_f = (t_{från} - t_{av}) / (t_{från} - t_{ute})$$
$$\eta_t = (t_{våv} - t_{ute}) / (t_{från} - t_{ute})$$



Figur 5. Temperaturerna kring en värmeåtervinnare för att kunna fastställa dess temperaturverkningsgrad. Ritad utifrån källa. (Dahlblom & Warfvinge, 2010)

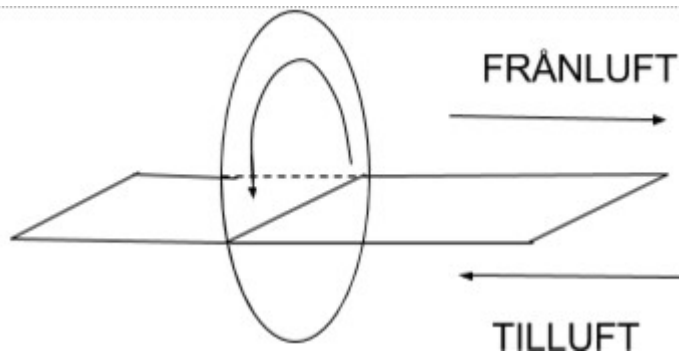
## 2.3 Värmeåtervinning från luft till luft

När man återvinner värme inom ventilationssystem används någon typ av värmeväxlare. Roterande värmeväxlare, vätskekopplade batterier och plattvärmeväxlare är de olika värmeåtervinnare som finns. Deras uppgifter är att förvärma inkommande uteluft som kommer in i aggregatet med hjälp av värmen från frånluften. Olika värmeåtervinnare har olika temperaturverkningsgrader.

### 2.3.1 Roterande värmeväxlare

För att kunna använda en roterande värmeväxlare måste till- och frånluftskanalerna vara placerade intill varandra. En roterande värmeväxlare är uppbyggd av en roterande plåtskiva som lagrar värme vid passering av frånluftskanalen som sedan avger värmen när tilluftskanalen passerar. En roterande värmeväxlare kan ha en temperaturverkningsgrad upp till 85% (Dahlblom & Warfvinge, 2010), denna kan regleras ner genom att sänka plåtskivans varvtal. Det finns risk att partiklar och emissioner från frånluften överförs till tilluften under värmeväxlingen.

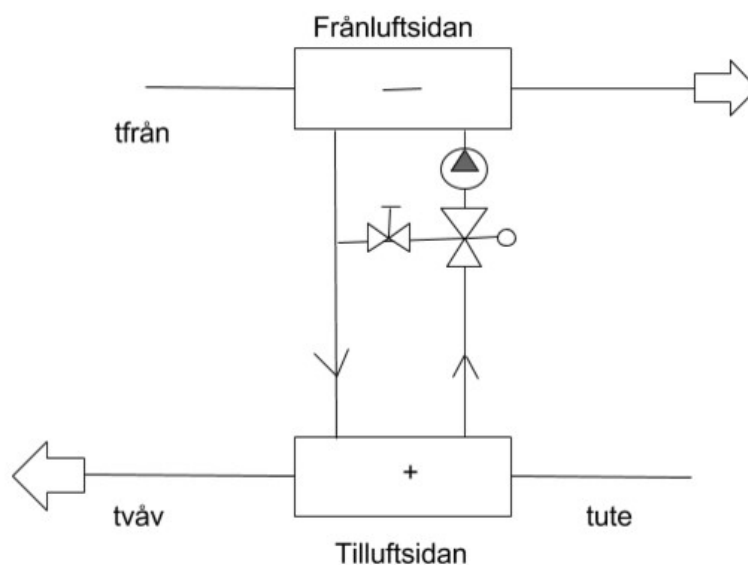




Figur 6. Funktionsprincip för en roterande värmeväxlare. Ritad utifrån källa (Dahlblom & Warfvinge, 2010).

### 2.3.2 Vätskekopplat batteri

Temperaturverkningsgraden för ett vätskekopplat batteri är ca 50% (Dahlblom & Warfvinge, 2010). Systemet är uppbyggt med 2 luftbatterier och en cirkulerande vätskekrets. Via värmeväxling överförs värmen från frånluften till vätskan i kretsen via ett batteri. Vätskan överför sedan värmen vidare till tilluften genom ytterligare ett batteri. Vätskeflödet justeras i en shuntgrupp för att kunna överföra önskad värme till tilluften. Vid maximal effekt av värmeåtervinnaren är shuntgruppen helt öppen och all vätska i batteriet går genom tilluftens värmebatteri, medans shuntgruppens ventil stängs om behovet av värme minskas. Varken partiklar eller emissioner från frånluften kan överföras till tilluften under värmeväxlingen.



Figur 7. Funktionsprincip för vätskekopplat batteri. Ritad utifrån källa. (Dahlblom & Warfvinge, 2010)

## 2.4 Värmeåtervinning från luft till vatten

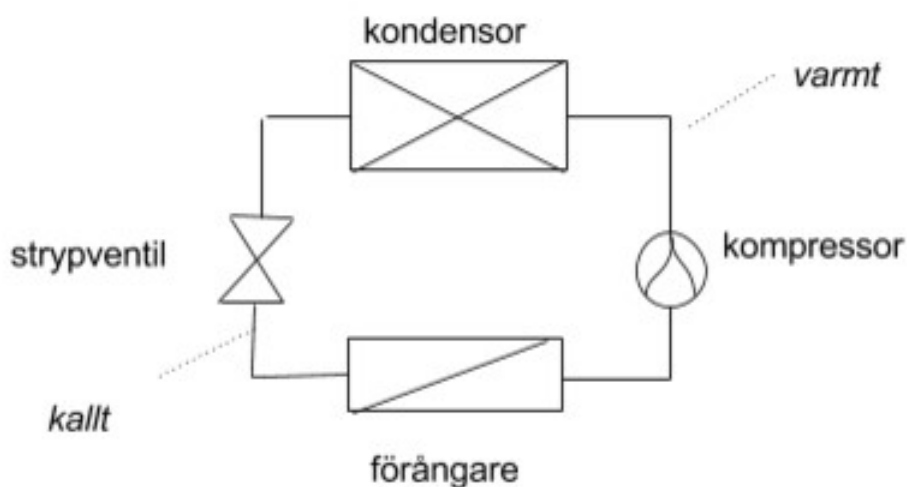
Vid överföring av värme från frånluft till vattenburna system kan antingen en värmeväxlare eller en frånluftvärmepump användas. (Dahlblom & Warfvinge, 2010, s.2.15)

### 2.4.1 Frånluftsvärmepump

En frånluftsvärmepump passar att användas vid höga flöden, vilket ger höga energimängder, då temperaturer inte är tillräckligt höga jämt mot

användningsområdet. Frånluftsvärmepumpens funktion är att höja en lägre temperatur.

Funktionen syftar till att ett kylt medie med låg förångningstemperatur utför en värmeväxling mellan två medier, i detta fall luft och vatten. Förångning av det kylda mediet sker med hjälp av överförd energi från den varma luften, därefter höjs temperatur och energiinnehåll av en kompressor. Varm ånga överförs sedan till vattensystemet via en värmeväxling i en kondensator, detta gör att det kylda mediet börjar kondensera. En installerad strypventil sänker sedan trycket och temperaturen i värmepumpens system så att kyl-mediet kan ta upp värme på nytt (Coster & Niklasson, 2013). En frånluftsvärmepumps funktion kan visas enligt bild nedan:



Figur 8. Schematisk bild över frånluftsvärmepumpens funktion. Ritad utifrån källa. (Coster & Niklasson, 2013)

En luftvärmepumps kompressor kan vara varvtalsreglerad eller ha ett konstant varvtal. Störst besparing kan göras om kompressorn är varvtalsreglerad då man kan ändra kapacitet utefter värmebehov, detta för att spara elenergi som behövs till pumparbete. (Energimyndigheten, 2014)

Den totala värmen  $Q_{tot}$  som kan överföras från frånluftsvärmepumpen till vattnet är luftens värmeenergi,  $Q_{luft}$ , och den värmeenergi som bildas utav kompressorns tillförda energi,  $E_{kompressor}$ . Den tillförda energin för kompressorn är oftast elektricitet. Den totala värmeenergin som kan överföras till vattnet kan då beräknas genom ekvation:

$$Q_{tot} = Q_{luft} + E_{kompressor}$$

Frånluftsvärmepumpen producerar värmeenergi samtidigt som den förbrukar energi via kompressorn, kvoten mellan dessa ger värmetalet COP för frånluftsvärmepumpen. COP-talet beskriver frånluftsvärmepumpens värmefaktor som indikerar hur väl den förbrukade energin bidrar till producerad värmeeffekt. COP-talet antar värden mellan

3-4 (Dahlblom & Warfvinge, 2010) och kan användas för att jämföra olika frånluftsvärmepumpar.

Beräkning av COP-talet kan göras med hjälp utav två olika ekvationer, där den första  $COP_1$  beror av förhållandet mellan kompressorns tillförda energi och genererade värmeeffekt. Detta innebär, vid ett COP-värde på tex 4, att frånluftsvärmepumpen förbrukar 1KW medan den genererar 4kW. I den andra ekvationen  $COP_2$  utgår beräkningarna från frånluftsvärmepumpens kondenseringstemperatur, förångningstemperatur och carnotverkningsgrad.

$$COP_1 = \frac{Q_{tot}}{E_{kompressor}}$$

$$COP_2 = \eta_{carnot} * \frac{T_{kondensering}}{(T_{kondensering} - T_{förångning})}$$

Carnotverkningsgraden fås genom förhållandet av värmepumpens verkliga värmefaktor och högsta möjliga värmefaktor. Carnotverkningsgraden brukar anta ett värde på 0,4-0,6.

## 2.4.2 Värmeväxlare

En värmeväxlare passar att användas för att återvinna värmeenergi då frånluftstemperaturer eller avluftstemperaturer anses vara tillräckligt höga och då inte är i behov av att höjas ytterligare av tex en frånluftsvärmepump. Värmeväxlaren kan kopplas medströms, motströms eller korsväxlas. Vid motströmskopplade värmeväxlare anses värmeförluster vara försumbara. (Nykvist A, 2012)

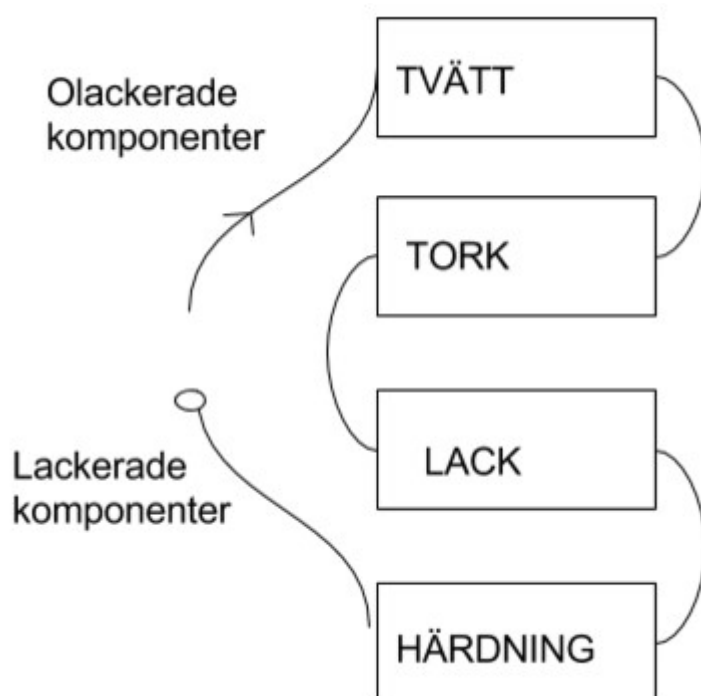
### 3 Verksamhetens processer

De tillverkningsprocesser som finns inom verksamheten är produktionsprocessen där burkomponenter produceras, lackeringsprocessen där burkomponenter lackeras samt monteringsprocessen där burkomponenter monteras ihop till färdig produkt.

I denna rapport beaktas endast hur återvinning kan ske från lackeringsprocessen.

I lackeringsprocessen genomgår burkomponenterna delprocesserna, tvätt, tork, lackering och härdning. I tvätten tvättas och avfettas burkomponenterna i uppvärmt vatten som fås från processens vattenbad, vilken värms upp av fjärrvärme.

Komponenterna torkas sedan i en torkugn innan de ska lackeras. Efter lackeringen behöver lacken härda, detta görs i en härdugn. Processerna tork, lack och härdning drivs och värms upp av elektricitet.



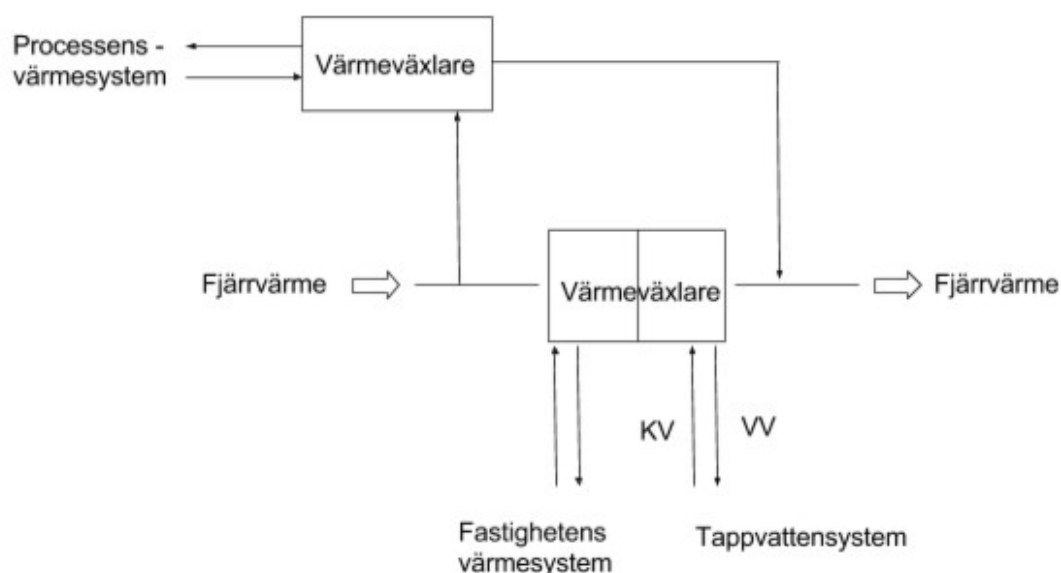
Figur 9. Lackeringsprocessens olika delprocesser.

## 4 Verksamhetens uppvärmningssystem och värmebehov

För att få ett välfungerande inomhusklimat i lokalerna behövs utrymmen ventileras och värmas upp. De uppvärmningssystem och ventilationssystem som finns hos MIM idag är:

- Ventilationssystem TA12, värmer och ventilerar lokalen för lackeringsprocess.
- Övriga ventilationssystem, ventilerar resterande utrymmen inom byggnaden.
- Aerotemper, värmer lagerhall
- Vattenburna radiatorer, värmer kontor, omklädningsrum, tvätt-utrymmen
- Elradiatorer, värmer kontor, matsal
- Kompressorer, värmer produktionsprocessen
- Takstripes, värmer produktion-och monteringsprocess.

Dessa uppvärmningssystem försörjs av fjärrvärme via MIMs fjärrvärmecentral.



Figur 10. Förenklad figur av fastighetens fjärrvärmecentral, med dess olika värmesystem.

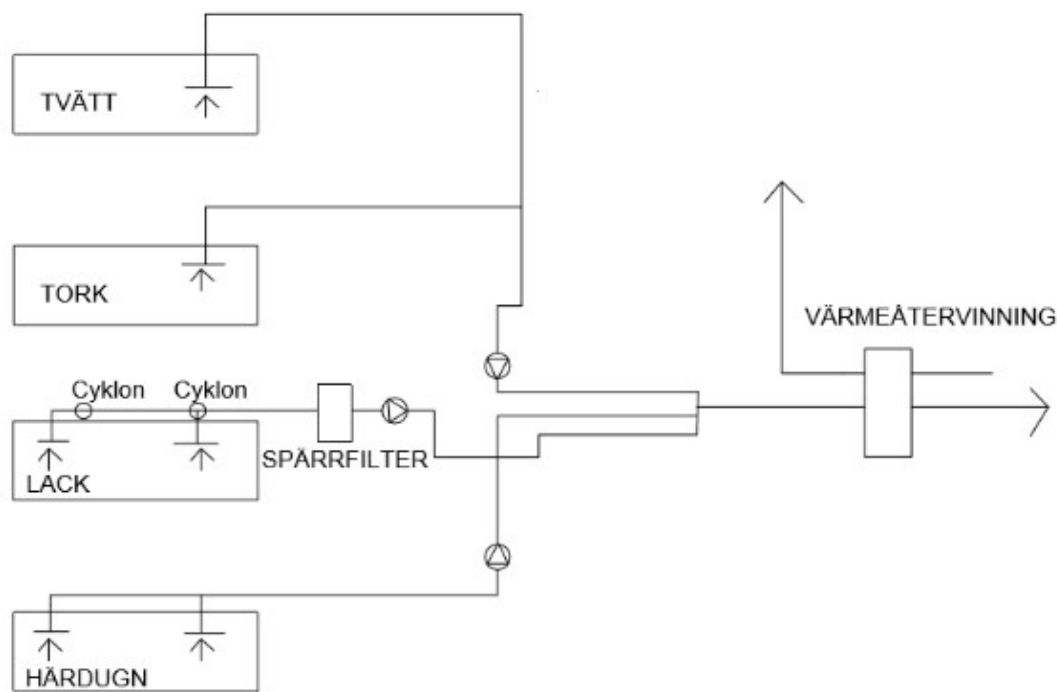
Via värmewäxling överförs värme från fjärrvärmens till tre olika system i byggnaden som betecknas tappvattensystem, fastighetens värmesystem och procesensvärmesystem.

Processens värmesystem försörjer värmebatteriet till ventilationsaggregatet och värmer lackeringsprocessens vattenbad som används vid tvätt. I tappvattensystemet värms kallvatten till varmvatten. Framledningsrören för fastighetens värmesystem förgrenar sig och försörjer olika värmeöverförande apparater/komponenter med värme. Takstripes, vattenburna radiatorer, aerotemperar och värmebatterier till övriga ventilationsaggregat värms upp av fastighetens värmesystem.

## 4.1 Processens värmesystem

### 4.1.1 Värmesystem för aggregatet

Värme från lackprocessen återvinns till ventilationsaggregatet som förser intilliggande rum med tilluft. När inte värmebehovet täcks utav återvinnaren eftervärms luften med ett värmebatteri som förses med värme från processens värmesystem. Processen och aggregatet är i drift från kl 07.00-16.00 måndag till fredag.



Figur 11. Schematisk bild över lackprocessens frånluftsventilation, som går till aggregatet.

För att beräkna den energi som krävs för uppvärmning av tilluft som försörjs av aggregatet kan ett varaktighetsdiagram användas. Se kap 2.1.

Då utetemperaturen varierar under året, varierar också värmebehovet för aggregatet. Utifrån Trollhättans medeltemperatur utomhus, vilket är 8 grader, har ett varaktighetsdiagram använts för beräkning av värmeenergiebehov vid ett börvärde för tilluften på 21°C.

Eftersom processen och aggregatet har en drifttid från kl 07.00-16.00 måndag till fredag måste detta beaktas vid beräkning av antal gradtimmar det finns ett värmebehov. Detta på grund av att varaktighetsdiagrammet ger antal gradtimmar/år vid en drifttid under ett helt dygn. Gradtimmarna/år multipliceras med andelen aktuella drifttimmar  $(9\text{h}/24\text{h}) \cdot (5\text{dagar}/7\text{dagar})$ , i MIMs fall. De utberäknade gradtimmarna/år under drifttid uppgick då till 31096,07 gradtimmar. Den årliga energin som krävs kan då beräknas genom ekvation (6):

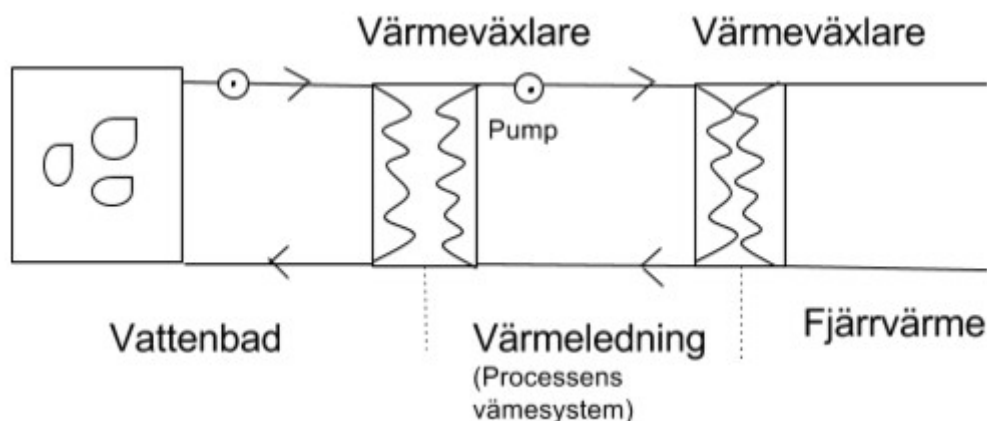
$$Q = \dot{V} * c_p * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$

Aggregatets totala värmeenergiebehov för uppvärmning av tilluften, vid ett uppmätt flöde på 5,221 blir då:

$$Q = 5,221 * 1,2 * 1000 * 31096,07 = 194,82\text{MWh}$$

### 4.1.2 Värmesystem för processens vattenbad

Processens vattenbad används under delprocessen: tvätt. Vatten finns samlad i en tank som värms upp och hålls på en konstant temperatur på 48-52 grader. Temperaturen får inte understiga dessa värden, m.h.t. till legionellarisk. Uppvärmningen av vattenbadet sker genom värmeväxling med värme från processens värmesystem.



Figur 12. Schematisk bild som visar vattenbadets uppvärmningssystem.

En förenkling har genomförts där värmebehovet för vattenbadet anses vara behovet för att behålla önskad temperatur konstant. Detta gav en uppmätt framledningstemperatur till 59,5 grader och en returledningstemperatur på 53,1 grader efter värmeväxling. Flödet uppgår till 1,73 l/s . Den sammanlagda effekten för att bibehålla konstant temperatur i vattenbadet kan beräknas utifrån ekvation nr (3):

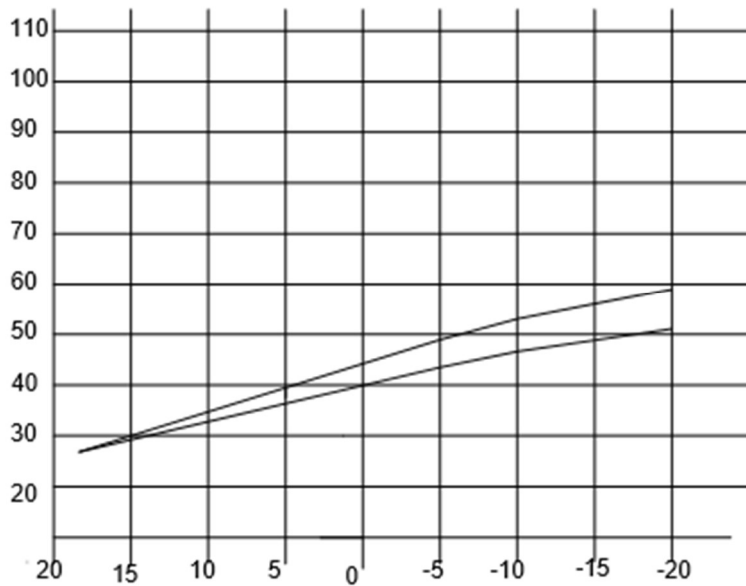
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{V} * c_p * \rho * \Delta t \\ \dot{Q} &= 0,00173 * 1000 * 4200 * (59,5 - 53,1) = 46,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

Detta ger en årlig energiförbrukning enligt ekvation nr (5):

$$\begin{aligned}Q &= \dot{Q} * h \\ Q &= 46502 * (9h * 365 \text{ dagar} * \frac{5}{7}) = 109,11 \text{ MWh}\end{aligned}$$

### 4.1.3 Fastighetens värmesystem

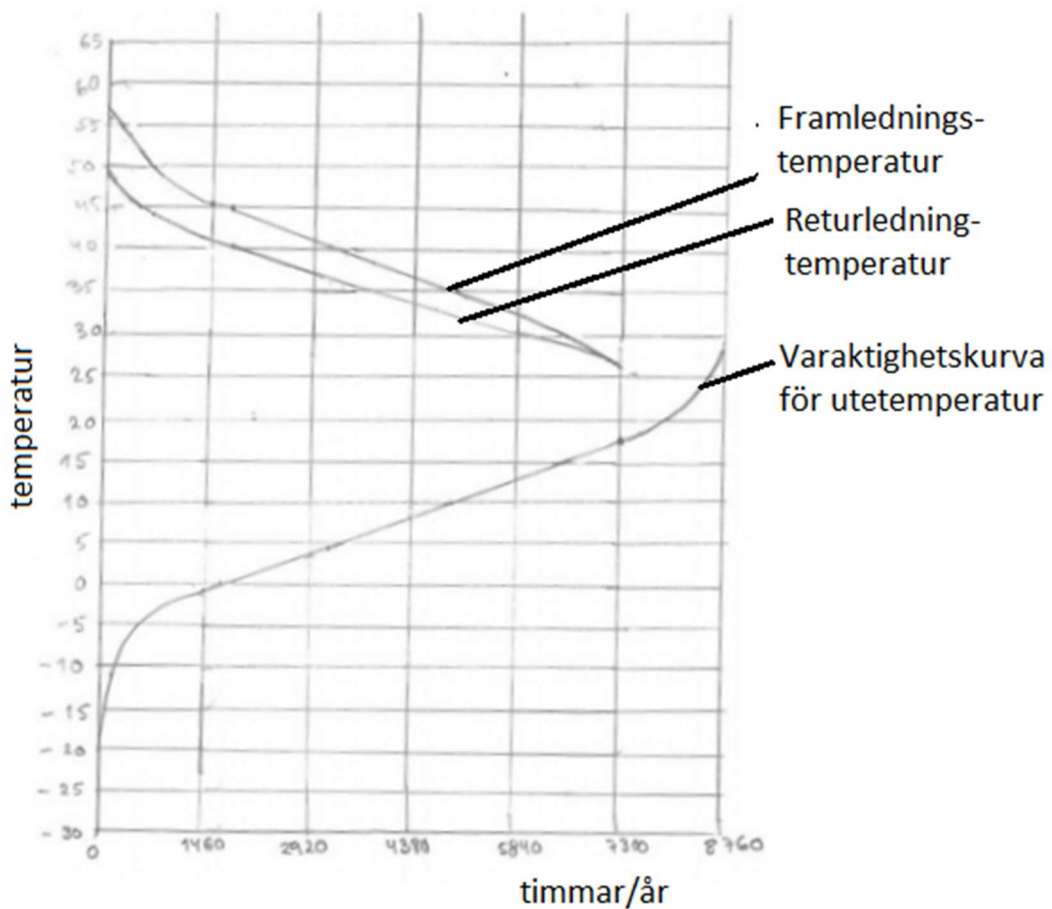
Fastighetens värmesystem har ett börvärde för önskad rumstemperatur på 20 grader. Systemets reglerkurva för framledningstemperaturer och en approximativ kurva för returledningstemperatur ses i figur 12. Returledningstemperaturkurvan har tagits fram utifrån de uppmätta systemtemperaturernas temperaturskillnad. Flödet i systemet uppmättes till ca 3,9 l/s.



Figur 13. Reglerkurva för systemtemperaturen för fastighetens värmesystem, y-axel representerar systemtemperaturer, x-axeln representerar utomhustemperaturer.

Utifrån ett varaktighetsdiagram har systemtemperaturer ritats in, utifrån gradtimmar och rådande utetemperatur. Metod kan läsas mer om i kapitel 2.1.1.

Enligt diagrammet ovan stänger systemet av sig vid en utetemperatur på 18°C. Diagrammet med systemtemperaturerna i varaktighetsdiagrammet ses nedan:



Figur 14. Varaktighetsdiagram för fastighetens värmesystem.



Beräkning av antal gradtimmar för fastighetens värmesystem har beräknats till 23839 gradtimmar, som symboliseras av arean mellan fram-/returledningstemperaturerna. Metoden för beräkning av gradtimmar ses i kapitel 2.1.

För att beräkna värmesystemets energibehov har vårt uppmätta vattenflöde på 3,9l/s antagits vara ett konstant värde.

Energin kan då beräknas genom ekvation (6):

$$Q = \dot{V} * c_p * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$
$$Q = 0,0039 * 4200 * 1000 * 23839 = 390 \text{ MWh}$$

Detta ger en kostnad på:

$$390 \text{ 000 kWh} * \frac{0,8 \text{ kr}}{\text{kWh}} = 312 \text{ 000 kr/år}$$

## 5 Mätresultat

### 5.1 Mätresultat för ventilationssystem

Utifrån uppmätta lufthastigheter och temperaturer (bilaga A) i kanalerna räknades medeltemperaturer och medelhastigheter fram. Därefter beräknades luftflöden fram med hjälp av hastigheter och kanaldimensioner enligt ekvation (2).

Flödesberäkningarna multiplicerades sedan med korrektionsfaktorn  $k$ , för att korrigera påverkan av mätfel. Resultatet visas nedan i tabell 1.

Flödesberäkningar finns inte för mätplanen 7-10 då dessa punkter finns inuti aggregatet och hastighet inte uppmättes. Flödet som finns skrivet för plan 7 är det sammanlagda flödet av planen 3,4,5.

Tabell 1. Visar uppmätta mätvärden hos MIM.

Mätplan	temperatur [grader]	Hastighet [m/s]	Flöde [l/s]	k-faktor
1	30,84	6,10	1865	0,98
2	50,60	1,33	256	0,98
3	35,01	7,81	2388	0,98
4	63,55	0,75	144	0,98
5	29,23	11,10	1367	0,98
6	25,02	10,72	1324	0,98
7	41,50	-	(3899)	-
8	5,40	-	-	-
9	30,60	-	-	-
10	20,10	-	-	-
11	22,00	5,55	5221	0,98
12	36,34	7,28	2226	0,98

#### 5.1.1 Resultatpåverkan av mätfel

De uppmätta lufthastigheternas- och temperaturernas värden kan påverkas av eventuella mätfel som kan uppkomma vid mätning. Mätfel kan vara:

*Flödesstörningar* kan påverka resultatet negativt om minsta avstånd före och efter mätpunkter inte följer de rekommenderade värdena för raksträckor.

Olika flödesstörningar kan ske vid krökar, korsningar, areaförändringar, spjäll och fläktar.

*Begränsad åtkomst* av ventilationskanaler kan leda till att vissa mätpunkter i ett mätplan blir oåtkomliga och omöjliga att utföra, vilket kan påverka resultatet.

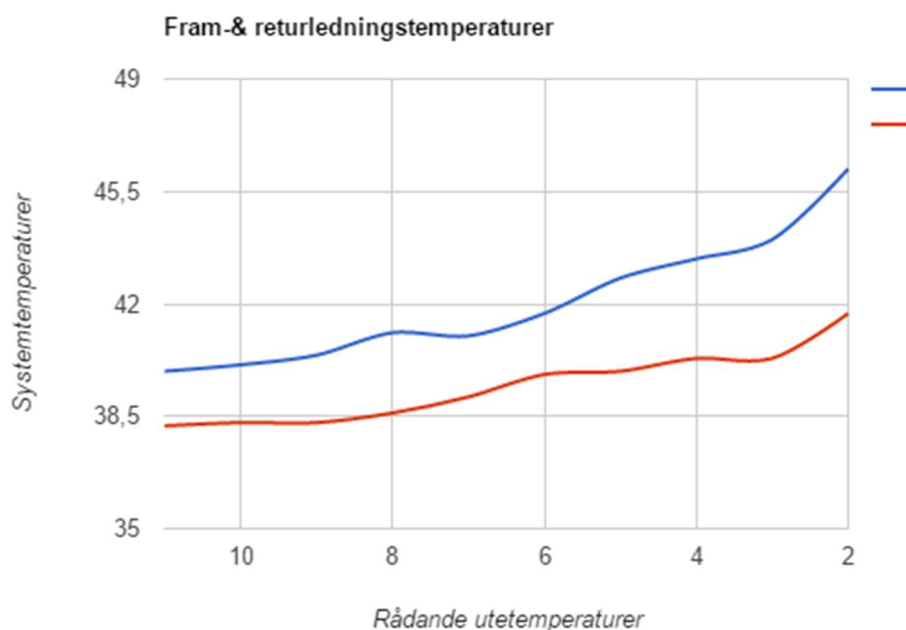
*Systematiska mätfel* kan uppkomma om instrumentet ej är lämpligt att använda utefter ändamål, alternativt visar felaktigt resultat. Viktigt är också att instrumentet är rätt inställt och kalibrerat. Resultatet bör även korrigeras med en korrigeringsfaktor,  $k$ . Korrigeringsfaktorn bestäms utifrån en kanals diameter alternativt förhållande mellan höjd och bredd för en rektangulär kanal.

Metodfel bör finnas i åtanke, vilket motsvarar 4-6% felmarginal vid mätning. Ett exempel på metodfel som kan uppstå är att varmtråden i anemometern ej är vinkelrät mot flödesriktningen.

(Johansson & Svensson, 1999, s.14-15)

## 5.2 Mätresultat för fastighetens värmesystem

Vid flödesmätning av fram-/returledning uppmättes ett flöde på 3,9 l/s. Temperaturer som uppmättes på fram-/returledningarna och utomhus sammanställdes i ett dokument. De rådande utetemperaturerna som kunde uppmätas då systemet var i drift varierade mellan 2-11 grader. Vid samma utetemperatur gav vattentemperaturerna olika värden under de tre dagarna. Ett medelvärde på den temperaturdifferensen mellan fram och returledningstemperatur togs fram för de olika utetemperaturer som uppmätts. Därefter skapades ett diagram för fram-/returledningstemperatur. Kurvan för framledningstemperaturerna är de högre temperaturer, medan kurvan med lägre temperaturer speglar resultatet av returtemperaturerna i figuren nedan.



Figur 15. Fastighetens uppmätta fram - och returledningstemperaturer för värmesystemet, utifrån utetemperaturer.

### 5.2.1 Resultatpåverkan av mätfel

För flödesmätning kan resultatet påverkats av:

- *Felinställningar i dator.* Fel val av materialtyp på rör, fel antagande av godstjocklek, fel antagande om vattentemperatur i ledningen.
- *Flödesstörningar.* Störningar som bildas vid krökar och pumpar kan påverka resultatet. Störningar av eventuell luft i rören kan också påverka resultatet.

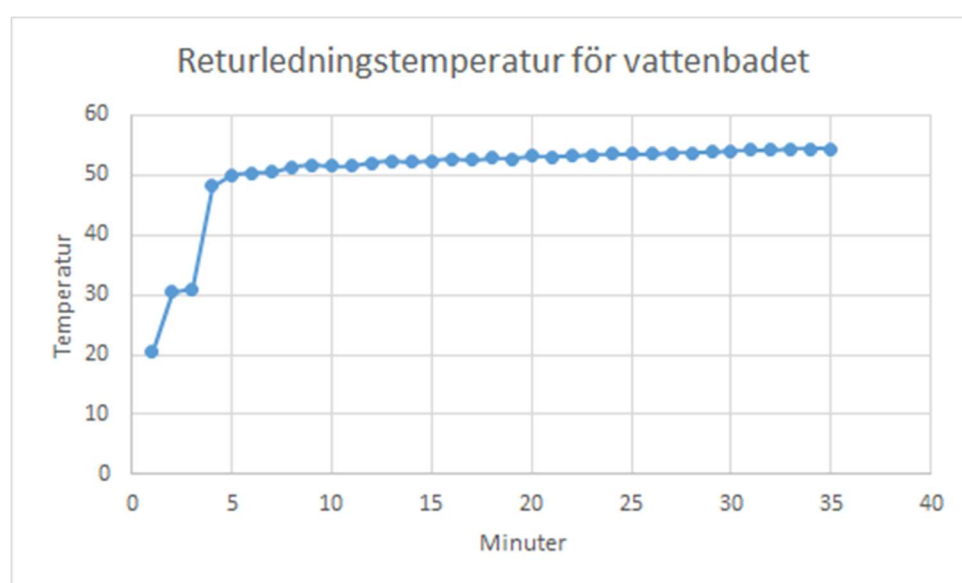
- *Metodfel.* Vid utförandet av mätningen kan inställning av mått mellan mätklossar inte blivit helt exakt.
- *Instrument.* För instrumentet finns en mätnoggrannhet på +/- 2 %. Resultatet kan också påverkas av hur lång tid det gått sedan senaste kalibrering av instrumentet. (Wannberg M, personlig kommunikation med Fagerberg AB, 2016-04-22)

För temperaturmätning kan resultatet påverkats av:

- *Metodfel.* Elektroder kan vid mätning ha påverkats av rumstemperaturen.

### 5.3 Mätresultat för processens vattenbad

Vid mätning av fram-/returledningstemperaturer vid uppvärmning av vattenbadet uppmättes följande resultat:



Figur 16. Uppmätta returtemperaturer på vattenbadets värmande ledning. Diagrammet visar temperaturhöjningen från start tills att önskad temperatur på vattenbadet uppnåts.

Figuren visar returtemperaturen för vattenbadets uppvärmningssystem från den tidpunkt processen sätts igång till önskad vattentemperatur i vattenbadet uppnåts. Mätningar av framledningstemperaturen gav ett konstant värde på 59,5 grader. För att upprätthålla en önskad temperatur i vattenbadet, under processen, leder detta till en returledningstemperatur på 53,1 grader. Flödet i fram-/returledningarna uppmättes till 1,73 l/s

För mätningar av processens vattenbad finns mätfel som kan påverka resultatet. Då samma instrument använts vid dessa mätningar som vid mätningar för fasighetens värmesystem, är också mätfel/felkällor de samma, se kapitel 5.2.1.

## 6 Värmeåtervinningsmetoder för fall 1

I fall 1 kartläggs hur mycket energi som återvinns i TA12s ventilationsaggregat idag och möjligheten att ytterligare kunna återvinna från aggregatets frånluft till något av byggnadens uppvärmningssystem.

### 6.1 Befintlig värmeåtervinning för aggregatet

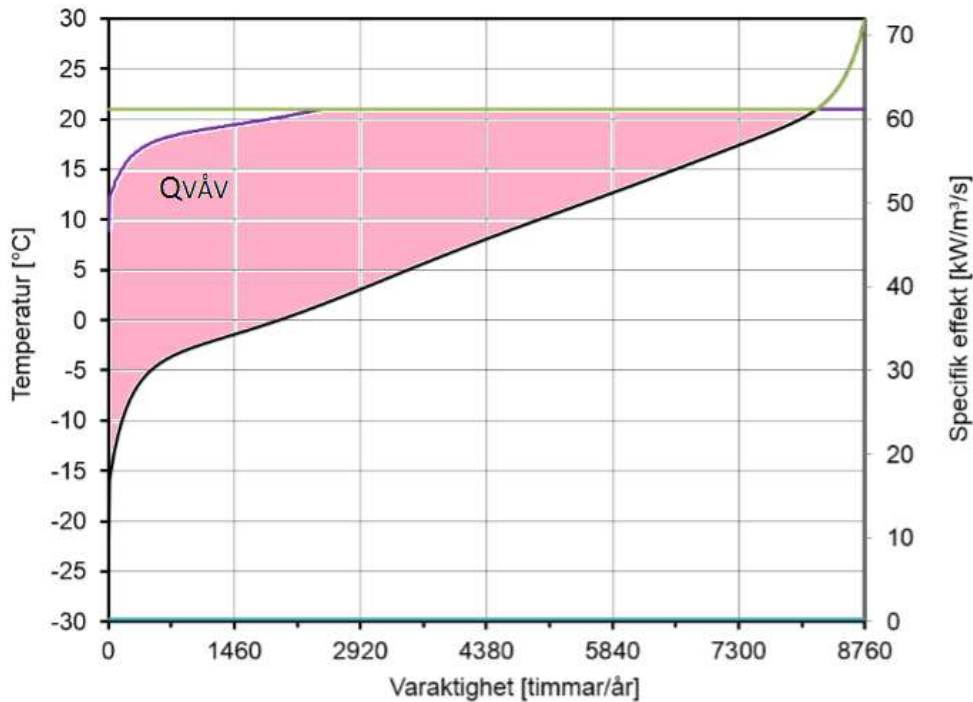
Hos MIM går idag all frånluft från de olika delarna inom processen in till en värmeåtervinnare för ventilationsaggregat. Värmeåtervinnaren som används är ett vätskekopplat batteri. I detta fall består vätskan i kretsen av 30 % etylenglykol, resterande av vatten. Utifrån uppmätta temperaturer i mätplanen 7-10, har värmeväxlarens temperaturverkningsgrad beräknats genom ekvation (4). Börvärdet på tilluftstemperaturen är ca 21 grader med ett minimumkrav på 19 grader.

$$\eta_t = (t_{v\grave{a}v} - t_{ute}) / (t_{fr\grave{a}n} - t_{ute})$$

7.  $\eta_t = (20,1 - 5,4) / (41,5 - 5,4) = 41\%$
8.  $\eta_t = (19,4 - (-0,6)) / (40,6 - (-0,6)) = 48,5\%$
9.  $\eta_t = (19,2 - 0,2) / (40,1 - 0,2) = 47,6\%$
10.  $\eta_t = (18,8 - (-0,8)) / (39,5 - (-0,8)) = 48,6\%$

Då  $t_{v\grave{a}v}$  i ett av fallen var lägre än minsta tillåtna tilluftstemperatur,  $18,8 < 19$  °C, innebär detta att värmeåtervinningen är maximal, eftersom att  $t_{v\grave{a}v}$  skulle behöva eftervärmas för att klara minimumkravet på tilluftstemperaturen. Detta ger en maximal temperaturverkningsgrad på 48,6%.

För beräkning av årligen sparad energi från värmeåtervinnaren idag, har samma metod som i kap 2.1 använts, där antalet täckta gradtimmar fås av ytan mellan värmeåtervinnarens linje och utetemperaturens linje. Värmeåtervinnarens linje fås fram genom att beräkna  $t_{v\grave{a}v}$  som värmeåtervinnaren kan ge vid olika utetemperaturer. Se diagram på nästa sida.



Figur 17. Varaktighetsdiagram med befintlig återvinning för aggregatet. Ytan mellan linjen för utetemperatur och återvinningen kan göras om till antal gradtimmar aggregatets värmebehov är täckt.

Timmar som täcks av återvinnaren i dagsläget uppgår till 29556,96 °Ch mht drifttiden. Med uträknade gradtimmar kan värmeenergiebehovet beräknas enligt ekvation (6):

$$Q = \dot{V} * c_p * \rho * G \text{ där } G = \int \Delta t * d\tau$$

Energien som återvinns från värmeåtervinnaren av frånluften:

$$Q_{v\grave{a}v} = 5,221 * 1,2 * 1000 * 29556,96 = 185,18 \text{ MWh/}\grave{a}r$$

Detta innebär att dagens värmeåtervinnare täcker 95% av det totala värmeenergiebehovet för aggregatet, vilket motsvarar en energibesparing på ca 148 100 kr/år.

## 6.2 Återvinning av avluft från vätskekopplat batteri

Då lackeringsprocessens frånluftstemperaturer (max 41,5°C) är relativt höga resulterar detta i höga avluftstemperaturer. Dessa avluftstemperaturer kan användas för möjlig återvinning inom vattenburna system.

För att kunna beräkna avluftstemperaturerna beroende av utetemperaturerna behövs frånluftens temperaturverkningsgrad  $\eta_{fr\grave{a}n}$ . Eftersom tilluftsflödet  $\neq$  frånluftsflödet är även  $\eta_{till} \neq \eta_{fr\grave{a}n}$ . För att kunna beräkna  $\eta_{fr\grave{a}n}$  har beräkningar genomförts för att ta fram  $\eta_{till}$ , beroende av utetemperaturerna. Eftersom önskad tilluft inte skall överstiga 21°C innebär det att  $t_{v\grave{a}v}$  inte heller får överstiga den temperatur, detta för att undvika kylbehov. Genom att ansätta  $t_{v\grave{a}v} = 21^\circ\text{C}$  har  $\eta_{till}$  beräknats för de utetemperaturer som inte kräver maximal värmeåtervinning från frånluften, enligt ekvation (4)

$$\eta_t = (t_{v\ddot{a}v} - t_{ute}) / (t_{fr\ddot{a}n} - t_{ute})$$

För att sedan kunna få fram avluftens temperatur behöver frånluftssidans temperaturverkningsgrad,  $\eta_{fr\ddot{a}n}$  beräknas fram. Utberäkning av  $\eta_{fr\ddot{a}n}$  har genomförts enligt ekvation (11):

$$\eta_{fr\ddot{a}n} = \frac{V_t}{V_f} * \eta_t$$

Därefter har  $t_{avluft}$  beräknats utifrån ekvation (8).

Tabell 2. Temperaturverkningsgrader och avluftstemperaturer för olika utetemperaturer vid en frånluftstemperatur på 41,5 °C.

Utetemperatur [°C]	$\eta_{till}$	$\eta_{fr\ddot{a}n}$	$t_{avluft}$ [°C]
-20	48,6%	65,1%	1,46
-15	48,6%	65,1%	4,70
-10	48,6%	65,1%	7,97
-5	48,6%	65,1%	11,23
0	48,6%	65,1%	14,48
5	43,8%	58,65%	17,75
10	34,9%	46,7%	20,99
15	22,6%	30,3%	25,25

Avluften som fås efter en återvinning av frånluften i aggregatet, har olika varierande temperaturer som beror av frånluftstemperatur och utetemperatur. Ifall man skulle höja avluftstemperaturer mha en frånluftsvärmepump innebär detta att man skulle kunna återvinna värme ytterligare en gång.

Maximala kondenseringstemperaturerna för de olika avluftstemperaturerna har beräknats genom ekvation (9), där antagna värden för  $\eta_{carnot} = 0,5$  och  $COP = 4$  har använts. Ytterligare en begränsning har antagits, vilket är att kondenseringstemperaturer inte kan överstiga 70 °C pga. att dagens frånluftspumpar inte har större kapacitet. Se Tabell på nästa sida.

Tabell 3. Visar värden på kondenseringstemperaturer som kan nås via en frånluftsvärmepump vid en viss avluftstemperatur efter det vätskekopplat batteri med en frånluftstemperatur på 41,5°C.

$t_{ute}$ [°C]	$t_{avluft}$ [°C]	$t_{kondensering}$ [°C]
-20	1,46	40,69
-15	4,7	44,39
-10	7,97	48,13
-5	11,23	51,86
0	14,48	55,57
5	17,75	59,31
10	20,99	63,01
15	25,25	67,88

### 6.3 Återvinning till fastighetens värmesystem

Vid återvinning av avluftens kondenseringstemperaturer, ansatt på fastighetens värmesystem, har beräkningar av energibesparing utförts på samma sätt som kapitel 2.1.1. Eftersom avluftstemperaturerna är lägre än returtemperaturerna för fastighetens värmesystem innebär det att en direkt värmeåtervinning inte är möjlig. Värmeåtervinning är därför endast möjlig ifall en frånluftsvärmepump installeras i systemet.

Återvinningen kan endast ske när lackprocessen är i drift, vilket medför att gradtimmarna vid beräkning får reduceras med drifttiden för lackeringsprocessen. Kostnadsbesparingen utgår ifrån en kostnad på 0,8 kr/kWh och energibesparingen har reducerats med kompressorns förbrukade elenergi som är  $\frac{3}{4}$  av den återvunna energin, utifrån antagna värden för COP och carnotverkningsgrad, se kapitel 2.4 1. Resultatet redovisas nedan i Tabell 4.

Tabell 4. Värmeåtervinning från aggregatets avluft mha frånluftsvärmepump till fastighetens värmesystem. Värmeåtervinning av avluftens kondenseringstemperaturer efter det vätskekopplade batteriet i aggregatet, med hänsyn till elenergin för kompressorn.

Mätplan	Återvinnare	$t_{från}$	Flöde [l/s]	Täckta gradtimmar- Reducerade med drifttid	Energi besparing [MWh/år]	Kostandsbesparing [kr/år]
7.	Vätskekopplat batteri	41,4	3899	4075	66,74	Ca 53 400



## 6.4 Återvinning till Vattenbadet

Då vattenbadet och dess värmande ledning hålls på konstant temperatur och flöde, medans avluftens temperatur varierar med utetemperaturen kan man vid beräkning av möjlig återvinning använda sig av ett varaktighetsdiagram, se kapitel 2.1.1.

I diagrammet ritas istället vattenbadets värmande lednings konstanta fram-/returtemperatur.

Temperaturhöjningen av returledningen som kan fås vid återvinning beräknas fram av den varierade effekten som ges av avluftens kondenseringstemperaturer.

Temperaturhöjningen vid de olika utetemperaturerna ritas in i diagrammet. Därav kan en återvunnen yta i form av gradtimmar beräknas fram. Den framberäknade sparade energin får därefter multipliceras med drifttid samt reduceras med den elenergi som krävs av kompressorn, vilket motsvarar  $\frac{3}{4}$  av den sparade energin, utifrån antagna värden för COP och carnotverkningsgrad, se kapitel 2.4.1.

Kostnadsbesparingen utgår ifrån en kostnad på 0,8 kr/kWh.

Resultatet redovisas nedan i Tabell 5.

Tabell 5. Energi-/kostnadsbesparing genom återvinning av avluftens kondenseringstemperaturer efter ett vätskekopplat batteri, med hänsyn till elenergi för kompressorn.

Mätplan	Återvinnare	tfrån	Täckta gradtimmar- Reducerade med drifttid	Energi- besparing [MWh/år]	Kostands- besparing [kr/år]
7.	Vätskekopplat - batteri	41,4	7 841	56,97,74	Ca 45 600

## 6.5 Sammanställning av förslag 1

Det vätskekopplade batteriet som idag används för återvinning i ventilationsaggregatet återvinner ca 185 MWh/år. Om man sedan skulle höja avluftstemperaturerna från aggregatet mha en frånluftsvärmepump skulle man kunna återvinna ytterligare en gång, till antingen processens vattenbad alternativt fastighetens värmesystem. Om man jämför mängden energi som kan återvinnas från avluften leder ansättningen av värme till värmesystemet till den högsta energibesparingen på 67 MWh/år jämt mot 57 MWh/år för vattenbadet. Detta leder till en total ökad energibesparing på 67 MWh/år jämfört med befintlig återvinning.

Eftersom värmesystemet inte har något värmebehov vid utetemperaturer över 18°C finns det möjlighet att använda värmen för att återvinna till vattenbadet istället. Vid en utetemperatur över 18 °C täcks hela värmebehovet för vattenbadet. Vid beräkning gav det en täckning av 1955 gradtimmar under drifttiden, enligt samma princip som i kap 2.1.1. Detta ger en energibesparing på 14 MWh/år där hänsyn till kompressorns elenergi beaktats. Vid genomföring av denna komplettering skulle det innebära att den totala ökade energibesparingen för hela systemet blir ca 81 MWh/år.

## 7 Värmeåtervinningsmetoder fall 2

För fall 2 kontrolleras möjligheten att värmeåtervinna till ventilationsaggregatet via en roterande värmeväxlare och ytterligare återvinna värme från aggregatets avluft. Eftersom en roterande värmeväxlare är känslig för luftföroreningar innebär det att frånluften från lack-/härpprocessen har svårt att återvinnas genom denna återvinnare. Därav kontrolleras möjligheten att kombinera dessa två frånluftsflöden för värmeåtervinning på annat system.

### 7.1 Byte till roterande värmeväxlare för aggregatet

Genom att byta återvinnare till en roterande värmeväxlare får man en högre temperaturverkningsgrad jämfört med ett vätskekopplat batteri. Detta eftersom en roterande värmeväxlars maximala temperaturverkningsgrad är 85% jämfört med ett vätskekopplat batteri som har en verkningsgrad på ca 50% vid  $V_{till} = V_{från}$ . Ifall allt frånluftsflöde från processen skulle gå igenom en roterande värmeåtervinnare innebär det i MIMs fall att  $V_{till} \neq V_{från}$ .

På grund av detta beräknas en approximativ maximal temperaturverkningsgrad vid ett konstant tilluftsflöde enligt ekvation (7).

Formeln är framtagen av Anders Trüschel, lärare inom intuitionen Bygg och Miljöteknik på Chalmers.

$$\eta_{approximativ} = \frac{1 - e^{\frac{\eta_{v\grave{a}v0}}{\eta_{v\grave{a}v0} - 1}} * \left(1 - \frac{1}{V_{fr\grave{a}n}/V_{fr\grave{a}n0}}\right)}{1 - \frac{1}{(V_{fr\grave{a}n}/V_{fr\grave{a}n0})} * e^{\frac{\eta_{v\grave{a}v0}}{\eta_{v\grave{a}v0} - 1} * \left(1 - \frac{1}{V_{fr\grave{a}n}/V_{fr\grave{a}n0}}\right)}}$$

$$\eta_{approximat} = \frac{1 - e^{\frac{0,85}{0,85 - 1}} * \left(1 - \frac{1}{3,889/5,221}\right)}{1 - \frac{1}{(3,889/5,221)} * e^{\frac{0,85}{0,85 - 1} * \left(1 - \frac{1}{3,889/5,221}\right)}} = 71,6\%$$

Detta kan jämföras med det vätskekopplade batteriet på  $\eta=48,6\%$ , vid återvinning av all frånluft från processen.

Dock är roterande värmeväxlare känsliga för luftföroreningar, vilket innebär att enbart frånluft från Tvätt/Tork-processen kan i MIMs fall återvinnas genom denna metod.

Vid separation av frånluftsflödena kommer temperaturverkningsgraden minska. För att beräkna fram en ny maximal approximativ verkningsgrad används ekvation (7), då  $V_{till} \neq V_{från}$ .

Den uträknade maximala temperaturverkningsgrad,  $\eta_t=71,6\%$  för en roterande värmeväxlare sätts in som  $\eta_{v\grave{a}v0}$ , därefter kan den nya temperaturverkningsgraden beräknas. För att sedan kunna beräkna den årliga energin som kan återvinnas har ett varaktighetsdiagram använts, där gradtimmar beräknats fram. Se kapitel 2.1.

Tabell 6. Visar olika temperaturverkningsgrader för olika mätplans frånluftsflöden, återvinnarens gradtimmar och energibesparing.

Mätplan	V	$\eta_t$	Täckta gradtimmar	Energi- besparing [kWh]	Kostnadsbesparing (kr/år)
1.Tvätt	1,865	35,7%	18 242 (58,7%)	114 290	Ca 91 400kr/år
2.Tork	0,256	6,6 %	6 240 (20%)	39 095	Ca 31 300kr/år
3.Tvätt/Tork	2,388	45,7%	25 534 (82,1%)	159 976	Ca 128 000kr/år

Om man låter frånluftsflöden från tvätt och tork återvinnas genom den roterande värmeväxlaren leder det till en temperaturverkningsgrad på 45,7% och en energibesparing på ca 160 MWh/år.

## 7.2 Återvinning av avluft efter roterande värmeväxlare

Då frånluften från tvätt och tork passerat aggregatets roterande värmeväxlare finns det fortfarande en del värmeenergi kvar i avluften, därav har avluftstemperaturerna beräknats fram. För att kunna göra detta har beräkningar genomförts för att ta fram till beroende av utetemperaturerna. Maximala temperaturverkningsgraden  $\eta_t=45,7\%$ , i detta fall, har tagits fram enligt ekvation (7).

Eftersom önskad tilluft inte skall överstiga 21°C innebär det att  $t_{v\grave{a}v}$  inte heller får överstiga denna temperatur, detta för att undvika kylbehov. Genom att ansätta  $t_{v\grave{a}v} = 21^\circ\text{C}$  har  $t_{till}$  beräknats för de utetemperaturer som inte kräver maximal värmeåtervinning från frånluften (35,01°C).

$$\eta_t = (t_{v\grave{a}v} - t_{ute}) / (t_{fr\grave{a}n} - t_{ute})$$

För att sedan kunna få fram avluftens temperaturer behövdes frånluftssidans temperaturverkningsgrad,  $\eta_{fr\grave{a}n}$ .

Eftersom tilluftsflödet  $\neq$  frånluftsflödet är även  $\eta_{till} \neq \eta_{fr\grave{a}n}$ . Uträkning av  $\eta_{fr\grave{a}n}$  har genomförts enligt ekvation (11):

$$\eta_{fr\grave{a}n} = \frac{V_t}{V_f} * \eta_t$$

Därefter har  $t_{avluft}$  beräknats utifrån ekvation (8). Se Tabell 7 på nästa sida.

Tabell 7. Temperaturverkningsgrader och avluftstemperatur vid olika utetemperaturer.

Utetemperatur [°C]	$\eta_{till}$	$\eta_{från}$	$t_{avluft}$ [°C]
-20	55,75%	74,65%	-4,4
-15	55,75%	74,65%	-0,68
-10	55,75%	74,65%	3,06
-5	55,75%	74,65%	6,78
0	55,75%	74,65%	10,52
5	55,75%	75,65%	14,25
10	43,98%	58,89%	17,98
15	29,98%	40,15%	21,71

Avluften, som fås efter en återvinning av frånluften i aggregatet, har olika varierade temperaturer som beror av frånluftstemperatur och utetemperatur. Som man kan se så är temperaturerna för låga för att ansätta genom direkt värmeväxling till MIMs vattenbad alternativt fastighetens värmesystem. Ifall man istället skulle höja avluftstemperaturer mha en frånluftsvärmepump innebär detta att man skulle kunna återvinna värme ytterligare en gång.

Maximala kondenseringstemperaturerna för de olika avluftstemperaturerna har beräknats fram genom ekvation (9). Där antagna värden för  $\eta_{carnot} = 0,5$  och  $COP = 4$  har används. Ytterligare en begränsning har antagits, vilket är att kondenseringstemperaturen inte kan överstiga 70 °C pga att dagens frånluftsvärmepumpar inte har större kapacitet.

Tabell 8. Visar värden på kondenseringstemperaturer som kan nås via en frånluftsvärmepump vid en viss avluftstemperatur efter en roterande värmeväxlare.

tute[°C]	tavluft[°C]	tkondensering[°C]
-20	- 4,4	33,99
-15	-0,68	38,24
-10	3,06	35,52
-5	6,78	46,77

0	10,52	51,04
5	14,25	55,31
10	17,98	59,57
15	21,72	63,84

### 7.2.1 Återvinning till fastighetens värmesystem

Vid ytterligare en värmeåtervinning av avluften, ansatt på fastighetens värmesystem, har beräkningar av energibesparing utförts på samma sätt som kapitel 2.1.1.

Återvinningen kan endast ske när lackprocessen är i drift, vilket medför att gradtimmarna vid beräkning får reduceras med drifttiden för lackeringsprocessen. Kostnadsbesparingen utgår ifrån en kostnad på 0,8 kr/kWh och energibesparingen har reducerats med kompressorns förbrukade elenergi som är  $\frac{3}{4}$  av den återvunna energin, utifrån antagna värden för COP och carnotverkningsgrad, se kapitel 2.4.1.

Tabell 9. Värmeåtervinning från aggregatets avluft mha en frånluftsvärmepump. Värmeåtervinning av avluftens kondenseringstemperaturer efter en roterande värmeväxlare, med hänsyn till elenergin tillförd kompressorn.

Mätplan	Återvinnare	$t_{från}$	Flöde (l/s)	Täckta gradtimmar- Reducerade med drifttid	Energi- besparing (MWh/år)	Kostands- besparing (kr/år)
3.	Roterande värmeväxlare	35,01	2388	2825	46,28	Ca 37 000

### 7.2.2 Återvinning till processens vattenbad

Metoden för beräkning av återvinning har utförts på samma sätt som i kapitel 6.4 för processens vattenbad. Resultatet ses nedan.

Tabell 10. Energi-/ kostnadsbesparing genom värmeåtervinning av avluftens kondenseringstemperaturer efter en roterande värmeväxlare, med hänsyn till elenergi tillförd kompressorn.

Täckta gradtimmar	Energibesparing MWh/år	Procentuell täckning	Kostnadsbesparing (kr/år)
5275	38,33	35,13 %	Ca 30 700

## 7.3 Återvinning av kombinerat frånluftsflöde från lack- och härdprocessen

Ifall enbart de rena flödena dvs tork/tvätt går igenom en installerad roterande värmeväxlare består återstår flödena från härd-/lackprocessen. Om man då skulle kombinera frånluften från härd- och lackeringsprocessen, skulle detta ge ett frånluftsflöde på 1551l/s med en temperatur på 28,69 °C. Eftersom 28,69 °C inte är tillräckligt hög gentemot systemtemperaturerna för fastighetens värmesystem eller processens vattenbad behövs temperaturen höjas för att kunna användas. Via en frånluftsvärmepump kan temperaturen höjas till en kondenseringstemperatur på max 70 °C enligt samma begränsningar som i kapitel 6.2.

### 7.3.1 Återvinning till fastighetens värmesystem

Vid ansättning av de kombinerade frånluftsflödena lack/härd till fastighetens värmesystem har beräkningar utav möjlig energibesparing genomförts på samma sätt som i kapitel 2.1.1.

Återvinningen kan endast ske när lackprocessen är i drift, vilket medför att gradtimmarna vid beräkning får reduceras med drifttiden för lackeringsprocessen. Kostnadsbesparingen utgår ifrån en kostnad på 0,8 kr/kWh och energibesparingen har reducerats med kompressorns förbrukade elenergi som är  $\frac{3}{4}$  av den återvunna energin, utifrån antagna värden för COP och carnotverkningsgrad, se kapitel 2.4.1.

Tabell 11. Energibesparing vid kombinerade flöden av mätplan 4 och 6 ansatt på fastighetens värmesystem, med hänsyn till elenergin för kompressorn .

Mätplan	Temperatur	Flöde [l/s]	Täckta gradtimmar- Reducerade med drifttid	Energi [MWh/år]	Kostands- besparing [kr/år]
Kombinerat: 4,6	70,00	1551	3677	60,23	Ca 48 200

### 7.3.2 Återvinning till processens vattenbad

Vid ansättning av de kombinerade frånluftsflödena lack/härd till processens vattenbad har beräkningar av möjlig återvunnen effekt gjorts. Beräkningarna utgår ifrån att man genom höjer vattenbadets genom återvinning av värme ifrån frånluftsflödena. Då vattenbadet är i drift under hela lackprocessen kan all effekt återvinnas och med en motströmskopplad värmeväxlare blir den överförbara effekten  $Q_{\text{luft}}=Q_{\text{vatten}}$ . Effekten är densamma under hela drifttiden då flöden och temperaturer är konstanta. Utifrån effekten har möjlig energibesparing beräknats utifrån ekvation (5).

$$Q = \dot{Q} * h$$

Energien har reducerats med den elenergi som krävs för kompressorn, vilket är  $\frac{3}{4}$  av den sparade energin, utifrån antagna värden för COP och Carnotverkningsgrad, se kapitel 2.4.1

Tabell 12. Energi-/kostnadsbesparing för vattenbadet vid kombinerade flöden av mätplan 4,6 mha frånluftsvärmepump, med hänsyn till elenergin för kompressor.

Mätplan	Energibesparing [MWh]	Kostnadsbesparing [kr/år]
Kombinerat: 4,6	55.34	Ca 44 300kr/år

## 7.4 Optimal sammanställning av förslag

Vid installation av en roterande värmeväxlare till aggregatet kan en energibesparing på 160 MWh/år fås, detta vid ett frånluftsföde från tvätt/tork.

För att ytterligare kunna ta vara på spillvärme från tvätt-/torkprocessens frånluft höjs avluftens temperatur mha en frånluftsvärmepump. Detta bidrar till en maximal energibesparing på 46 MWh/år vid ansättning på fastighetens värmesystem, gentemot 38 MWh/år för processens vattenbad.

Återstående frånluftstemperaturer från hård-/lackeringsprocessens höjs till 70°C mha en frånluftsvärmepump. Vid ansättning av värme på processens vattenbad kan en energibesparing på 55 MWh/år fås, vilket är lägre än vid fastighetens värmesystem. Trots att processens vattenbad ger en mindre energibesparing ger kombinationen av att ansätta avluften på fastighetens värmesystem och frånluftflödet från hård/lack på vattenbadet större energibesparing totalt, jämfört mot tvärt om.

Den ökade energibesparingen jämfört med dagens värmeåtervinning ger en ökning på ca 76 MWh/år, vilket motsvarar en kostnadsbesparing på ca 61 200kr/år.

## 8 Diskussion

### 8.1 Mätning

Då mätningarna utfördes påträffades vissa problem. Enligt instruktioner för mätning av flöden och temperaturer i frånluftskanalerna bör man mäta från fyra håll i kanalerna, med större diameter, vilket var svårt då åtkomsten var behindrad för vissa mätplan. Alternativt hade man kunnat borra större mäthål för att kunna föra in varmtrådsanemometern längre och på så sätt nå mätpunkterna i ovankant av kanalen från undersidan. Ifall alla mätpunkter kunnat utföras enligt plan skulle resultatet troligtvis blivit mer noggrant.

På flera ställen saknades tillräckligt långa raksträckor för att kunna genomföra mätningar utifrån rekommendationer gällande minsta avstånd. Detta kan påverka mätresultatets noggrannhet pga flödesstörningar från krökar, fläktar osv.

Ultraljudsmätaren som användes för att mäta vattenflöden var av en äldre modell, vilket gjorde att mätningar inte kunde loggas under tid. Ifall man kunnat logga mätvärden skulle tappvattenandvändningen för verksamheten kunnat uppskattas och på detta sätt hade man fått en överblick över hur mycket energi som skulle kunna återvinnas där. Flödet för fastighetens värmesystem skulle också då kunnat loggas över tid, vilket hade gett ett mer exakt värde. I rapporten har de antagits ett konstant vattenflödet för fastighetens värmesystem, vilket egentligen inte är exakt då flödet kan variera utefter värmebehov. För kunna uppnå bättre mätresultat borde man även genomfört mätningar under årets olika årstider, dock var detta examensarbete förlagt under våren så det var inte möjligt att utföra.

### 8.2 Resultat av värmebehov

Med våra uppmätta temperaturer inne i aggregatet beräknade vi fram en temperaturverkningsgrad på 48,6 % för den befintliga återvinnaren. Resultatet verkar rimligt då denna sort av återvinnare brukar ha en verkningsgrad på ca 50%.

Enligt våra beräkningar för uppvärmning kräver aggregatet ca 194 MWh/år, fastighetens värmesystem 390 MWh/år och processens vattenbad 109,11 MWh/år. I princip täcks hela energibehovet för aggregatet av det vätskekopplade batteriet. Det årliga behovet kan då uppskattas till drygt 500 MWh utan tappvatten, vilket kan jämföras med den köpta siffran på 461 MWh/år.

Att vårt resultat avviker kan bero på mätfel, samt vissa förenklingar som antagits. Bland annat har drifttiden ansatts till 9 timmar per dag, 5 dagar per vecka vilket kan ge ett större värde på energibehovet, då verksamheten egentligen har fler dagar då processen inte är igång. Antagandet om ett konstant flöde i fastighetens värmesystem kan också påverka resultatet men troligtvis inte så mycket.



## 8.3 Resultat av återvinningsmöjligheter

Den maximala temperaturverkningsgraden för det vätskekopplade batteriet togs fram genom beräkningar utifrån uppmätta temperaturer kring värmeåtervinnaren då börvärdet för tilluften underskreds och värmebatteri var avstängt. Viktigt att batteriet var avstängt för annars är det svårt att veta ifall batteriet tillför någon värme eller inte. Beräkningar för återvinning av ventilationsaggregatet frånluft var aningen problematiskt för de olika värmeåtervinnarna. Detta eftersom värmeåtervinnarens temperaturverkningsgrad ständigt regleras efter behov och ger olika avlufttemperaturer beroende på utetemperatur.

Vid byte till en roterande värmeväxlare användes en approximativ formel för att beräkna maximal temperaturverkningsgraden. Formeln är framtagen utifrån olika tester på återvinnare, vilket innebär att den approximativa formeln kan ha påverkan på resultatet.

För att kunna återvinna till de vattenburna värmesystemen krävs höga temperaturer då systemens systemtemperaturer är såpass höga. Detta innebär i MIMs fall att en värmeväxlare ofta är otillräckligt för värmeåtervinning. Ifall vi hade haft ett konstant behov av tappvarmvatten hos MIM hade återvinning via värmeväxling kunnat ske för tappvattnet.

För att kunna återvinna till MIMs andra värmesystem behövdes temperaturerna i många fall höjas med hjälp av en frånluftsvärmepump. Frånluftsvärmepumpens maximala kondenseringstemperatur beräknades, vid  $COP = 4$  och  $\eta_{carnot} = 0,5$ , och begränsades till en maximal temperatur på  $70^{\circ}C$ . Denna temperatur är på gränsen av vad dagens frånluftsvärmepumpar kan klara av, vilket kan påverkat resultatet.

Många gånger gavs maximal effekt vid återvinning, utan att behöva en kondenseringstemperatur på  $70^{\circ}C$ . Vid beräkning av eleffekten som krävs för frånluftsvärmepumpen gjordes en förenkling att  $COP = 4$ , vilket innebär att det går åt 1kW för att få ut 4kW. Detta kan ha en inverkan på resultatet.

## 8.4 Återvinningsalternativen

Förslag 1 innefattar ett mindre ingrepp då det vätskekopplade batteriet behålls. Däremot skulle en frånluftsvärmepump behöva installeras för att höja aggregatets avluftstemperaturer som ska ansättas till fastighetens värmesystem. Ifall man väljer att ytterligare koppla frånluftsvärmepumpen till vattenbadet, vid en utomhustemperatur över  $18^{\circ}C$ , leder det till att den största energibesparingen utav de 2 fallen.

För förslag 2 krävs ett ganska omfattande ingrepp. Man behöver byta värmeåtervinnaren i aggregatet till en roterande värmeväxlare och separera frånluftskanalerna. Därefter behöver man installera 2 stycken frånluftsvärmepumpar för att kunna återvinna värme från lack/härd och från aggregatets avluft, vilket även är kostsamt. Förslag 2 är dock mer energibesparande än förslag 1 ifall man inte kopplat vidare frånluftsvärmepumpen i förslag 1 till vattenbadet när fastighetens värmesystem saknar värmebehov .

Utifrån det resultat som tagits fram anses förslag 1 vara en relativt enkel lösning till att öka möjligheten till energibesparing. För förslag 1 skulle man ytterligare kunna se

över ifall det är mer lönsamt att byta över och vämeåtervinna till vattenbadet istället för fastighetens värmesystem innan en utomhustemperatur på 18 °C för återvinning från avluften.

## 8.5 Koppling till andra industrier

Runt om i världen finns industrier med liknande problematik av stora spillvärmeförluster. Metoder för möjlig värmeåtervinning som tagits upp för fallstudien hos MIM construction skulle teoretiskt kunna användas för andra industrier, däremot kan resultatet komma att variera då beräkningar utgår ifrån mätningar gjorda hos MIM. En annan förutsättning för hur mycket värme som kan återvinnas beror också på lokalisering av industri samt de olika värmesystemens systemtemperaturer.

För industrier med mer förorenade frånluftsflöden kan luften behöva renas med filter innan återvinning i ett ventilationsaggregat kan ske. Är luften mycket förorenad kan det eventuellt vara bättre att värmeåtervinna enbart till vattenburna system, dels för att försäkra sig om att tilluft inte kan förorenas och dels för att undvika att investera pengar i ett högklassigt filter.

För MIM var inte temperaturerna inte tillräckligt höga för att kunna återvinna värme via en värmväxlare, utan behövde höjas av en frånluftsvärmepump innan eventuell återvinning kunde ske.

För industrier där temperaturer är ännu högre än hos MIM kan eventuellt en värmväxlare installeras istället, detta skulle bidra till lägre investeringskostnader. Skulle en industri enbart kunna återvinna värme till vattenburna system vid tillräckligt höga temperaturer skulle man inte heller behövt en frånluftsvärmepump, då värmen återvinns direkt ur frånluften och inte via avluften då temperaturen sänkts.

Värmesystemets uppbyggnad hos MIM var inte helt optimalt för att kunna värmeåtervinna till fullo. Hade systemet varit uppdelat med ex olika ledningar för olika uppvärmningsapparater, så som element och takstripes, hade återvinningen kunnat anpassas bättre då olika system kräver olika höga systemtemperaturer. Om det på andra industrier finns mer separata system för olika uppvärmningsapparater kan man anpassa återvinningen till de olika systemtemperaturerna på ett annat sätt.

En annan värmeåtervinningsmöjlighet är att återvinna värme till tappvattensystemet. Detta kan vara aktuellt för industrier med ett konstant tappvattenflöde. Återvinningspotentialen kan anses vara relativt stor då förvärmning av tappvatten kan ske för alla temperaturer över tappvattnets, vilket är ca 5-10 grader i Sverige.

Men generellt kan detta resultatet kopplas till andra energikrävande industrier.

## Referenser

Johansson, P. Svensson, A. (1999) *Metoder för mätning av luftflöden i ventilationsinstallationer* Stockholm:Byggforskningsområdet

Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

SMHI. (2009). *Normal årsmedeltemperatur*.  
<http://www.smhi.se/klimatdata/meteorologi/temperatur/normal-arsmedeltemperatur-1.3973>

Energimyndigheten. (2014). *Frånluftsvärmepumpar*.  
<http://www.energimyndigheten.se/tester/tester-a-o/franluftsvarmepumpar>

Niklasson E. Coster, A (2013). *Frånluftspumpens möjligheter i flerbostadshus*. Högskolan Halmstad. <http://hh.diva-portal.org/smash/get/diva2:628784/FULLTEXT01.pdf>

Nykvist A (2012) *Värmeåtervinning ur spillvatten i befintliga flerbostadshus*. KTH.[http://www.bebostad.se/wpcontent/uploads/2013/10/Varmeatervinning ur spillvatten.pdf](http://www.bebostad.se/wpcontent/uploads/2013/10/Varmeatervinning_ur_spillvatten.pdf)

Svensk fjärrvärme (2015) *Fjärrvärmepriser*.  
<http://www.svenskfjarrvarme.se/Statistik--Pris/Fjarrvarmepriser/>

## Ekvationer

(1). Johansson, P. Svensson, A. (1999) *Metoder för mätning av luftflöden i ventilationsinstallationer* Stockholm:Byggforskningsområdet

(2)Swegon. (2007). *Luftburna klimatsystem*.  
[http://www.swegon.com/Global/PDFs/Air%20diffusers/General/\\_sv/teknik\\_luftburna.pdf](http://www.swegon.com/Global/PDFs/Air%20diffusers/General/_sv/teknik_luftburna.pdf)

(3) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

(4) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

(5) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

(6) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

(8) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer* Lund:Studentlitteratur AB

(9)

Niklasson E. Coster, A (2013). *Frånluftspumpens möjligheter i flerbostadshus*. Höskolan Halmstad. <http://hh.diva-portal.org/smash/get/diva2:628784/FULLTEXT01.pdf>

(10)

Niklasson E. Coster, A (2013). *Frånluftspumpens möjligheter i flerbostadshus*. Höskolan Halmstad. <http://hh.diva-portal.org/smash/get/diva2:628784/FULLTEXT01.pdf>

(11) Warfvinge C, Dahlblom M (2010) *Projektering av VVS-installationer*  
Lund: Studentlitteratur AB

## Bilagor

### A.

I tabellerna för denna rapports mättningsresultat är lodräta mätningar namngivna ”1” och vågräta ”2” för cirkulära tvärsnitt.

Bokstäverna namnger mätpunkterna i mätplanet.

För rektangulära kanaler är siffrorna avstånd från kanalens kant(utifrån kanalens bredd), bokstäverna A och B är måtten på hur långt från kanalens undersida mätningarna utförts(utifrån kanalens höjd)

Mät punkt 1:

Cirkulär kanal med diametern 630mm.

Fritt avstånd innan mätplan 3,15m

Fritt avstånd efter mätplan 1.26m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 2,71	32,0	6,5
1B = 18,27	30,3	6,7
1C = 44,73	32,6	6,5
1D = 60,29	30,4	5,5
2A = 2,71	30,7	6,4
2B = 18,27	30,2	5,9
2C = 44,73	30,4	5,8
2D = 60,29	30,1	5,5

Mät punkt 2:

Cirkulär kanal med diameter 500mm

Fritt avstånd innan mätplan 2,5m

Fritt avstånd efter mätplan 1m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 2,15	47,6	0,8
1B = 14,5	52,0	1,5
1C = ej genomförbar	-	-
1D = ej genomförbar	-	-
2A = 2,15	47,8	1
2B = 14,5	55,0	2
2C = ej genomförbar	-	-

2D = ej genomförbar	-	-
---------------------	---	---

Mätpunkt 3:

Cirkulär kanal med diameter 630mm

Fritt avstånd innan mätplan 3,15m

Fritt avstånd efter mätplan 1,26m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 2,71	33,2	2,7
1B = 18,27	34,8	2,8
1C = 44,73	35,0	10,7
1D = 60,29	35,3	7,1
2A = 2,71	35,6	13,9
2B = 18,27	36,0	10,8
2C = 44,73	35,3	10,6
2D = 60,29	34,9	3,9

Mätpunkt 4:

Cirkulär kanal med diameter 500mm

Fritt avstånd innan mätplan 2,5m

Fritt avstånd efter mätplan 1m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 2,2	59,6	0,5
1B = 14,5	67,5	1,0
1C = ej genomförbar	-	-
1D = ej genomförbar	-	-
2A = ej genomförbar	-	-
2B = ej genomförbar	-	-
2C = ej genomförbar	-	-
2D = ej genomförbar	-	-

Mätpunkt 5:

Cirkulär kanal med diameter 400mm  
 Fritt avstånd innan mätplan 2,0m  
 Fritt avstånd efter mätplan 0,8m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 4	29,4	10,5
1B = 20	29,4	11,2
1C = 36	29,4	11,2
2A = 4	28,9	11,7
2B = 20	29,2	11,3
2C = 36	29,1	10,7

Mätpunkt 6:  
 Cirkulär kanal med diameter 400mm  
 Fritt avstånd innan mätplan 2m  
 Fritt avstånd efter mätplan 0,8m

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 4	24,3	11,5
1B = 20	24,0	10,5
1C = 36	24,7	9,5
2A = 4	25,8	11,3
2B = 20	25,3	11,5
2C = 36	26,0	10

Mätpunkt 7:  
 Temperatur = 41,5 grader

Mätpunkt 8:  
 Temperatur = 5,4 grader

Mätpunkt 9:  
 Temperatur = 30,6 grader

Mätpunkt 10:  
 Temperatur = 20,1 grader

Mätpunkt 11:

Rektangulär med måtten  $h=600\text{mm}$ ,  $b=1600\text{mm}$  och  $Dh=872,72$   
 Fritt avstånd innan mätplan  $5,2\text{m}$   
 Fritt avstånd efter mätplan  $1,7\text{m}$

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 15,0 (9,5cm från kant)	23,8	4,2
1B = 45,0 (9,5cm från kant)	22,1	4,4
2A = 15,0 (37,5cm från kant)	22,0	5,2
2B = 45,0 (37,5cm från kant)	21,7	5,4
3A = 15,0 (69,0cm från kant)	22,1	6,4
3B = 45,0 (69,0cm från kant)	21,6	6,1
4A = 15,0 (91,0cm från kant)	21,9	5,8
4B = 45,0 (91,0cm från kant)	21,8	5,0
5A = 15,0 (122,5cm från kant)	21,7	6,3
5B = 45,0 (122,5cm från kant)	21,4	6,0
6A = 15,0 (150,5cm från kant)	22,0	5,9
6B = 45,0 (150,5cm från kant)	21,8	5,9

Mätpunkt 12:

Cirkulär kanal med diameter  $630\text{mm}$

Fritt avstånd innan mätplan  $3,15\text{m}$

Fritt avstånd efter mätplan  $1,26\text{m}$

Avstånd [cm]	Temperatur [grader]	Hastighet [m/s]
1A = 2,71	36,2	5,0
1B = 18,27	38,1	6,2
1C = 44,73	35,4	8,7
1D = 60,29	35,8	9,1
2A = 2,71	35,0	5,7



2B = 18,27	37,7	7,0
2C = 44,73	36,0	7,6
2D = 60,29	36,5	8,9