



Spillvärmeåtervinning på SWEP

Lea Manar Daabas

Examensarbete på Civ.ingenjörsnivå
Avdelningen för Energihushållning
Institutionen för Energivetenskaper
Lunds Tekniska Högskola | Lunds Universitet



Spillvärmeåtervinning på SWEP

Lea Manar Daabas

December 2015, Lund

Föreliggande examensarbete på civilingenjörsnivå har genomförts vid Avd. för Energihushållning, Inst för Energivetenskaper, Lunds Universitet - LTH samt vid Landskrona Energi AB i Landskrona.Handledare på Landskrona Energi AB: Ingvil Thorkelsson; handledare på LU-LTH: prof. Jurek Pyrko; examinator på LU-LTH: Patrick Lauenburg.

Projektet har genomförts i samarbete med SWEP International AB och Green Hub Landskrona.

Examensarbete på Civilingenjörsnivå

ISRN LUTMDN/TMHP-15/5358-SE

ISSN 0282-1990

© 2015 Lea Manar Daabas samt Energivetenskaper

Energihushållning

Institutionen för Energivetenskaper

Lunds Universitet - Lunds Tekniska Högskola

Box 118, 221 00 Lund

www.energy.lth.se

Sammanfattning

SWEP är en internationell tillverkare och leverantör av kompaktlöddade värmeväxlare och övriga lösningar inom värme och kyla. Företaget har som mål om att minska energianvändning med 20 % till år 2020. För att uppnå målet vill företaget tillvarata spillvärmen som släpps ur deras produktionsugnar.

Syftet med arbetet har varit att undersöka spillvärmens förutsättningar att användas för uppvärmning. Genom att utvärdera potentialen på spillvärmeflödena belystes det mest optimala avsättningsområdet för spillvärmen.

En kartläggning av spillvärmeflödenas temperaturer samt uppförande resulterade i två lämpliga avsättningsområden. Alternativen som undersöktes vidare var förvärmning av ventilationsluften med hjälp av ett spillvärmebatteri och förvärmning av tappvarmvatten med hjälp av en ackumulatortank. En viktig del av arbetet var kvantifiering av den brukbara energin i spillvärmen. Totalt utvärderades sju ugnar med två flöden var, en från normalkylningen respektive snabbkylningen. Andra delen av arbetet behandlar utvärderingen av spillvärmeflödena för att påvisa de som är mest lämpliga att tillgodose förslagen. Sektionen belyser även spillvärmeflödenas eventuella bidrag till systemet. Genom mätdata, observationer och uppskattningar har beräkningar utförts som redogör för den tillgängliga effekten i spillvärmeflödena. En ekonomisk analys har även genomförts som ger en grov uppskattning av förslagets lönsamhet.

Resultatet blev att spillvärmeflödena som lämpar sig bäst till förvärmning av ventilationsluften är från snabbkylningen av ugn 1 respektive ugn 2 samt normalkylningen av ugn 5 respektive ugn 7. Förvärmning av tappvarmvattenvolymen kräver flödena från snabbkylningen av ugn 1 respektive ugn 2. Det första alternativet kan värma upp ventilationsluften till den önskade tilluftstemperaturen. Tidsomfånget för detta beror på det enskilda flödet. Det andra alternativet förvärmer tappvarmvattnet till en temperatur på ca 30° C.

Konklusionen är att den optimala användningen för spillvärmen är förvärmning av inkommande ventilationsluft till lokalerna. Det nya systemet skulle kunna ersätta en stor del av den befintliga fjärrvärmemängden som går till ventilationssystemet. Förslaget är även mest ekonomiskt försvarbart.

Det vore av betydelse att undersöka spillvärmens förutsättningar att generera el. Utvecklingen av generatorer som drivs utav lågvärdig spillvärme har framskridit de senaste åren. Hur dessa generatorer tillämpas i detta fall hade varit ett givande uppslag. Två förslag avslogs i denna studie eftersom de inkluderade användningen av en värmepump. Att undersöka mängden el som skulle ha används för att genomföra förslagen hade varit en relevant studie.

Summary

SWEP is an international manufacturer and supplier of compact brazed heat exchangers and other solutions in heating and cooling. The company aims to reduce energy use by 20% by 2020. To achieve this goal the company wants to utilize the waste heat released from their production furnaces.

The purpose of the project was to investigate the possibility of the waste heat to be used for heating. Evaluating the potential of the waste heat flows highlighted the most optimal usage for the waste heat.

A description of the temperature and behavior of the waste heat flows resulted in two appropriate usages. Further examined options were preheating of air ventilation by the assistance of a waste heat battery and preheating of domestic hot water by using a storage tank. An important part of the project was the quantification of the usable energy in the waste heat. Seven furnaces were evaluated in total with two flows each, one from the soft cooling and one from the rapid cooling. The second part of the project deals with the evaluation of the waste heat flows to detect those that are most suitable to meet the suggestions. The section also highlights the waste heat flows possible contribution to the system. Calculations have been carried out, with the help of measurement data, observations and estimations, detailing the available effect in the waste heat flows. An economic analysis was also conducted to give a rough estimation of the suggestions profitability.

The result of the analysis shows that the waste heat flows that are best suited for preheating the ventilation air are from the rapid cooling of furnace 1 and furnace 2 and the soft cooling of oven 5 and oven 7. Pre-heating of the domestic hot water volume requires flows from the rapid cooling of oven 1 and oven 2. The first option can heat up the air to the desired temperature. The time depends on the individual waste heat flow. The second option preheats the domestic hot water to a temperature of about 30°C.

The conclusion is that the optimal use of the waste heat is preheating the ventilation air. The new system would replace a large part of the current amount of district heating that goes to the ventilation system. The alternative is also the most financially viable.

It would be applicable to investigate the potential of the waste heat to generate electricity. The development of generators that are driven by low-grade waste heat has progressed in recent years. The application of these generators in this case would have been a worthwhile idea. Two suggestions were rejected in this study because they included the use of a heat pump. An evaluation of the amount of electricity that would've been used to implement the suggestions would've been a relevant study.

Förord

Detta examensarbete har utförts som avslutning på mina studier på civilingenjörsprogrammet i elektroteknik vid Lunds Tekniska Högskola. Examensarbetet har genomförts vid Avdelning för Energihushållning vid Institutionen för Energivetenskaper och varit förlagt på Green Hub Landskrona på uppdrag av SWEP International AB.

Jag vill först och främst tacka Ingvi Thorkelson, min handledare på Landskrona energi, för vägledning och uppmuntran och Jurek Pyrko, min handledare på institutionen, för stöd och bra feedback genom arbetets gång. Jag vill i synnerhet rikta ett stort tack till Kristofer Haglund, Lennart Andersson och Helene Persson på SWEP för hjälp med att införskaffa mätdata och information och för att outtröttligt ha besvarat alla mina frågor. Jag vill även tacka alla på SWEP för vänligt bemötande.

Slutligen vill jag sända ett tack till Maria Navasa, vid Avdelning för Värmeöverföring, LTH, för att ha bidragit stort till ökad förståelse av studiens problematik.

Lea Manar Daabas

Lund, December 2015

Innehållsförteckning

1. Inledning	7
1.1 Bakgrund.....	7
1.2 Tidigare forskning	7
1.3 Syfte	7
1.4 Avgränsning.....	8
1.5 Metod	8
2. Teori	9
2.1 Spillvärme och dess kvalitet	9
2.2 Beräkningar.....	10
3. Fallstudie	12
3.1 Företagsbeskrivning	12
3.2 Vakuumugnarnas lödningsprocess	12
3.3 Fjärrvärmebehov.....	13
3.4 Anläggning.....	16
3.4.1 Uppvärmning.....	16
3.4.2 Kylsystem	18
3.5 Spillvärmens under ett dygn	18
4. Resultat	21
4.1 Avsättningsområden	21
4.1.1 Förslag 1- Förvärmning av ventilationsluft	21
4.1.2 Förslag 2- Förvärmning av tappvarmvatten	22
4.1.3 Förslag 3- Täcka värmebehovet under sommartid	22
4.1.4 Förslag 4- Uppvärmning av aerotemperar.....	23
4.1.5 Slutsats om förslag 1-4.....	24
4.2 Värmebehov.....	25
4.2.1 Ventilationsbehov	25
4.2.2 Tappvarmvattenbehov.....	29
4.3 Analys.....	31
4.3.1 Förvärmning av ventilationsluft	31
4.3.2 Förvärmning av tappvarmvatten	39
4.4 Ekonomisk analys.....	43
4.4.1 Förslag 1- Ekonomisk kalkyl	43
4.4.2 Förslag 1- Ekonomisk kalkyl	44

5. Diskussion	46
6. Slutsats	48
Referenser	
Bilagor	

Termer och begrepp

Entalpi	Energien som frigörs eller absorberas vid en reaktion.
Gradtimmar	Det specifika värmeenergiebehovet för en bestämd geografisk plats (Jensen 2001).
Gränstemperatur	Den utomhustemperatur under vilken byggnaden måste tillföras värme för att kunna hålla önskad inomhustemperatur (Jensen 2001).
Normalårstemperatur	Utetemperaturens års medianvärde under ett år (Jensen 2001).
Korrektionsfaktor	Skillnaden i lutning för två temperaturlinjer (Jensen 2001).
VVX	Värmeväxlare
T_i	Innetemperaturen
T_t	Tilluftstemperaturen
T_f	Frånluftstemperaturen
$T_{\hat{a}}$	Temperaturen på ventilationsluften efter att den har passerat värmeåtervinningsaggregatet men innan det har passerat eftervärmaren.
$T_{\hat{a}2}$	Temperaturen på ventilationsluften efter att den har passerat spillvärmebatteriet.
T_u	Temperaturen på uteluften.
T_a	Temperaturen på avluften

1. Inledning

1.1 Bakgrund

Jordens klimat är en av vår tids viktigaste frågor. Den höga energianvändningen har satt sina spår på jorden och åtskilliga länder har börjat vidta handling för att reducera sin miljöpåverkan. Sverige har målet att effektivisera sin energianvändning med 20 % till år 2020. Industrisektorn står för 38 % av den totala energianvändningen. För att minska industrisektorns belastning på miljön har diverse energieffektiviseringslösningar utvecklats (Energimyndigheten 2015). SWEP är ett företag som är i behov att implementera energieffektiviserings åtgärder för att ta tillvara på spillvärmen som släpps ur deras produktionsugnar.

1.2 Tidigare forskning

Den energiintensiva industrin svarar för ungefär 75 % av den totala energianvändningen inom svensk industrisektor. Energimyndigheten införde år 2005 ett program för att minska energianvändningen i energiintensiv industri. Programmet är ett styrmedel som uppmuntrar energiintensiv industri att genomföra energieffektiviseringsåtgärder (IVA 2013). En av åtgärderna i programmet var tillvaratagande av spillvärme. Genom att internt utnyttja spillvärmen lyckades företag öka den egna energiproduktionen. Industrier vars verksamhet inkluderar användning av produktionsugnar faller inom ramen av energiintensiv industri. Processerna inom industrin ger upphov till stora mängder spillvärme med olika kvalitéer. Samtidigt finns behov av värme i processer av skilda slag samt för uppvärmning av lokaler och tappvarmvatten (Svensk fjärrvärme AB 2009b).

1.3 Syfte och mål

Målsättningen är att belysa spillvärmepotentialen hos SWEP samt granska potentiella lösningar. Genom att tillvarata spillvärmen från ugnprocesserna på ett effektivt sätt önskar SWEP minska sina fjärrvärmekostnader.

Syftet är indelat i tre delsyften:

- Utredda möjligheterna att tillvarata spillvärmen från ugnprocesserna för uppvärmning.
- Utvärdera potentialen på befintliga spillvärmeflöden.
- Identifiera det mest optimala förslaget för återvinning av spillvärmen.

1.3 Avgränsningar

Arbetet inkluderar inte byggnadens värmebalans varför värmebalansräkningar har inte gjorts. Värme och ventilationsförluster har exkluderats från arbetet. Arbetet innefattar inte lokal D som har ett separat fjärrvärmesystem. Studien tar inte hänsyn till elkostnaderna som uppkommer i de ekonomiska beräkningarna. Mätvärden erhöles inte för ugn 2 (NK) och därmed har flödet inte tagits med i studien. För enkelhetens skull benämns kylsystem 6 som kylsystem 4 i studien. Ugn 3 är ur bruk och behandlas därmed inte i rapporten.

1.4 Metod

SWEP-anläggningen studerades genom enskilda observationer samt samtal med berörd personal. Allt som rör produktionsugnarna klargjordes i samband

med ett möte med en av ingenjörerna på SWEP. Kylsystemen studerades utifrån ritningar tillhandahållna av SWEP. Litteraturstudier genomfördes också för att öka förståelsen för väsentliga områden inom ämnet.

Efter att ha studerat spillvärmens uppförande samt temperatur bildades lämpliga avsättningsområden för att tillvarata spillvärmen. Avsaknaden av viss data medförde att lämpliga uppskattningar genomfördes för de olika förslagen. Utifrån dessa uppskattningar samt mätvärdena som erhöles av SWEP beräknades den tillgängliga effekten i spillvärmeflödena för de olika förslagen.

All mätdata som användes i detta arbete erhöles från SWEP. För varje spillvärmeflöde erhöles ett värde på flöde och tryck. Däremot erhöles minutvisa temperaturvärden för spillvärmeflödena för en period av 14 dagar, mellan 20 april och 3 maj 2015.

Samtliga beräkningar genomfördes i beräkningsprogrammet Excel.

Arbetet avslutas med en utvärdering av förslagen med avseende på faktorer som mängden brukbar energi, investeringskostnad samt spillvärmens bidrag till systemet som helhet.

2. Teori

Inledningsvis ges en generell beskrivning av vad spillvärme är och lämpliga avsättningsområden beroende på dess kvalitet. Därefter redovisas beräkningsmetoderna som användes för att erhålla den tillgängliga effekten i spillvärmeflödena.

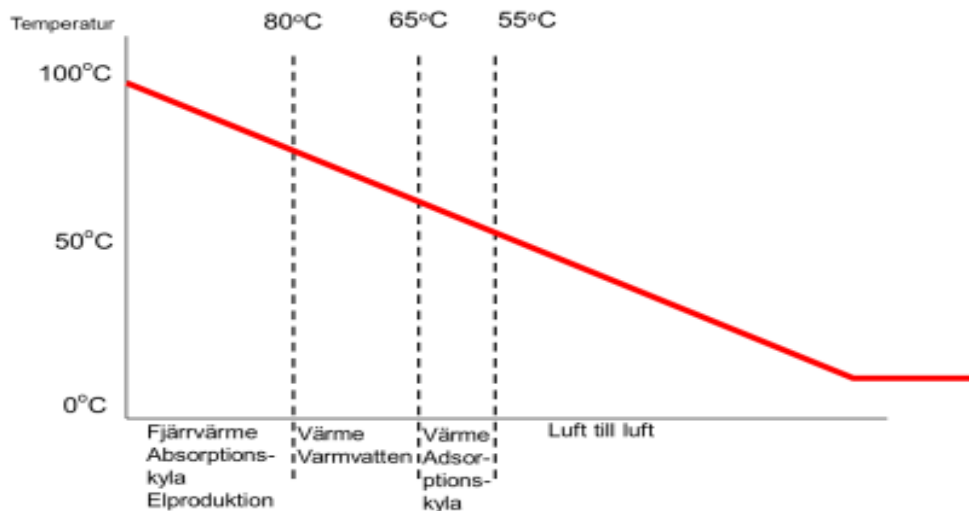
2.1 Spillvärme och dess kvalitet

Industriprocesser ger upphov till spillvärme med varierande egenskaper. Det finns olika faktorer att beakta vid bestämmandet av det optimala användningsområdet. Enligt Thekdi och Belt (2011) som har gjort en studie kring spillvärmereduktion och återvinningsalternativ för metallindustrin måste följande faktorer fastläggas:

- Tillgänglighet
- Temperatur och eventuell tidsvariation
- Flödes hastighet och eventuell variation
- Tryck
- Ämnesinnehåll

Om spillvärmens tillförsel är cyklisk eller oregelbunden kan det innebära begränsningar. Regelbunden leverans av spillvärme eftersträvas. Flödes hastigheten och temperaturen är två faktorer som påverkar spillvärmens effektinnehåll. Trycket på spillvärmerna är avgörande för den tekniska lösningen som implementeras för att kunna ta tillvara på spillvärmerna. För att utforma en driftsäker och optimal teknisk utrustning måste man vara medveten om ämnesinnehållet i värmebäraren som kan medföra problem. På så sätt kan utrustningen anpassas därefter (Thekdi och Belt 2011).

Temperaturen på spillvärmerna är faktorn som avgör värderingen av kvalitén. Hög temperatur eftersträvas av industrin då det reducerar begränsningarna för återvinning. Svensson (2011) redogör att spillvärme har diverse lämpliga avsättningsområden beroende på dess kvalitet.



Figur 1. Avsättningsområden för spillvärme beroende på temperatur (Svensson 2011).

Ur Figur 1 framgår det att lågkvalitativ spillvärme lämpar sig för lokaluppvärmning. Medan högkvalitativ spillvärme har fler avsättningsmöjlighet och kan exempelvis matas ut i fjärrvärmenäten.

I fallen då spillvärme ska användas för uppvärmning är det även viktigt att identifiera storleken på värmebehovet i förhållande till tillgänglig spillvärme. Värmebehovet och effekten på spillvärmen måste överensstämja för att användningen av spillvärme ska anses vara lyckad. Värmesystem med stor volym kan utnyttja all tillgänglig spillvärme som erhålls från processerna. Resultatet blir att användandet av nuvarande prima energi, exempelvis fjärrvärme eller el, reduceras då spillvärmen täcker en del av värmebehovet (Svensson 2011).

2.2 Beräkningar

Tillgänglig effekt som finns i respektive spillvärmeflöde beräknas enligt Ekvation 1 (Mörstedt och Hellsten 1999):

$$Q_{spillvärme} = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (1)$$

där:

$Q_{spillvärme}$ = Effekt [kW]

\dot{m} = Massflöde [kg/s], se Bilaga 3

c_p = Specifik värmekapacitet [kJ/kg*K], är 4,18 kJ/kg*K för vatten.

ΔT = Temperaturdifferensen mellan ingående och- utgående flöden.

Temperaturen på ingående spillvärmeflöde är känd. Temperaturen på utgående spillvärmeflöde måste beräknas då den beror på systemet som upptar energin från spillvärmeflödet. Förändringar i entalpi kommer användas för att beräkna den okända temperaturen. Linjär interpolation användes för att beräkna entalpivärdet h_1 , detta är värmeinnehållet på inkommande kylvatten.

Entalpivärdet h_2 kunde sedan beräknas enligt sambandet som ges av Ekvation 2 (Navasa 2015):

$$\dot{m}_{s1} * h_{s1} + \dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_{s2} * h_{s2} + \dot{m}_2 * h_2 - Q_{ut} \quad (2)$$

där:

\dot{m}_{s1} = massflödet för inkommande medium i systemet [kg/s]

h_{s1} = entalpivärdet för inkommande medium i systemet [kJ/kg]

\dot{m}_1 = massflöde för inkommande kylvatten [kg/s]

h_1 = entalpivärdet för inkommande kylvatten [kJ/kg]

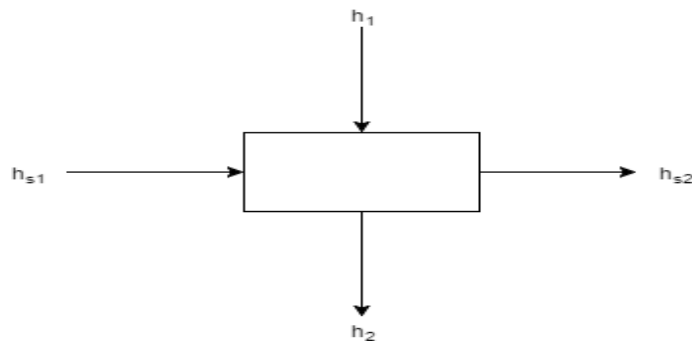
\dot{m}_{s2} = massflödet för utgående medium i systemet [kg/s]

h_{s2} = entalpivärdet för utgående medium i systemet [kJ/kg]

\dot{m}_2 = massflödet för utgående kylvatten [kg/s]

h_2 = entalpivärdet för utgående kylvatten [kJ/kg]

Q_{ut} = Värmebatteriets förluster, Förlustfaktor * $\dot{m}_s * (h_{s1} - h_{s2})$



Figur 2. Entalpiförhållanden i ett system.

Utgående temperatur på kylvattnet beräknades, med hjälp av h_2 , genom linjär interpolation. Samtliga entalpivärden erhöles från Cengel och Boles (2011).

3. Fallstudie

Den inledande delen av fallstudien ger en kort beskrivning av företaget SWEP. En övergripande beskrivning av vakuummugnarnas lödningsprocess redogör för hur spillvärmeflödena uppstår. För att belysa företagets nuvarande värmebehov redovisas den årliga fjärrvärmeanvändningen. Sektionen ger en beskrivning över anläggningen samt en detaljerad beskrivning över fastighetens uppvärmnings -och kylsystem. Slutligen inleds kartläggning av spillvärmeflödena med en illustration av temperaturvariationerna under en dag.

3.1 Företagsbeskrivning

SWEP bildades 1983 och var ett av de första företagen att lansera kompaktlödda värmeväxlare. Idag har företaget expanderat och erbjuder även övriga tjänster inom luftkonditionering, kyla, värme, fjärrvärme och industriapplikationer. Arbetet behandlar anläggningen som är belägen i Landskrona. SWEP har målet att minska energianvändningen med 20 % till år 2020. Trots att företaget är månt om att lämna efter sig ett minimalt miljöavtryck finns det ytterligare energieffektiviseringsåtgärder som kan genomföras för att komma närmare målet. En stor del av företagets verksamhet innefattar vakuummugnar som ger ifrån sig stora mängder spillvärme. Tillvaratagande av denna outnyttjade spillvärme är en energieffektivisering som ännu inte har implementerats [SWEP 2015].

3.2 Vakuummugnarnas lödningsprocess

Värmeväxlarna tillverkas genom att lödas i en vakuum-ugn. Stålplattor staplas på varandra med filter av koppar som lodmaterial. Lödningsprocessen varar i 6-12 timmar och kan uppdelas i 6 steg, se Figur 3.

Steg 1: Förvärmning

Innan förvärmningen börjar har luften i ugnen pumpats ut för att avlägsna syret och få ett vakuumtillstånd. I syfte att få en så ren slutprodukt som möjligt sker en utgasning av restprodukter som exempelvis olja samt att ytans oxidskikt avlägsnas. Detta medför en liten ökning av trycket. De stackade plattorna förvärms till en temperatur på 1 000 °C.

Steg 2: Uppehållstid (Holding time)

Temperaturen hålls konstant under en tid för att reducera destruktiva temperaturgradienter i hela konstruktionen. I detta stadie stabiliserar sig även trycket och hålls konstant genom resterande steg.

Steg 3: Uppvärmning

Uppvärmningen återtas och en lödningstemperatur på 1 200 °C nås. Detta medför det optimala kapillärflödet av lodmaterialet.

Steg 4: Lötning

Lodmaterialet har en lägre smältpunkt än grundmaterialet. Under detta stadie hålls temperaturen konstant efter uppvärmningsfasen. Den höga temperaturen medför att lodmaterialet smälter medan plattorna förblir i fast form. Det smälta lodet tränger in i fogspalten med hjälp av kapillärkraften och sammanfogar plattornas kontaktpunkter. Det finns ett antal riskfaktorer man bör ha i beaktning under denna fas. Det är viktigt att det avsedda tidsintervallet inte fördröjs då det finns en risk att lodmaterialet övergår till gas form. Detta resulterar i dålig sammanfogning och därmed sämre hållfasthet och kvalitet. Det är även viktigt att en jämn temperatur bibehålls genom processen. En ojämn temperatur kan medföra en otillräcklig genomträngning av lodmaterialet. Vid så höga temperaturer sker en snabb tillväxt av kristallkornstorleken. För att slutprodukten ska ha en optimal hållfasthet måste detta förhindras.

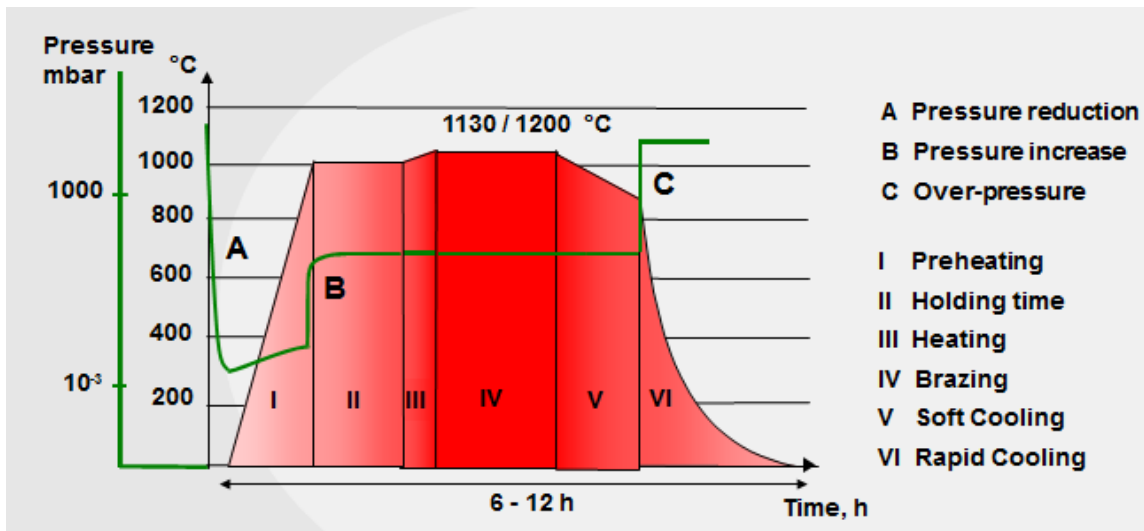
Kylningsprocessen genomförs i två steg.

Steg 5: Normal kylning

I detta stadie påbörjas en lugn vakuumkylning som medför att ugnen genomgår ett litet temperaturfall. Kallt vatten strömmar genom ugnens första kylkanal vilket leder till att lasten svalnar i en långsam takt tills lodmaterialet stelnar. Det uppvärmda vattnet transporteras sedan vidare till ett kyltorn. Syftet med detta steg är att undvika värmesprickor och öka styrkan på produkten.

Steg 6: Snabb kylning

Ugnen fylls med kvävgas som cirkulerar och kyler lasten med hjälp av en fläkt. Kallt vatten strömmar genom ugnens andra kylkanal och absorberar värmen från gasen. Det uppvärmda vattnet lämnar ugnen och transporteras sedan vidare till ett kyltorn. En snabbkylning är nödvändig för att slutprodukten ska bli rostfri. Den reducerar möjligheten för luft att reagera med materialet. Snabbkylningsfasen medför även att lasten kommer ner i en temperatur som inte skadar eller vållar olägenhet för personalen.



Figur 3. Lödningsprocessens olika steg (SWEP 2015).

En förkortad benämning kommer att användas härnäst för att hänvisa till kylvattnen från normal – respektive snabbkylningen, ugn (NK) och ugn (SK). Avsedd ugn kommer även inkluderas i benämningen.

3.3 Fjärrvärmebehov

Landskrona Energi levererar fjärrvärme till SWEP. Hela fastigheten använder ett gemensamt fjärrvärmesystem som är verksamt året runt. Landskrona Energi har ett prissättningssystem som bygger på en effektdel och en energidel med tre säsongspriser, se Figur 4 och Figur 5 (Landskrona Energi u.å.).

Säsong	Pris öre/kWh
Vår/höst (april-maj, sept-okt)	25,1
Sommar (juni-aug)	9,0
Vinter (nov-mars)	48,2

	Kr/m ³
Flödesavgift	0

Figur 4. Landskrona Energis säsongspriser (Landskrona Energi u.å.)

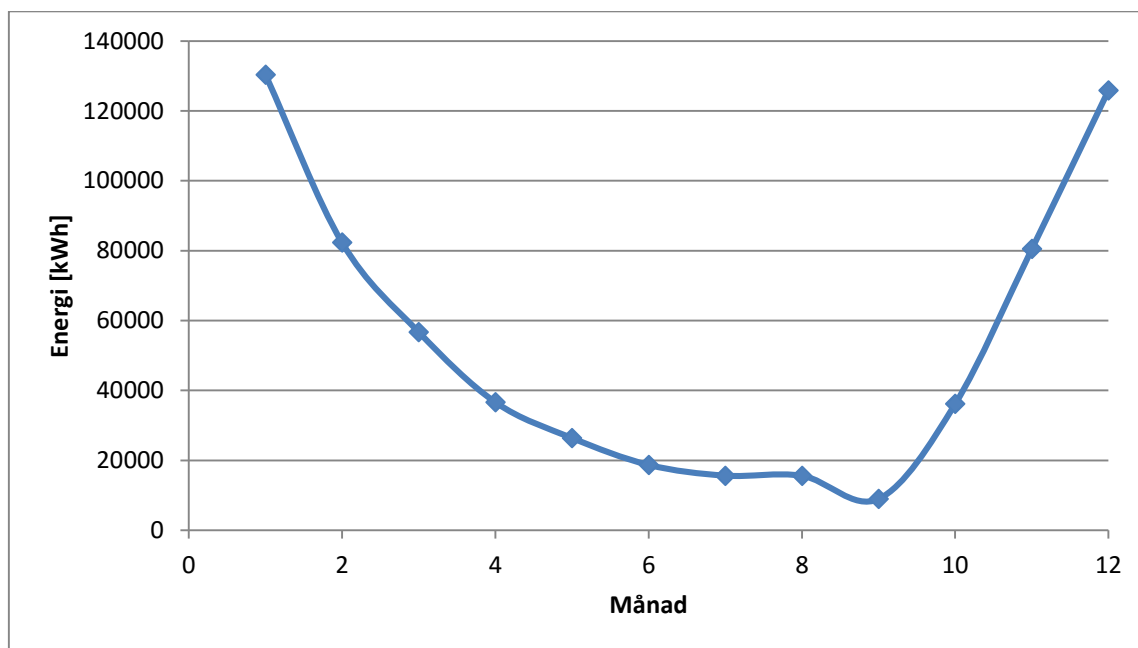
Ur figuren framgår det att sommarsäsongen har lägst energipris följt av vår/höst säsongen. Vintersäsongens energipris beror på det höga värmebehovet som uppstår under denna period.

Abonnerad effekt kW ¹⁾	Grundpris kr/år	Pris kr/kWh
15 - 60	0	730
61 - 175	7 139	601
176 - 1400	25 546	493
1401 -	113 316	430

Figur 5. Landskrona Energis dygnsmedeleffekt (dygnsförbrukning/24 h) (Landskrona Energi u.å.)

Den årliga förbrukningen av fjärrvärme för SWEP beräknades till 633 540 kWh. Den abonnerade effekten beräknades till ca 72 kW vilket innebär att det årliga grundpriset är 7139 kr och priset per kW är 601 kr, se Figur 5. Detta ger att effektdelens årskostnad är ungefär 50 604 kr. Den årliga energidelen beräknades till 260 884 kr med hjälp av säsongspriserna som framgår av Figur 4. Det årliga fjärrvärmepriset för SWEP är därmed 311 488 kr.

Det månatliga fjärrvärmebehovet som användes av SWEP år 2014 framgår av Figur 6.



Figur 6. Fjärrvärmebehov för SWEP under år 2014.

3.4 Anläggning

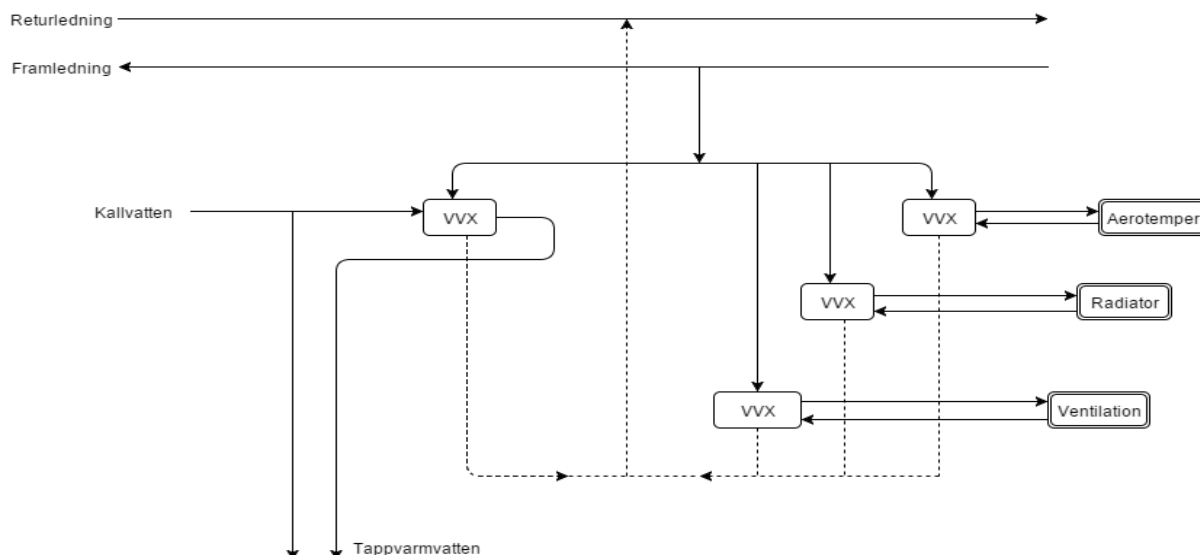
Fastigheten är uppdelad i 5 kontorslokaler, 7 verkstadslokaler, 2 omklädningsrum och en matsal.



Figur 7. Bild på fastigheten. Gula markeringar representerar ventilationsrummen. Resterande markeringar representerar placering av ugnarna. Ugn 1-Grön, Ugn 2-Lila, Ugn 4-Brun, Ugn 5-Rosa, Ugn 6-Blå, Ugn 7-Grå och Ugn 8-Orange (Google Maps 2015).

3.4.1 Uppvärmning

Verkstadslokaler och kontorslokaler på SWEP värms med fjärrvärme, levererat av Landskrona Energi. Den inkommande fjärrvärmen värmes i pannrummet med det inkommande kallvattnet, men även med det interna värmesystemet som består av radiatorer, aerotempar och ventilation, se Figur 8.



Figur 8. Värmesystemets utformning

Verkstadslokaler

SWEP har sju verkstadslokaler (BL, BH, AB, A, A-0, A-1 och A-2) se Bilaga 1. De första produktionslokalerna byggdes 1973 sedan har ytterligare utbyggnationer genomförts med några års mellanrum. Pannrummet är beläget i BL och därifrån distribueras fjärrvärmen till resterande lokaler. Verkstadslokalerna tillförs värme genom tre olika källor. Den primära värmekällan består av aerotemperar. En aerotemper är en luftvärmväxlare som bygger på att en fläkt flyttar runt luften så att all luft blir uppvärmd. Det finns sammanlagt 18 fjärrvärmedrivna aerotemperar i hela byggnaden. De är anslutna via ett gemensamt rörledningsnät till pannrummet. I pannrummet sker en värmväxling med fjärrvärmenätet. Storlek och effekt på aerotemperarna varierar beroende på lokalens värmebehov.

Den sekundära värmekällan utgörs av tilluftsaggregat som förser lokalerna med tilluft. Inkommande luft passerar en värmväxlare innan den inträder byggnaden. Genom att låta ingående uteluft växlas med frånluften sker en värmeåtervinningsprocess där energin i utflödet överförs till inflödet.

Den sista värmekällan tilldelas ugnarna som under den heta processen avger värme till omgivningen.

Kontorslokaler

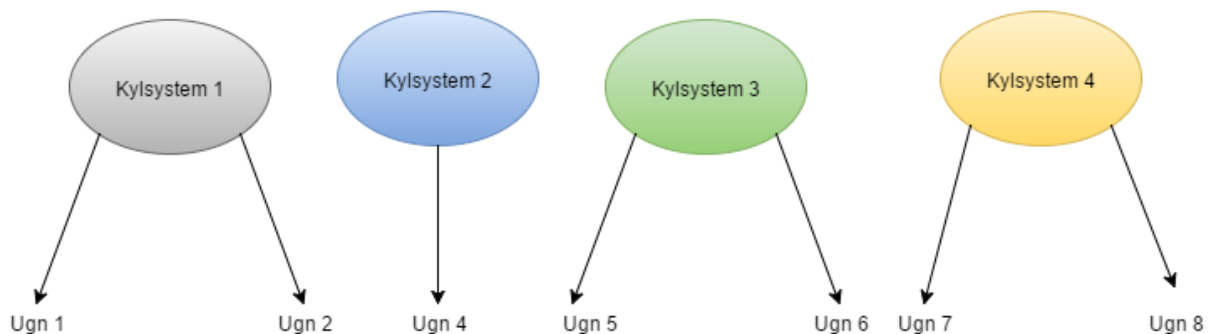
Fastigheten har 5 kontorslokaler (BK, C, E, BH-K och A-1-K), se Bilaga 1. Kontorslokalerna använder sig av ett eget värmesystem. Den primära uppvärmningskällan utgörs av radiatorer placerade runt om i kontorsrummen på företaget. Värmesystemet består av ett slutet system där vatten värmväxlas i pannrummet för att sedan distribueras till de olika radiatorerna.

Den sekundära värmekällan består av tilluftsaggregaten som är gemensamma för både kontors- och verkstadslokalerna. Byggnaden har sex tilluftsaggregat placerade i fyra ventilationsrum.

3.4.2 Kylsystem

Ugnarna kyls av flera skäl men främst för slutproduktens kvalitet och för att kunna få ut lasten ur ugnen. Samtliga åtta ugnar är vattenkylda och har ett cirkulerande vattensystem som kyler lasten. Det finns 4 separata kylsystem, se Figur 9. Kylsystem 1 förser ugn 1 och ugn 2 med vatten, kylsystem 2 är kopplat till ugn 4, kylsystem 3 till ugn 5 och ugn 6 och slutligen kylsystem 4 till ugn 7 och ugn 8.

Kylsystemen byggdes med några års mellanrum, vilket innebär att deras konstruktion skiljer sig åt. Den mest väsentliga skillnaden mellan kylsystemen är utformningen på kyltornet samt vattentanken. Kylsystem 1 och 2 har ett slutet kyltorn med en mindre intern öppen kylkrets. Kylsystem 3 och 4 har ett öppet kyltorn. Varje kylsystem har varsin vattentank som består av en kall och en varm sida. Vatten från den kalla sidan av vattentanken strömmar in i ugnen och kyler ner lasten genom att absorbera värmen. Det uppvärmda vattnet transporteras sedan till den varma sidan av vattentanken för att sedan föras vidare till kyltornet. I kyltornet sker en avdunstningsprocess vilket innebär att en del av det varma vattnet förångas och måste ersättas. Detta medför att kallt vatten flödar ut ur kyltornet. Det kalla vattnet transporteras återigen till den kalla delen av vattentanken. Kylvattentanken genomspolas kontinuerligt med kvävgas för att garantera att den kalla temperaturen bibehålls. För en mer detaljerad beskrivning av kylsystemen, se Bilaga 2.

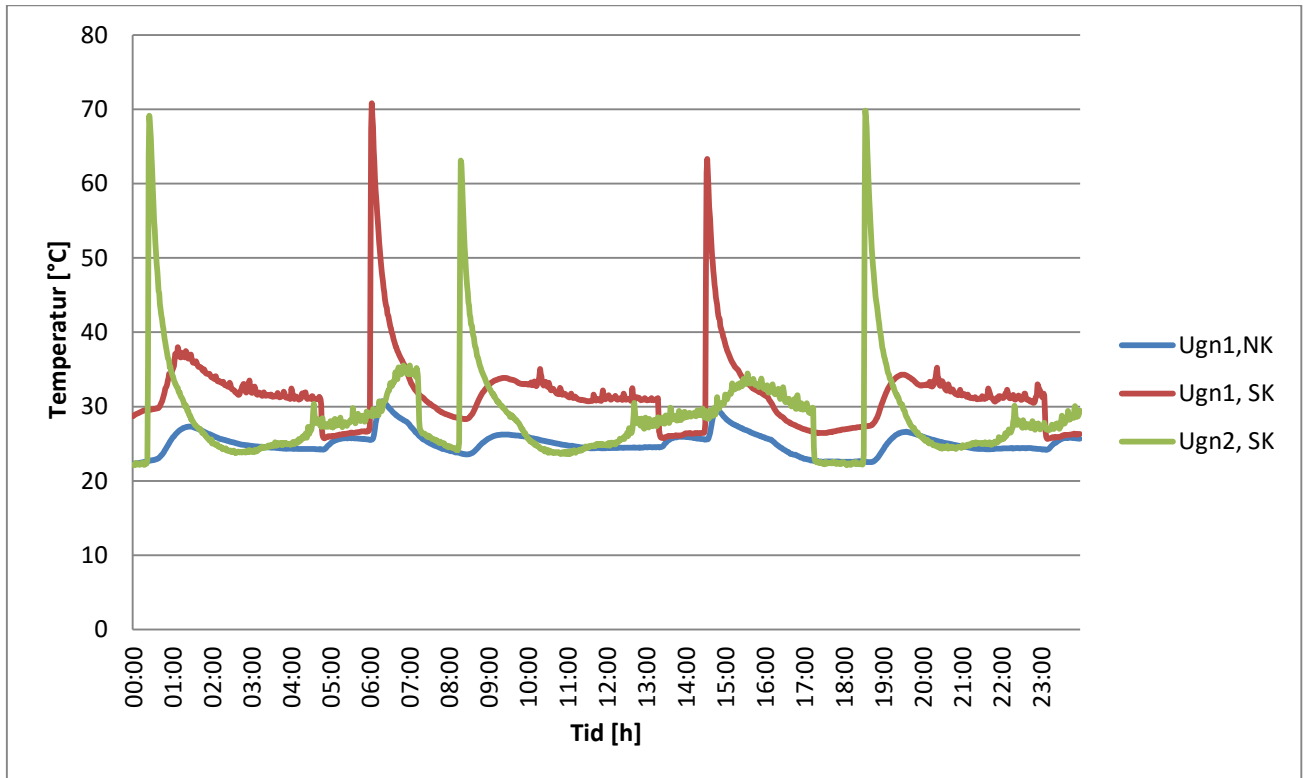


Figur 9. Samtliga kylsystem med tillhörande ugnar.

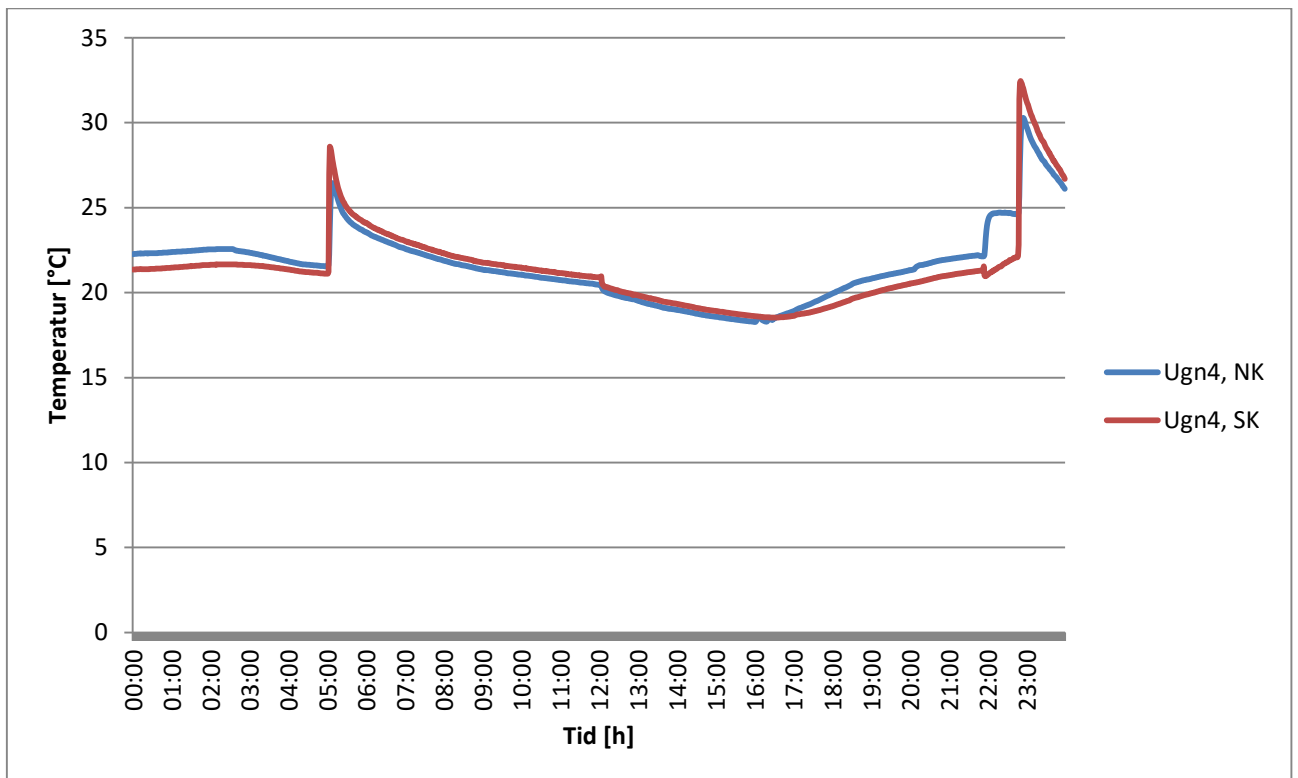
3.5 Spillvärmens under ett dygn

Temperaturförändringarna under ett dygn för kylvattnet från ugnarna visas i Figur 10 till 13. Kylvattnets temperaturhöjningar beror på den kvicka temperatursänkningen som sker i ugnarna under snabbkyllningen. Ugnarna går i cyklar som varar mellan 8-24 timmar. Ugnarna är i drift dygnet runt och när en cykel avslutas töms ugnen och en ny cykel påbörjas.

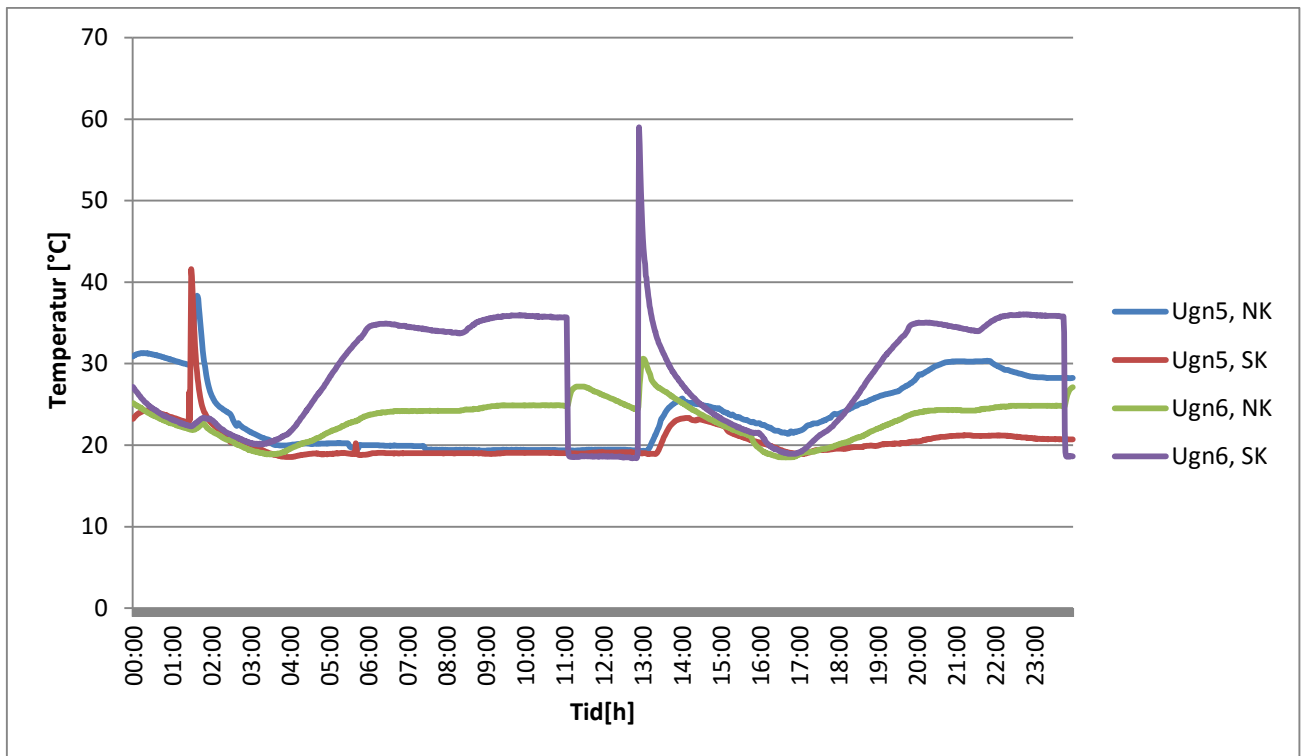
Eftersom varje cykel är unik medför detta att temperaturhöjningarna blir diskontinuerliga. Topparna är hastiga och varar bara i några minuter innan temperaturen sakta börjar avta.



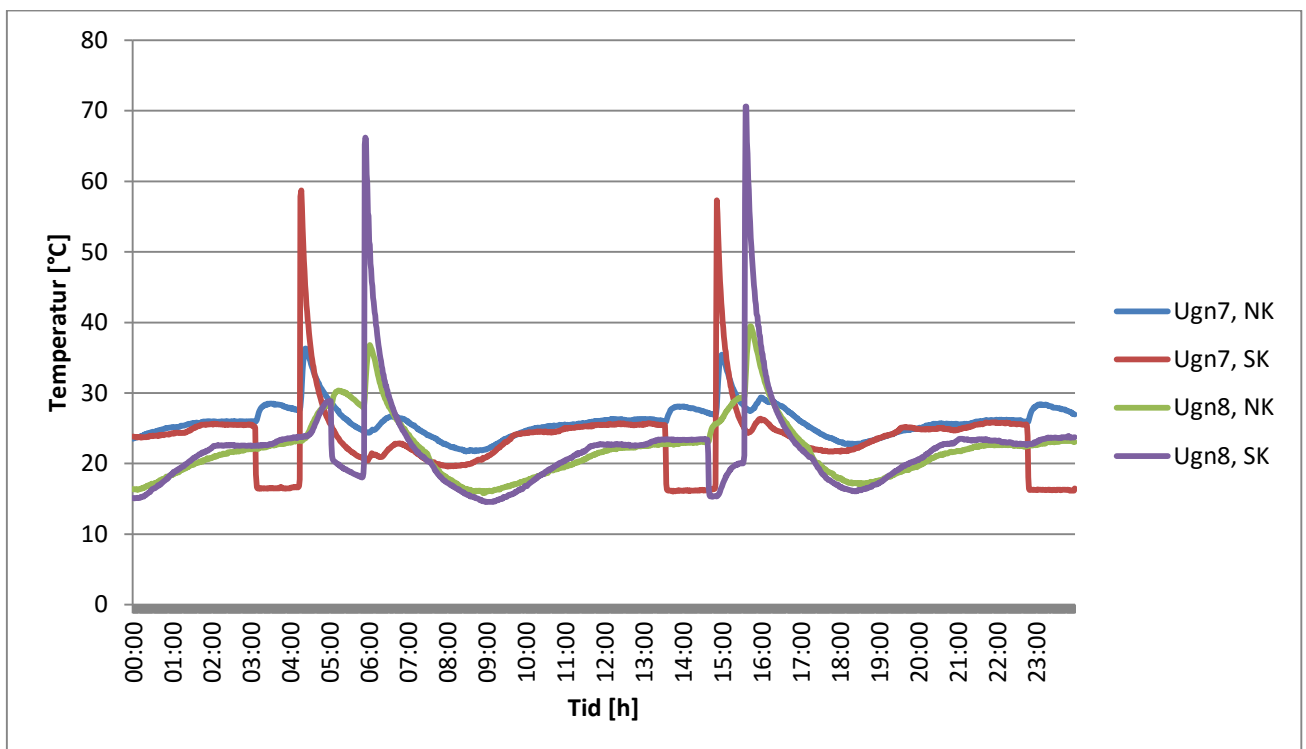
Figur 10. Kylsystem 1, Kylvattnens temperatur under en dag.



Figur 11. Kylsystem 2, Kylvattnens temperatur under en dag.



Figur 12. Kylsystem 3, Kylvattnets temperatur under en dag.



Figur 13. Kylsystem 4, Kylvattnets temperatur under en dag.

4. Resultat

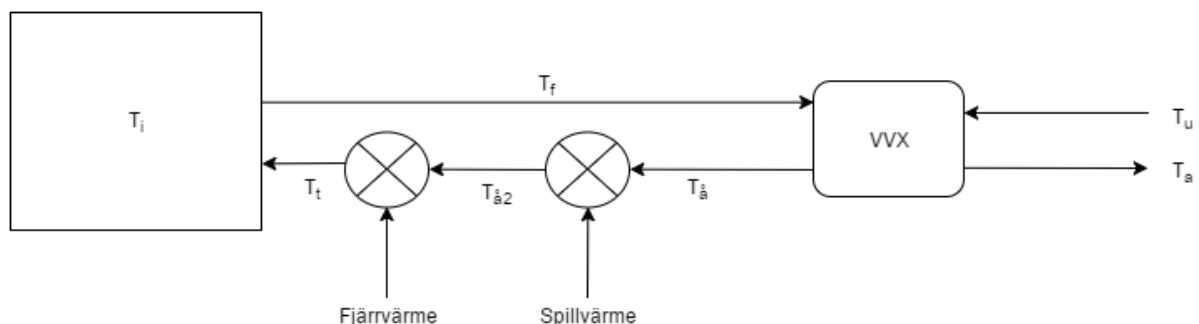
Resultatdelens första avsnitt redovisar möjliga förslag på återvinning av spillvärmeflödena. Alternativen som utsågs lämpliga att utvecklas vidare utreds ytterligare genom beräkning av deras respektive värmebehov. En analys av spillvärmeflödena redogör de mest optimala, för respektive förslag, med avseende på faktorer som tillgänglig effekt och placering. Slutligen beräknas de ekonomiska vinsterna för alternativen.

4.1 Avsättningsområden

Värmebehovet varierar med tiden. Därför är det viktigt att identifiera var värmen gör mest nytta. Fyra förslag ansågs vara lämpliga. Efter en inledande analys utvecklades två av dem vidare.

4.1.1 Förslag 1- Förvärmning av ventilationsluften

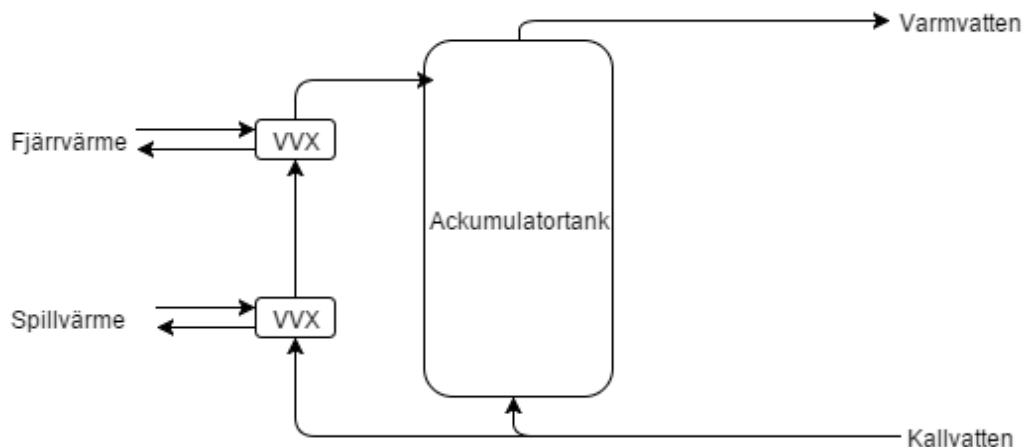
Fastigheten som helhet har ett stort värmebehov. Produktionen sker dygnet runt vilket innebär att uppvärmningsbehovet av ventilationsluften alltid föreligger. Med undantag av vissa timmar under sommarårstiden då utetemperaturen är tillräckligt hög och uppvärmning av ventilationsluften blir överflödigt. Sammanlagt finns det 6 ventilationsaggregat placerade i 4 rum. Varje ventilationsaggregat förser en lokal med luft. I dagsläget värms ventilationsluften upp med hjälp av ett fjärrvärmebatteri. Tillförseln av fjärrvärme kan ersättas med spillvärme genom att placera ett värmebatteri som drivs av spillvärme före fjärrvärmebatteriet, se Figur 14. Behovet av fjärrvärme minskar då spillvärmebatteriet blir den första uppvärmningskällan. Ett spillvärmebatteri har en verkningsgrad på ca 80 %. Temperaturhöjningarna i kylvattnet kräver att en trevägsventil installeras för att förhindra att luften överhettas. Åtgärden innebär att de höga temperaturerna inte utnyttjas. Dock används de mer frekventa temperaturerna hos kylvattnet i detta fall.



Figur 14. Förenklad skiss av förslag 1.

4.1.2 Förslag 2- Förvärmning av tappvarmvattnet

Behovet att värma upp duschvatten finns under hela året. Energin i kylvattnet är inte tillräcklig för att värma duschvatten till brukbar temperatur. Men genom förvärmning reduceras behovet av fjärrvärme och därmed kostnaden. Förslaget kan implementeras med hjälp av en ackumulatortank, se Figur 15. Fördelen med förslaget är att det finns möjlighet att utnyttja spillvärmen under alla årets månader. En annan fördel är att kylvattnets temperaturvariationer utnyttjas till fullo i ett ackumulatorsystem. Eftersom de höga temperaturerna i kylvattnet endast varar under en kort tid måste ackumulatortanken ha en ytterligare värmekälla som höjer med en ackumulatortemperatur till 60 grader. En värmekälla som alltid säkrar att tanken har rätt ackumulatortemperatur är nödvändig för att förhindra förekomst och tillväxt av legionellabakterier i vattnet (Boverket 2014). Värmeenergin i kylvattnet är tillräcklig för att förvärma stora volymer duschvatten. Behovet är dock begränsat till vissa tider på dygnet. Av denna anledning sker inte en konstant användning av värmeenergin.



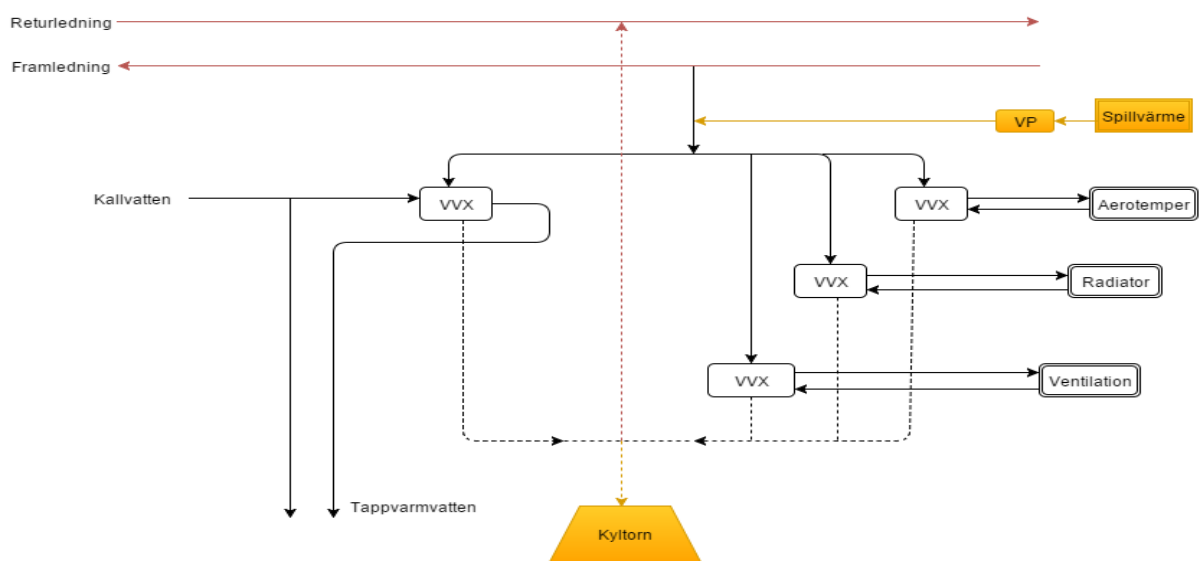
Figur 15: Förenklad skiss av förslag 2.

4.1.3 Förslag 3-Värmepump som täcker hela uppvärmningsbehovet under sommartiden

Uppvärmning av lokalerna sker med aerotemperar, radiatorer och ventilationsaggregat. Fjärrvärmens som försörjer alla uppvärmningssystem utgår från pannrummet och har en temperatur på 63 grader. För att spillvärmen ska täcka hela värmebehovet måste den ha en temperatur som inte underskrider 63 grader. För att åstadkomma detta används en värmepump, se Figur 16. Fördelen med en värmepump är den höga totala systemverkningsgraden som medför att spillvärmen utsätts för mindre förluster. Dock finns det en del faktorer att beakta med denna lösning. Kylvattnet kommer från olika ugnar och därmed har varsitt specifika flöde. Den tillgängliga temperaturen är varken kontinuerlig eller förutsägbar.

En värmepump arbetar inte optimalt under dessa förhållanden (Thekdi och Belt 2011). Landskrona energi har generellt låga fjärrvärmekostnader (Svensk Fjärrvärme u.å.). Att införskaffa en värmepump innebär att SWEP blir tvungna att byta fjärrvärmekostnaderna mot elkostnader som är betydligt högre (Landskrona energi 2015).

Åtgärden innebär att spillvärmen täcker hela värmebehovet under sommartiden då fjärrvärmeanvändningen är som lägst. För att åstadkomma detta måste fjärrvärmeförsörjningen stängas av från pannrummet och spillvärmen ta över tillförseln av energi, se Figur 16. Åtgärden undersöktes inte vidare då det snabbt framkom att fjärrvärmepriserna under sommaren i Landskrona är väldigt låga. Ur en ekonomisk synvinkel är det inte lönsamt att utgå från en åtgärd som använder spillvärmen när energibehovet samt energipriset är som lägst, se Figur 4 och Figur 5.



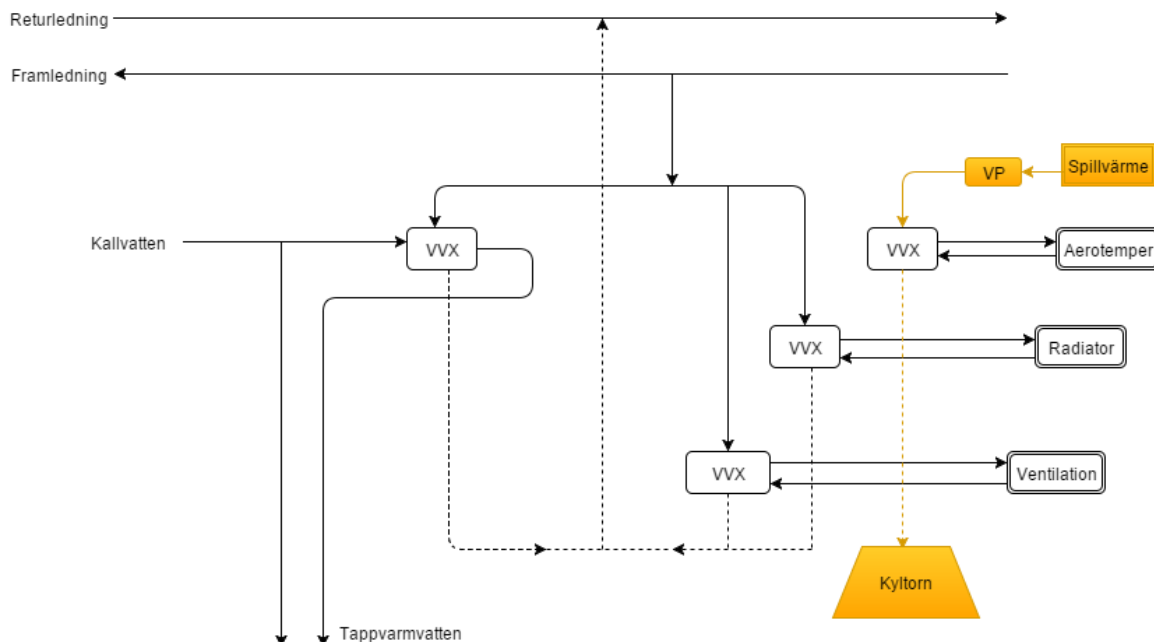
Figur 16: Förenklad skiss av förslag 3.

4.1.4 Förslag 4- Uppvärmning av aerotemperar

Enligt SWEP står aerotemperarna för den högsta fjärrvärmeförbrukningen utav samtliga uppvärmningssystem. Orsaken är det stora antalet aerotemperar i byggnaden som sammanlagt uppgår till 18 stycken. Aerotemperarna är placerade sporadiskt i de olika verkstadslokalerna och skiljer sig i effekt och storlek beroende på utrymmets behov. Nödvändig fakta om aerotemperarna saknas.

För att utnyttja spillvärmen i detta fall måste hela fjärrvärmeförsörjningen till aerotemperarna upphöra. Rören som transporterar fjärrvärmen till aerotemperarna före värmeväxlingen måste ersättas med rör som transporterar kylvattnet, se Figur 17. Fjärrvärmen som går till aerotemperarna har en temperatur på 63 grader. För att erhålla rätt temperatur på den utgående luften måste en värmepump användas för kylvattnet. På detta sätt kan man försäkra sig om att temperaturen på kylvattnet inte understiger 63 grader.

Användningen av en värmepump i detta system har dock sina nackdelar. Ovanstående motivering kring värmepumpen (för Förslag 3) gäller även i detta fall. Användningen av värmepumpen samt den komplicerade rörinstallationen till följd av stort antal och placering av aerotemperar är anledningen till varför förslaget inte utvecklades vidare.



Figur 17: Förenklad skiss av förslag 4.

4.1.5 Slutsats om förslag 1-4

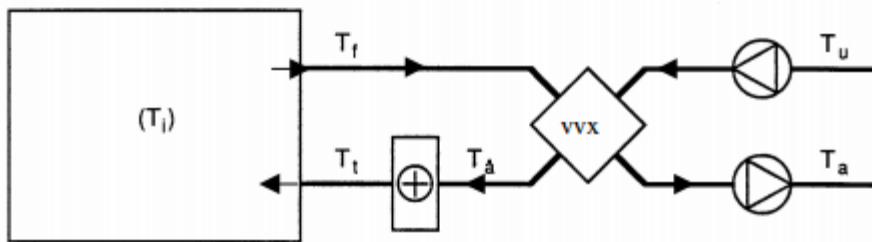
Figurerna är förenklade principskisser som endast beskriver hur förslagen kan genomföras. För att realisera principen måste ventiler, värmeväxlare, pumpar samt styr- och reglersystem integreras i systemen. Utifrån förslagen kommer det första och andra alternativet att utvecklas vidare. Den främsta anledningen till detta är att de inte innefattar en värmepump. De valda förslagen är även enklare att genomföra då man kan vara mer selektiv med vilka flöden man vill använda sig av då värmebehovet är lägre. De andra förslagen kräver mer energi, vilket innebär att de flesta, om inte alla, flöden måste tas i bruk. Förslag 3 kan få höga röstkostnader till följd av pannrummets långa avstånd till vissa ugnar. Nödvändig information om aerotemperarna saknas vilket gör det svårt att dra ytterligare välgrundade slutsatser om förslag 4. Spillvärmens kommer att göra mer nytta - ur både en ekonomisk och teknisk synvinkel - med förslag 1 och förslag 2, som analyseras och diskuteras vidare i rapporten.

4.2 Värmebehov

Fjärrvärmen som levereras till företaget fördelas mellan uppvärmning av kallvatten och lokalerna. För att kunna bestämma den optimala användningen för spillvärmen måste man uppskatta fjärrvärmemängden som går åt för att värma upp ventilationsluften samt tappvarmvattnet.

4.2.1 Ventilationsbehov

Ventilationsaggregaten på SWEP har värmeåtervinning i form av en roterande värmeväxlare som tar vara på värmen ur frånluften genom att överföra den till den inkommande uteluften. Om önskad temperatur på tilluften inte uppnås efter förvärmningen tillsätts värme genom ett fjärrvärmedrivet värmebatteri, se Figur 18.



Figur 18. Ventilationssystem med återvinning. Värmebatteriet drivs av fjärrvärme (Jensen 2001).

För att beräkna den årliga andelen fjärrvärme som eftervärmer tilluften måste ett antal parametrar bestämmas.

Ventilationsflöde

Vid uppskattning av ventilationsflödet har minimikraven för en lokal använts. Dessa flöden säkerställer att omsättningen av ventilationsluften blir tillräckligt hög. För lokaler gäller flödena $0,35 \text{ l/(s} \cdot \text{m}^2)$ och $7 \text{ l/(s} \cdot \text{person)}$ (Antonsson et al. 2005). Fastighetens area är 8500 m^2 (Google World 2015).

$$q_{vent} = \left(0,35 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} * 8500 \text{ m}^2\right) + \left(7 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{person}} * 180 \text{ personer}\right) = 4235 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 4,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

Verkningsgrad

Verkningsgraden beräknas enligt Ekvation 3 (Jensen 2001):

$$v = \frac{T_a - T_u}{T_f - T_u} \quad (3)$$

Temperaturverkningsgraden för den roterande värmeväxlaren antas vara 80 % då roterande värmeväxlare har en verkningsgrad mellan 70-85 % (Håkansson u.å.). Ur denna formel kan temperaturen på tilluften efter värmeåtervinningen men innan eftervärmningen, T_a , bestämmas.

Korrektionsfaktor

Korrektionsfaktorn beräknas enligt Ekvation 4 (Jensen 2001):

$$g = 1 - v - g_t * v - g_f \quad (4)$$

Eftersom temperaturen på frånluften och tilluften antas vara konstant och därmed saknar en lutning så är $g_t = g_f = 0$. Det innebär att g blir därmed:

$$g = 1 - v = 1 - 0,8 = 0,2 \quad (5)$$

Gradtimmor

Vid beräkning av tillsatsvärme rekommenderas att gränstemperaturen används vid bestämmande av antalet gradtimmer.

Gränstemperaturen är i detta fall:

$$T_g = (T_{t0} - v * T_{f0}) / g \quad (6)$$

T_{t0} och T_{f0} betecknar frånluften och tilluften när utetemperaturen är noll. En tabell i en tillgänglig källa (Jensen 2001) förser oss med antalet gradtimmer när en byggnads gränstemperatur och en ords normalårstemperatur är kända. För Landskrona kan man inte avläsa antalet gradtimmer från tabellen då normalårstemperaturen är för hög och därmed överstiger värdena som står med i tabellen (Jensen 2001).

Av denna anledning har följande formel använts för att bestämma antalet gradtimmar. Antalet gradtimmar för ett helt år är innetemperaturen subtraherat med utetemperaturen för varje timme under ett helt år (Hamrin 1996).

$$G_t = \sum(t_i - t_u) T \quad (7)$$

Värdet på innetemperaturen, t_i , uppskattades till 24 °C då avluften avlästes till 23°C på SWEP. Avluften är temperaturen på luften som lämnar byggnaden och är temperaturen som erhålls efter värmeöverföringen. Enligt Socialstyrelsen (2005) upplever de flesta människor en god termisk komfort inom temperaturintervallet 20-24 grader. Av denna anledning uppskattades innetemperaturen till 24 grader. Utetemperaturen, t_u , erhöles från SMHI (SMHI 2015). T är tiden i timmar. Antalet gradtimmar beräknades till 122900 °Ch.

Tillsatsvärme

Tillsatsvärmens beräknas enligt Ekvation 8 (Jensen 2001):

$$E = \rho * c_p * q_{vent} * d * g * G_t \quad (8)$$

där:

E = Värmeenergibehovet [Wh].

ρ = Luftens densitet, 1,2 kg/m³.

c_p = Luftens värmekapacitet, 1000 J/kg °C.

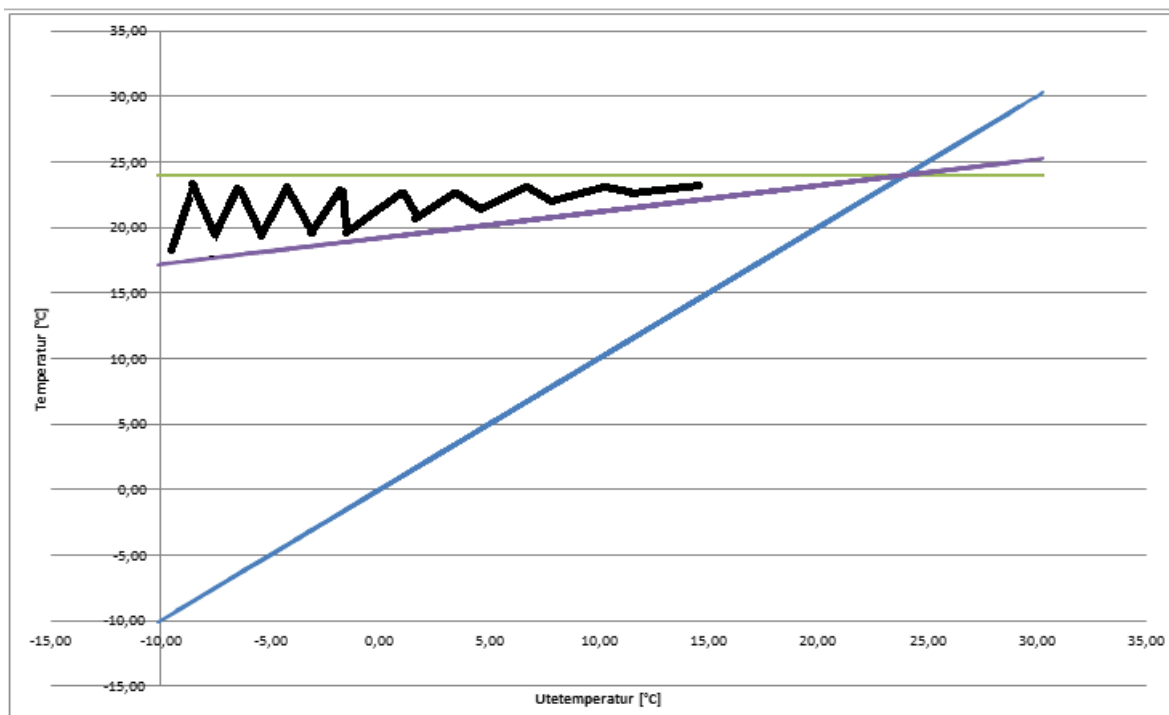
q_{vent} = Ventilationsflödet, beräknades till 4,24 m³/s.

d = Den relativa årsdrifttiden, är 1 vid ständig drift.

g = Korrektionsfaktorn, bestämdes till 0,2.

G_t = Gradtimmar, beräknades till 122900 °Ch.

Värmeenergibehovet är ca 125 000 kWh/h. Detta motsvarar ca 20 % av SWEP:s årliga fjärrvärmebehov. Det svartmarkerade området i Figur 19 motsvarar den eftersökta energimängden.



Figur 19. Temperaturkurvor som funktion av utetemperaturen. Blå linje visar utetemperatur, lila linje visar temperatur på inkommande ventilationsluft och grön linje visar från – och tilllufts temperatur.

Tilluften uppskattades ha samma temperatur som frånluften. Vanligtvis har man en lägre temperatur på tilluften eftersom en temperaturökning sker i lokaler till följd av sol-instrålning, människor, maskiner och belysning. I detta fall har verkstadslokalerna stora portöppningar som motväger temperaturökningen. En annan faktor att beakta är åldern på byggnaden. Vissa lokaler är äldre än andra och har då ett större värmebehov (Antonsson et al. 2005). Den höga temperaturen på frånluften samt tilluften är rimlig eftersom SWEP har ett stort värmebehov.

4.2.2 Tappvarmvattenbehov

Fjärrvärmemängden som går till uppvärmning av kallvatten beräknas enligt Ekvation 9 (Svenska Kommunförbundet 1992):

$$Q = q * (t_u - t_i) * 1,16 \quad (9)$$

där:

Q= energibehovet [kWh/h]

q= vattenvolymen [m³]

t_u= Utgående varmvattentemperatur [°C], sätts normalt till 45 °C.

t_i = Ingående kylvattentemperaturen [°C], sätts normalt till 10°C.

Faktorn för vattnets värmekapacitivitet och densitet motsvarar värdet 1,16.

Uppskattningen av vattenvolymen beräknas enligt Ekvation 10:

$$q = (n_{dusch} * tid_{dusch} * a) + (n_{ts} * tid_{ts} * b) \quad (10)$$

där:

- n_{dusch} = normalflödet för en dusch och antas vara 0,2 l/s (Svenska Kommunförbundet 1992).

- n_{ts} = normalflödet för ett tappställe och antas vara 0,1 l/s (Svenska Kommunförbundet 1992).

- Tiden för en dusch, tid_{dusch}, uppskattades till 5 minuter och tiden för användande av ett tappställe, tid_{ts}, uppskattades till 30 sekunder.

a = Antalet produktionspersonal på plats under en dag. SWEP har totalt 133 produktionsanställda. Dock så arbetar produktionspersonalen sju dagar i veckan i fem-skift vilket innebär att samtliga anställda inte befinner sig på arbetsplatsen under en dag. En uppskattning har gjorts där antalet produktionsanställda antas vara 100 personer på en vardag och 30 personer på en helgdag.

b = Totalt antal anställda på plats under en dag. SWEP har totalt 180 anställda där andelen tjänstemän är 47 personer. Om man utgår från föregående uppskattning är totala mängden anställda på plats 147 personer på en vardag och 30 personer på en helgdag. Samtliga

anställda är inte förutsatta att ta en dusch då deras arbete innefattar stillasittande kontorsarbete.

Vattenvolymen beräknades till 6,44 m³ under en vardag och 1,89 m³ under en helgdag.

Värmebehovet, Q, beräknades till ca 314 kWh/h för en vardag respektive 92 kWh/h för en helgdag. Anläggningen är i drift året runt. Ett år består av ca 250 vardagar och 115 helgdagar. För att erhålla värmebehovet för hela året beräknas Q_{år} enligt följande:

$$Q_{\text{år}} = 314 \text{ kWh} * 250 \text{ vardagar} + 92 \text{ kWh} * 115 \text{ helgdagar} = 89080 \text{ kWh} \approx 90000 \text{ kWh per år.}$$

Q_{år} motsvarar 14 % av SWEP:s fjärrvärmeanvändning under ett år.

4.3 Analys

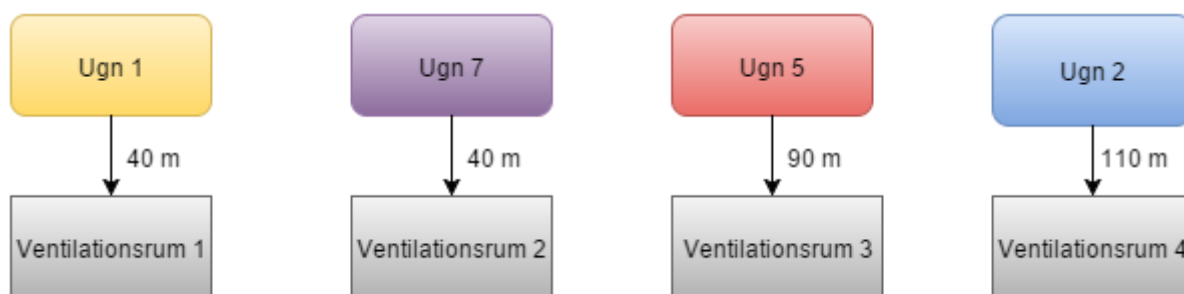
4.3.1 Förslag 1 - Förvärmning av ventilationsluft

Temperaturen på inkommande ventilationsluft varierar beroende på ute temperaturen, se Figur 13. Ventilationsluftens medeltemperatur på 21 grader användes som utgångspunkt för att fastställa de mest optimala flödena till värmeåtervinning. Enligt Ekvation 1 uppnår ventilationsluften önskad tilluftstemperatur när kylvattnet har en tillgänglig effekt på ca 15,3 kW. När den tillgängliga effekten i kylvattnet understiger detta värde kräver ventilationsluften eftervärmning med fjärrvärme. Tabell 1 redogör för den summerade tillgängliga effekten som flödena levererar vid de två olika förutsättningarna.

Tabell 1. Summerad effekt för flödena vid 21 graders ventilationsluft. Tiden som den tillgängliga effekten överstiger 15,3 kWh/h.

Flöde	0-15,3 kWh/h	>15,3 kWh/h	Antal h (> 15,3 kWh/h/h)
Ugn 1 (NK)	1511	2218	97
Ugn 1 (SK)	722	8087	238
Ugn 2 (SK)	741	6370	195
Ugn 4 (NK)	872	952	42
Ugn 4 (SK)	532	1080	45
Ugn 5 (NK)	403	2939	82
Ugn 5 (SK)	295	683	19
Ugn 6 (NK)	1117	1895	74
Ugn 6 (SK)	401	5814	130
Ugn 7 (NK)	884	3698	147
Ugn 7 (SK)	1094	1854	73
Ugn 8 (NK)	307	702	30
Ugn 8 (SK)	779	1586	48

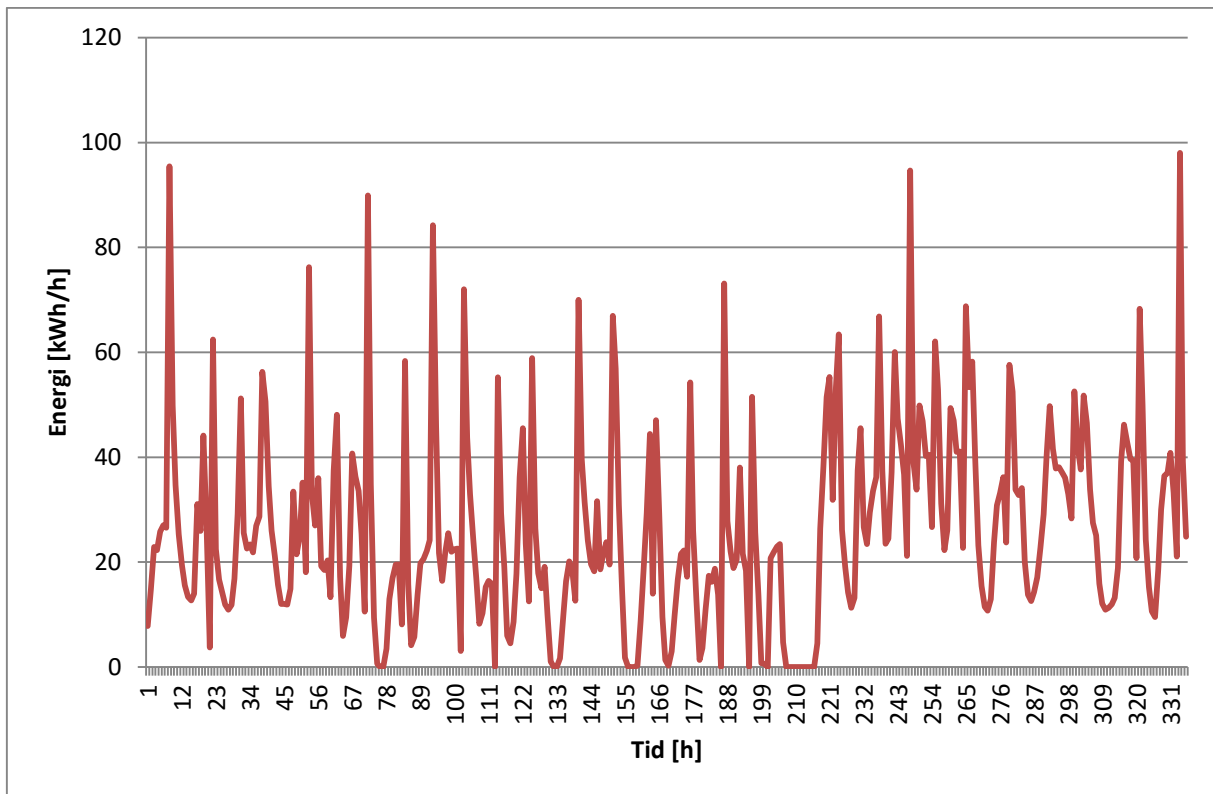
De mest optimala alternativen är de som förser med en tillräcklig effektöverföring under längst tid. Därmed minimeras behovet av fjärrvärme till eftervärmning. Flödena som lämpar sig bäst till uppgiften måste uppfylla två kriterier: att de är placerade relativt nära avsett ventilations rum och att de har en hög tillgänglig effekt som varar under en längre period. Flödena som bedöms vara mest passande är ugn 1 (SK), ugn 2 (SK), ugn 5 (NK) och ugn 7 (NK), se Figur 20.



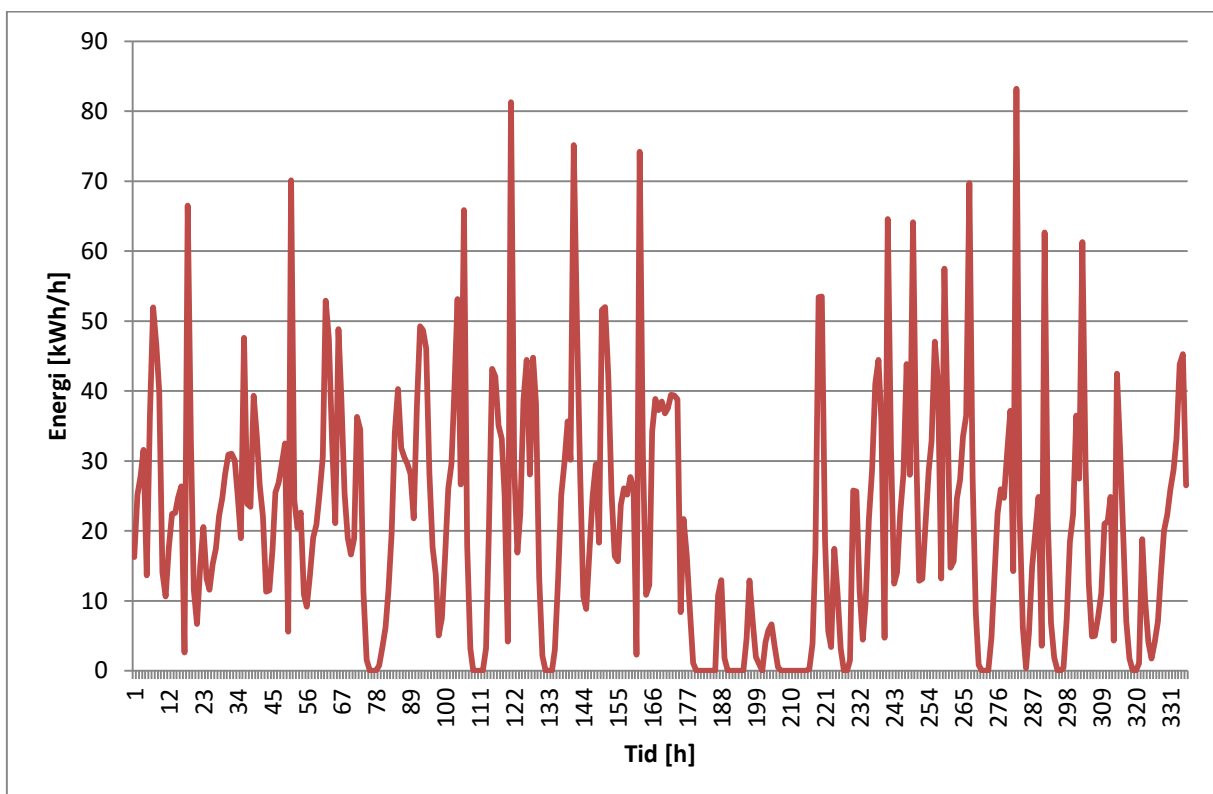
Figur 20. Ugnarna samt avståndet till de olika ventilationsrummen.

Det finns andra ugnar, än de som framgår i Figur 20, som är placerade närmare vissa ventilations rum men som har en låg tillgänglig effekt, se Figur 6. En viktig faktor att beakta med ett längre avstånd är värmeförlusterna i rören. Enligt Energimyndigheten (2014) har rör med ny isolering värmeförluster på ca 5,2 W per meter. Detta innebär en ytterligare värmeförlust på ca 300 W för ventilations rum 3 och 26 W för ventilations rum 4. Det är noterbart att beräknade värmeförluster inte är baserade på avstånden som framgår av Figur 20 utan på den ytterligare sträckan som uppkommer i och med att en ugn som ligger lite längre bort har valts. Det är således sträckan mellan vald ugn och ugnen som ligger närmast ventilationsrummet men som har en låg tillgänglig effekt. Värmeförlusterna är låga därför bedöms det att den högre användbara energin uppväger för det något längre avståndet.

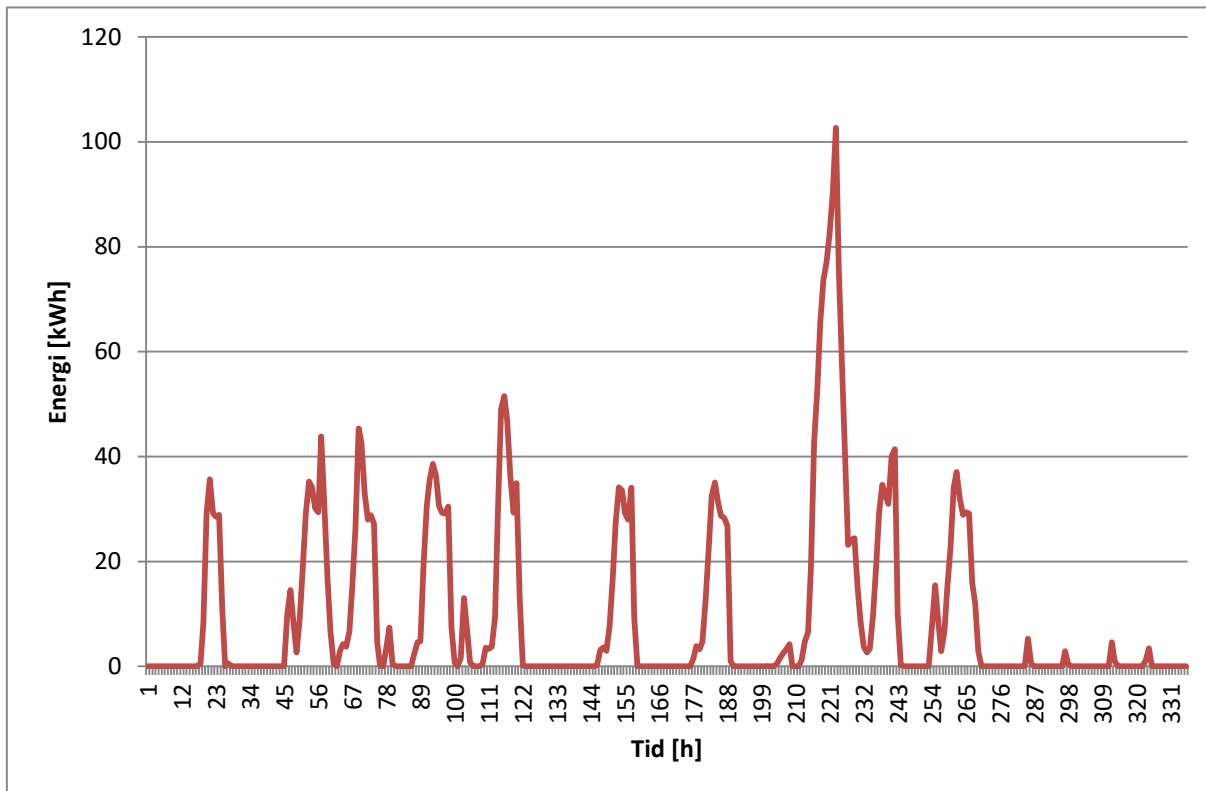
Den tillgängliga effekten i de valda flödena visas i Figur 21 till 24. Tillgänglig effekt i resterande flöden framgår av Bilaga 4. Den vågräta axeln visar antalet timmar på 14 dagar. Den avvikande temperatursänkningen i ugn 1 och ugn 2 beror på service och underhållsarbete.



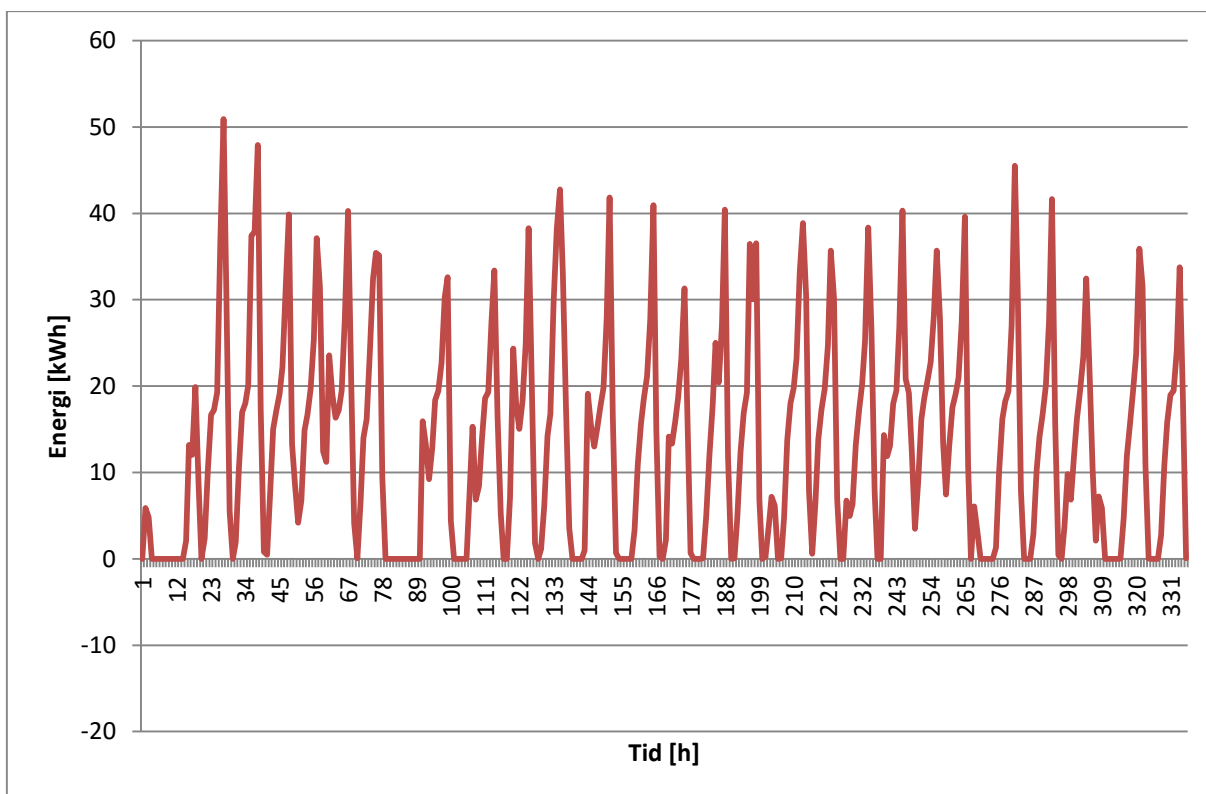
Figur 21. Tillgänglig effekt i ugn 1 (SK).



Figur 22. Tillgänglig effekt i ugn 2 (SK).



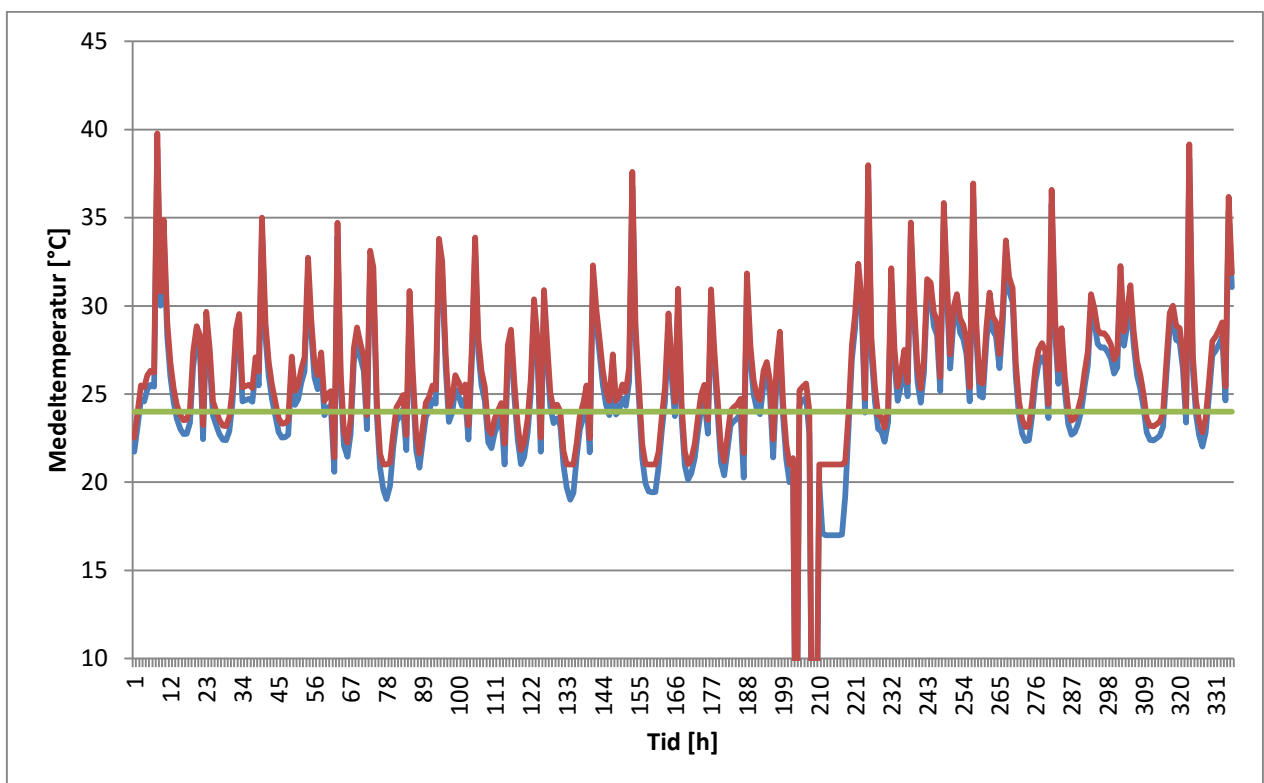
Figur 23. Tillgänglig effekt i ugn 5 (NK).



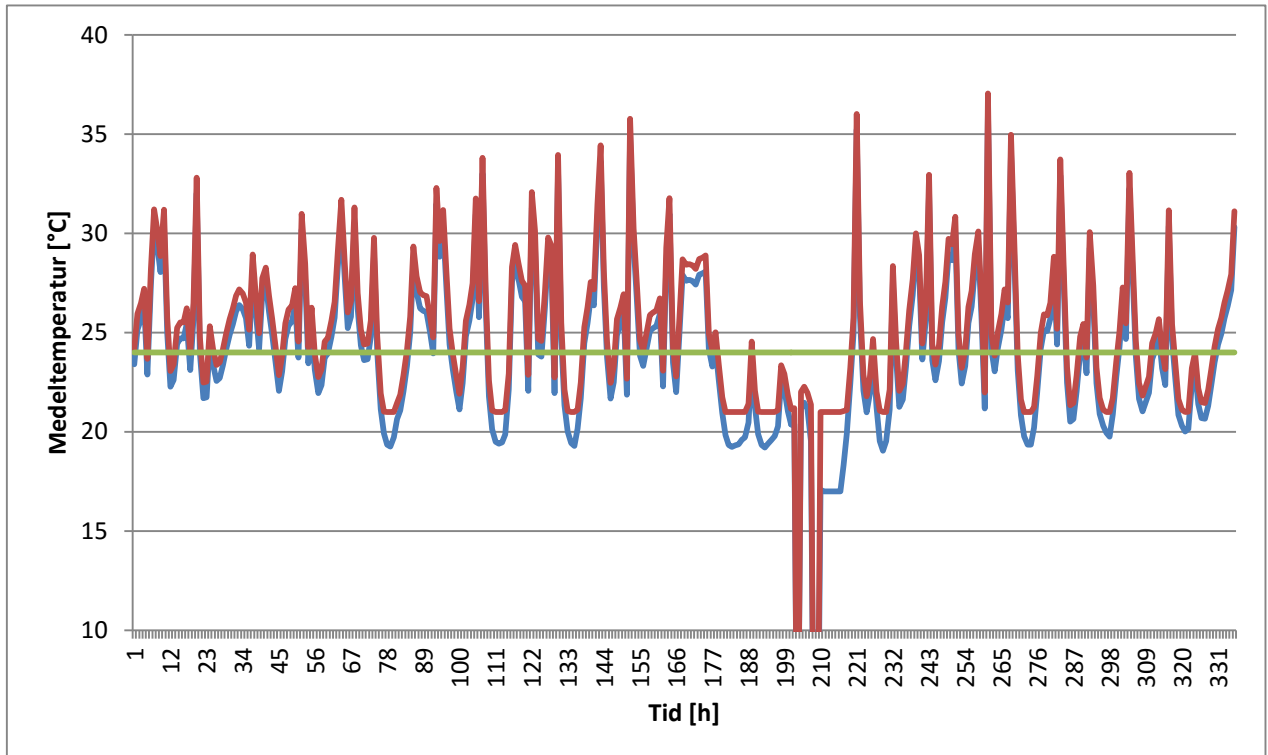
Figur 24. Tillgänglig effekt i ugn 7 (NK)

Figur 21 till 25 bekräftar värdena som framgår av Tabell 1, följaktligen har ugn 1(SK) högst tillgänglig effekt och Ugn 5 (NK) minst tillgänglig effekt.

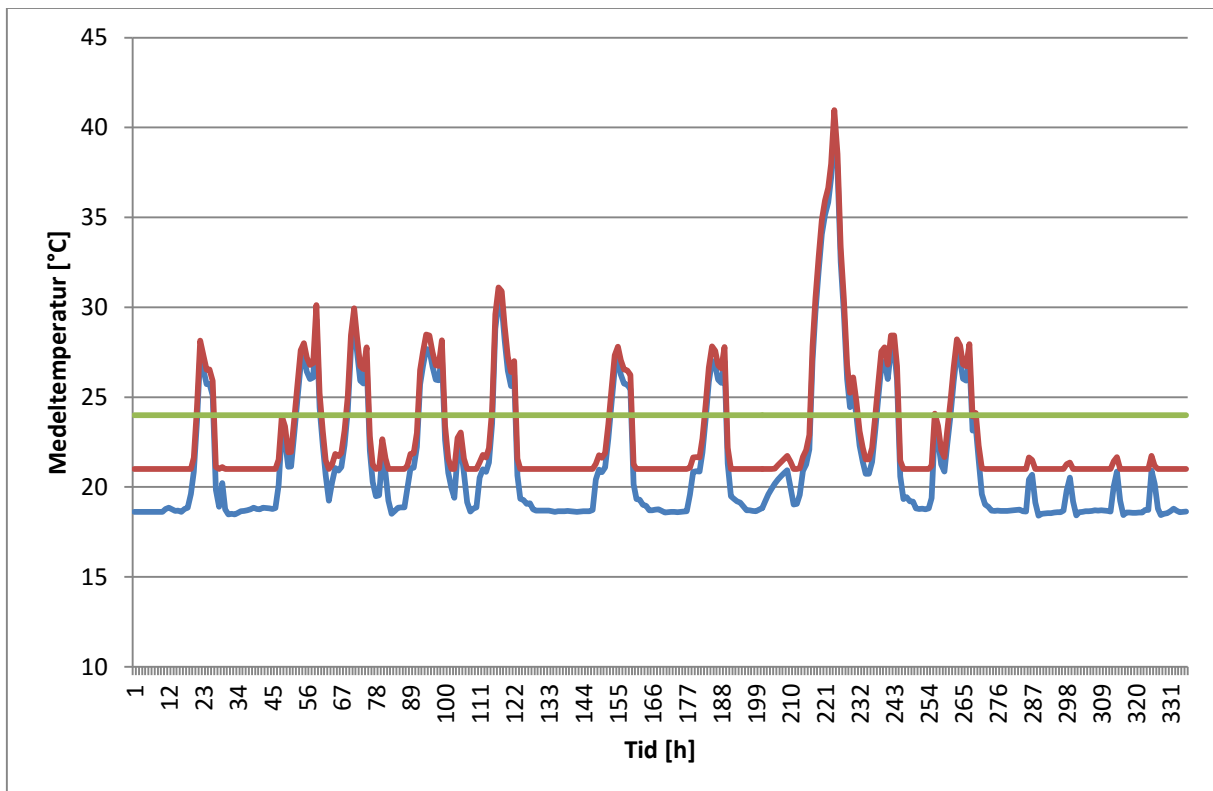
Höjningen av temperaturen på inkommande ventilationsluft efter uppvärmning med spillvärme visas i Figur 25 till 28. Tilluftstemperaturen har satts till 24 grader. När medeltemperaturen på ventilationsluften efter uppvärmning understiger detta värde krävs det eftervärmning med fjärrvärme. Den lägsta temperaturen på inkommande ventilationsluft är 17 °C, se Figur 19. I Figur 25 till 28 redovisas även medeltemperaturen på ventilationsluften efter uppvärmning vid den lägsta temperaturen på inkommande ventilationsluften. Den gröna kurvan representerar önskad tilluftstemperatur. För samtliga figurer gäller det att blå linje är 17 grader och röd linje är 21 grader på inkommande ventilationsluft.



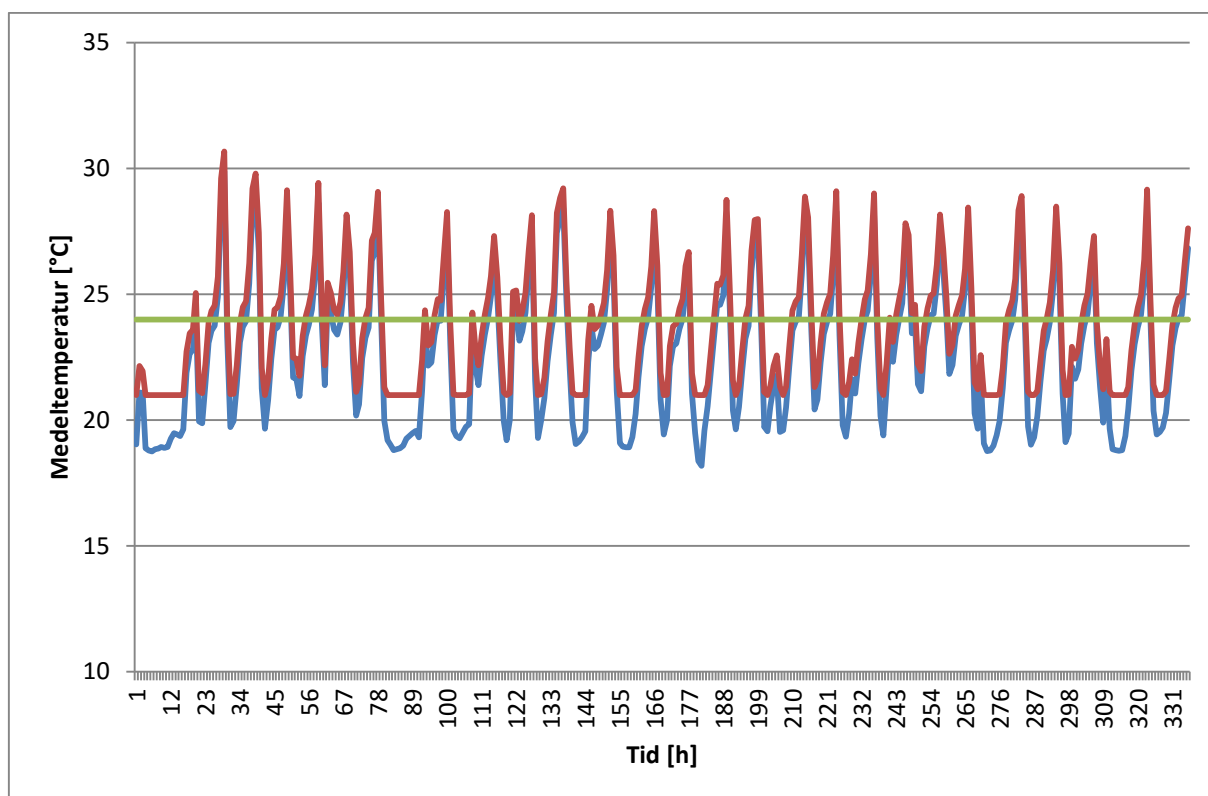
Figur 25. Medeltemperatur på ventilationsluft efter uppvärmning med ugn 1 (SK).



Figur 26. Medeltemperatur på ventilationsluften efter uppvärmning med ugn 2 (SK).



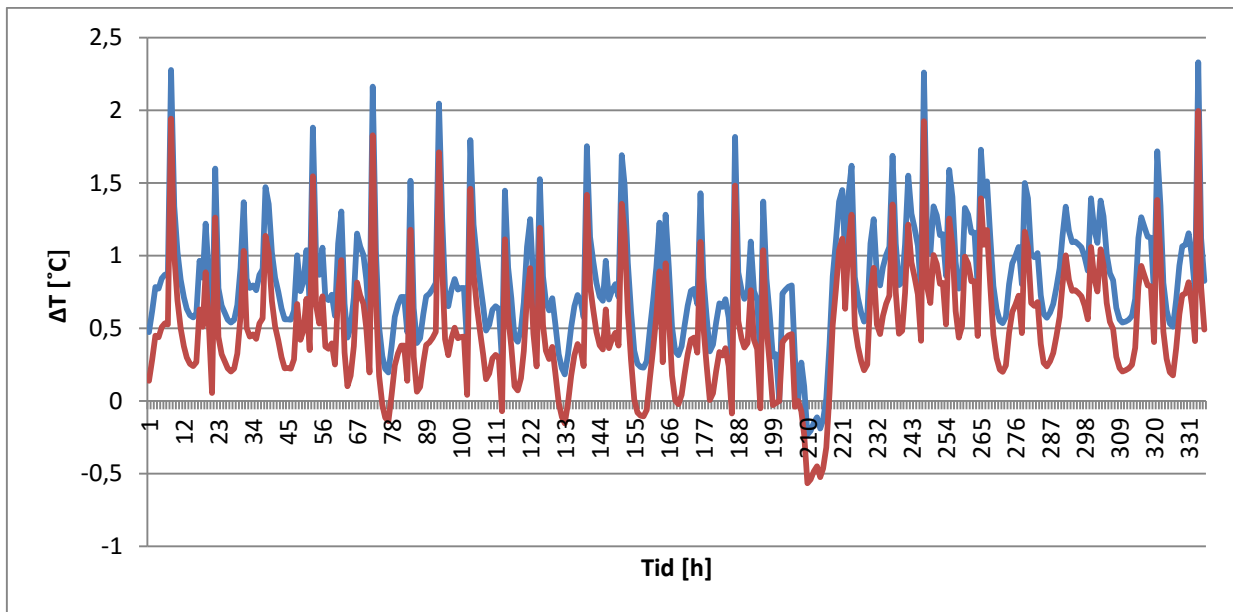
Figur 27. Medeltemperatur på ventilationsluften efter uppvärmning med ugn 5(NK).



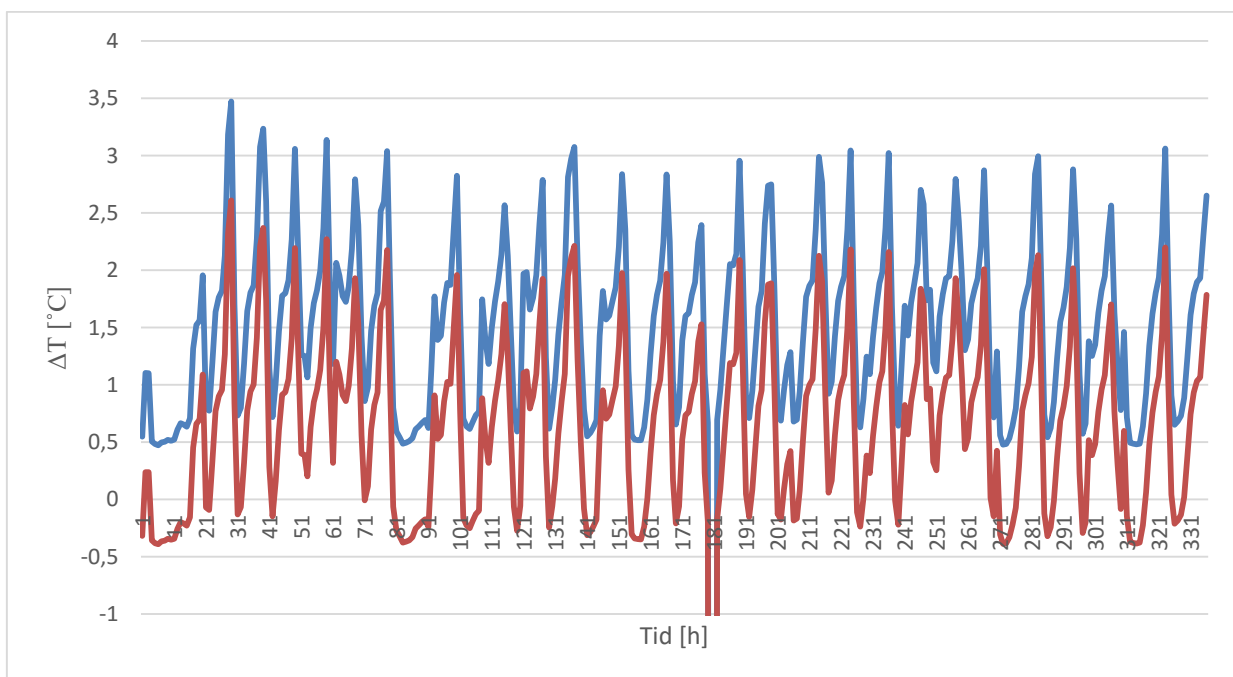
Figur 28. Medeltemperatur på ventilationsluften efter uppvärmning med ugn 7(NK).

Det framgår av Figur 25 till 28 att det alltid sker en förvärmning av inkommande ventilationsluft då temperaturen är 17 grader. Däremot gäller inte detta då temperaturen är 21 grader utan det förekommer upprepade stunder då kylvattnet har för låg temperatur för att en förvärmning ska inträffa. Detta avser främst ugn 5 (NK) och ugn 7 (NK).

Ventilationsrum 1 och 2 innehåller två aggregat vardera. Därmed måste flödena, Ugn 1(SK) och Ugn 7 (NK), tillgodose två ventilationsflöden. Temperaturskillnaden efter uppvärmning av det första luftflödet är en indikation på att flödena har en tillräcklig temperatur för att värma upp ytterligare ett luftflöde, se Figur 29 och Figur 30. En negativ temperaturskillnad innebär att det inte sker någon energiöverföring från kylvattnet till inkommande ventilationsluft. Tillgänglig effekt i kylvattnen efter förvärmning av det första ventilationsflödet framgår av Tabell 2.



Figur 29. ΔT för ugn 1 (SK) efter uppvärmning av ett luftflöde.



Figur 30. ΔT för ugn 7 (NK) efter uppvärmning av ett luftflöde.

Tabell 2. Tillgänglig effekt i kylvattnet efter första förvärmningen.

Flöde	0-15,3 kWh/h	> 15,3 kWh/h	Antal h(> 15,3 kWh/h)
Ugn 1 (SK)	853	7219	225
Ugn 7 (NK)	1484	2111	90

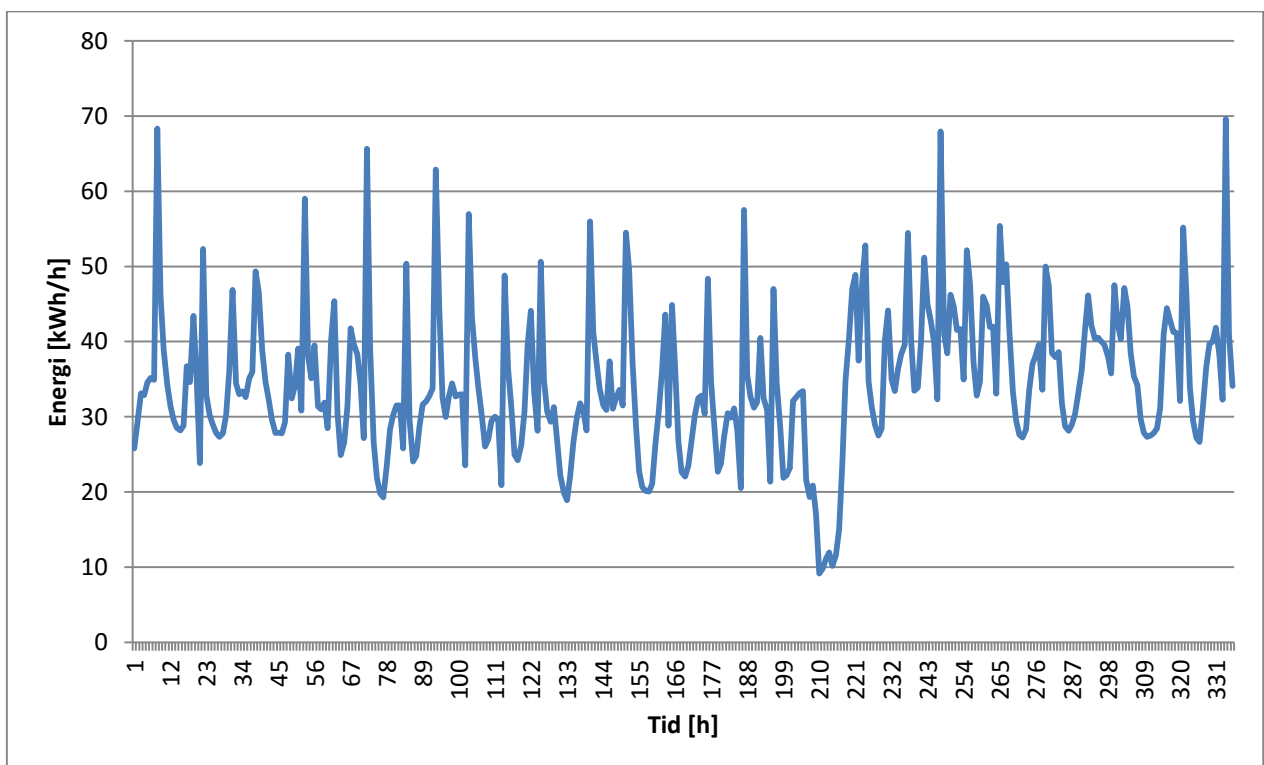
4.3.2 Förslag 2- Förvärmning av tappvarmvatten

Det är främst snabbkylningsprocessen som skapar temperaturhöjningar i kylvattnet. Till skillnad från Förslag 1, där de höga temperaturerna inte kan användas, kan ackumulatorsystemet utnyttja dessa temperaturer. Tappvarmvattnet måste värmas upp till 60 °C vilket innebär att de höga temperaturerna eftersträvas. Av denna anledning kommer fokus ligga på att undersöka kylvattnet från snabbkylningen. Den summerade tillgängliga effekten för kylvattnen från snabbkylningen redovisas i Tabell 3.

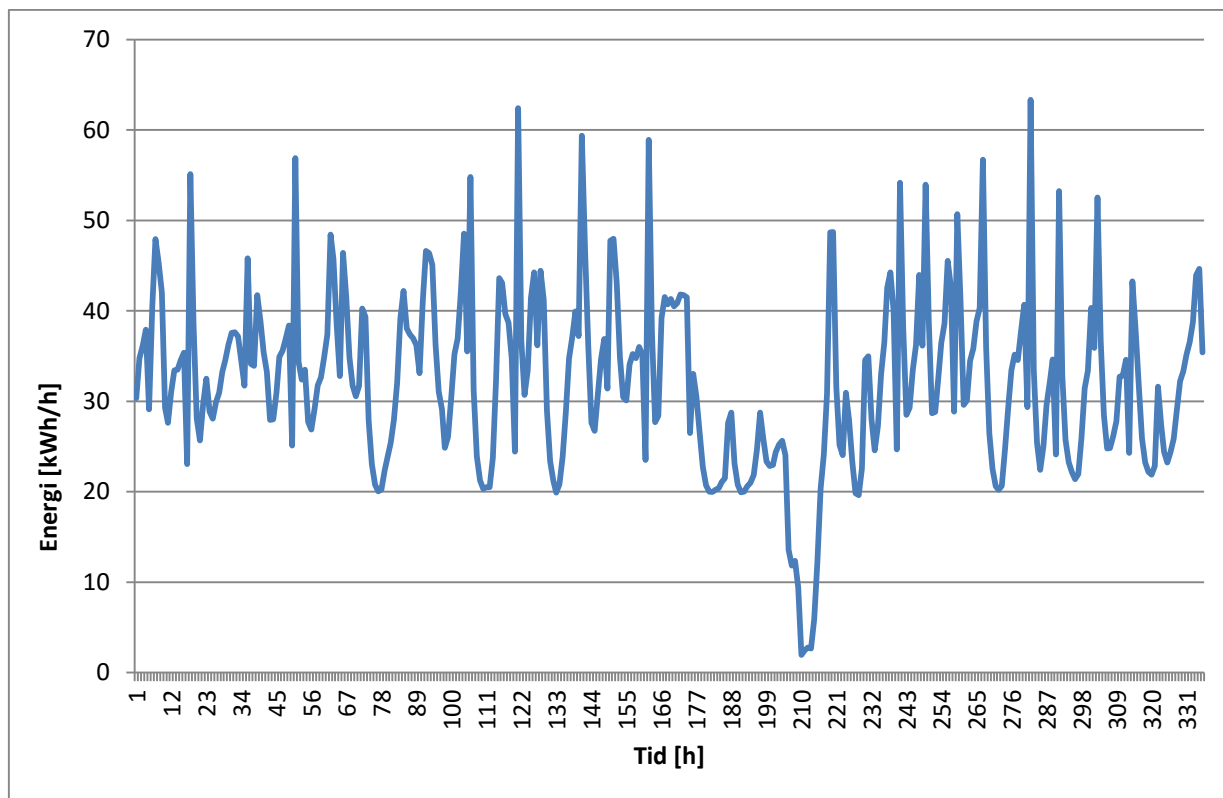
Tabell 3. Summerad effekt i respektive kylvatten.

Flöde	Effekt [kWh/h]
Ugn 1 (SK)	11567
Ugn 2 (SK)	10811
Ugn 4 (SK)	7829
Ugn 5 (SK)	7005
Ugn 6 (SK)	9888
Ugn 7 (SK)	7565
Ugn 8 (SK)	6867

Inkommande tappvarmvatten har en temperatur på 10 grader. Kylvattenflödena med högst summerad effekt bedöms som mest väsentliga och framgår av Figur 31 och Figur 32. Figurer på tillgänglig effekt i samtliga flöden kan ses i Bilaga 5.



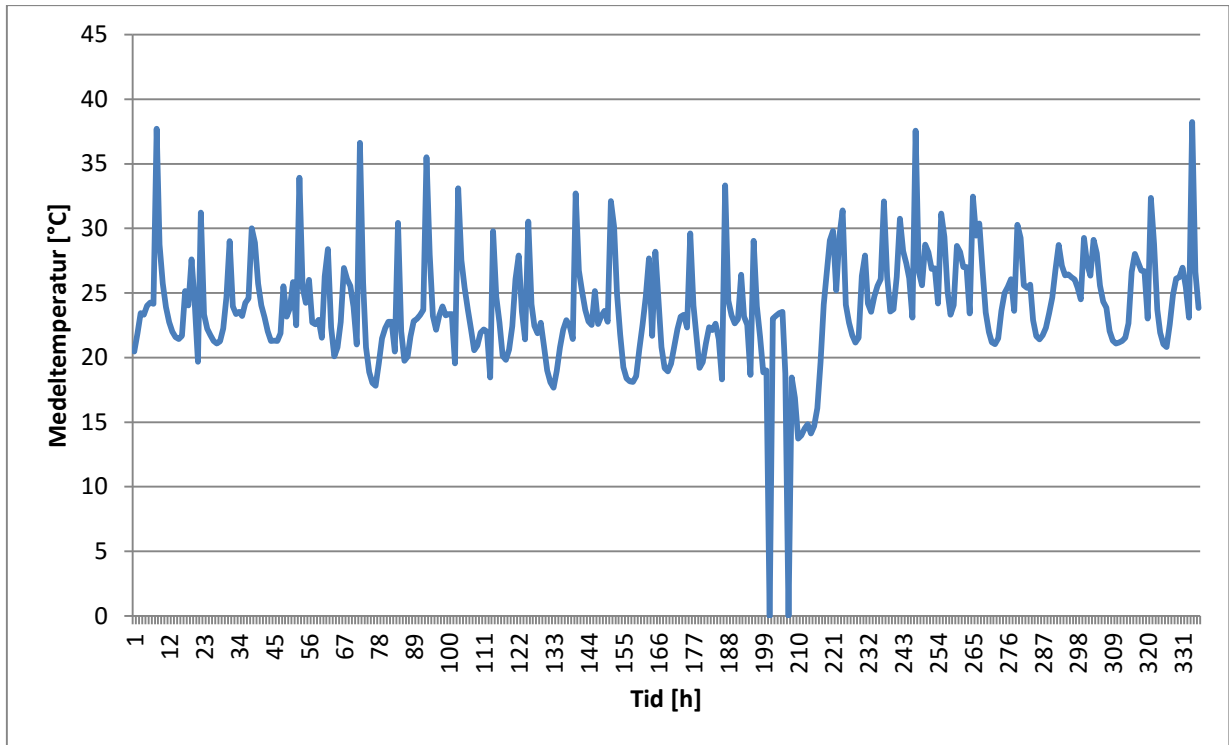
Figur 31. Tillgänglig effekt i ugn 1 (SK).



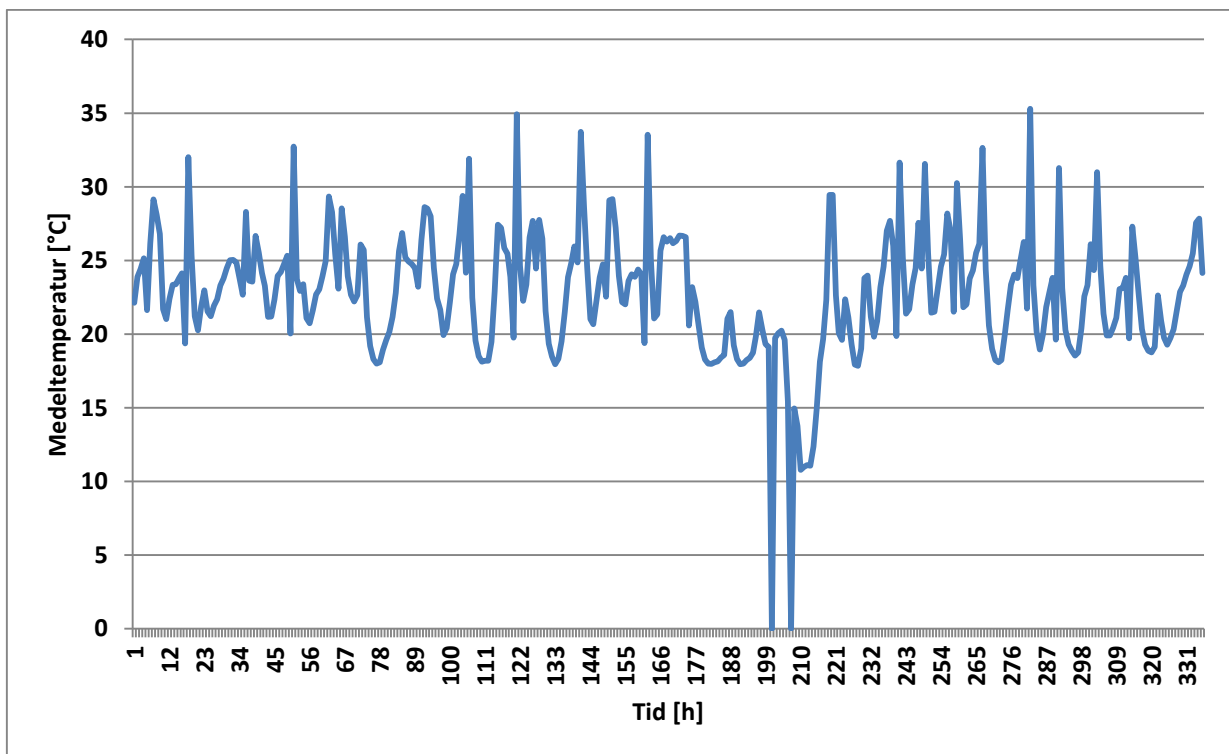
Figur 32. Tillgänglig effekt i ugn 2 (SK).

Flödena som har överlag den högsta summerade effekten är ugn 1 (SK) och ugn 2. De har även de högsta effekttopparna som varierar inom området 50 och 70 kWh/h. Den tillgängliga effekten i de två flödena är snarlika, dock så har ugn 1 (SK) något högre temperaturer. Medeleffekten i ugn 1 (SK) och ugn 2 (SK) är 34 kWh/h respektive 32 kWh/h.

Temperaturen på tappvarmvattnet efter uppvärmning framgår av Figur 33 och 34.

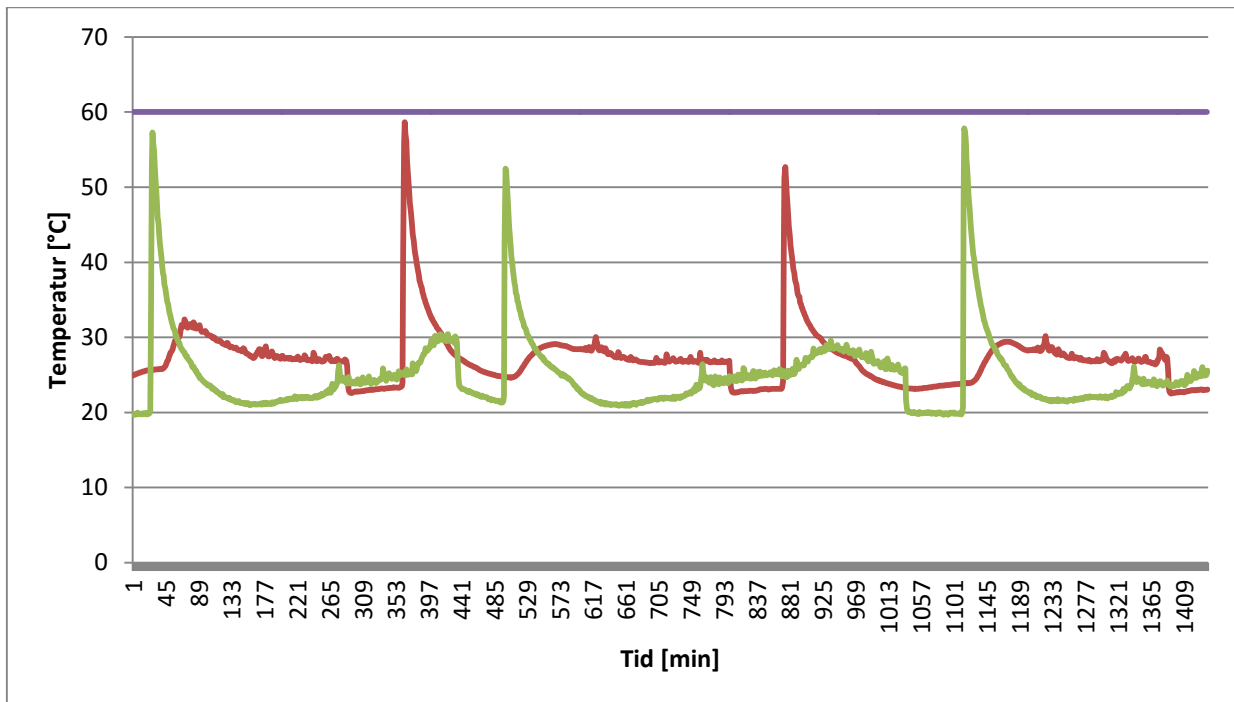


Figur 33. Medeltemperaturen på tappvarmvattnet efter förvärmning med ugn 1 (SK).



Figur 34. Medeltemperaturen på tappvarmvattnet efter förvärmning med ugn 2 (SK).

För att få en övergripande uppfattning av hur temperaturen på tappvarmvattnet efter förvärmning varierar under en dag visas dygnstemperaturen i Figur 35.



Figur 35. Dygnstemperatur på tappvarmvattnet efter förvärmning. Röd linje visar ugn 1 (SK) och grön linje visar ugn 2 (SK). Lila linje visar ackumulatortemperaturen.

Temperaturen på tappvarmvattnet efter förvärmning når två till tre gånger på ett dygn en ungefärlig ackumulatortemperatur. Likt kylvattnets temperatur så varar temperaturhöjningarna endast en kort stund. Ugn 1 och Ugn 2 är placerade närmast pannrummet. Om ackumulatortanken ska placeras vid pannrummet så är dessa ugnar de mest optimala att använda i alla avseenden: temperatur, energiinnehåll och placering. Lila linje visar referens temperaturen som eftervärmning med fjärrvärme måste uppfylla. Dagen som visas i figuren är 30 april 2015.

4.4 Ekonomisk analys

Annuitetsmetoden användes för att beräkna lönsamheten för förslag 1 och förslag 2. Grundinvesteringen avser alla utbetalningar som uppstår när investeringsobjektet anskaffats och tas i bruk. Beräkning av grundinvesteringen för respektive förslag redovisas i Tabell 4 och Tabell 5.

Gemensamma ekonomiska förutsättningar

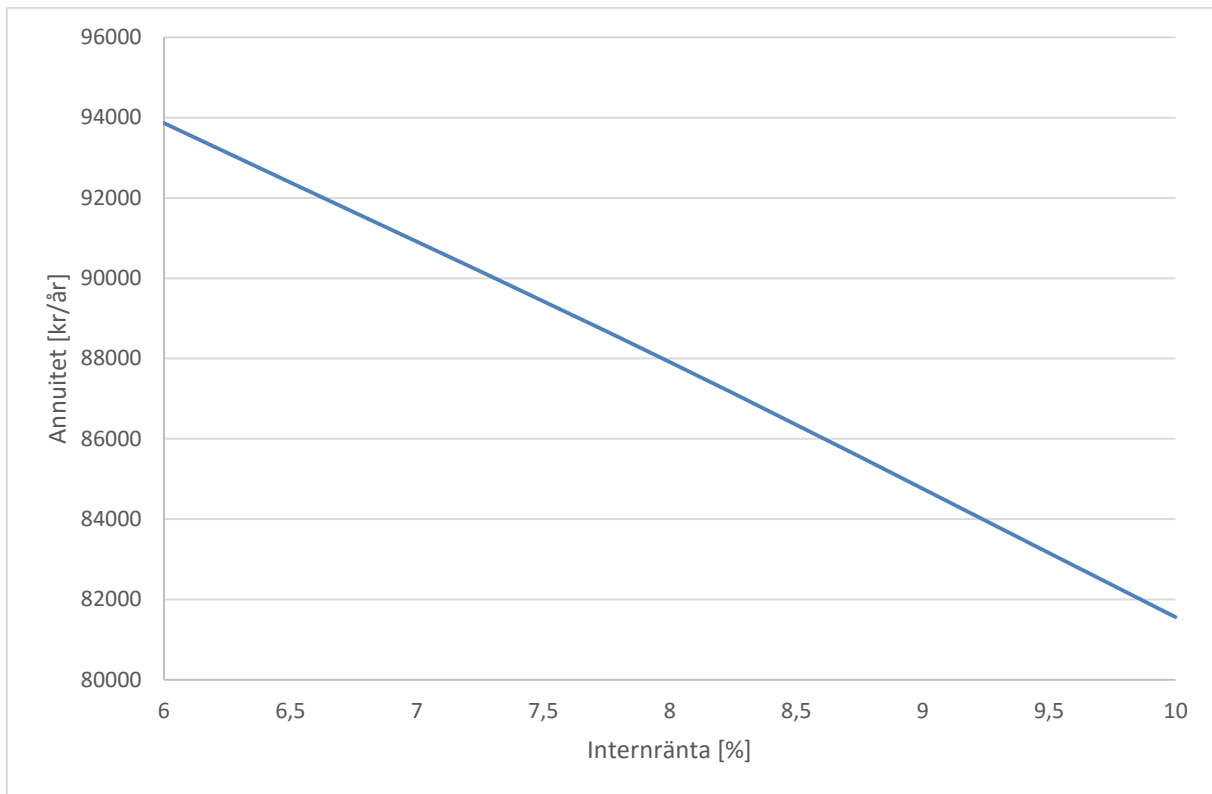
- Drift och underhållskostnaden utesluts då det bedöms att ingen extra personal krävs för driften.
- Pumparnas elförbrukning har även exkluderats.
- Restvärdet sätts till 0 kr.
- SWEP är ett företag som tillverkar värmeväxlare. Därför kan man med visshet utgå från att SWEP kommer att producera sina egna värmeväxlare istället för att inhandla dem. Av denna anledning har alla värmeväxlare enheter inte tagits med i kostnadsberäkningen då dessa anses vara anskaffningsbara till en marginell kostnad.
- Den ekonomiska livslängden sätts till 50 år (Bygginnovationen u.å; Uponor AB u.å.).
- Pris för rör, ventiler och pumpar hämtades från Wikells Byggberäkningar AB (2014/2015).
- Rördimensioner bestämdes med hjälp av Lundagrossistens nomogram för kopparrör(Lundagrossisten u.å.). Rördimensionen avlästes till 54 x 1,5 mm.
- Sektionskostnaden inkluderar materialkostnad samt installation.
- De årliga utbetalningarna uppskattades till 0 kr.

4.4.1 Förslag 1- Ekonomisk kalkyl

Tabell 4. Grundinvestering för förslag 1.

Material	Sektionskostnad	Antal	Totalt pris [kr]
Rörledningar	1111,57 kr/m	280 m	311 240
Komponenter(pump, rör och ventiler)	12329,98 kr/st	6 st	73 980
Total kostnad [kr]	-	-	385 220

De årliga inbetalningarna beräknades till ca 124 000 kr, se Bilaga 10. Lönsamheten för investeringen vid olika internräntor framgår av Figur 36.



Figur 36. Annuiteten vid olika internräntor för förslag 1.

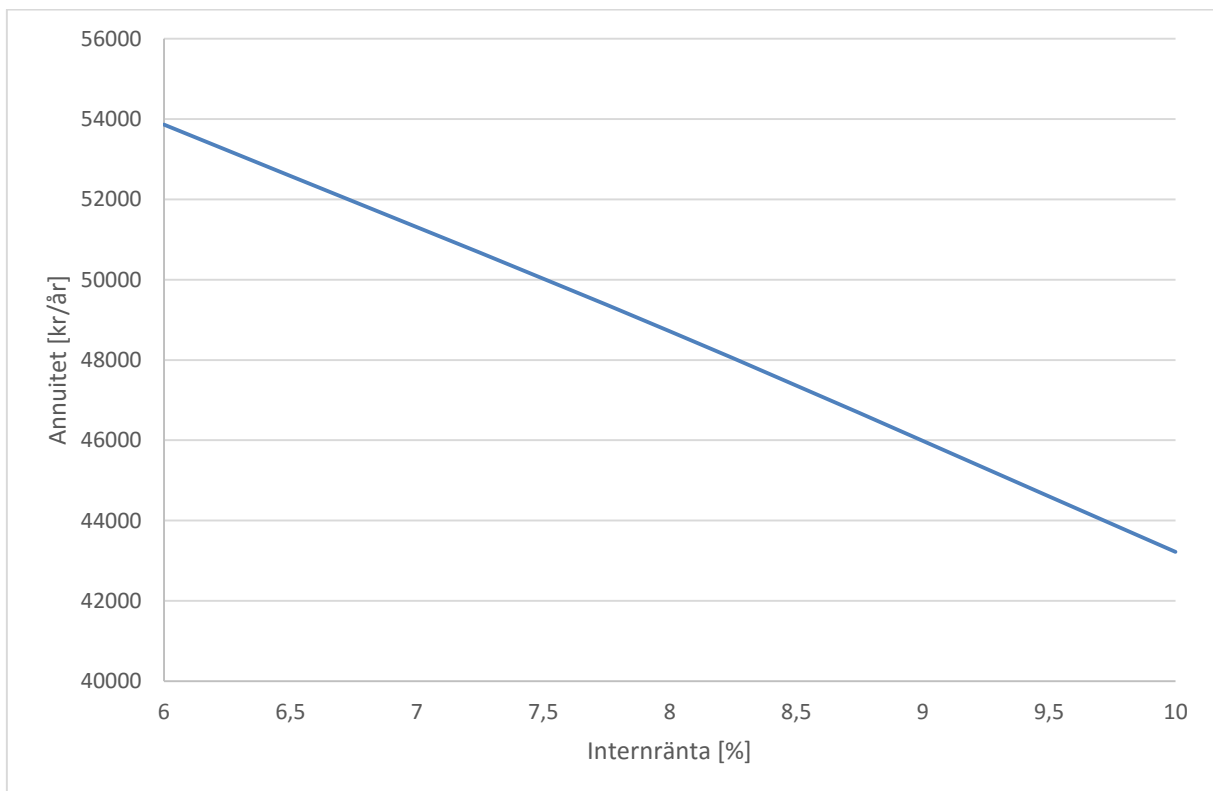
4.4.2 Förslag 2- Ekonomisk kalkyl

- Alla komponenter som ingår i ackumulatorsystemet är baserade på ett kopplingssystem utgivet av Svensk fjärrvärme (2009a).
- Kostnaden för en ackumulatortank med storleken 1500 liter avrundades till ca 114 000 kr. Installations kostnad uppskattades med hjälp av sektionsfakta Wikells (2014/2015). Ett antagande har gjorts att installeringskostanden för en varmvattenberedare är likvärdigt med en ackumulatortank. Kostnaden för ackumulatortanken erhöles från Armatec (2015).
- De årliga inbetalningarna beräknades till ca 80000 kr, se Bilaga 10.
- Enligt Ekeborg och Svenningsson (1991) är kostnaden för styr och reglersystemet samt projektering 29000 kr.
- Fundament-kostnaden tas inte med i beräkningen då nödvändig information om underlag saknas.
- Längden på rörledningarna mellan komponenterna är en uppskattning.

Tabell 5. Grundinvestering för förslag 2.

Material	Sektionskostnad	Antal	Totalt pris[kr]
Rörledningar	1111,57 kr/m	90 m	10 004
Pump	4022,8 kr/st	2 st	8046
Ventil	358 kr/st	7 st	2506
Backventil	219 kr/st	2 st	438
Säkerhetsventil	283 kr/st	1 st	283
Styrventil	810 kr/st	1 st	810
Blandningsventil	8505	1 st	8505
Rörledningar mellan komponenter	323,33	30 m	9700
Akkumulatortank	-	1 st	114 000
Styr och reglersystem	-	-	29 000
Projektering	-	-	29 000
Total kostnad [kr]	-	-	333 183

Lönsamheten för förslag 2 vid diverse lämpliga internräntor framgår av Figur 37.



Figur 37. Annuiteten vid olika internräntor för förslag 2.

5. Diskussion

Beräkning av tillgänglig effekt kunde utföras på kylvattnet från samtliga ugnar. SWEP tillhandahöll historisk data på de ingående temperaturer samt ett mätvärde på flödet för respektive kylvatten. Det visade sig att kylvattnets massflöde hade en minimal påverkan på resultatet, vilket innebär att uteblivandet av historisk data på kylvattnets flöde inte hade en stor inverkan på beräkningarna.

Däremot hade flödet på mediet som ska värmas upp av kylvattnet en märkbar påverkan. En liten förändring av detta flöde medförde en betydande ändring i tillgänglig effekt. Eftersom det saknades information inom detta område blev det nödvändigt att genomföra uppskattningar. Detta medför en osäkerhetsfaktor i resultatet. Den tillgängliga effekten som beräknades för förslag 1 och förslag 2 görs med bakgrund av uppskattningar av flöden som beskrivs i föregående kapitel.

Entalpivärdena som användes vid beräkning av kylvattnets utgående temperatur anpassades till de ingående temperaturvärdenas omfång som helhet och inte som enskilda värden. Att anpassa entalpivärdena efter varje enskild mätdata hade en minimal påverkan på resultatet vilket är motiveringen bakom beslutet.

De ingående temperaturerna hade den största inverkan på tillgänglig effekt. Förslag 2 innebär förvärmning av tappvatten som har en ingångstemperatur på 10° C. Medan förslag 1 innebär förvärmning av ventilationsluft med en medeltemperatur på 21° C. Det är två olika medier som kan uppta diverse mängder energi från kylvattnet. Fördelen med förslag 2 är att det använder all energi som kan utvinnas från kylvattnet. Till skillnad från förslag 1 som måste avvisa en hel del av kylvattnets brukbara energi för att inte försämra inomhuskomforten. Trots det så kräver förslag 2 mer eftervärmning med fjärrvärme för att uppnå eftersträvad temperatur.

Behovet av eftervärmning hos förslag 1 beror på den tillgängliga effekten i kylvattnet. Ju lägre temperatur det är på inkommande ventilationsluft desto mer ökar utnyttjandet av energi i kylvattnet. Inkommande ventilationsluft har temperaturer som ligger mellan 17° C och 25° C. När ventilationsluftens temperatur understiger 24° C krävs det eftervärmning med fjärrvärme. Dock uppkommer det stunder då kylvattnet har en tillräckligt hög temperatur för att värma ventilationsluften till en eftersträvad temperatur. När detta uppstår samt hur länge det pågår beror helt och hållet på vilket stadium som ugnarna befinner sig i.

Till skillnad från förslag 1 kan spillvärmen endast förvärma tappvarmvattnet. Det är värt att nämna att ugn 1 (SK) och ugn 2 (SK) levererar tappvarmvatten som har ett fåtal väldigt korta toppar då temperaturen når 59° C. Tappvarmvattnet kräver dock en konstant temperatur på 60 grader, dessvärre kan inte kylvattnet uppfylla temperaturkravet vilket innebär att det endast kan bidra med förvärmning.

Samtliga implementeringar kräver installation av en pump som i sin tur kommer att påverka flödet på kylvattnet. Landskrona Energi tar inte en flödesavgift vilket innebär att ändringen av

flödet inte är ett problem ur en ekonomisk aspekt men kan vara det ur en teknisk aspekt. En utförlig undersökning bör genomföras för att försäkra sig om att ändringen av flödet inte kommer att orsaka övergripande besvär.

I samtliga beräkningar har det antagits en verkningsgrad på 80 % hos värmeväxlaren. För att få en korrekt bild av effektinnehållet måste fler dagar undersökas för att avgöra om vissa avvikelser är ett undantag eller normen. Den tillgängliga effekten beror på ugnarnas beläggning. För förslag 1 eftersträvas ugnarna som är mest aktiva då ventilationssystemet är i behov dygnet runt. För förslag 2 eftersträvas även ugnarna som har högst och mest förekommande temperaturtoppar.

SWEP har en hög returtemperatur på fjärrvärmen. Detta tyder på att det antingen inte sker ett fullt utnyttjande av fjärrvärmen som levereras till SWEP eller så har deras system höga flöden som bidrar till en hög returtemperatur. Att använda spillvärmen till förvärmning kommer att höja returtemperaturen i fjärrvärmesystemet. Anledningen till det är att värmeuttaget från tillförd fjärrvärme blir mindre vilket försämrar effektiviteten. Implementering av samtliga förslag kommer att leda till en ökning av den redan höga returtemperaturen hos SWEP.

De prisantaganden som har använts förefaller vara tillräckligt korrekta för att ge en inblick på hur investeringarna skiljer sig. Ytterligare beräkningar som även tar hänsyn till elkostnaderna kan visa ett mer dimensionerat resultat. Den största utgiften som kommer med förslag 2 är kostnaden av ackumulatortanken. Kostnaden baseras på att tankvolymen är 1500 liter. Beräkning av tankstorleken utgår från att alla anställda vid ett skift tar en dusch. Enligt en källa på SWEP så tar inte alla anställda en dusch efter ett skift. Detta kan medföra en osäkerhet i beräkning av grundinvesteringen då en mindre ackumulatortank utgör likaså en mindre kostnad. En annan osäkerhetsfaktor i investeringsberäkningarna är de årliga inbetalningarna som förutsätter att den tillgängliga effekten som tillförs systemet används varje timme. Detta avser i synnerhet tappvarmvattnet som inte används dygnet runt utan har stört-tappningar ett par gånger om dygnet. Enligt uppskattningarna som beräkningarna grundar sig på är förslag 1 det mest optimala alternativet ur både en ekonomisk och teknisk aspekt.

En viktig faktor som har en inverkan på lönsamheten är rör-dimensionen. Storleken på rören hänger starkt ihop med de höga flödena på kylvattnet. Ett lägre flöde på kylvattnet kommer att medföra en lägre rör-kostnad.

6. Slutsatser

Följande slutsatser kan dras angående de tre delmålen som denna studie hade:

1. Utredda möjligheterna att tillvarata spillvärmen från ugnprocesserna för uppvärmning.

Att utnyttja spillvärmen till förvärmning har framgått som mest optimalt. Spillvärmens frekventa låga temperatur medför att det enda gynnsamma avsättningsområdet är förvärmning av ventilationsluft eller tappvarmvatten. Spillvärmen levererar även stundvis höga temperaturer, dock kan inte ett förslag baseras uteslutande utifrån de på grund av deras opålitlighet samt korta period. Ugnarna är placerade utspritt över anläggningen vilket underlättar tillvaratagandet av spillvärme då man kan finna ugnen som ligger närmast avsett system. Förslag 1 kan endast utnyttja de låga temperaturerna medan förslag 2 även kan dra nytta av de osammanhängande höga temperaturerna.

2. Utvärdera potentialen på befintliga spillvärmeflöden.

Flödena som är mest optimala för återvinning beror på den tekniska lösningen. Vid selektion av flödena som ska användas i förslag 1 vägdes högst energiinnehåll mot avstånd. Resultatet blev att ugn 1 (SK), ugn 2 (SK), ugn 5 (NK) och ugn 7 (NK) var mest lämpliga att tillvarata. Förslag 2 tog bara hänsyn till flödena från snabbkylningen. Resultatet blev att ugn 1 (SK) och ugn 2 (SK) hade högst tillgänglig energi.

3. Identifiera det mest optimala förslaget för återvinning av spillvärmen.

Konklusionen är att förslag 1 är det mest givande alternativet. Fördelen med förslag 1 är att det är beroende av låga temperaturer vilket innebär att eftervärmning med fjärrvärme kommer att bli avsevärt mindre och i vissa perioder även onödig. Ventilationssystemet samt ugnarna är i drift dygnet runt, till skillnad från tappvarmvattensystemet som endast har stört-tappningar 2 till 3 gånger per dag. Investeringsberäkningarna visar att förslag 1 är mer ekonomiskt försvarbart. Fastställandet av värmebehovet klargjorde att det befintliga ventilationssystemet utnyttjar mer fjärrvärme. Utifrån förutsatta beräkningar och uppskattningar är förslag 1 mest optimalt.

Referenser

- Antonsson, A., Christensson, B., IVL Svenska Miljöinstitutet AB, Sandsberg, M och Högskolan i Gävle. 2005. *Arbetsplatsens ventilation*. Stockholm: Prevent.
- Armatec. 2015. <http://www.armatec.com/se/e-handel/varmevaxling-och-ackumulering/ackumulatortankar/ackumulatortank-at-8520a/> (Hämtad 2015-07-31)
- Armatec. *Hur ska ett system för ackumulering av varmvatten dimensioneras?*. <http://armatec.com/se/teknisk-hjalp/artiklar/hur-ska-ett-system-for-ackumulering/> (Hämtad 2015-07-10)
- Boverket. 2014. *Legionella och dricksvatten*. <http://www.boverket.se/sv/byggande/halsa-och-inomhusmiljo/vatten--avlopp/legionella-och-dricksvatten/> (Hämtad 2015-07-10)
- Bygginnovationen. *Våtrumsrenovering med Stambyten- Åtgärdsbehov, forskningsbehov och effektivitet*. http://www.bygginnovationen.se/documents/Bygginnovationen/Alla_partners/Slutrapporter_Fas_1/Vatrumrenoveringar_med_stambyten_rapport.pdf (Hämtad 2015-09-25)
- Cengel, Y och Boles, M. 2011. *Thermodynamics- An engineering approach*. 7. uppl. New York: McGraw-Hill.
- Ekeborg, T och Svenningsson, P. 1991. *Akkumulatortank vid kraftvärmeanläggningar*. Vattenfall.
- Energimyndigheten. 2014. *Mer om testet av rörisolering*. <https://www.energimyndigheten.se/Hushall/Testerresultat/Mer-om-testet-av-rorisolering/>. (Hämtad 2015-10-25)
- Energimyndigheten. 2015. *Energiläget 2015*.
- Google World. 2015. Beräkningsprogram.
- Hamrin, G. 1996. *Byggteknik, Del B Byggnadsfysik*. AMG Hamrin.
- Jensen, L. 2001. *Värmebehovsberäkning- Kursmaterial Installationsteknik FK*. LTH. <http://www.lth.se/fileadmin/hvac/files/varmebeh.pdf> (Hämtad 2015-06-20).
- Jiang, W och Gong, J.M. 2009. *Effect of holding time on vacuum brazing for a stainless steel plate-fin structure*. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0261306909006165> (Hämtad 2015-03-08)
- Håkansson, L. *Luftbehandling- Funktion och underhåll*. TAC svenska AB.

Kungliga Ingenjörsvetenskapsakademien (IVA). 2013. *Energieffektivisering av Sveriges industri- Hinder och möjligheter att nå en halverad energianvändning till 2050*. <http://www.iva.se/globalassets/rapporter/ett-energieffektivt-samhalle/201308-iva-energieffektivisering-rapport3-h1.pdf> (Hämtad 2015-03-15)

Landskrona Energi. <http://www.landskronaenergi.se/wp-content/uploads/2011/11/Fj%C3%A4rrv%C3%A4rme-Normalprislista-N%C3%A4ringsidkare-20151.pdf> (Hämtad 2015-04-15).

Landskrona Energi. 2015. *Avtalsformer*. <http://www.landskronaenergi.se/privat/avtalsformer/> (Hämtad 2015-10-2).

Lundagrossisten. *Utbildningskompendium- VVS-Kunskap Steg två*. http://www.lundagrossisten.se/common/pdf/Utbildningskompendium_VVS_steg_2.pdf (Hämtad 2015-08-30).

Mörstedt, S och Hellsten, G. 1999. *Data och Diagram- Energi- och kemitekniska tabeller*. Liber.

Navasa, M; Doktorand vid institutionen för värmeöverföring, Lunds Tekniska Högskola. 2015. Flera möten mellan juli-september 2015 i M-huset på LTH.

Socialstyrelsen. 2005. *Temperatur inomhus*. Bergslagens Grafiska, Lindesberg. <https://www.folkhalsomyndigheten.se/pagefiles/12940/temperatur-inomhus.pdf> (Hämtad 2015-06-20)

SMHI. 2015. E-mail 19 juni. <kundtjanst@smhi.se>.

Svenska Kommunförbundet. 1992. *Energihushållning-System och installationer i byggnader med tonvikt på att spara energi*. Balder AB.

Svensk Fjärrvärme AB. 2009a. *Fjärrvärmecentralen kopplingsprinciper*. http://www.svenskfjarrvarme.se/Global/Rapporter%20och%20dokument%20INTE%20Fj%C3%A4rrsyn/Ovriga_rapporter/Kundanlaggningar/Fjarrvarmecentraler_kopplingsprinciper_2009_3.pdf (Hämtad 2015-09-29)

Svensk Fjärrvärme AB. 2009b. *Spillvärme från industrier och lokaler*. <http://www.svenskfjarrvarme.se/Global/FJ%C3%84RRSYN/Rapporter%20och%20resultatblad/Rapporter%20omv%C3%A4rld/2009/Spillv%C3%A4rme%20fr%C3%A5n%20industrier%20och%20lokaler%20.pdf> (Hämtad 2015-03-25).

Svensk Fjärrvärme. *Fjärrvärmepriser*. <http://www.svenskfjarrvarme.se/Statistik--Pris/Fjarrvarmepriser/> (Hämtad 2015-11-5).

Svensson E. 2011. *Värmeåtervinning ifrån svalnande gods*. Swerea SWECAST AB.

SWEP. 2015. Intervju med SWEP personal

Thekdi, A och Belt, C. 2011. *Waste heat reduction and recovery options for metals industry*. I Neelameggham, N., Belt, C., Jolly, M., Reddy, R., Yurko, J (red.). *Energy Technology 2011: Carbon Dioxide and other Greenhouse gas reduction Metallurgy and waste heat recovery*. WILEY. 17-24

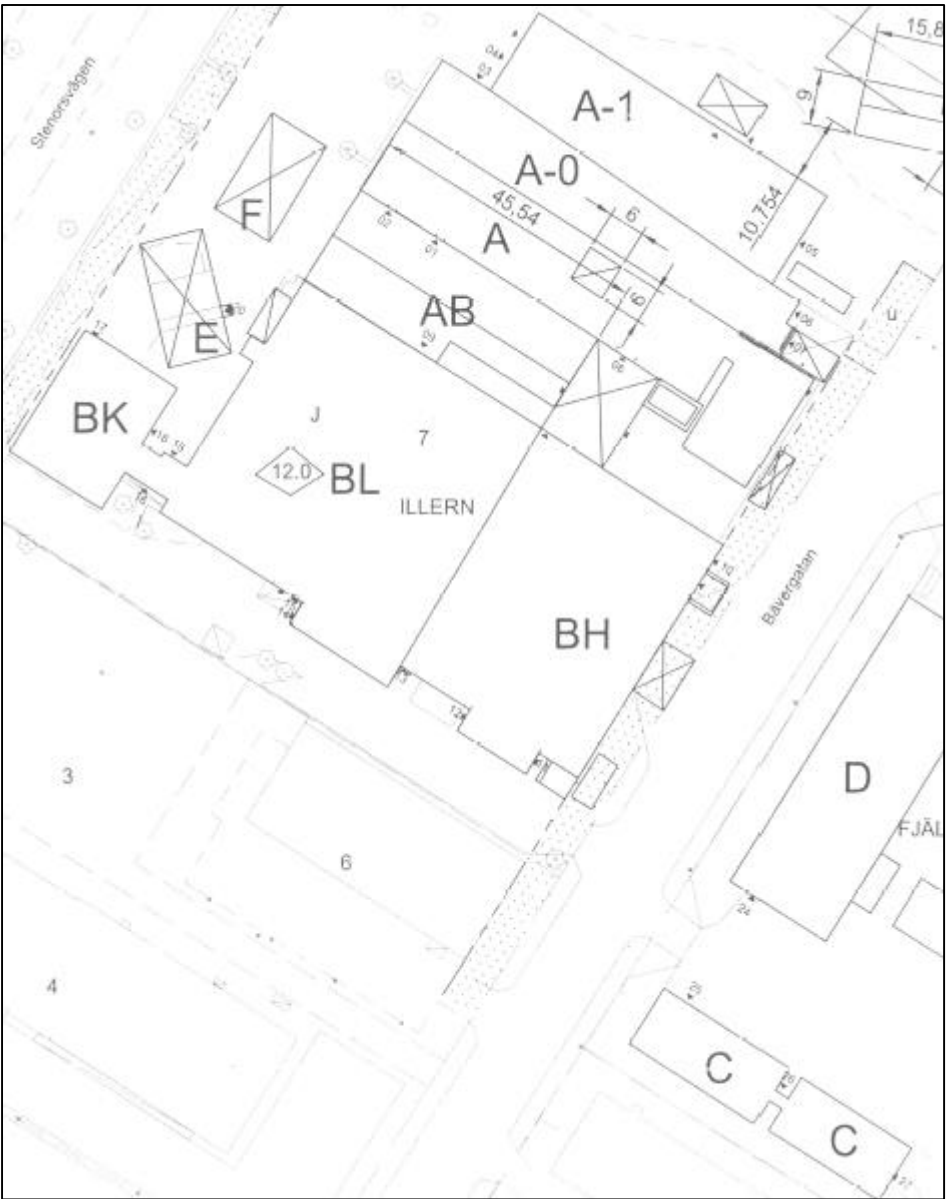
Uponor AB. *VVS handboken- Edition 1*. http://www.n-mental.com/manualer/VVS-Handboken_Edition1_Hela_low.pdf (Hämtad 2015-09-15).

Vvshandboken. 2013. *Dimensionering av förledningsledning, beräkningsmetod*. http://www.vvshandboken.se/tappvatten/topics/PEX/c_PEXProjekteringDimensioneringFordelningsledningBerakningsmetod.html#PEXProjekteringDimensioneringFordelningsledningBerakningsmetod__table_dim_fordeln_berakn (Hämtad 2015-09-15).

Wikells Byggberäkningar AB. 2014/2015. *Sektionsfakta-VVS, Teknisk-Ekonomisk sammanställning av VVS- Installationer*.

Bilagor

B1. SWEPs fastigheter



Figur B1.1. Uppdelningen av SWEP-lokalerna

B2. Övergripande beskrivningar av kylsystemens vattentankar

Kylsystem 1

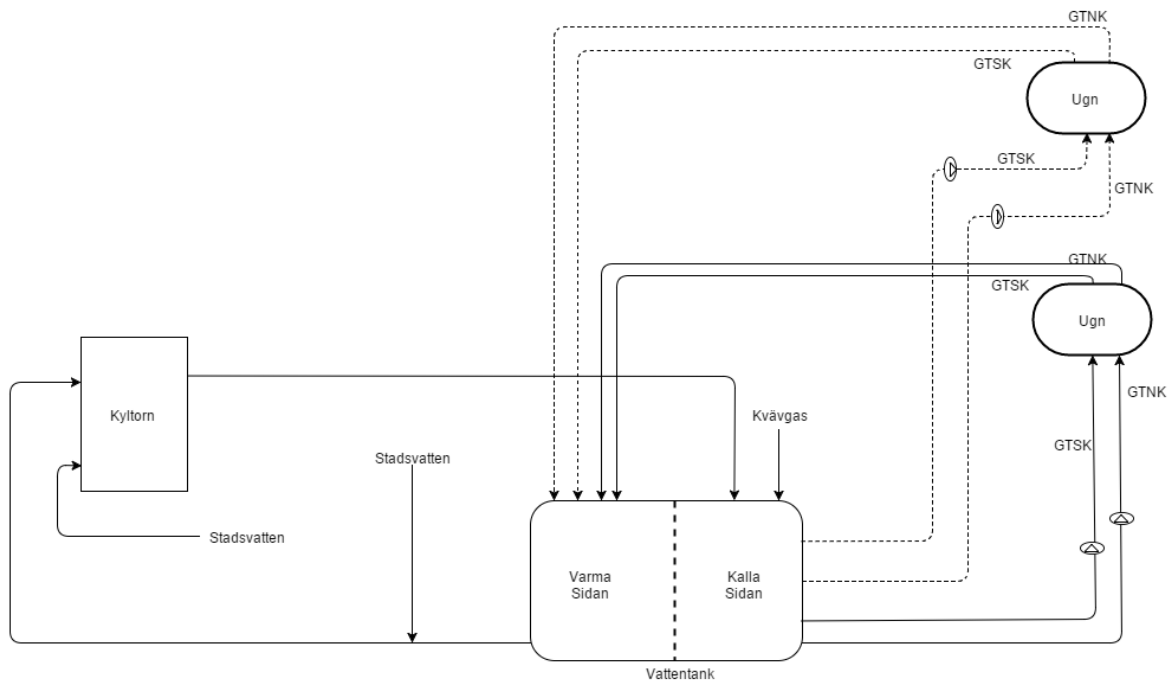
Kylsystem 1 har en vattentank som rymmer 49 m³. Den är uppdelad i en varm sida och en kall sida med en delvis öppen vägg som åtskiljer dem. Se Figur B2.1

Kylsystem 2

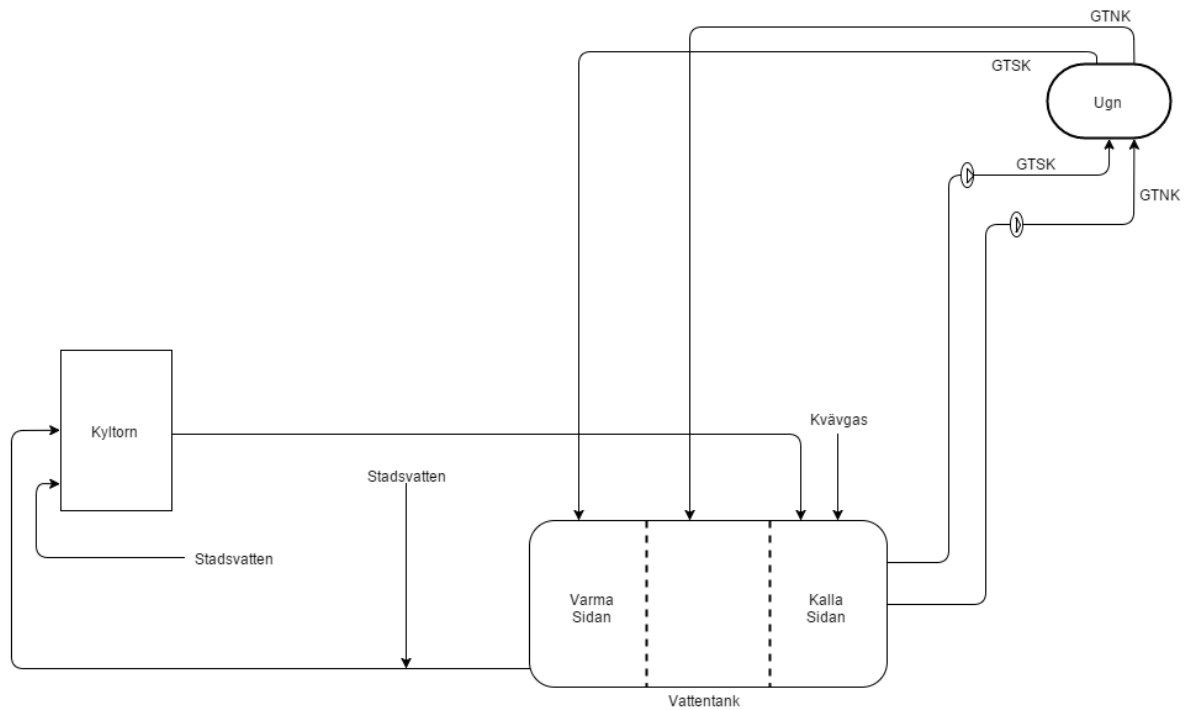
Kylsystem 2 har en vattentank som rymmer 75 m³. Denna är uppdelade i tre lika stora kommunicerande volymer. I kylsystem 2 transporteras det uppvärmda vattnet från normalkylningen till mittentanken medan det uppvärmda vattnet från snabbkylningen transporteras till den varma sidan av tanken. Vatten från både sidor av tanken blandas vilket medför att det varma vattnet sjunker i temperatur. Se Figur B2.2

Kylsystem 3 och Kylsystem 4

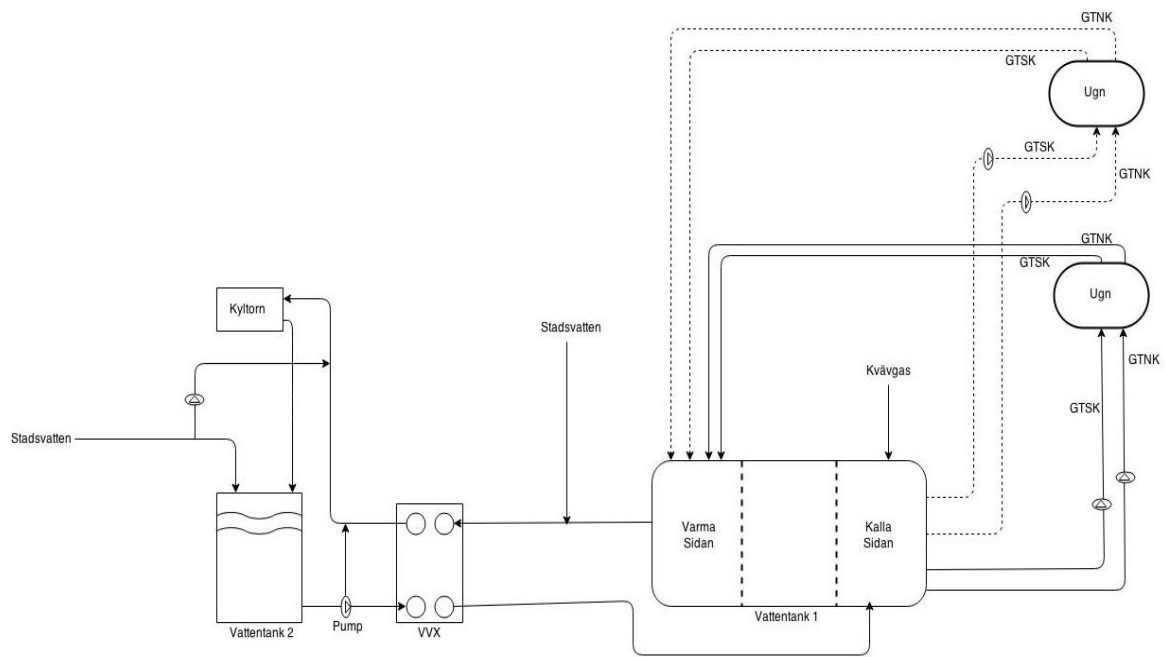
Kylsystemen har en respektive vattentank som rymmer 70 m³. Den är uppdelad i tre lika stora kommunicerande delar. Alla utflöden från ugnarna transporteras till vattentankens varma sida. Den största skillnaden mellan dessa system och tidigare system är utformningen på kyltornet. Det öppna kyltornet har en liten vattentank som rymmer 4 m³. Det har även en värmeväxlare som separerar den öppna kyltornkretsen från den slutna ugn-kylningen. Temperaturen i vattentank 2 regleras genom en pump som cirkulerar kylvatten mellan vattentank 2 och värmeväxlaren. Se Figur B2.3



B2.1. En förenklad skiss av kylsystem 1.



B2.2. En förenklad skiss av kylsystem 2.



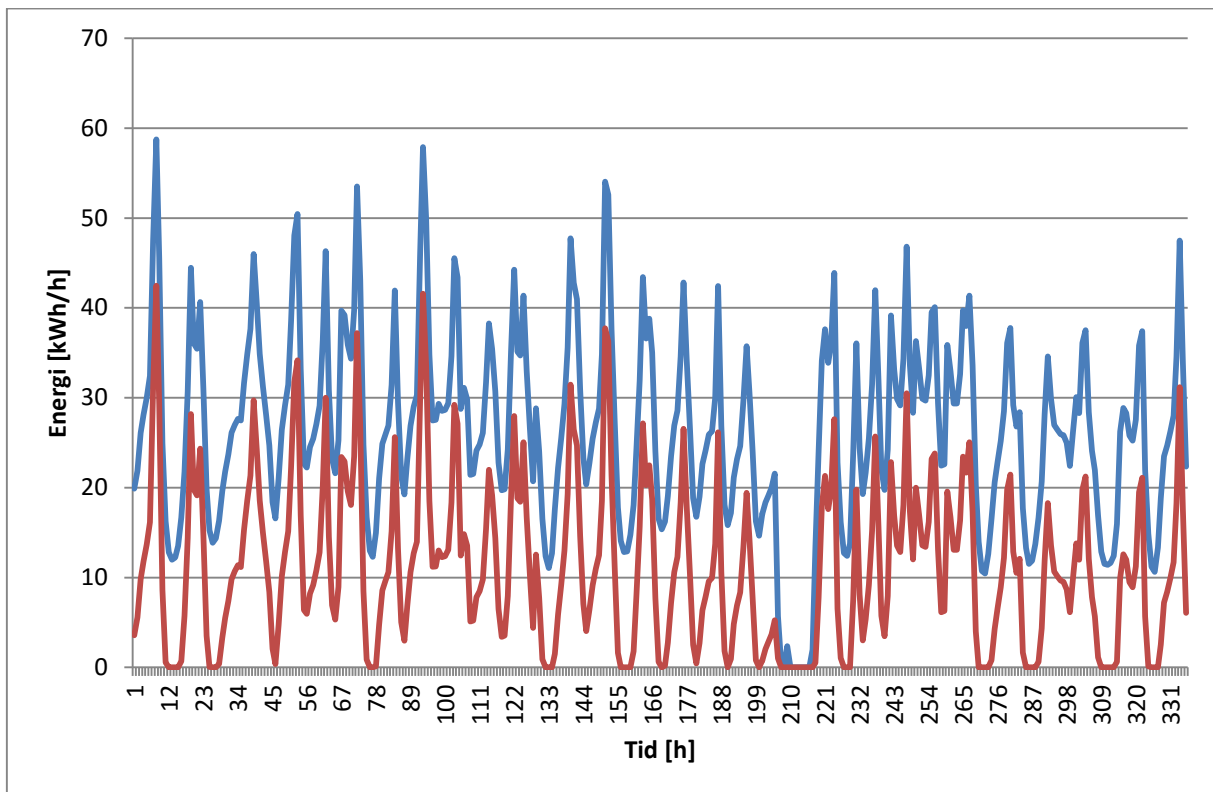
B2.3. En förenklad skiss av kylsystem 3 och kylsystem 4.

B3. Flöde och tryck

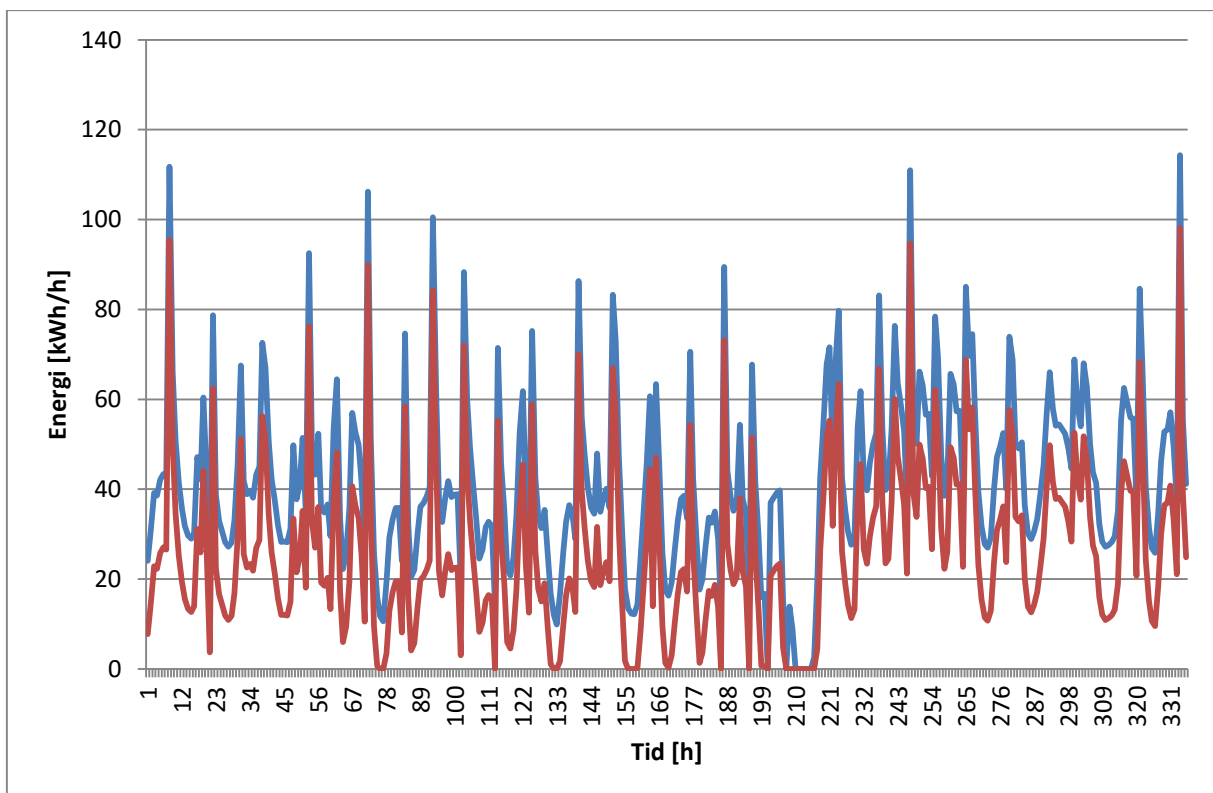
Ugn	Flöde[l/s]	Flöde[m ³ /h]	Tryck[bar]
Ugn 1, NK	6,32	22	~1,9
Ugn 1, SK	11,8	42	~1,3
Ugn 2, SK	12,2	43	~1,3
Ugn 4, NK	15	56	~1,5
Ugn 4, SK	14,1	50	~1,4
Ugn 5, NK	2,8	10	~1,5
Ugn 5, SK	12	43	~1,7
Ugn 6, NK	5	18	~1,4
Ugn 6, SK	10,9	39	~1,2
Ugn 7, NK	4,4	16,3	~1,2
Ugn 7, SK	12,7	46	~1,3
Ugn 8, NK	4,2	15,1	~1,6
Ugn 8, SK	11,6	42	~1,3

B3.1. Tabell över flöde och tryck för spillvärmeflödena.

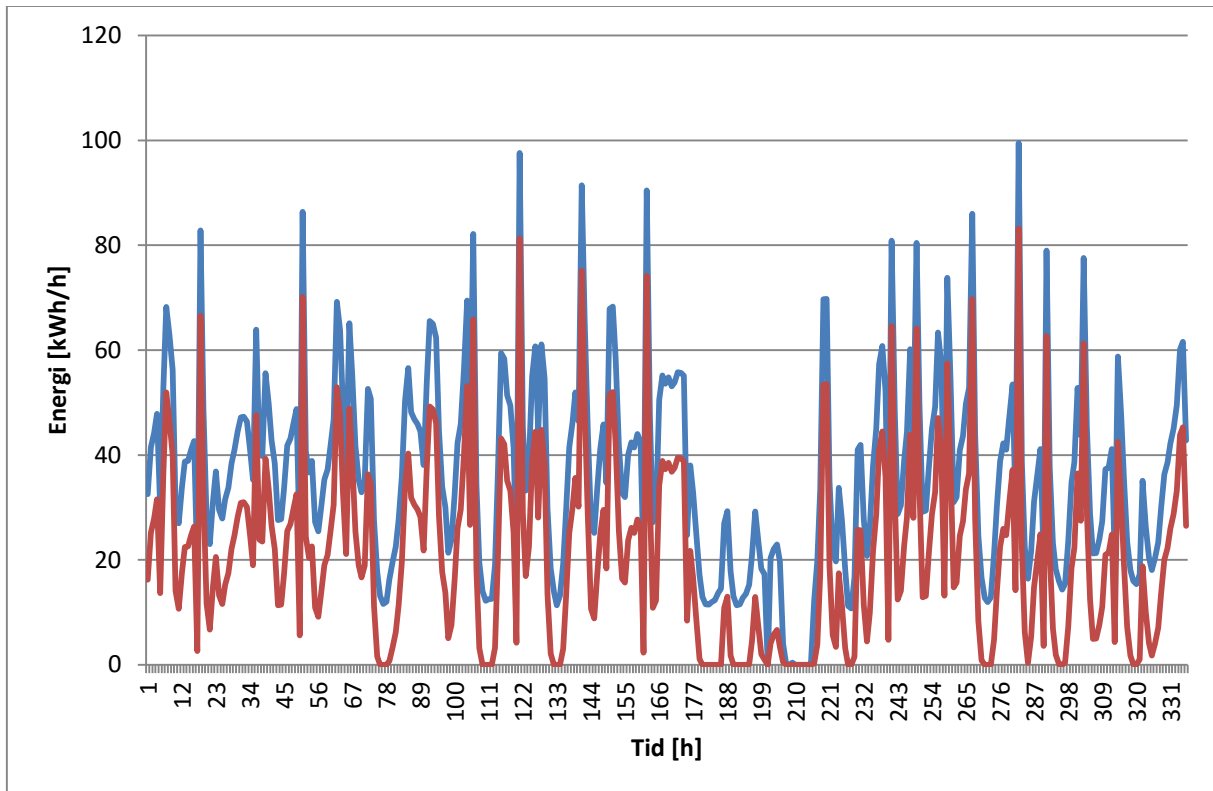
B4. Tillgänglig effekt som kan utvinnas ur spillvärmeflödena för förslag 1



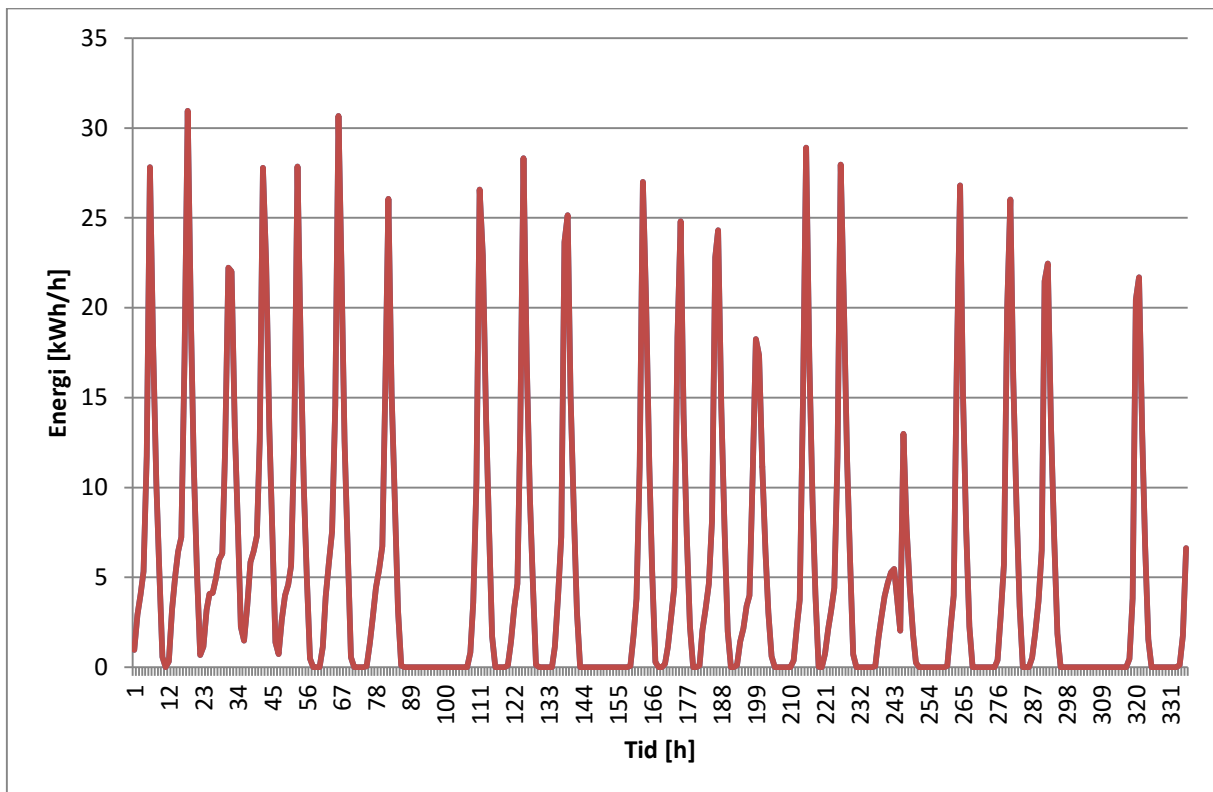
Figur B4.1. Tillgänglig effekt i ugn 1 (NK).



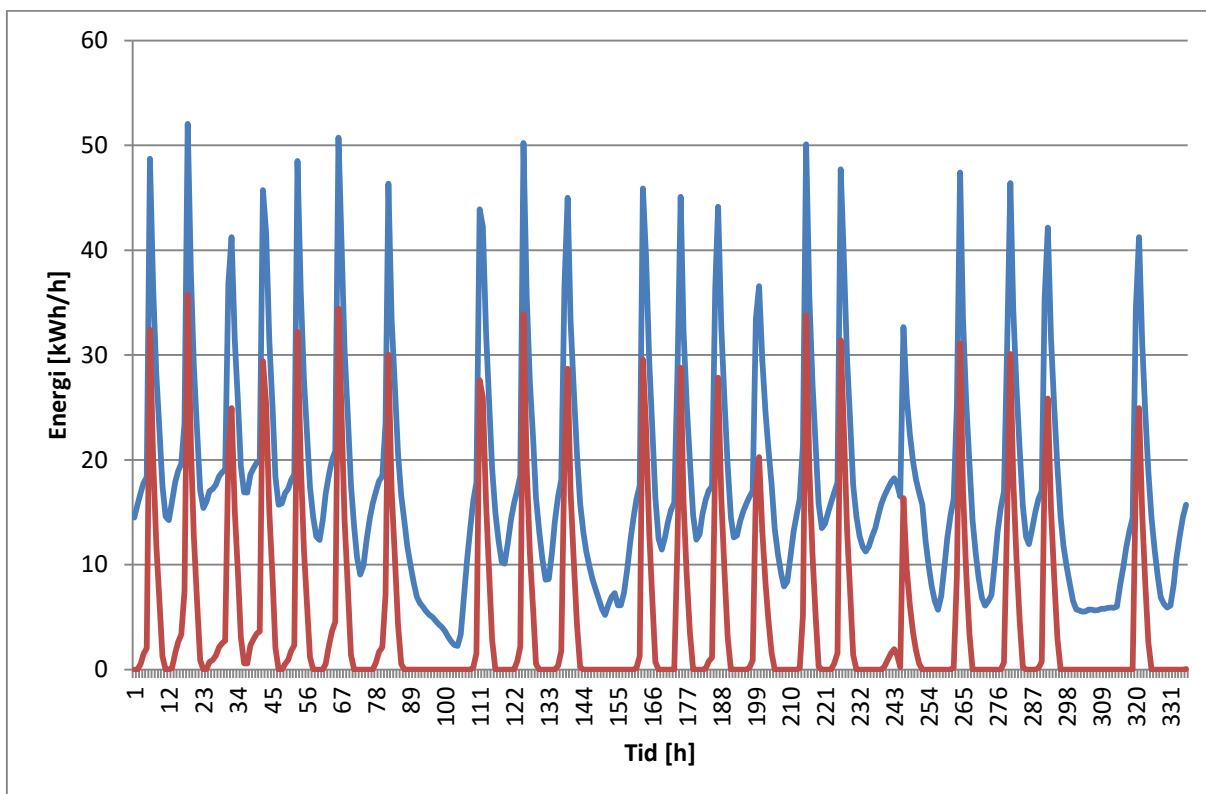
Figur B4.2. Tillgänglig effekt i ugn 2 (SK).



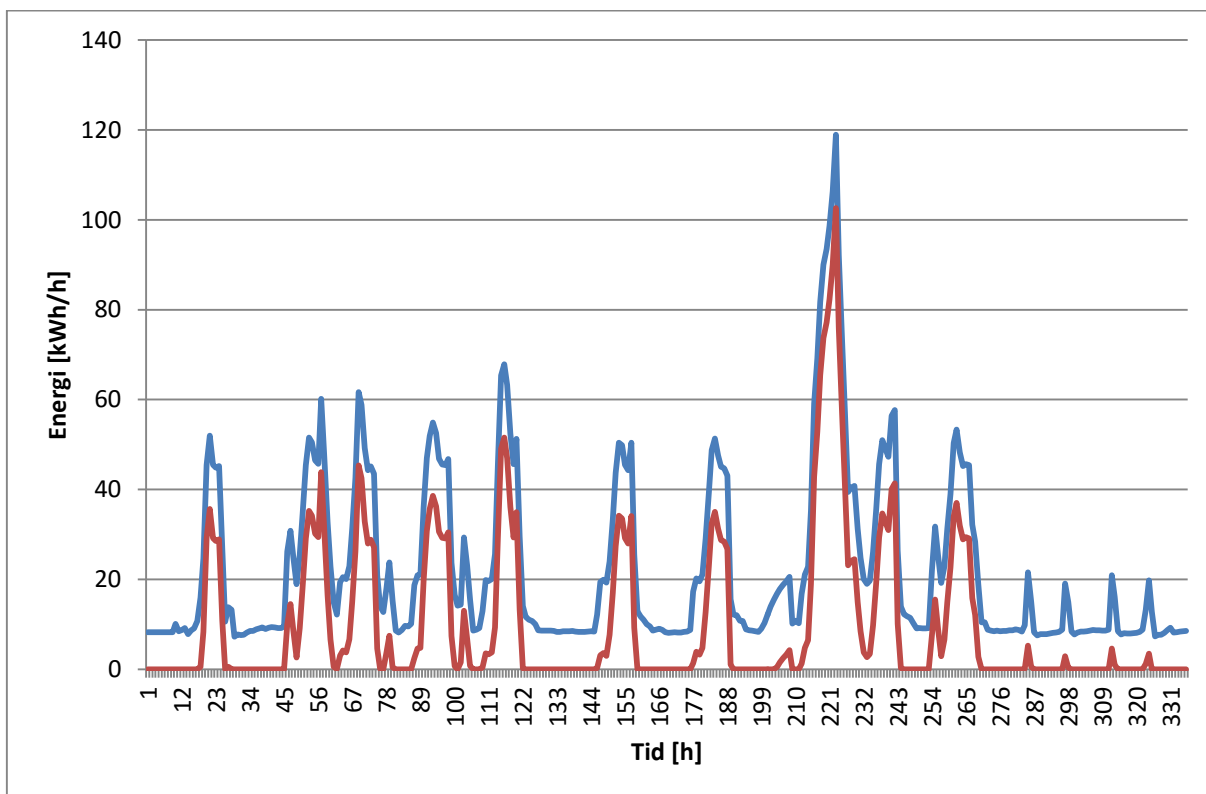
B4.3. Tillgänglig effekt i ugn 2 (SK).



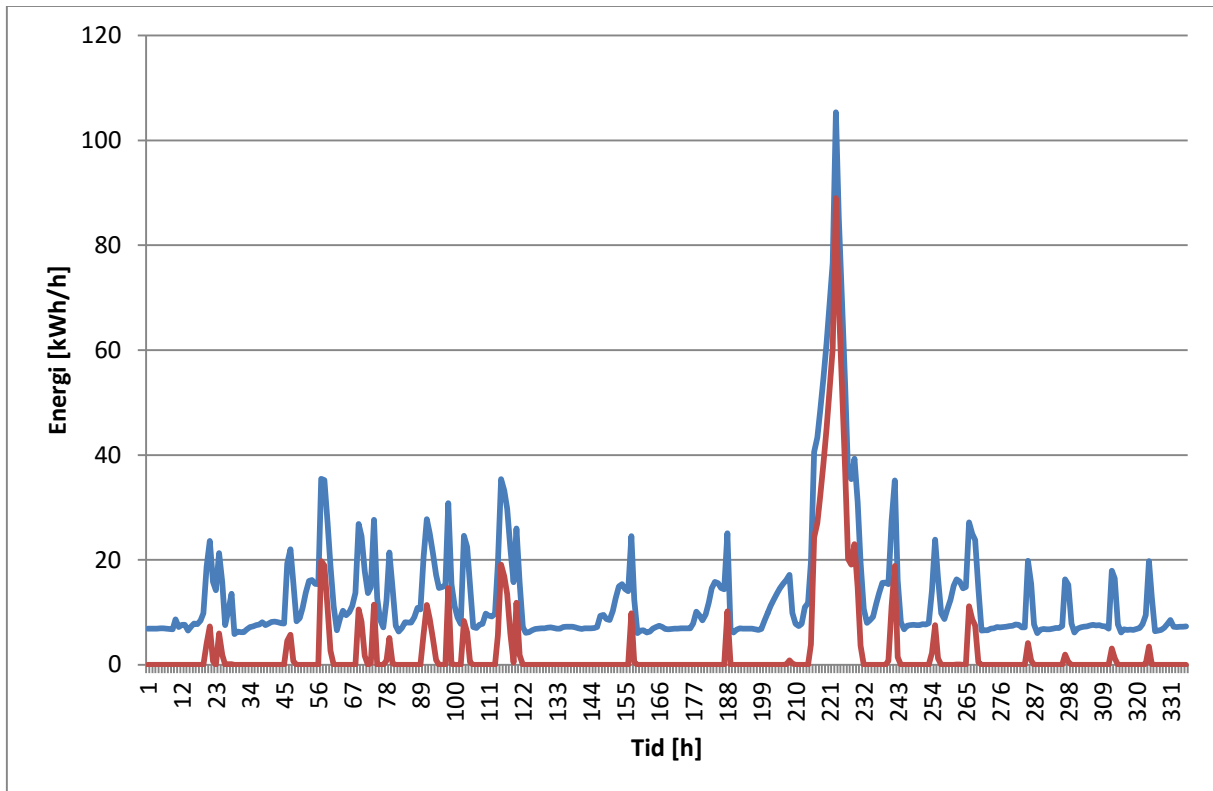
B4.4. Tillgänglig effekt i ugn 4 (NK).



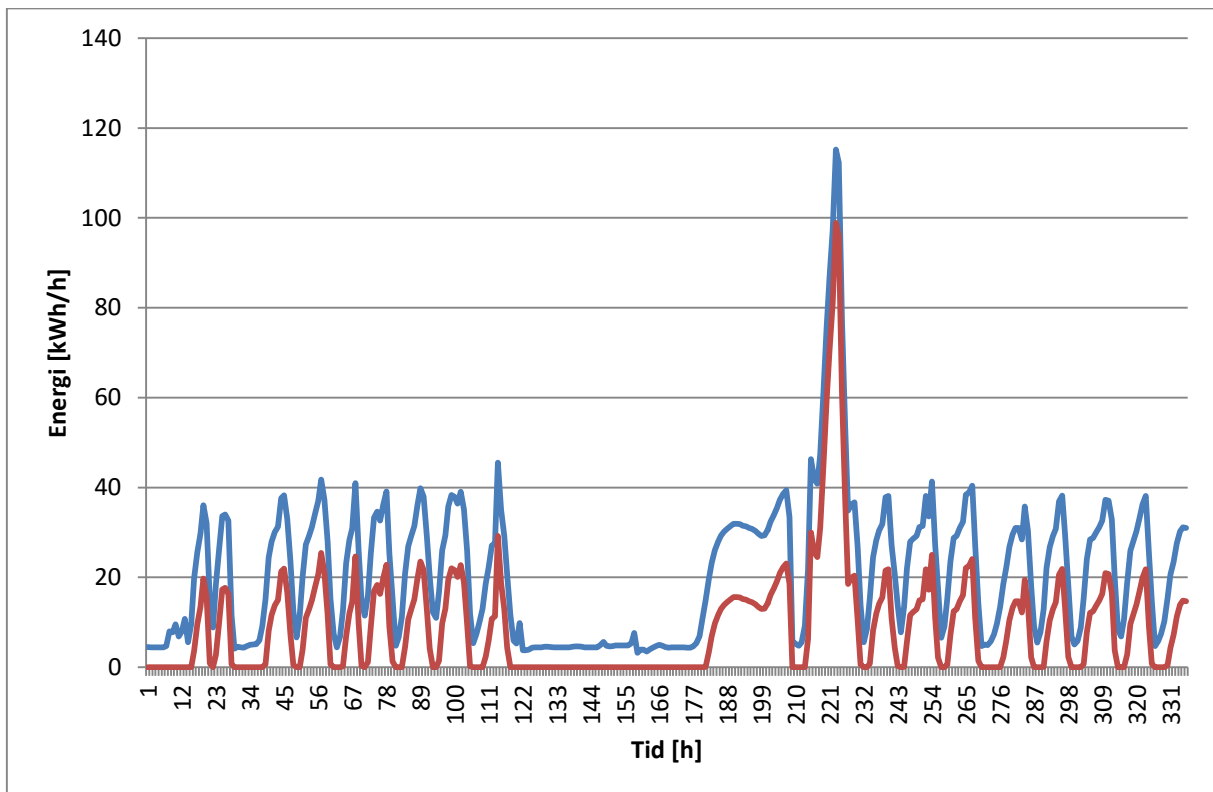
B4.5. Tillgänglig effekt i ugn 4 (SK).



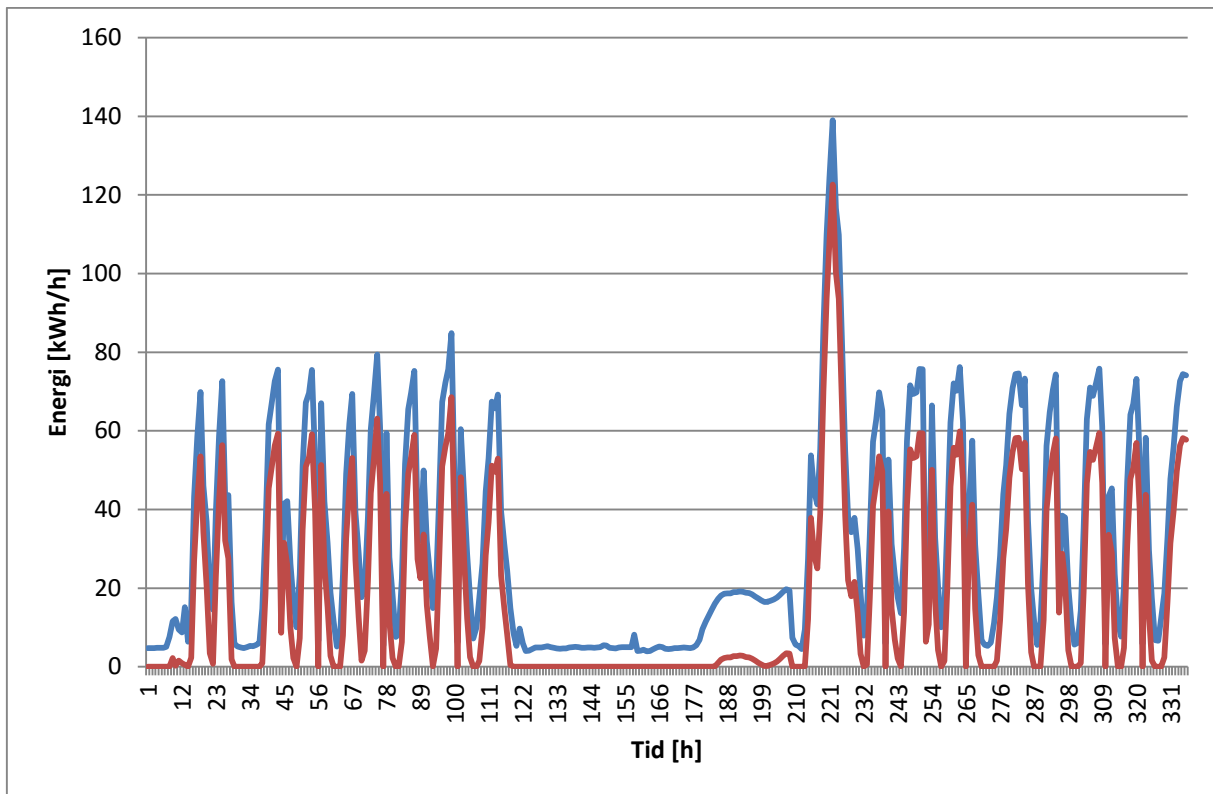
B4.6. Tillgänglig effekt i ugn 5 (NK).



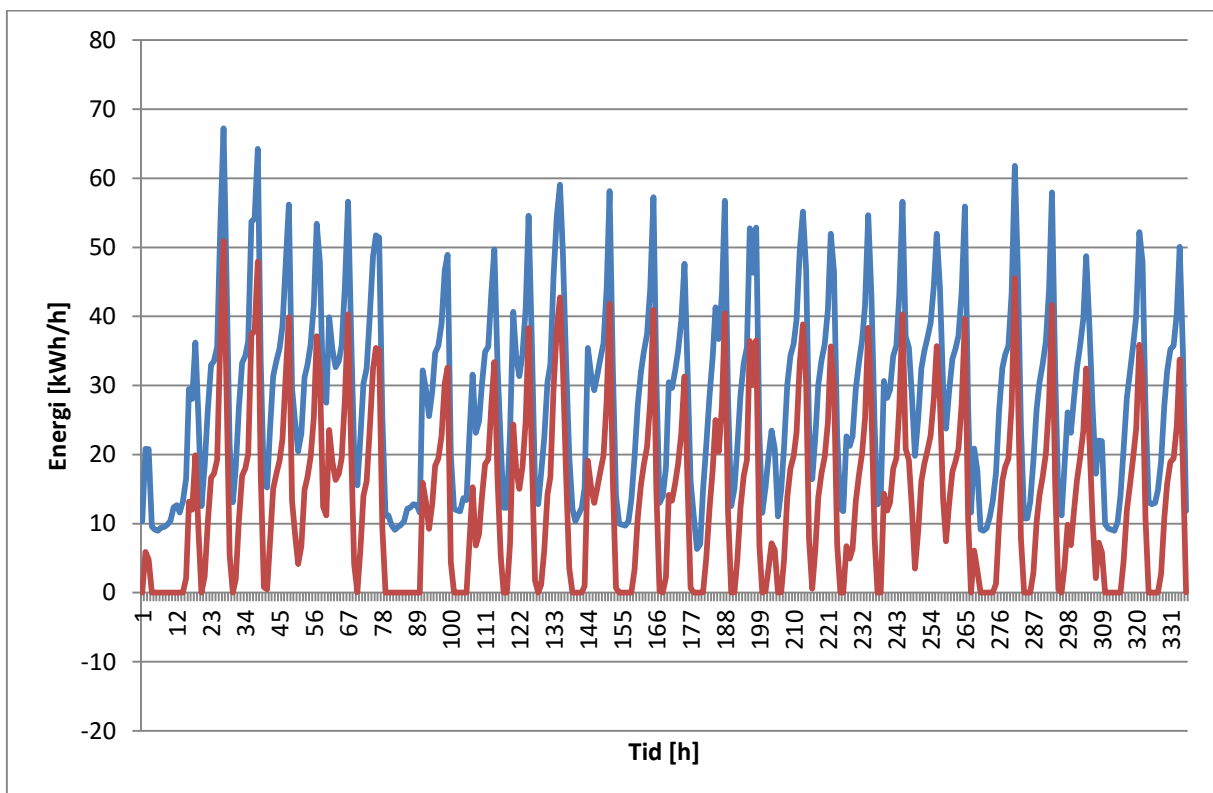
B4.7. Tillgänglig effekt i ugn 5 (SK).



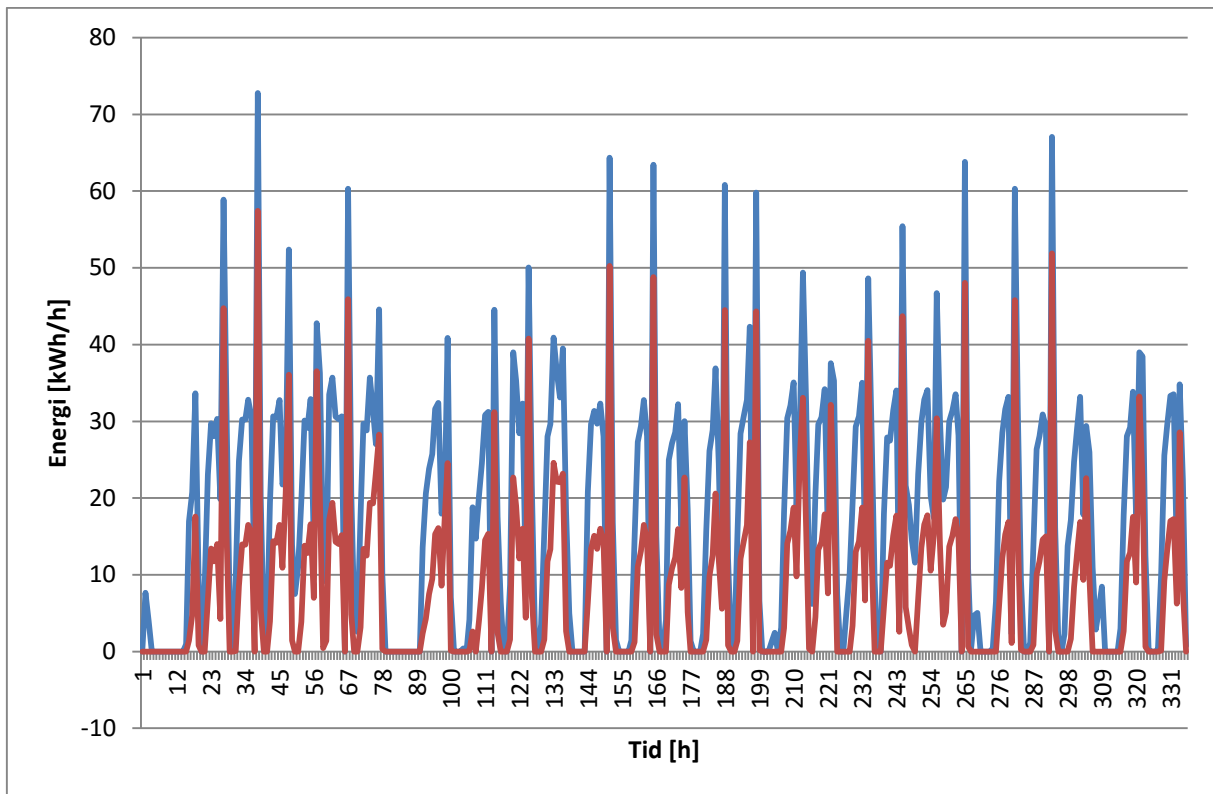
B4.8. Tillgänglig effekt i ugn 6 (NK).



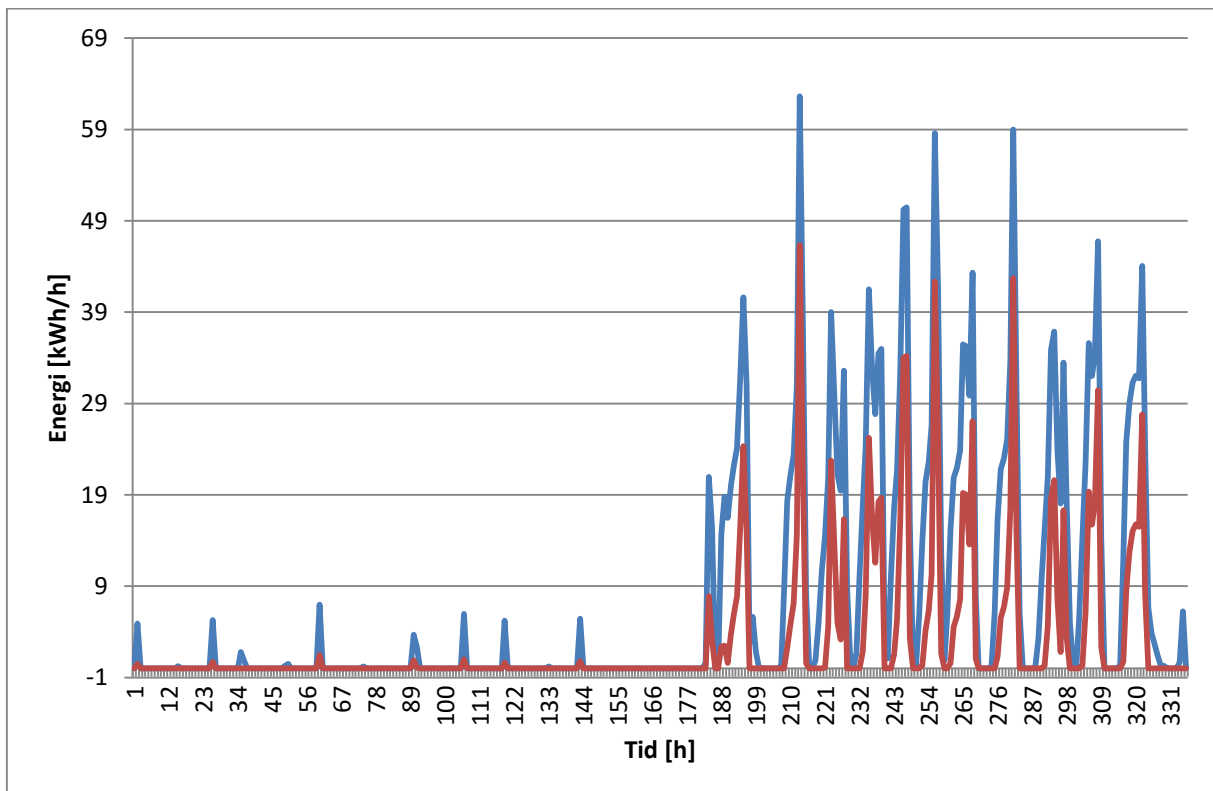
B4.9. Tillgänglig effekt i ugn 6 (SK).



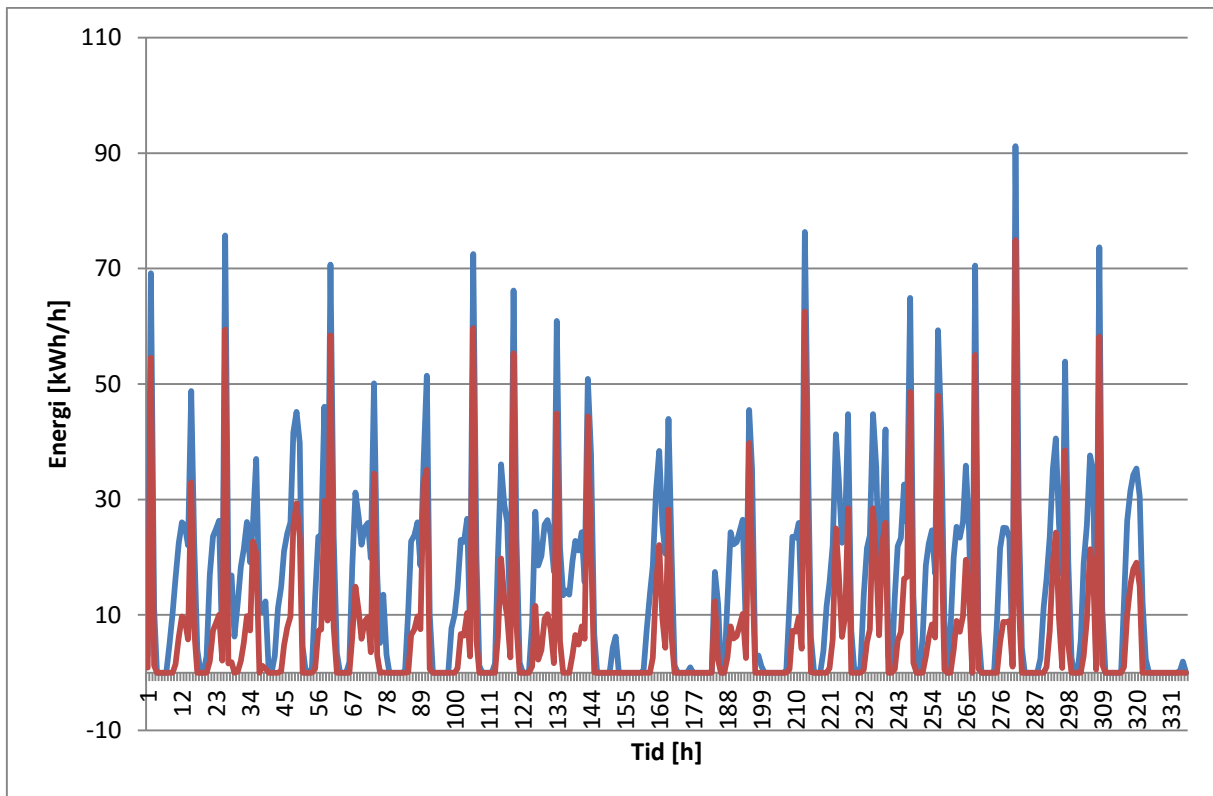
B4.10. Tillgänglig effekt i ugn 7 (NK).



B4.11. Tillgänglig effekt i ugn 7 (SK).

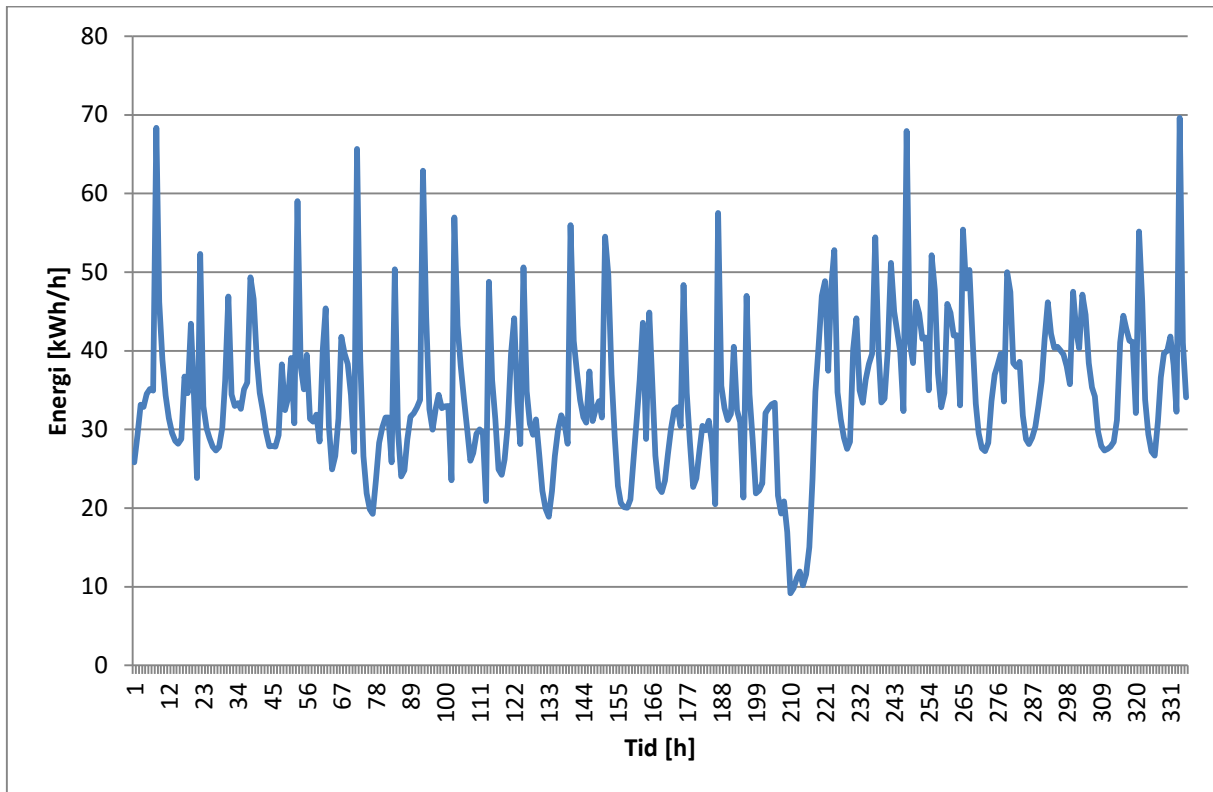


B4.12. Tillgänglig effekt i ugn 8 (NK)

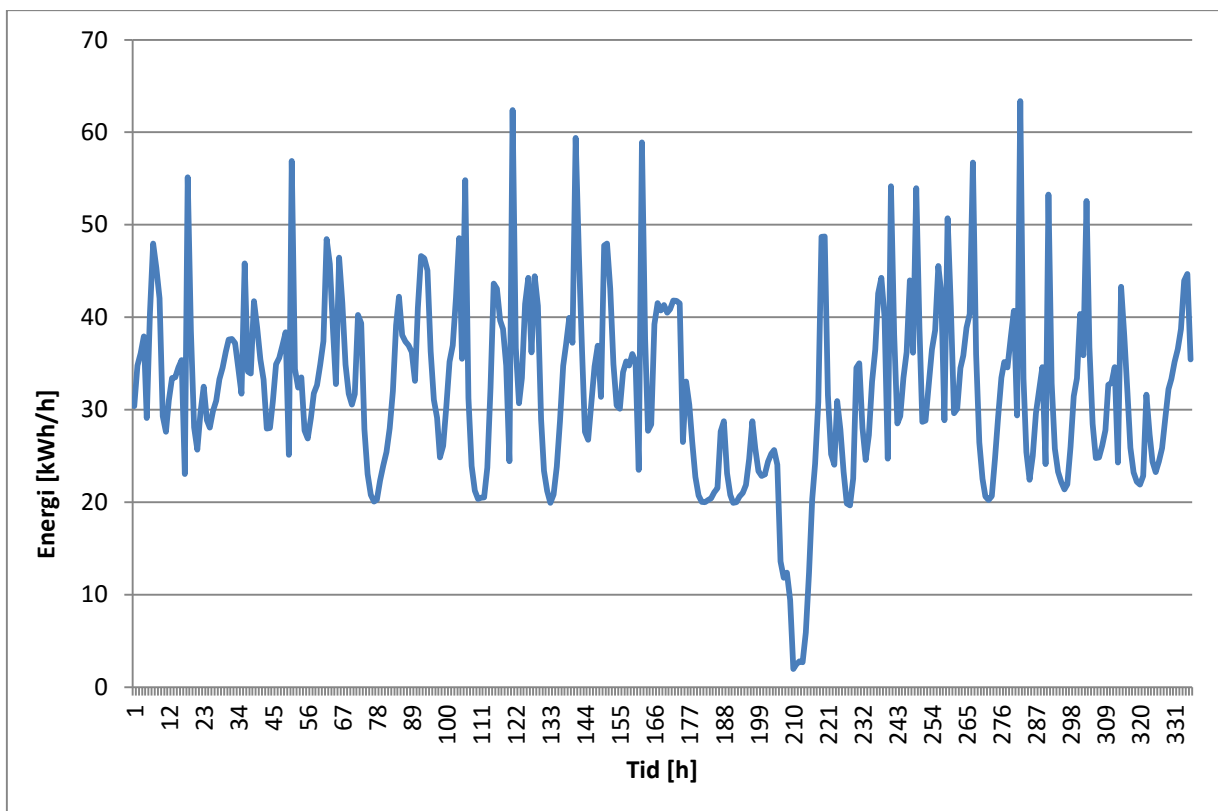


B4.13. Tillgänglig effekt i ugn 8 (SK).

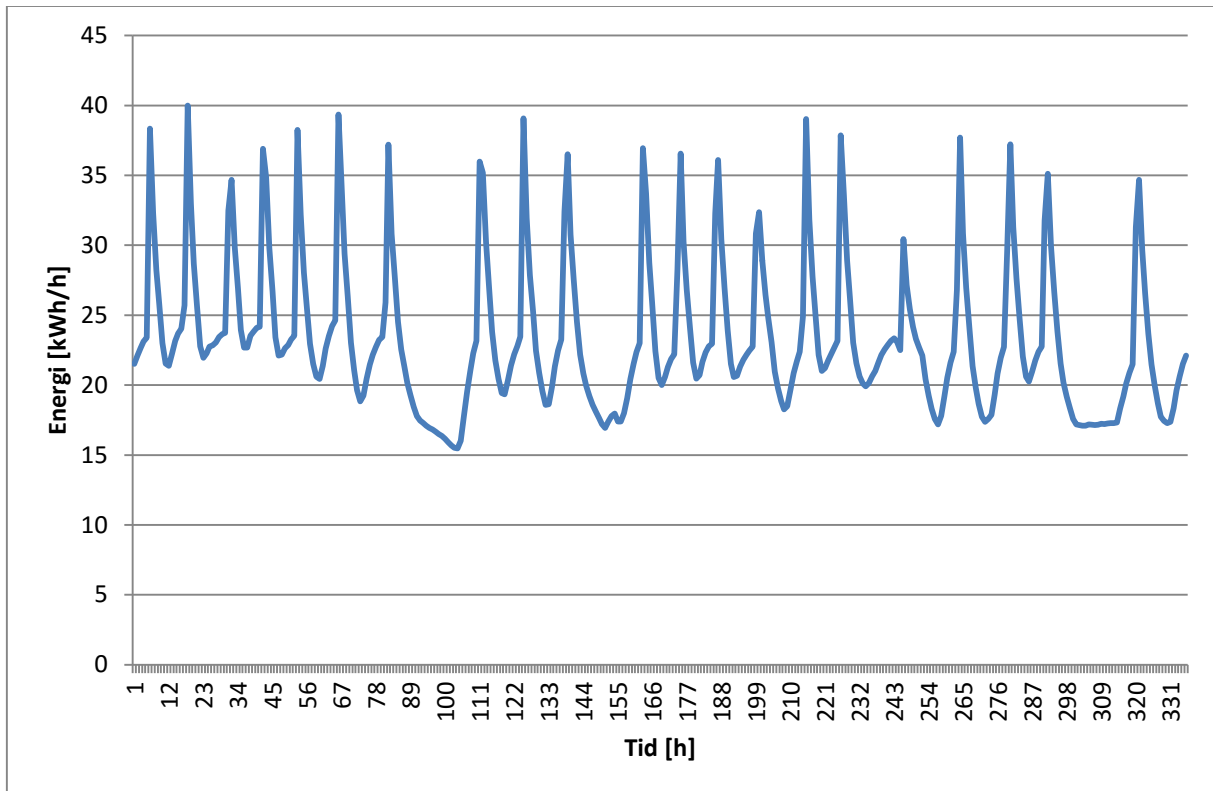
B5. Tillgänglig effekt i spillvärmeflödena för förslag 1



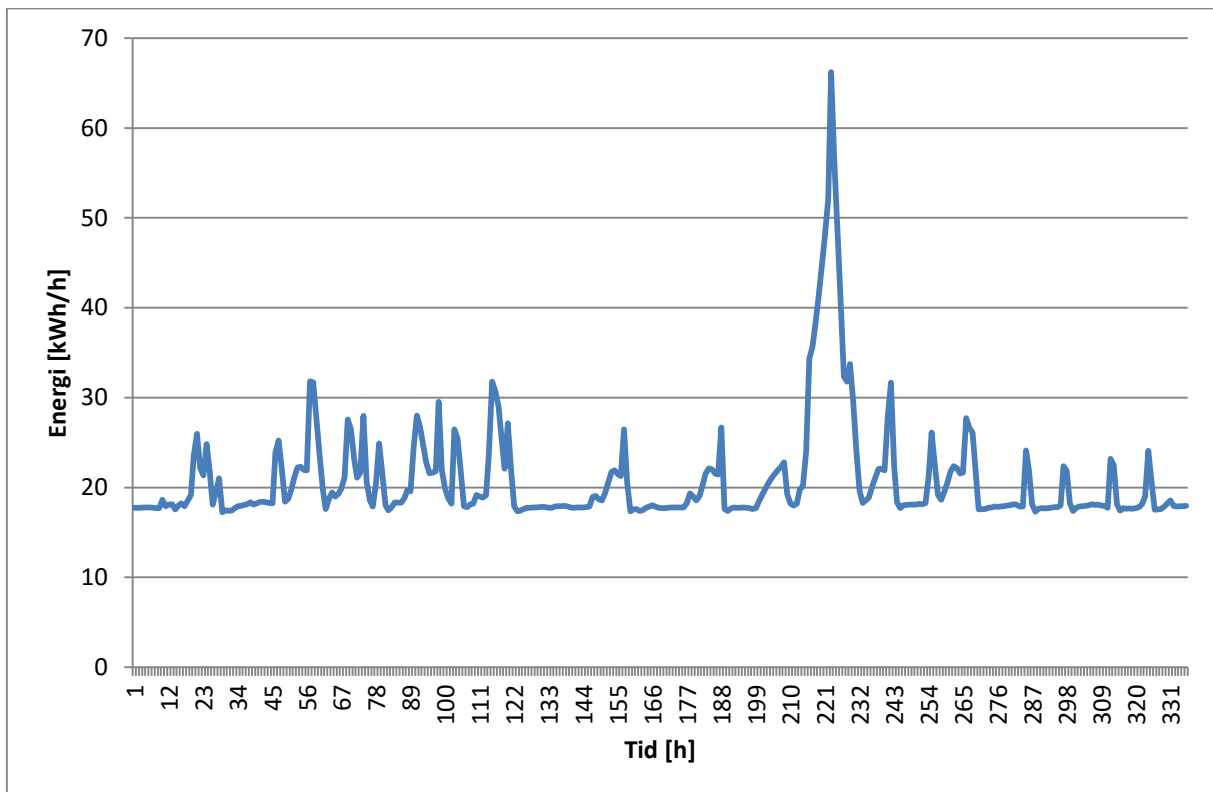
B5.1. Tillgänglig effekt i ugn 1 (SK)



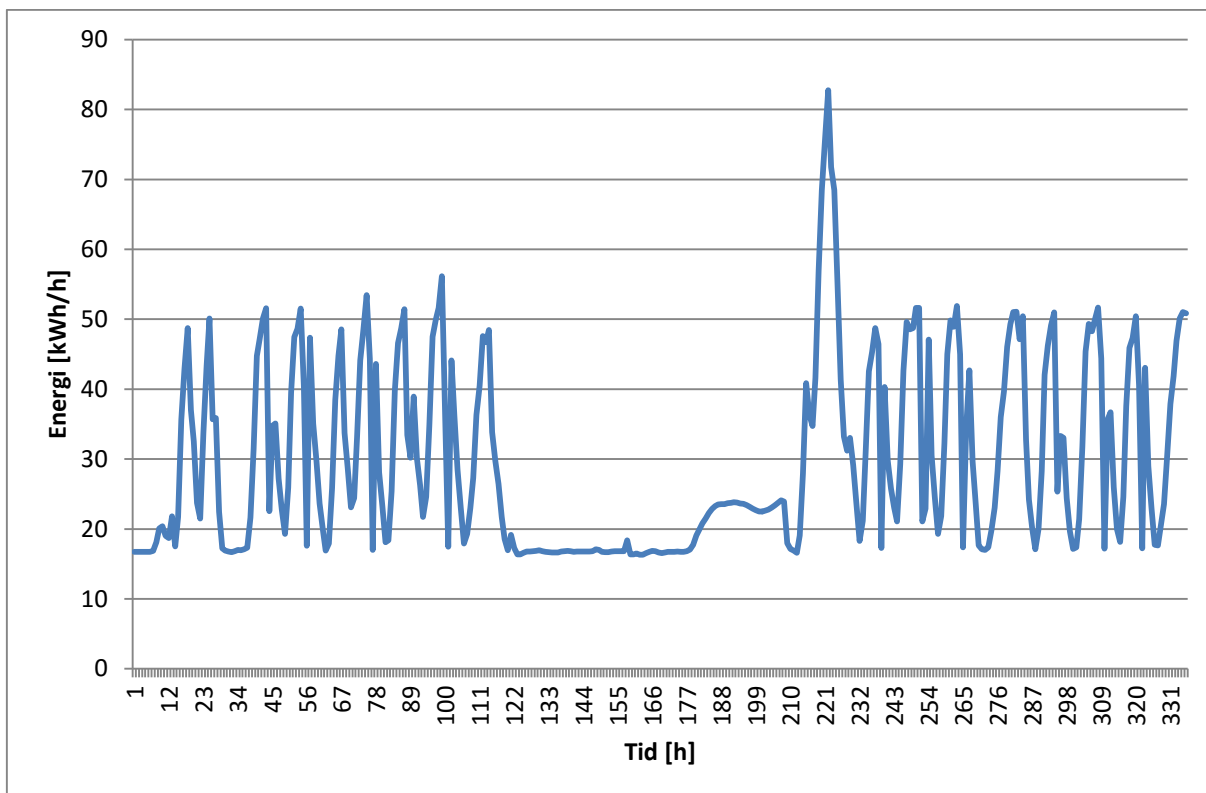
B5.2. Tillgänglig effekt i ugn 2 (SK)



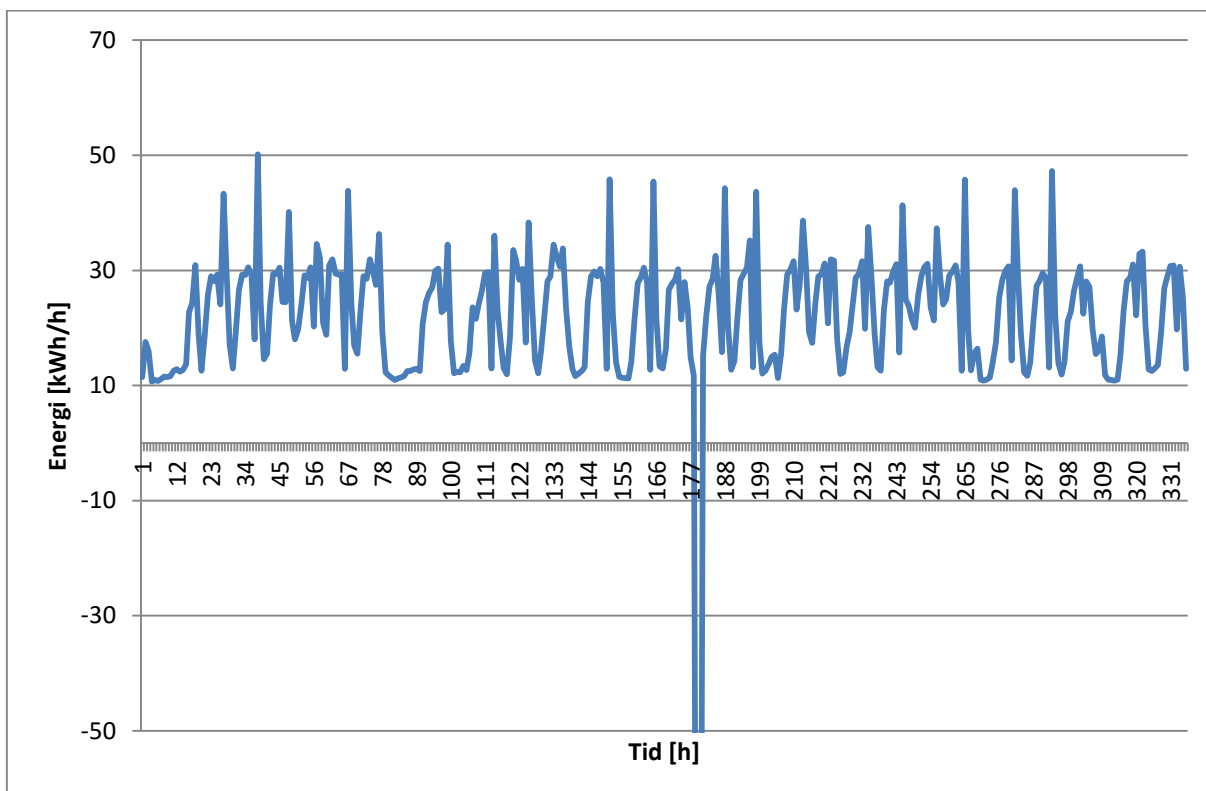
B5.3. Tillgänglig effekt i ugn 4 (SK)



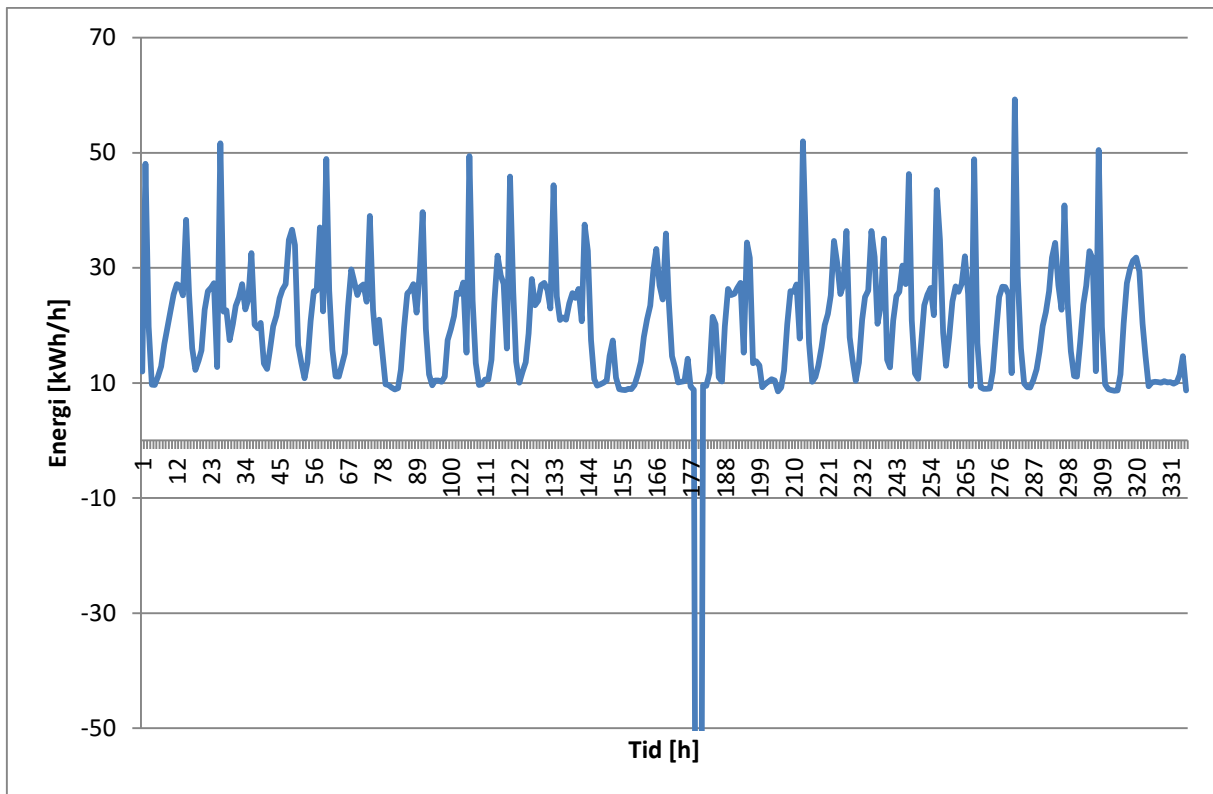
B5.4. Tillgänglig effekt i ugn 5 (SK).



B5.5. Tillgänglig effekt i ugn 6 (SK).

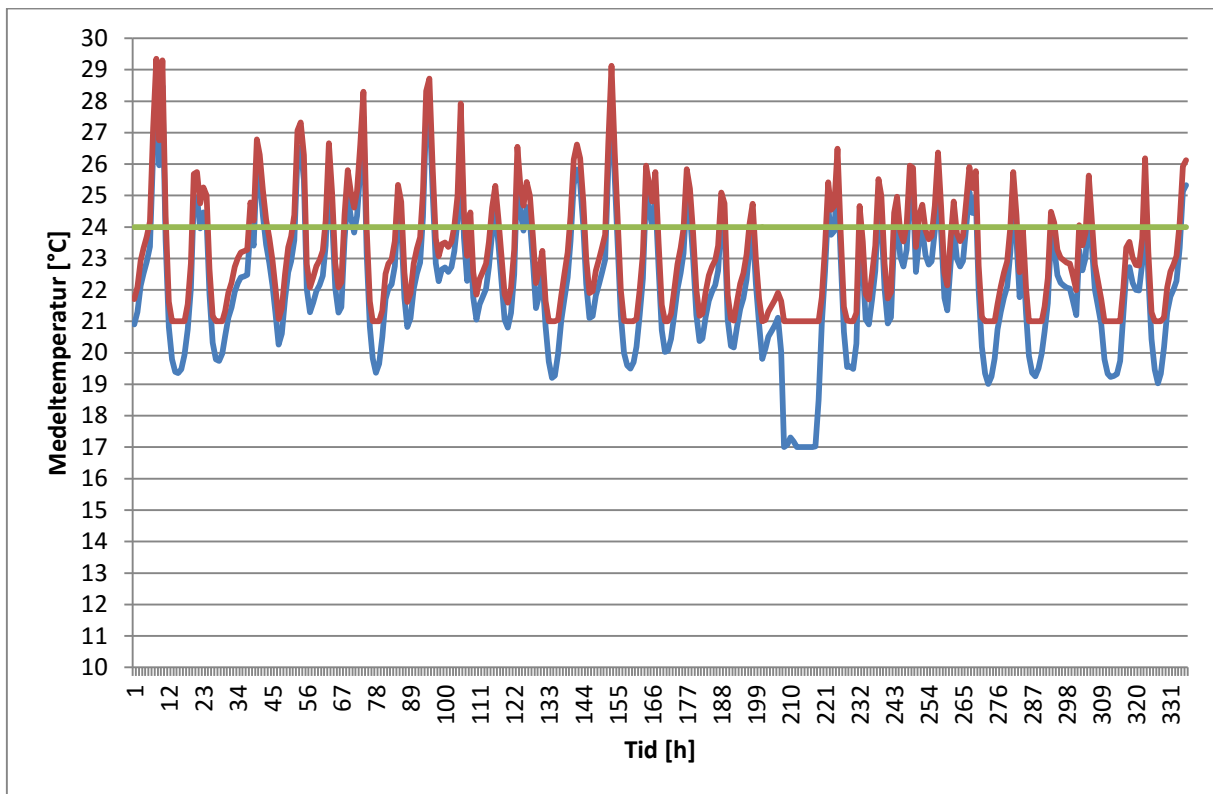


B5.6. Tillgänglig effekt i ugn 7 (SK).

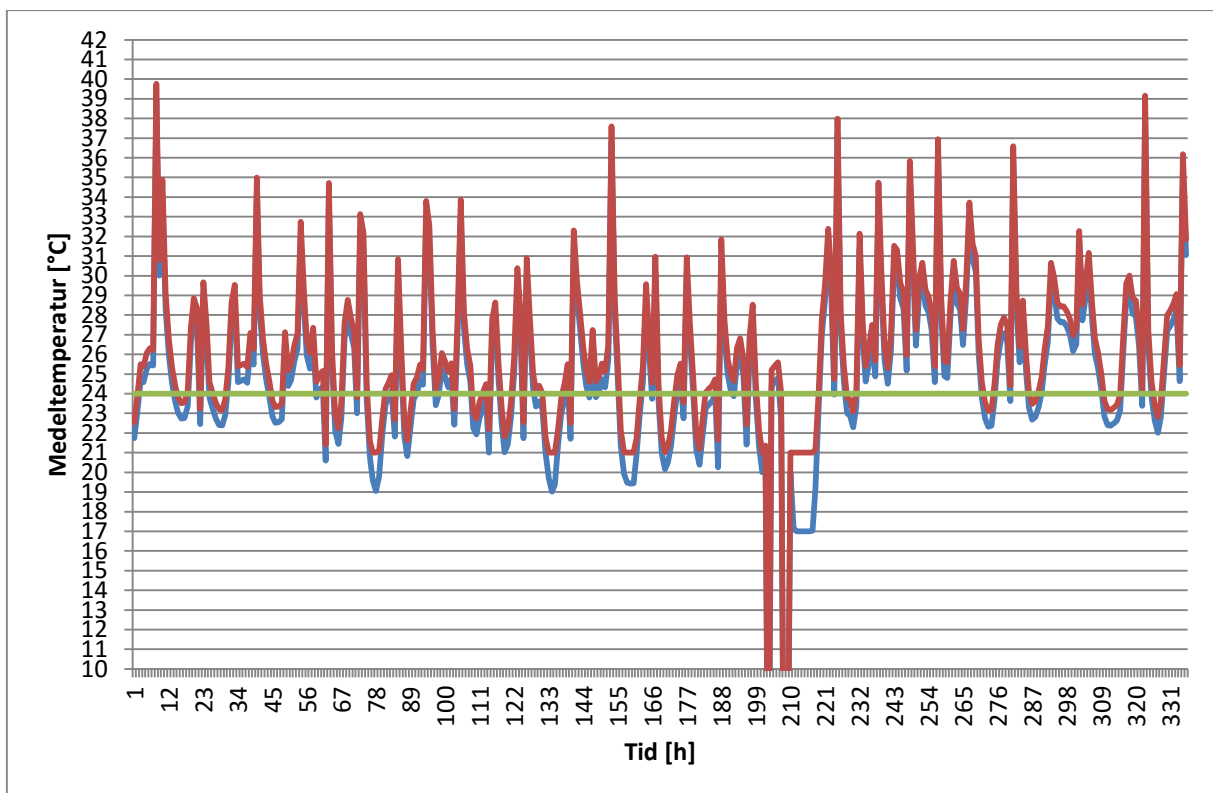


B5.7. Tillgänglig effekt i ugn 8 (SK).

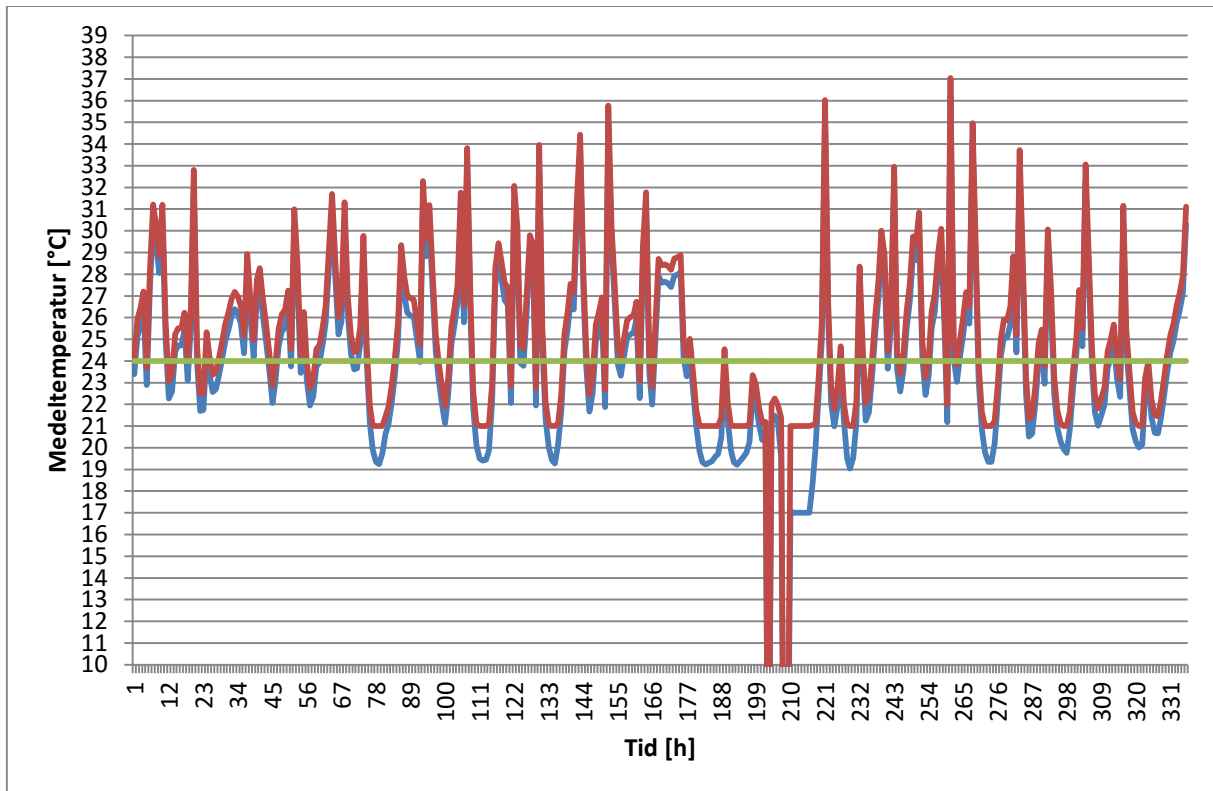
B6. Medeltemperaturen på inkommande ventilationsluft efter uppvärmning



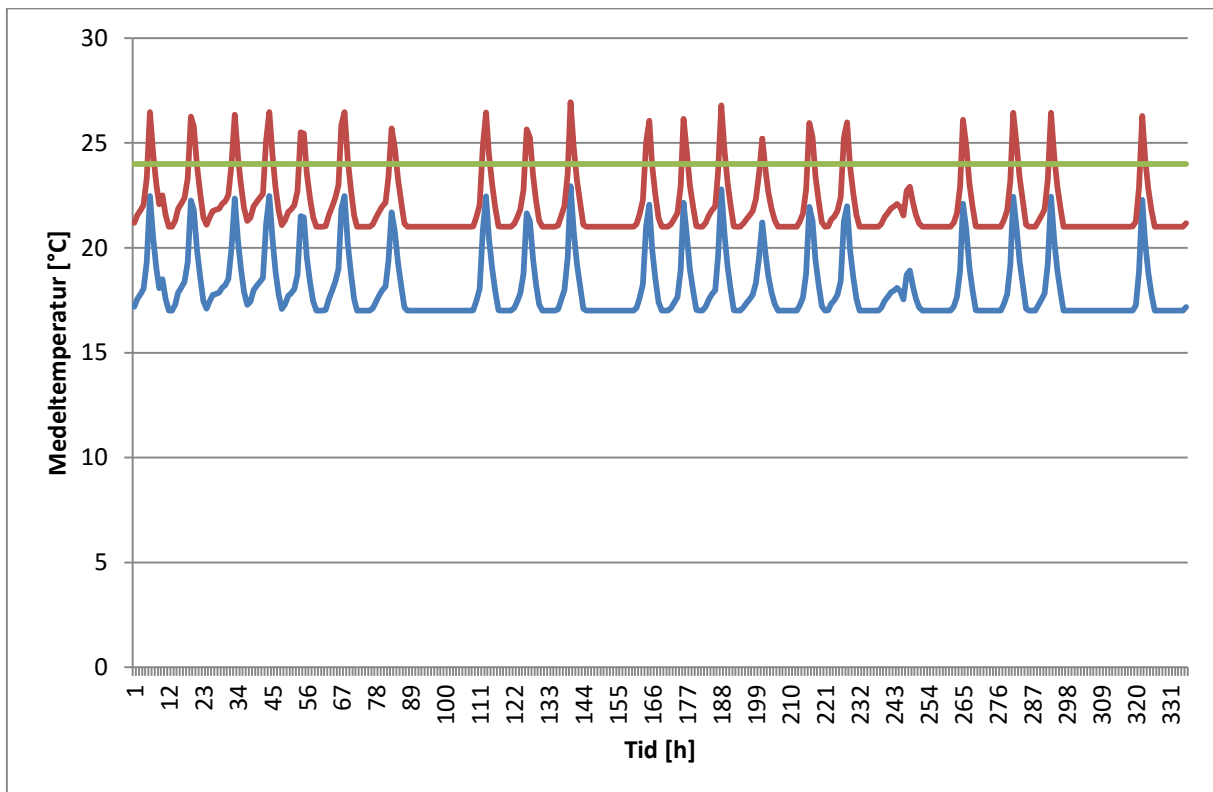
B6.1. Ugn 1 (NK)



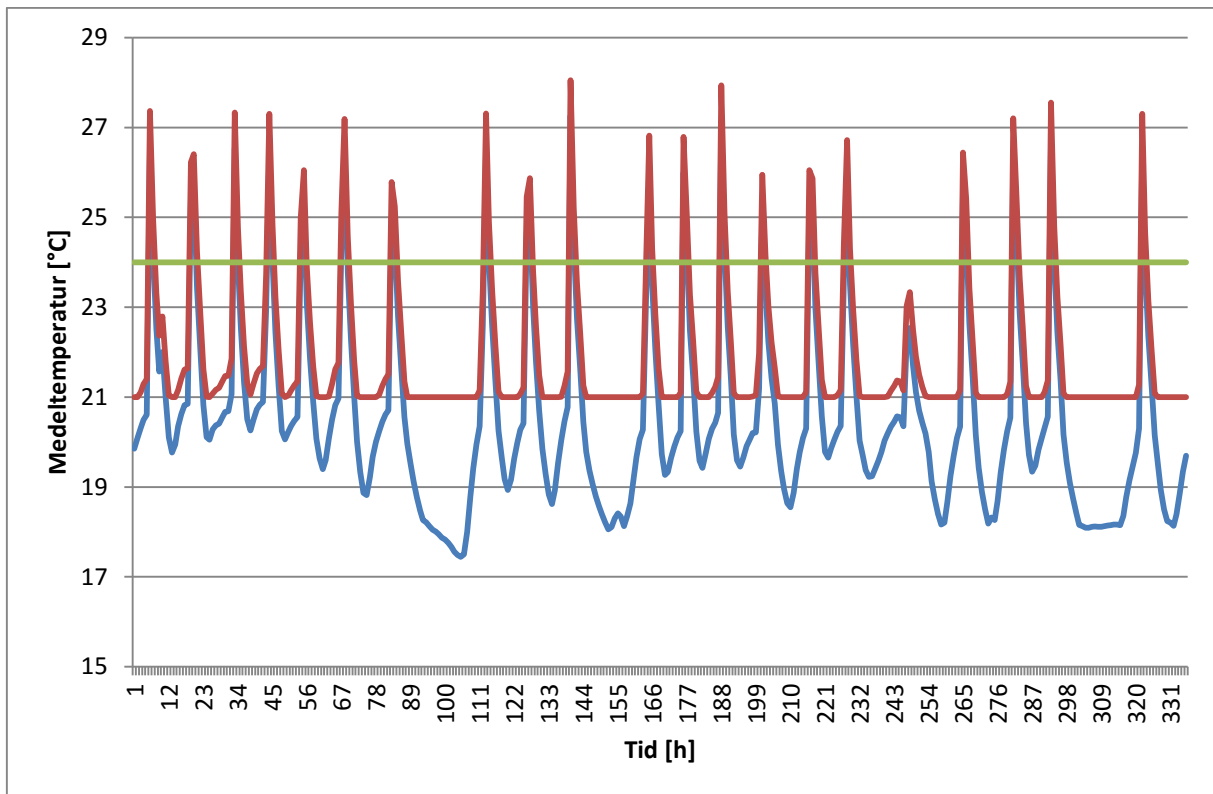
B6.2. Ugn 1 (SK)



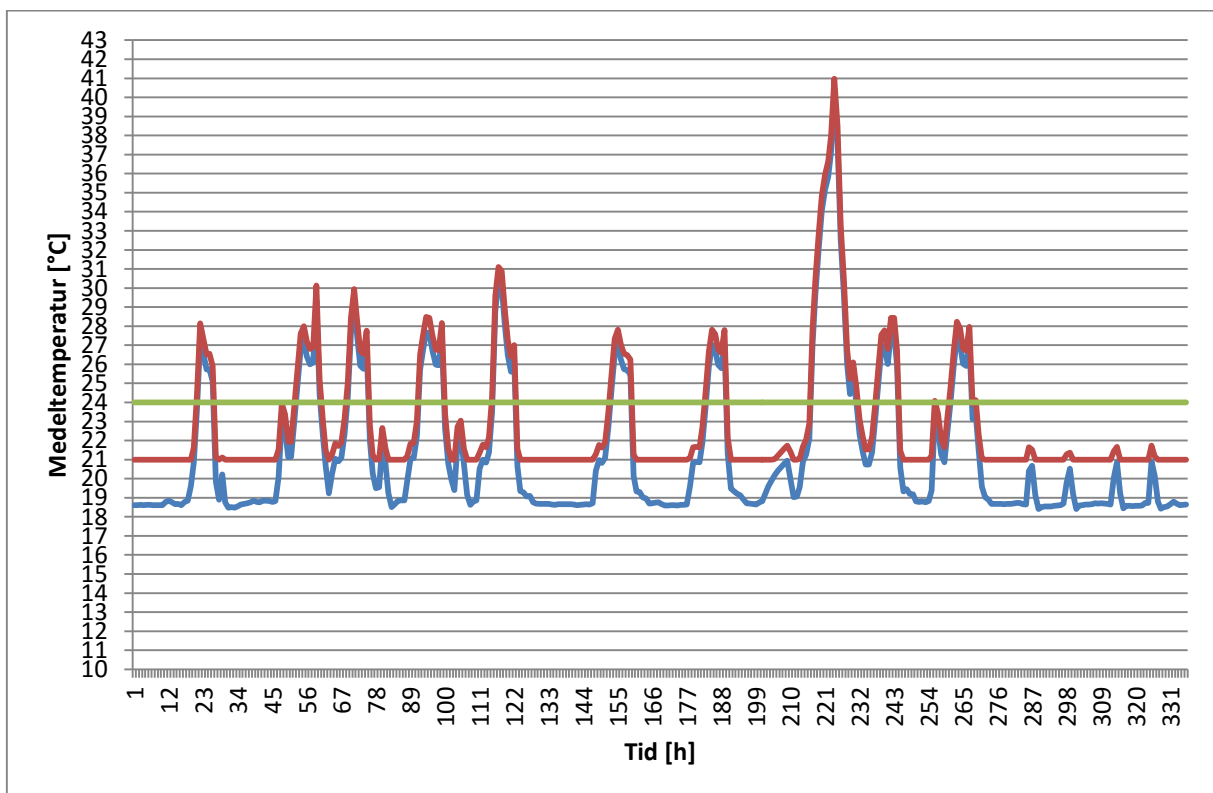
B6.3. Ugn 2 (SK)



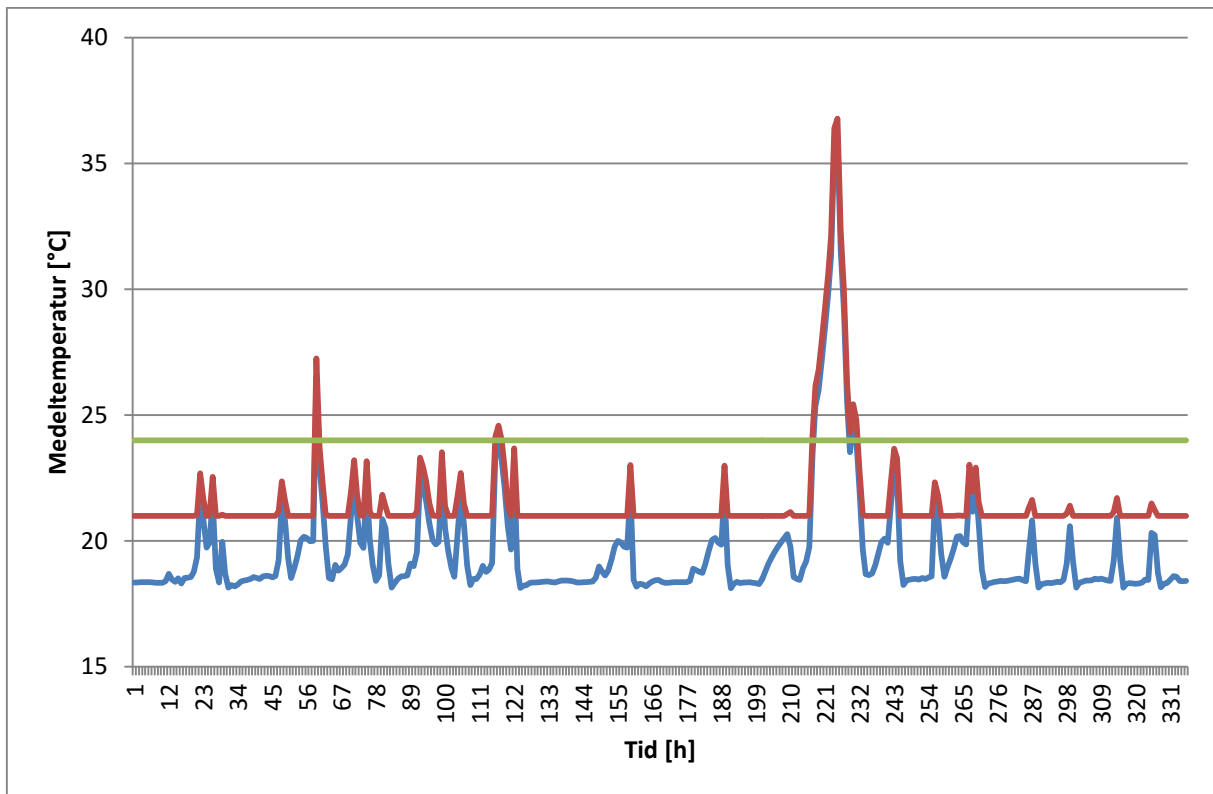
B6.4. Ugn 4 (NK)



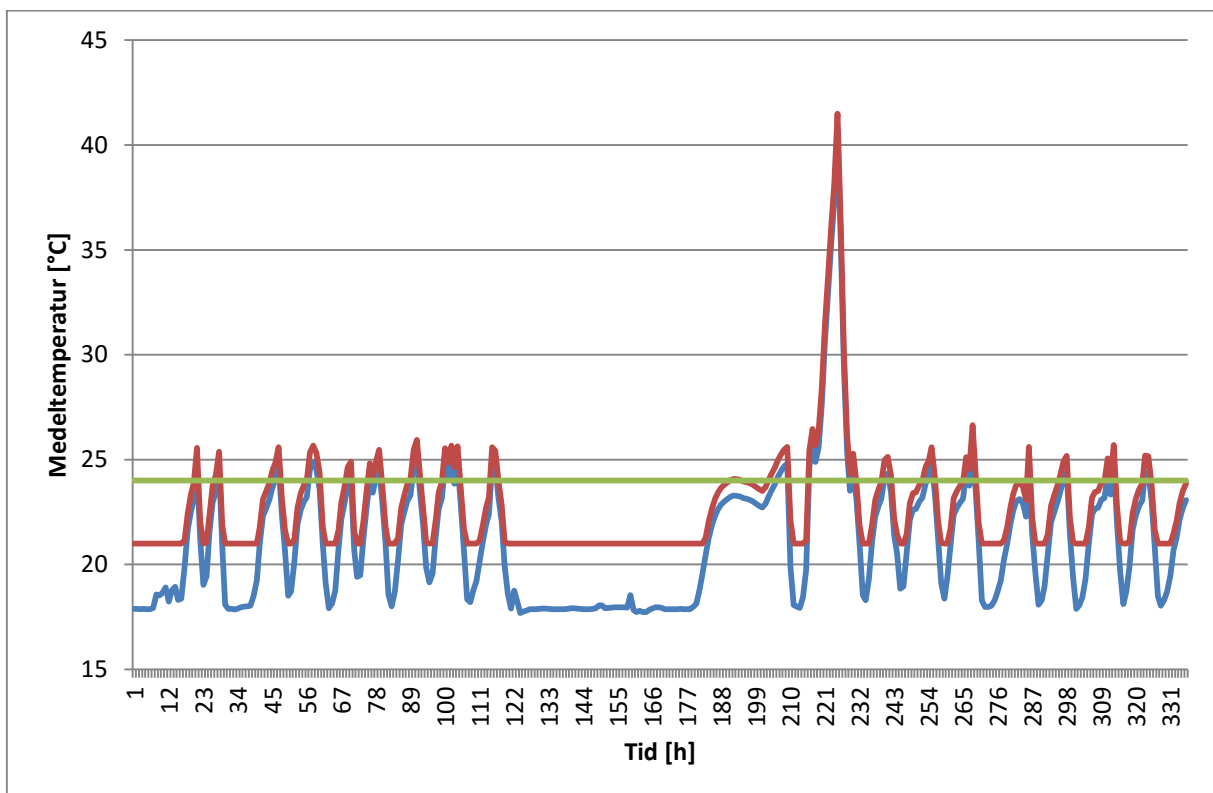
B6.5 Ugn 4 (SK)



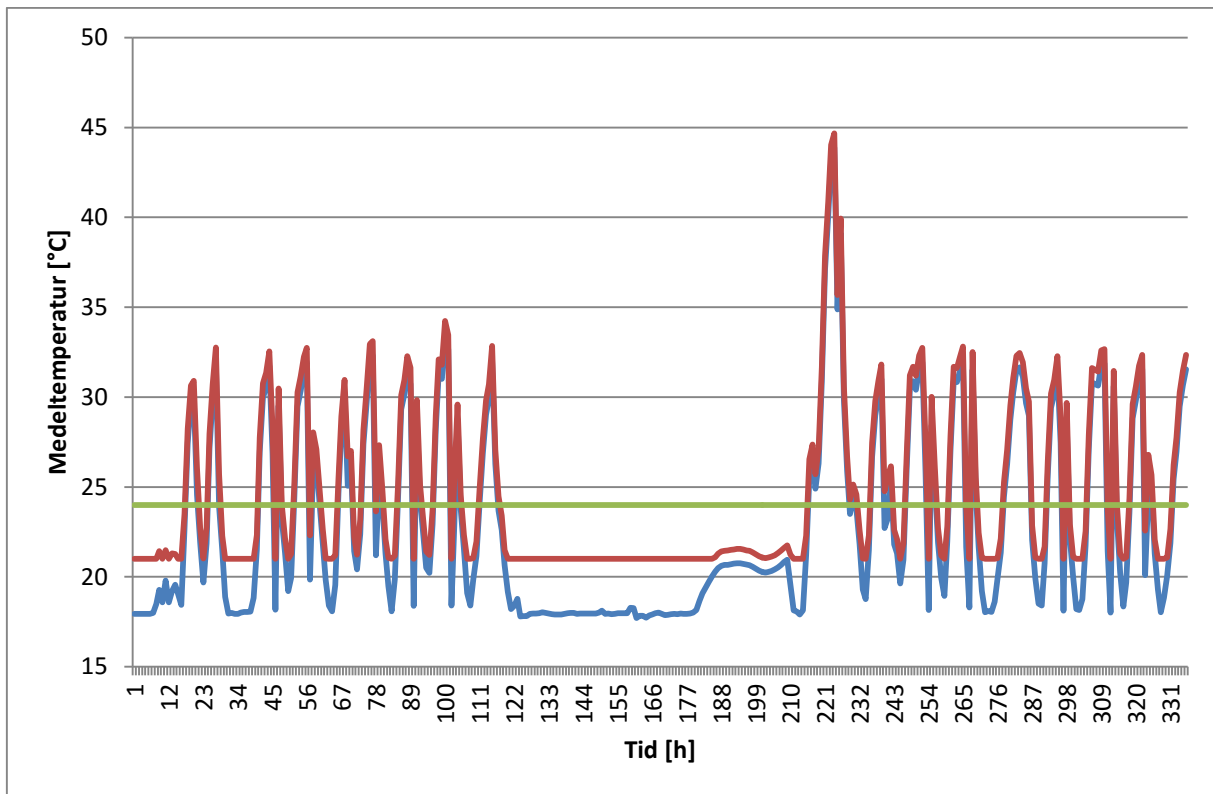
B6.6 Ugn 5 (NK)



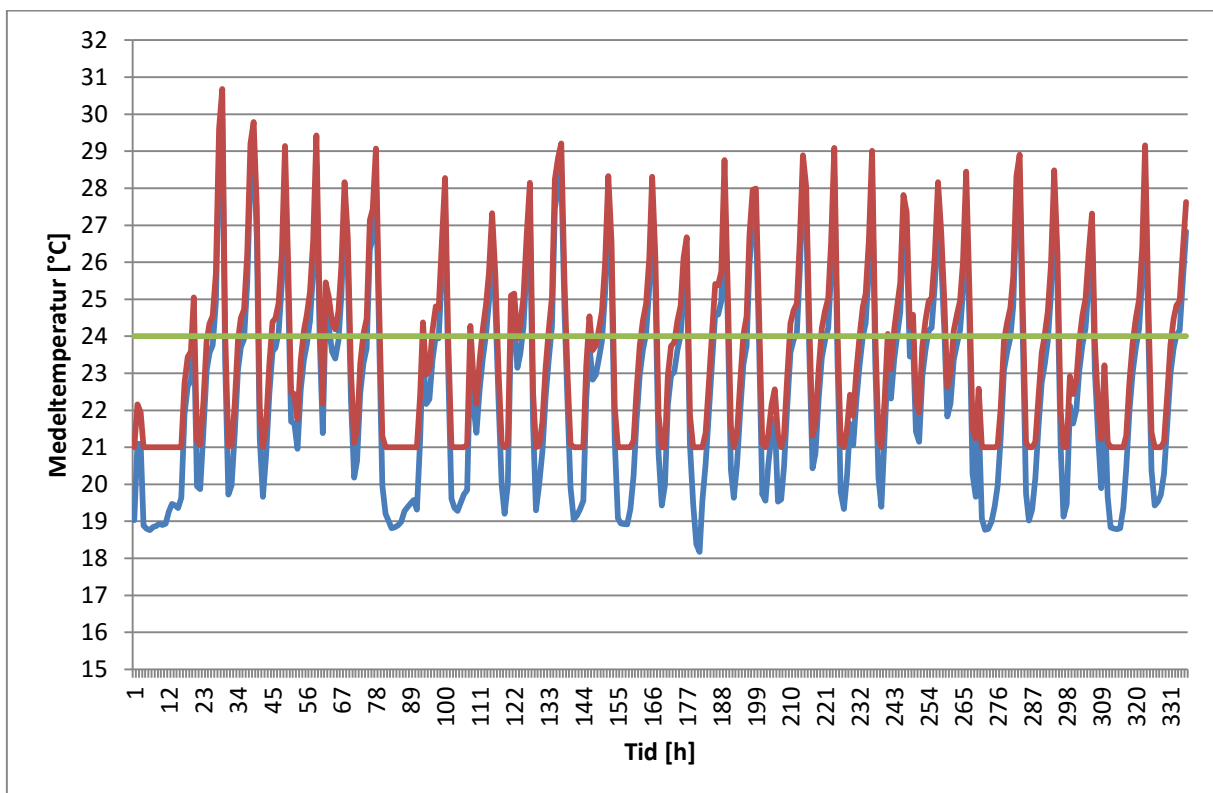
B6.7. Ugn 5 (SK)



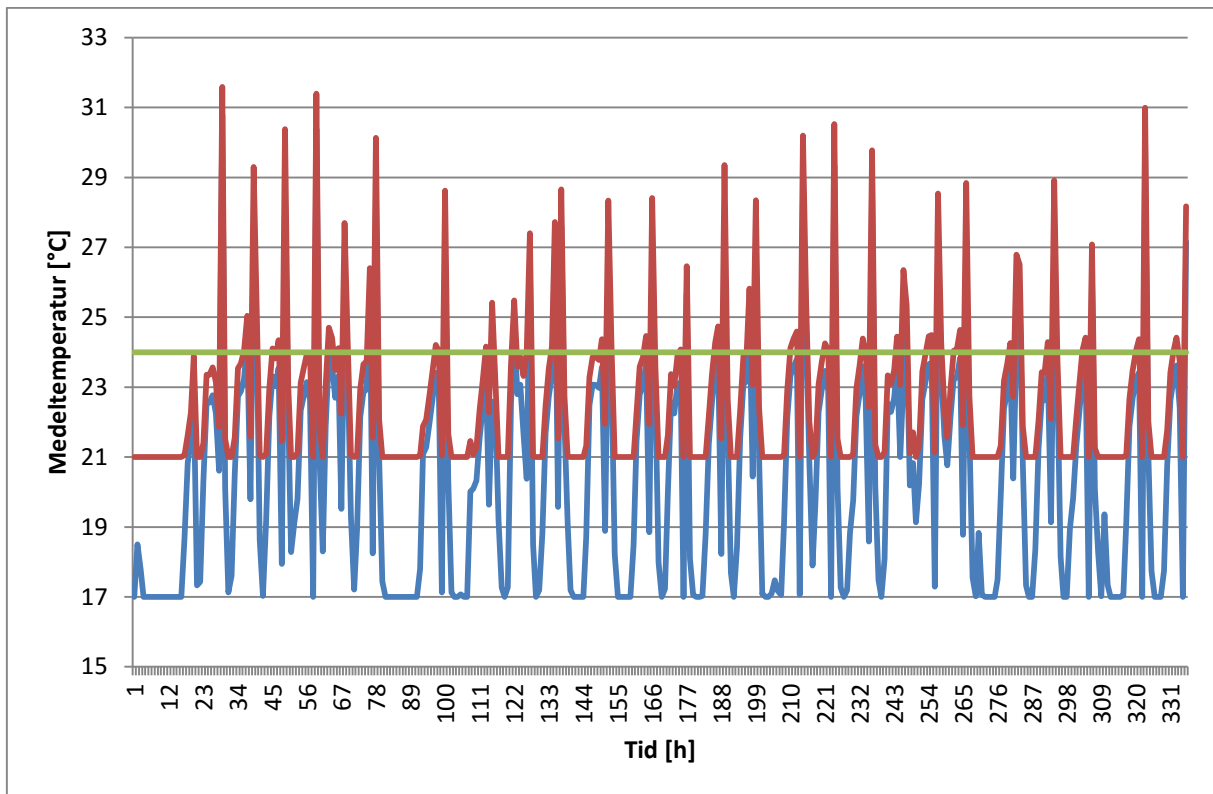
B6.8. Ugn 6 (NK)



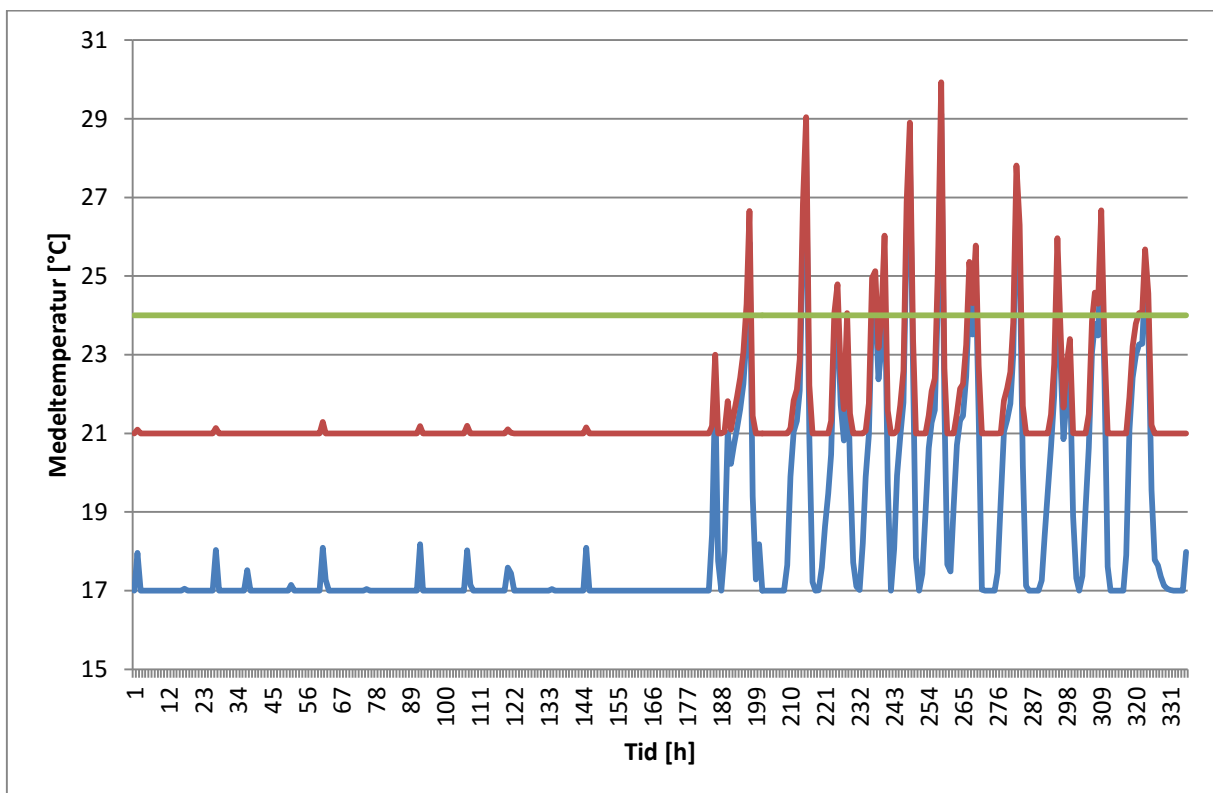
B6.9. Ugn 6 (SK)



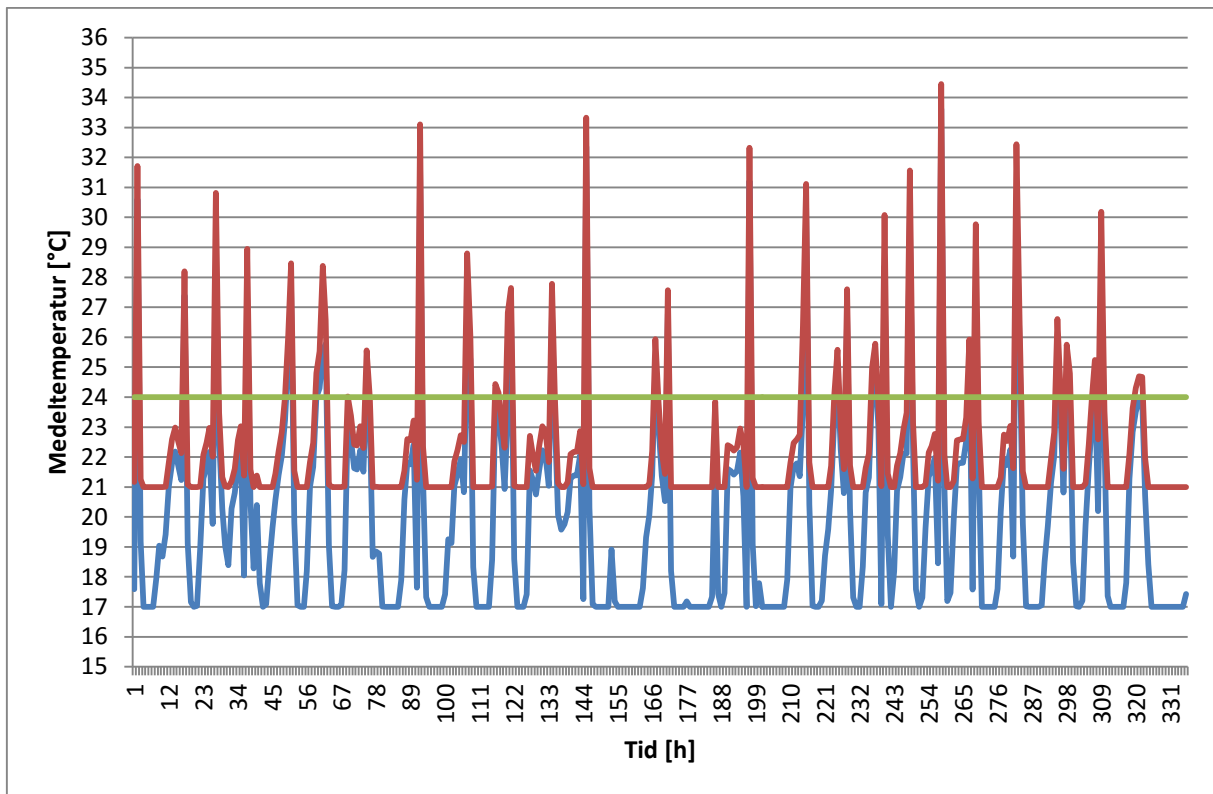
B6.10. Ugn 7 (NK)



B6.11. Ugn 7(SK)

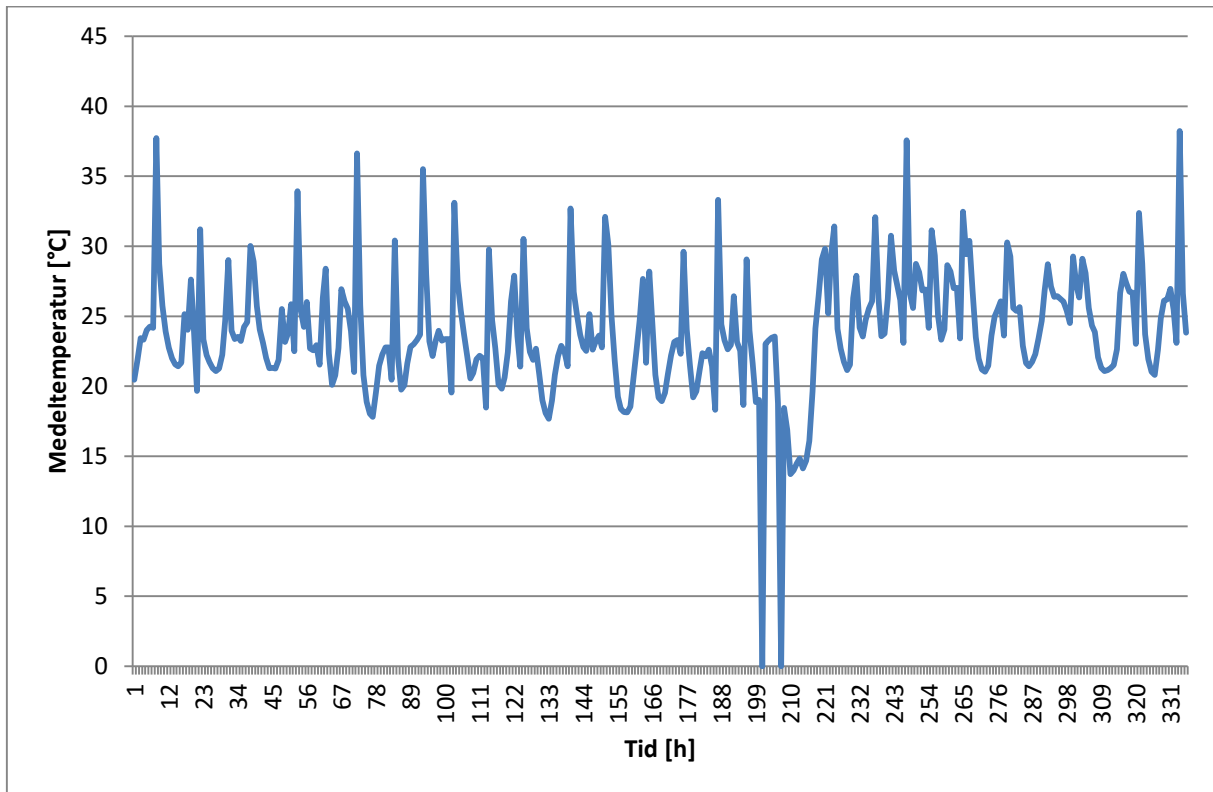


B6.12. Ugn 8 (NK)

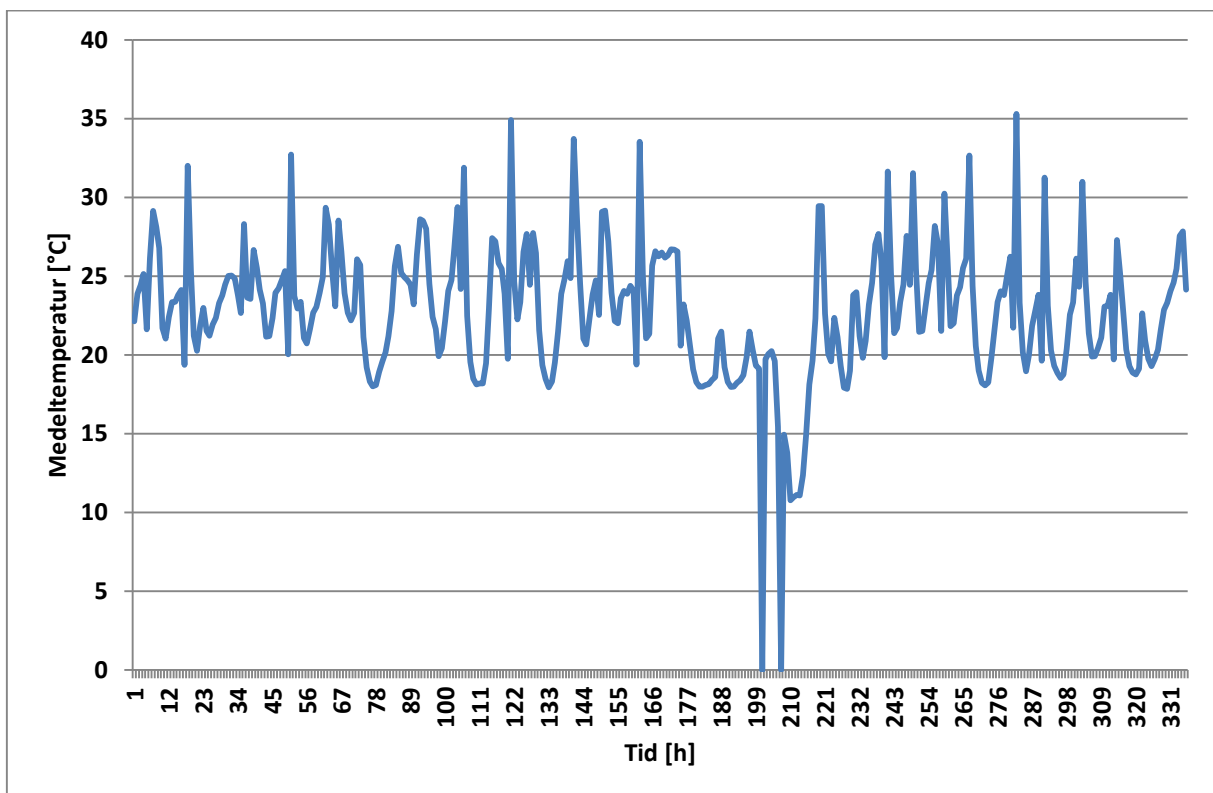


B6.13. Ugn 8 (SK)

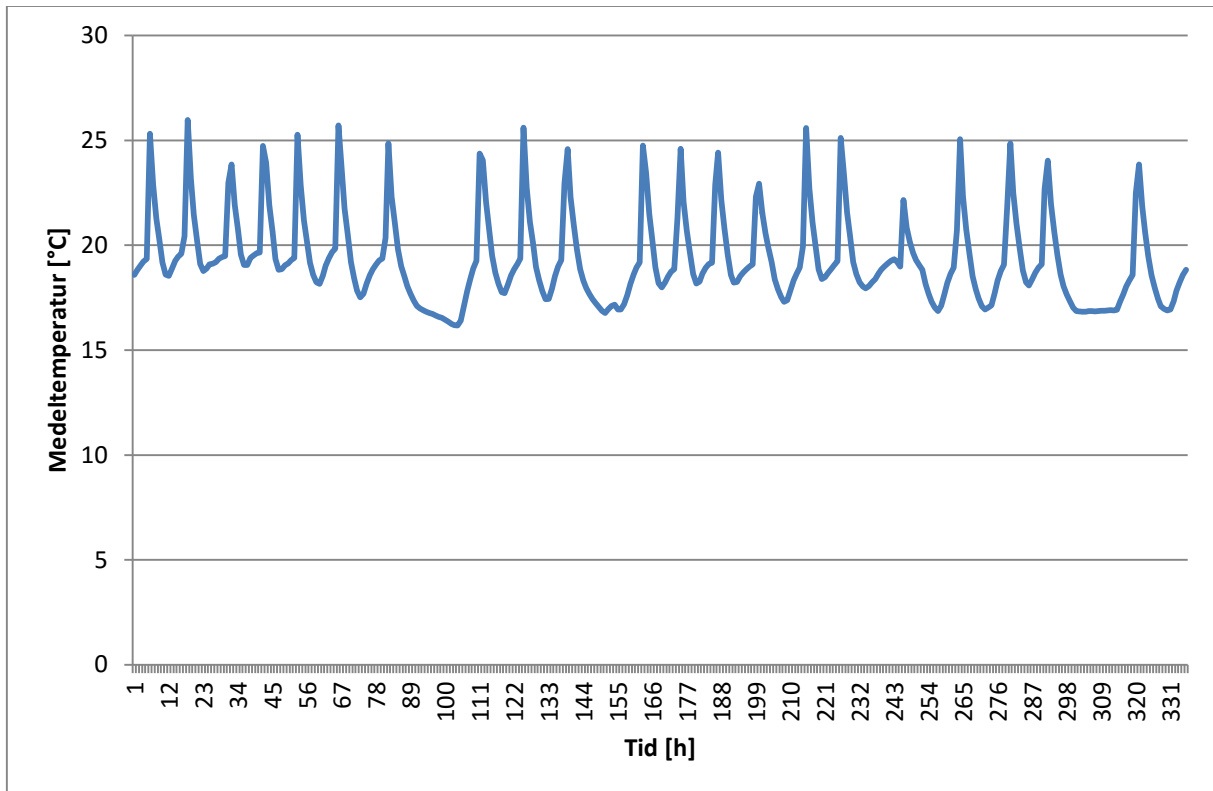
B7. Medeltemperaturen på tappvarmvattnet efter förvärmning



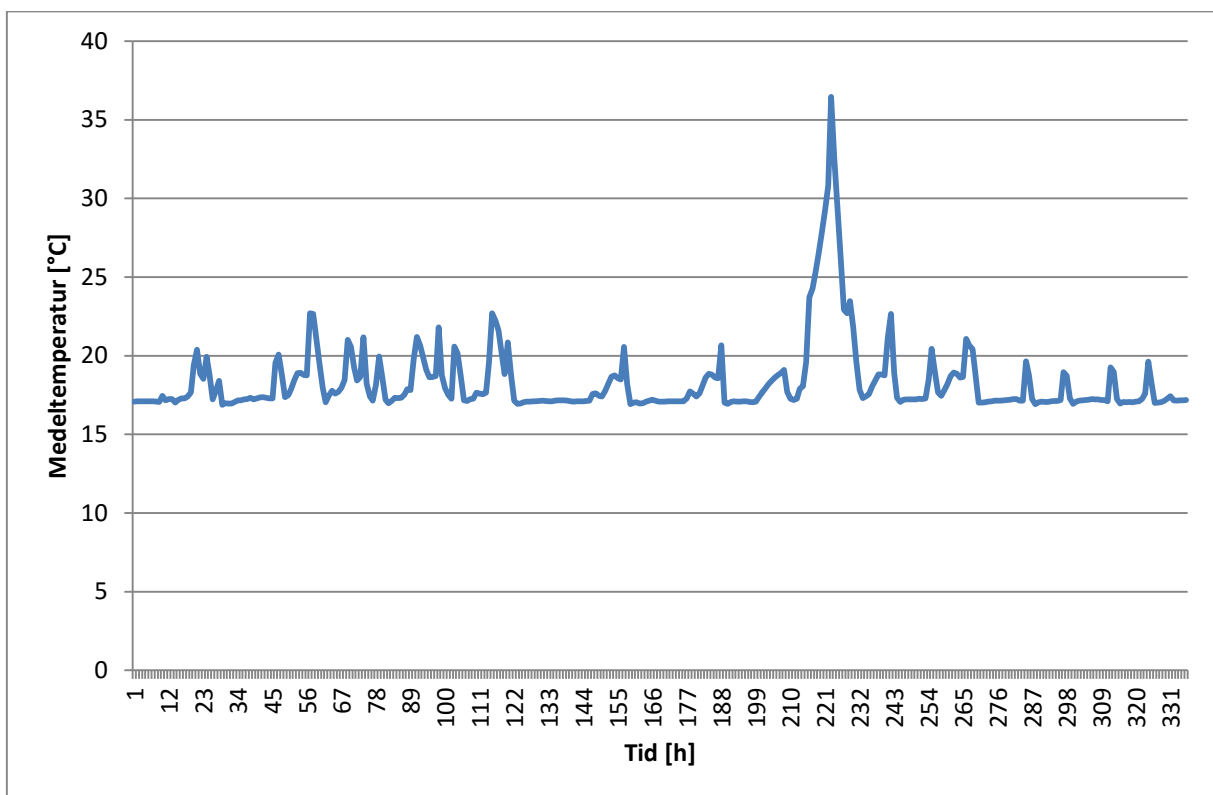
B7.1. Ugn 1 (SK)



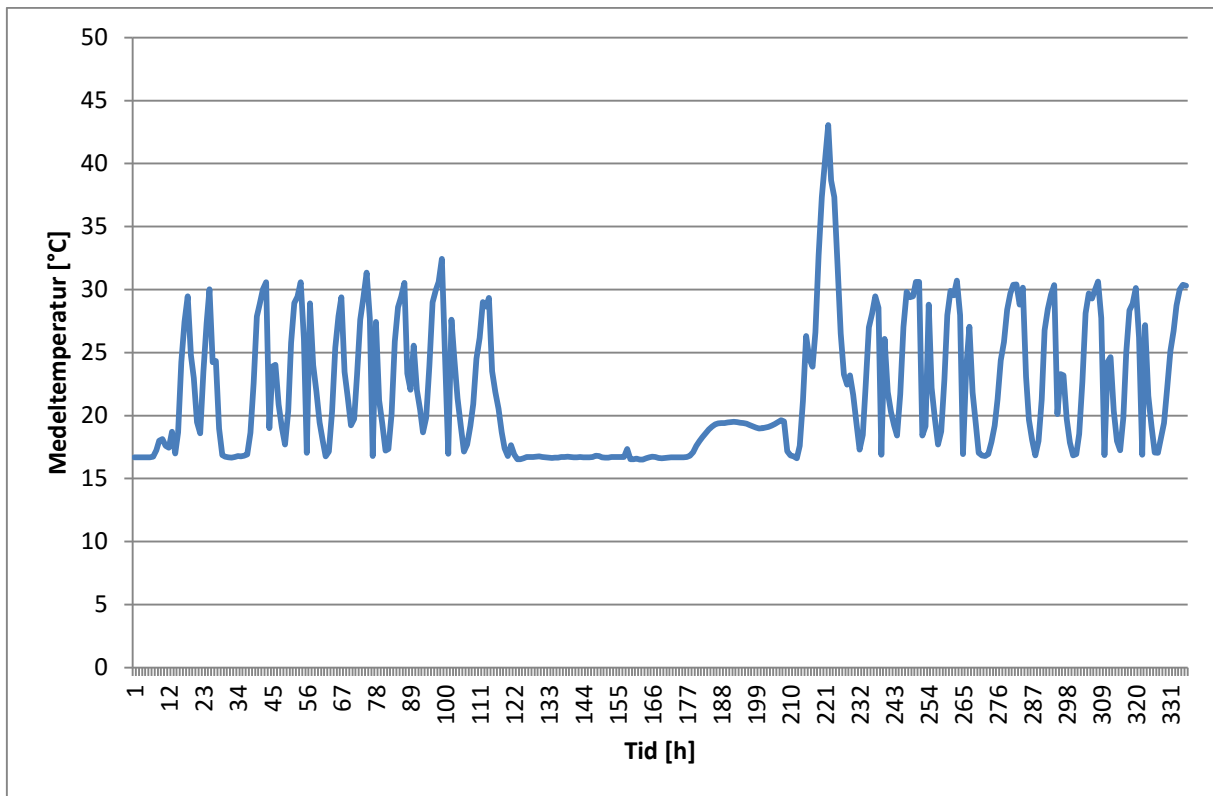
B7.2. Ugn 2 (SK)



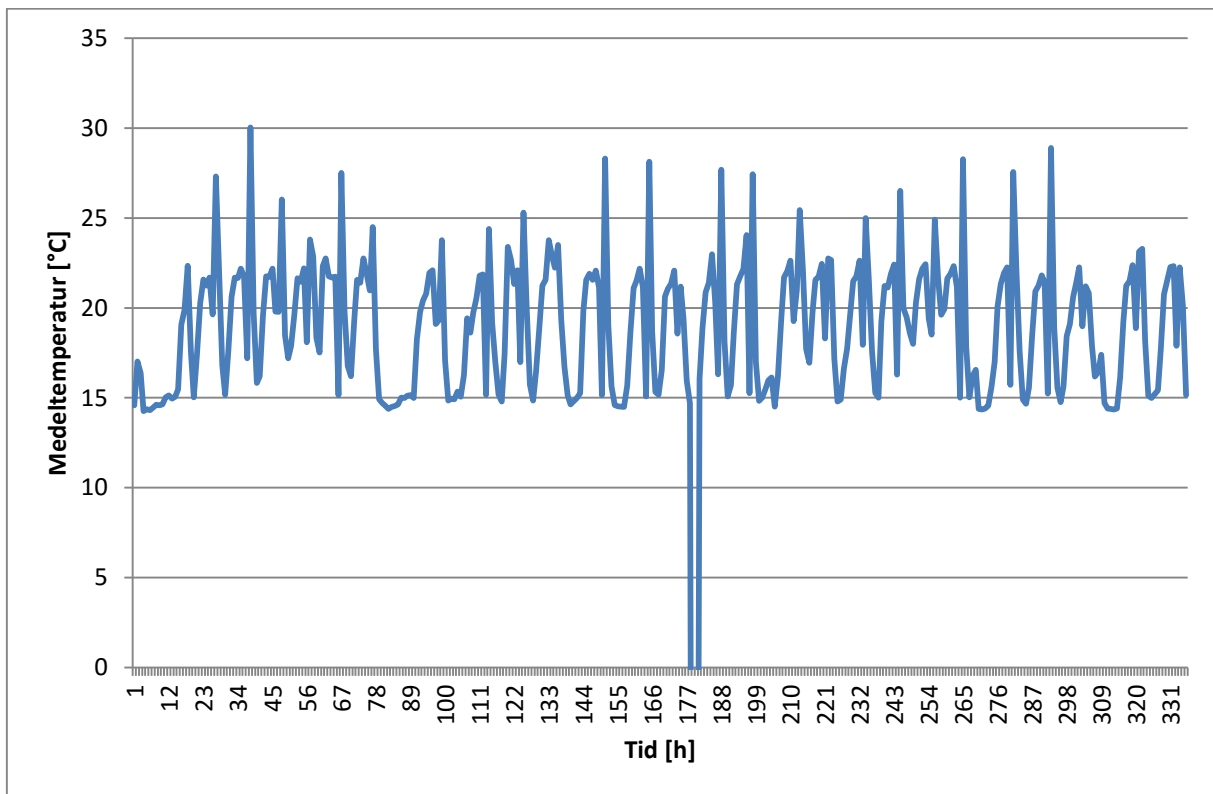
B7.3. Ugn 4 (SK)



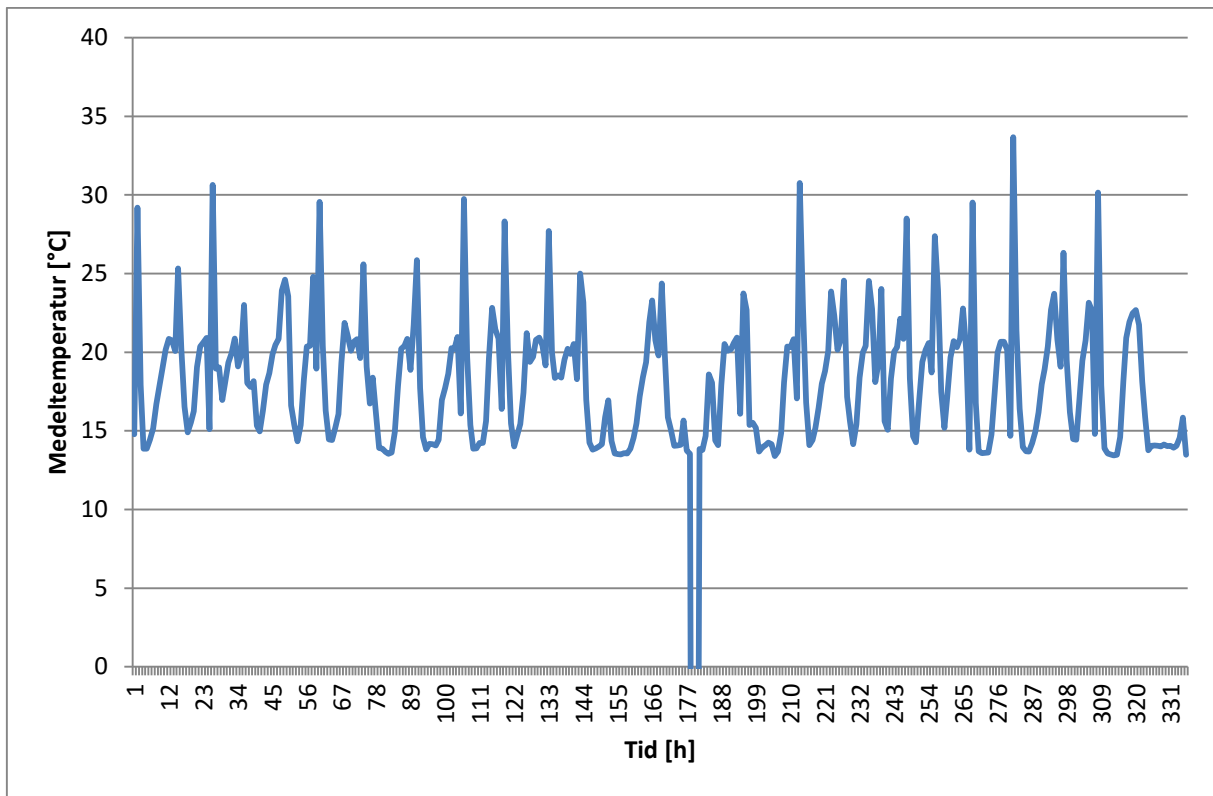
B7.4. Ugn 5 (SK)



B7.5. Ugn 6 (SK)



B7.6. Ugn 7 (SK)



B7.7. Ugn 8 (SK)

B8. Dimensionering av ackumulatortank

Förvärmning av tappvarmvatten är ett annat möjligt avsättningsområde för spillvärmen. För att utnyttja spillvärmen i detta fall krävs en investering i en ackumulatortank. Storleken på ackumulatortanken beräknas enligt (Armatec 2015):

$$AckV = V * \frac{T-TKV}{Tack-TKV} \quad [B6.1]$$

där:

AckV= Volymen på ackumulatortanken, ca 1008 liter

V= Volymen brukbart varmvatten, ca 1800 liter

T= Brukbart varmvatten, 38 grader

TKV= 10 grader

Tack= Ackumulerings temperatur, 60 grader

Volymen på brukbart vatten beror på flera faktorer. Produktionspersonalen arbetar i skift som skiljer sig beroende på om det är en vardag eller helgdag. Vardagarna är uppdelade i tre skift och helgerna i två skift. Detta innebär att tre störttappningar kommer ske under vardagarna och två under helgerna. Ackumulatortanken måste dimensioneras efter antalet personer som bidrar till stört tappningen. Maximala antalet produktionspersonal per skift uppskattades till 30 personer. Tanken dimensioneras efter mängden volym som går åt under denna störttappning. Det finns även produktionspersonal som har ordinarie arbetstider och sluter 1,5 timme efter ett av skiften. För att försäkra tillförsel av varmvatten måste tanken hinna fyllas upp under tidsintervallet.

Volymen beräknades till 1008 liter. Inblandningen av kallvatten medför att ackumulatortanken bara kan utnyttjas till 80 %. Av denna anledning blir storleken på tanken ca 1260 liter. Eftersom det förbrukas varmvatten till en del andra verksamheter bestäms storleken till 1500 liter.

B9. Beräkning av flödet för tappvarmvattnet

Det summerade normflödet beräknas enligt (B9.1) (vvshandboken 2013):

$$N_{summerat} = c * n_{dusch} + d * n_{ts} \quad [B9.1]$$

där:

$N_{summerat}$ = Summerat normflöde [l/s]

c = Antal duschar, 10 st

n_{dusch} = normflöde för en dusch, antas vara 0,2 l/s

d = Anta tappställen, 17 st

n_{ts} = Normflöde för ett tappställe, antas vara 0,1 l/s

Det summerade normflödet beräknades till 3,7 l/s. Det sannolika flödet avlästes till 0,6 l/s.

B10. Beräkning av inbetalningsöverskott

Inbetalningsöverskottet bedöms som vinsten som uppkommer i samband med investeringen.

Det beräknas enligt (B9.1):

$$B_{medel} = E_{medelvärde} * ((s_1 * a * 24) + (s_2 * b * 24) + (s_3 * c * 24)) \quad [B9.1]$$

där:

B_{medel} = Besparingen per år [kr].

$E_{medelvärde}$ = Medelvärdet på tillgänglig effekt [kWh/h], se Tabell B9.2 och B9.3.

s_1 = säsongspris för vår/höst, 0,251 kr/kWh/h.

s_2 = säsongspris för sommar, 0,09 kr/kWh/h.

s_3 = säsongspris för vinter, 0,482 kr/kWh/h.

a = Vår/hös säsongen består av 122 dagar.

b = Sommaren består av 92 dagar.

c = Vintern består av 151 dagar.

Flöde	Medelvärde [kWh/h]
Ugn 1, SK	13
Ugn 2, SK	11
Ugn 5, NK	5
Ugn 7, NK	9

B9.2. Medelvärdet på tillgänglig effekt för förslag 1.

Flöde	Medelvärde [kWh/h]
Ugn 1, SK	34

B9.3. Medelvärdet på tillgänglig effekt för förslag 2.

