

System för energiåtervinning i diskmaskin

Nils Hallberg

Johan Mölsted

Maskinkonstruktion • Institutionen för designvetenskaper • LTH • 2010

Maskinkonstruktion, Institutionen för designvetenskaper LTH
Lunds Universitet
Box 118
221 00 LUND

ISRN LUTMDN/TMKT 10/5396 SE
Tryckt av Media-Tryck, Lund

Förord

Detta examensarbete är en del av vår utbildning på Lunds tekniska högskola där vi läser till civilingenjörer i maskinteknik med inriktningen produktutveckling. Arbetet omfattar 30 högskolepoäng och gjordes åt GRANULDISK i Malmö. Efter att ha presenterat vilken typ av examensarbete vi önskade att göra för professor Robert Bjärnemo, institutionen för maskinkonstruktion, föreslogs det att vi skulle kontakta Per Walter, R&D Manager på GRANULDISK. Ett för oss mycket intressant examensarbete föreslogs och tilldelades oss. Mats Jönsson, Development Engineer, har varit vår handledare på företaget och Ola Carlqvist, universitetsadjunkt, handledare på högskolan.

Vi vill tacka alla på GRANULDISK som varit involverade och hjälpsamma under arbetets gång samt visat stort intresse. Speciellt vill vi tacka dem som varit mest involverade och till stor hjälp. Mats Jönsson har varit till stor hjälp i alla delar av arbetet och tagit sig tid för givande diskussioner. Förutom hjälp och tips kring det tekniska arbetet har Mats även givit oss insikt i hur företaget fungerar. Per Walter har med intresse framfört idéer och varit värdefull i diskussioner kring tekniska lösningar. I experimentverkstaden har Per Ovesen varit ovärderlig vid framtagning och tillverkning av prototyper.

Lund, mars 2010

Nils Hallberg

Johan Mölsted

Abstract

This Master Theses comprises a product development of heat recovery systems for a GRANULDISK dishwasher, starting from a mission statement and resulting in testable prototypes. Some competitor's products with heat recovery systems are identified in the market research. Analyzing existing products gives an overview of the solutions on the market and how they work. Target specifications are established which later are used to rank and select generated product concepts. Product concepts for energy recovery systems in a dishwasher are generated and evaluated with aspect to the target specifications. The most promising product concepts are selected and further development are carried out. Two product concepts are selected, one with heat recovery from steam and one with heat recovery from wastewater. Detail design is carried out which results in testable prototypes. The functionality of the prototypes is tested in the dishwasher and necessary changes are made. Values for the energy recovery are collected.

Keywords:

Energy recovery, heat recovery, heat exchanger, dishwasher, granuldisk.

Sammanfattning

Detta examensarbete gjordes för GRANULDISK och målet var att få fram en testbar prototyp av ett system för energiåtervinning i en Granule Combi®.

Genom att analysera existerande lösningar för energiåtervinning i grovdiskmaskiner kunde det konstateras att energiåtervinning i samtliga fall sker från förbrukat diskvatten eller ånga till inkommande kallvatten. System för energiåtervinning existerar alltså endast i diskmaskiner med kallvattenanslutning. Anledningen till detta är att värmeöverföringen beror starkt på temperaturdifferensen vilken är för liten i varmvattenmaskiner. Gjorda beräkningar på tillgänglig energi i varmvatten- respektive kallvatten-maskin visar just detta och utveckling gjordes därför endast för kallvattenmaskiner. Idéer för möjliga energibesparingar har tagits fram och många av dessa innebär optimeringar av redan befintliga komponenter samt mjukvara. Den egentliga energiåtervinningen anses vara att hindra energi från förbrukat diskvatten samt ånga att lämna diskmaskinen.

Principlösningar för system för energiåtervinning från ånga respektive förbrukat diskvatten togs fram och utvärderas mot tidigare uppsatta målspecifikationer, de mest lovande togs vidare för vidareutveckling. Materialbegränsningar finns då vissa disk- och sköljmedel är aggressiva mot aluminium och koppar som annars hade varit önskvärda p.g.a. sin goda värmeledningsförmåga. Den lösning för energiåtervinning från förbrukat diskvatten som togs vidare bygger på att låta värmeöverföring ske till inkommande kallvatten i en värmväxlare under en hel diskcykel. Den längre tiden tillåter god energiåtervinning även med material med relativt låg värmeledningsförmåga. För energiåtervinning från ånga togs en lösning vidare som bygger på att låta ångan stiga genom ett kylbatteri där värme överförs till inkommande kallvatten efter avslutat diskprogram. Ångan anses fri från disk- och sköljmedel och kylbatteriet skyddas från stänk under diskcykeln varpå material som koppar och aluminium kan användas. Koncepten utvecklades i detalj och ingående komponenter valdes eller utvecklades där det var nödvändigt. Systemet för energiåtervinning från ånga refereras till som ”kylbatteriet” och systemet för energiåtervinning från förbrukat diskvatten som ”ackumulatortanken”.

Akkumulatortanken, energiåtervinning från förbrukat diskvatten

Ingen lämplig värmväxlare kunde hittas på marknaden varpå en egen utvecklades och kallas ackumulatortanken. Denna består av en sluten inre tank, uppdelad till ett kanalsystem, placerad i en öppen yttre tank. Den inre tanken håller inkommande kallvatten och den yttre förbrukat diskvatten. Inloppet, nederst på innertanken, ansluts till befintlig magnetventil på maskinens kallvattenanslutning och utloppet, överst på in-

ner tanken, ansluts till sköljtanken. Vattnet i den inre tanken växlas alltså vid påfyllning av sköljtanken. Ett rör från diskmaskinens breddavlopp leds ner till botten av yttertanken och ett utlopp, anslutet till en tömningspump, är placerat längst ner på yttertankens ena sida. Påfyllning av yttertanken sker alltså när huven går upp och breddavloppet öppnas, tömning styrs med tömningspumpen. För säkerhet mot överfyllning är yttertanken försedd med ett breddavlopp längst upp. Se fig. I.



Fig. I Akumulatortanken, t.v. inner- och yttertank, t.h. monterad i Granule Combi®.

Efter en diskcykel fylls sköljtanken på med föruppvärmt vatten från innertanken som då samtidigt fylls på med nytt kallvatten. Tömningspumpen pumpar ut avkyllt, förbrukat diskvatten ur yttertanken och när huven går upp fylls denna åter. Under hela följande diskcykel sker värmeöverföring i akkumulatortanken och förloppet upprepas.

I tester åstadkom akkumulatortanken i medeltal en temperaturhöjning på 25,0 grader vilket motsvarar 33 % av temperaturhöjningen från 10 till 85 grader. Energiåtervinningen uppgår till ca 0,23 kWh/normalprogram och ca 0,11 kWh/ecoprogram. Vid antagandet att man kör 10000 diskcykler under ett år och ett elpris på 2 SEK/kWh blir besparingen 4600 SEK/år för normalprogram och 2200 SEK/år för ecoprogram.

Kylbatteriet, energiåtervinning från ånga

En prototyp för ett lämpligt kylbatteri tillverkades till självkostnadspris av ett företag med kundanpassad tillverkning. För montering på Granule Combi® togs en anslutningslåda fram och mindre förändringar på maskinens huv gjordes. Anslutningslådan utgör en kanal mellan huven och kylbatteriet då huven öppnats en kort sträcka. Ovanpå kylbatteriet monteras en fläkt. Inloppet, överst på kylbatteriet, ansluts till befintlig magnetventil på maskinens kallvattenanslutning och utloppet, längst ner på kylbatteriet, ansluts till sköljtanken. Se fig. II.



Fig. II Kylbatteriet monterat, t.v. framifrån med huven helt öppen, t.h. bakifrån med huven i läge för energiåtervinning.

Efter en körd diskcykel är huven full med ånga och höjs en kort sträcka så att en kanal öppnas till kylbatteriet genom anslutningslådan. Fläkten tvingar ångan genom kylbatteriet där den kondenseras och värme överförs till vattnet på väg till sköljtanken. Huven går sedan upp till fullt öppet läge.

Kylbatteriet åstadkom i tester i medeltal en temperaturhöjning på 21,8 grader vilket motsvarar 29 % av temperaturhöjningen från 10 till 85 grader. Energiåtervinningen uppgår till ca 0,20 kWh/normalprogram och ca 0,10 kWh/ecoprogram. Vid användning av systemet erhålls även en mycket tillfredställande ångreducering. Förloppet tar 20 sekunder för ett ecoprogram och 40 sekunder för ett normalprogram. Vid antagandet att man kör 10000 diskcykler under ett år och ett elpris på 2 SEK/kWh blir besparingen 4000 SEK/år för normalprogram och 2000 SEK/år för ecoprogram.

Innehållsförteckning

| | | |
|----------|---------------------------------------|-----------|
| 1 | Introduktion | 1 |
| 1.1 | Bakgrund..... | 1 |
| 1.2 | Problemformulering..... | 1 |
| 1.3 | Mål | 1 |
| 1.4 | Krav och avgränsningar | 1 |
| 1.5 | Budget..... | 1 |
| 1.6 | Tid | 1 |
| 2 | Metod..... | 3 |
| 3 | Marknadsanalys | 5 |
| 3.1 | Wexiödisk..... | 5 |
| 3.2 | Winterhalter..... | 7 |
| 3.3 | Hobart | 8 |
| 3.4 | Sammanfattning..... | 8 |
| 4 | Målspecifikationer | 11 |
| 4.1 | Miljö..... | 11 |
| 4.2 | Ergonomi..... | 11 |
| 4.3 | Ekonomi | 12 |
| 4.4 | Driftsäkerhet..... | 12 |
| 4.5 | Övrigt..... | 12 |
| 5 | Möjliga energibesparingar..... | 13 |
| 5.1 | Energibesparingar..... | 13 |
| 5.2 | Sammanfattning..... | 14 |
| 6 | Tillgänglig energi..... | 15 |
| 6.1 | Beräkningar..... | 15 |
| 6.1.1 | Förbrukat diskvatten | 15 |
| 6.1.2 | Ånga..... | 16 |
| 6.2 | Resultat | 18 |

| | |
|---|-----------|
| 6.3 Sammanfattning..... | 19 |
| 7 Principlösningar | 21 |
| 7.1 Energiåtervinning från ånga..... | 21 |
| 7.2 Energiåtervinning från förbrukat diskvatten | 22 |
| 7.3 Materialbegränsningar | 24 |
| 7.4 Första utvärderingen..... | 24 |
| 7.5 Vidareutveckling av principlösningar | 25 |
| 7.5.1 Sluten huv | 25 |
| 7.5.2 Värmeväxlare för ånga..... | 26 |
| 7.5.3 Värmeväxlare för förbrukat diskvatten | 27 |
| 7.6 Sammanfattning..... | 29 |
| 8 Ackumulatortank, värmeåtervinning från förbrukat diskvatten..... | 31 |
| 9 Testning och vidareutveckling av ackumulatortanken..... | 35 |
| 9.1 Syfte | 35 |
| 9.2 Utrustning..... | 35 |
| 9.3 Utförande | 35 |
| 9.3.1 Värmeöverföring..... | 35 |
| 9.3.2 Blandningstest..... | 37 |
| 9.4 Benämning av diskcykler och anslutning..... | 37 |
| 9.5 Första testningen | 38 |
| 9.5.1 Resultat energiåtervinning | 38 |
| 9.5.2 Resultat blandningstest..... | 39 |
| 9.5.3 Analys och slutsatser | 39 |
| 9.6 Vidareutveckling..... | 40 |
| 9.6.1 Testning | 40 |
| 9.6.2 Resultat | 41 |
| 9.6.3 Analys och slutsats | 41 |
| 9.7 Ytterligare vidareutveckling..... | 42 |
| 9.7.1 Testning | 42 |
| 9.7.2 Resultat | 42 |
| 9.7.3 Analys och slutsats | 43 |
| 9.8 Sammanställning av resultat och slutsats..... | 43 |
| 10 Kylbatteri, värmeåtervinning från ånga..... | 45 |
| 11 Testning av kylbatteriet | 49 |

| | |
|---|-----------|
| 11.1 Syfte | 49 |
| 11.2 Utrustning..... | 49 |
| 11.3 Utförande | 49 |
| 11.4 Resultat..... | 50 |
| 11.4.1 Utan fläkt..... | 50 |
| 11.4.2 Med fläkt..... | 50 |
| 11.5 Analys och slutsats | 50 |
| 12 Diskussion | 53 |
| 12.1 System med ackumulatortank..... | 53 |
| 12.2 System med kylbatteri..... | 53 |
| 12.3 Kombinerat system | 54 |
| 12.4 Övriga fördelar och möjligheter..... | 54 |
| 13 Referenser..... | 55 |
| Bilaga A: Tabell | 57 |
| Bilaga B: Beräkning av minimalt effektuttag i kylbatteri | 59 |
| Bilaga C: Förslag på kylbatteri från Aircoil AB | 61 |
| Bilaga D: Granule Combi® | 63 |

1 Introduktion

I det här kapitlet beskrivs varför arbetet görs och på vilka villkor samt vilka mål som finns.

1.1 Bakgrund

GRANULDISK har tillverkat grovdiskmaskiner i mer än 20 år och miljömedvetenhet har alltid varit en viktig del i verksamheten. Dagens ökande miljömedvetenhet och energipriser ställer krav på diskmaskinernas energieffektivitet. Mycket resurser har lagts på just minimering av energiförbrukningen och resulterat i diskprogram som använder mindre vatten. Eco-programmen har stått i branschens fokus en tid och energieffektiviteten har blivit mer betydande för marknaden.

1.2 Problemformulering

Önskan att ytterligare sänka energiförbrukningen har lett till att eco-programmen nu delar strålkastarljuset med energiåtervinning. GRANULDISK har i nuläget inte energiåtervinning i sina diskmaskiner och ett naturligt steg efter att ha finslipat eco-programmen är att utveckla lösningar för detta. Möjligheten presenterades för oss och vår uppgift är att utveckla energiåtervinning för en av granuldiskens maskiner. Syftet är att hitta en metod att återvinna energi ur en diskmaskin på ett kostnadseffektivt sätt. Arbetet kan innehålla allt från produktsondering till realiserbar prototyp.

1.3 Mål

Utveckla en testbar prototyp för ett energiåtervinningssystem utifrån en utvecklingsmetodik. Resultatet skall dokumenteras och presenteras.

1.4 Krav och avgränsningar

Applikationen skall kunna ingå i ett disksystem och tåla disk- och sköljmedel samt smutsigt vatten. Systemet skall få plats i en befintlig maskin och ha en konkurrens-mässig kostnad. Diskmaskinen som systemet ska utvecklas för är Granule Combi[®], bilaga D.

1.5 Budget

Arbetet görs inom ramarna för högskolans examensarbete samt Granuldiskens intresse. Alla kostnader skall godkännas av Granuldisk.

1.6 Tid

Examensarbete för två personer under höstterminen 2009.

2 Metod

Utvecklingen av principiella system för energiåtervinning görs efter en utvecklingsmetodik framtagen av Karl T. Ulrich och Steven D. Eppinger [6]. Metodiken anpassas naturligtvis efter begränsande faktorer som t.ex. resurser och tid. De aktiviteter varje steg innefattar presenteras.

Arbetsgången visas i figur 2.1. Notera att arbetsgången inte alltid är rak, ibland krävs det att man går tillbaka till ett tidigare steg i utvecklingen.



Figur 2.1 Arbetsgång enligt använd metodik.

Utföra marknadsanalys

Konkurrenters lösningar på energiåtervinning analyseras för att få en uppfattning om vad som existerar på marknaden. Marknadsanalysen kan inspirera till egna lösningar, ge en bild av hur mycket energi som återvinns och i vilken typ av maskiner energiåtervinning existerar.

Fastställa målspecifikationer

Specifikationer över vad ett system för energiåtervinning ska uppfylla ställs upp. Under hela utvecklingen kontrolleras det att framtagna lösningar uppfyller dessa och då även speglar alla krav och förväntningar.

Generering av principlösningar

Principiella lösningar för energiåtervinning tas fram, utvärderas, testas, gallras och vidareutvecklas. Processen är iterativ och genom testning och utvärdering mot målspecifikationerna väljs de mest lovande lösningarna ut och vidareutvecklas.

Detaljerad utformning

De valda principlösningarna utvecklas i detalj och ritningsunderlag tas fram. Lämpliga komponenter väljs och köps in samt tillverkning av egenutvecklade delar beställs. Detta resulterar i testbara prototyper.

Testning av prototyper

Tester för prototyperna tas fram och utförs. Resultaten analyseras och eventuell vidareutveckling för optimering av funktion görs. Efter gjorda förändringar analyseras resultatet genom nya tester. Resultaten ger värden på vilken energiåtervinning som åstadkoms.

3 Marknadsanalys

Existerande lösningar på marknaden för energiåtervinning i diskmaskiner identifieras och undersöks. Från marknadsavdelningen fick vi en fingervisning av vilka konkurrenter och produkter som var av intresse. Via konkurrenternas webbsidor samt kataloger hittades produkter utrustade med energiåtervinning.

3.1 Wexiödisk

Wexiödisk har energiåtervinning för tre olika diskmaskiner. Modell WD-100GR har inbyggd värmeåtervinning medans de två andra WD-6 och WD-7 har två olika energiåtervinningssystem som externa tillbehör.

WD-100GR

Den här produkten är Wexiödisks stora grovdiskmaskin som diskar med granuler, maskinen har värmeåtervinning med kondensbatteri. Information om det inbyggda systemet för värmeåtervinning är svår att få tag på. Wexiödisk presenterar systemet blygsamt med: ” Unik centrifugering i kombination med värmeåtervinning reducerar driftskostnaderna till ett minimum, samtidigt som torkresultatet förbättras avsevärt.”, hur mycket energi som sparas redovisas inte. Inga skisser/ritningar finns tillgängliga [1].



Figur 3.1 WD-100GR.

WD-6 och WD-7

Dessa modeller är inga granulatdiskmaskiner utan mindre entanksmaskiner. Energiåtervinning för maskinerna finns i form av två olika tillbehör för kallvattenmaskiner. Beskrivning av systemen är här mer ingående och värden finns givna för energibesparingarna.



Figur 3.2 WD-6 samt genomskärning med kondenseringsenhet och värmeväxlare.

Kondenseringsenhet

Tillbehöret sätts fast i maskinens bakre överkant och suger in ångan då huven öppnas, huven öppnas först lite och framåtlutande. Ångan som bildats under slutsköljningen kondenseras i ett kondensbatteri och förvärmer där inkommande kallvatten. Kondenseringsenheten ökar maskinens djup med 80 mm och bygger på maxhöjden 250 mm för WD-6 och 145 mm för WD-7, vikten ökar med 24-26 kg. Wexiödisk låter oss veta att kondenseringsenheten sparar 9 % energi vilket motsvarar 0,03 kWh/korg [2].

Värmeväxlare

Värmeväxlaren tar värme från förbrukat diskvatten och värmer upp inkommande kallvatten. Värmeväxlaren är placerad på maskinens rygg och ökar maskinens djup med 80 mm. Med värmeväxlaren monterad ökar maskinens vikt med 23-24 kg. Värmeväxlaren ska spara 34 % energi vilket motsvarar 0,11 kWh/korg.

Kombinationen värmeväxlare och kondenseringsenhet ska spara 41 % energi eller 0,13 kWh/korg [2].

3.2 Winterhalter

Winterhalter har fem modeller utrustade med energiåtervinning. Två olika system för energiåtervinning finns för GS 500 Energy serien medan GS 600 Energy serien endast har ett system. För samtliga modeller är energiåtervinning ett tillval och en utrustad maskin får tilläggsnamnet "Energy". Ingen av Winterhalters maskiner utrustade med energiåtervinning är granulatdiskmaskiner.

GS 600 Energy serien

Serien består av tre modeller av frontmatade grovdiskmaskiner för kallvatten. Energiåtervinning görs genom att ta vara på ångan som bildas under sköljningen. En bit in i sköljningen startar en fläkt som kontinuerligt evakuerar ånga från den stängda diskammaren. Ångan får förvärma inkommande kallvatten till sköljtanken via en värmeväxlare. Systemet är placerat längs maskinens övre rygg och ökar höjden ca 250 mm beroende på modell. Winterhalters GS 600 Energy serie ska kunna minska energikostnaderna med upp till 10 % vilket motsvarar 0,13 kWh/korg [3].



Figur 3.3 Winterhalter GS 640 Energy.

GS 500 Energy serien

Två olika modeller av huvdiskmaskiner av kallvattentyp med energiåtervinning ingår i serien. Dessa finns tillgängliga med samma typ av värmeåtervinning från ånga som GS 600 Energy serien. Dessa modeller finns också kompletterade med värmeåtervinning från förbrukat diskvatten och får då tillägget "+" efter namnet. Förbrukat diskvatten förvärmer inkommande kallvatten genom en värmeväxlare, mer information finns inte tillgänglig. Oavsett om modellen är av typ + ökar energiåtervinningen maskinens höjd med ca 200 mm. Energy tillägget ska spara 0,09 kWh/korg och Energy+ sparar 0,12 kWh/korg [3].



Figur 3.4 Winterhalter GS 502 Energy+.

3.3 Hobart

Serien PROFI består av både grov- och findiskmaskiner med energiåtervinningsystem som tillval för kallvattenmaskiner. Via en intern värmeväxlare överförs värme från förbrukat diskvatten till inkommande kallvatten, systemet kallas E-SAVE. Energifosparingen är otydligt presenterad på Hobarts webbsida och i deras kataloger, författaren verkar inte riktigt vara vän med enheterna. Ytterligare information förutom att upp till 6,5 kW kan sparas finns inte om E-SAVE. Hobart har en stängd huv med endast botten öppen för att inte ångan ska försvinna ur maskinen. Denna huvutformning kallas E-STORE och sägs spara upp till 3 kW [4].



Figur 3.5 Hobart PROFI-AMX.

3.4 Sammanfattning

Konkurrenternas lösningar är väldigt likartade och kan i stort sett delas upp i två olika principer, värmeåtervinning från ånga och värmeåtervinning från förbrukat diskvatten. I samtliga fall förvärmer man kallvatten som sedan går till sköjltank, någon energiåtervinning för varmvattenmaskiner finns alltså inte.

Att få tag i tillfredställande information visade sig vara svårt i vissa fall. Wexiödisk var inte blygsamma med information om WD-6 och WD-7 men väldigt reserverade

när det gällde WD-100GR. Hobart redovisade i stort sett ingenting om sina lösningar och redovisningen av besparingar var mycket otydlig. På grund av svårigheter att få fram information från vissa konkurrenter kan en tillfredsställande analys endast göras av och mellan några av Wexiödisks och Winterhalters modeller.

Förutom Hobarts E-STORE lösning som ska hålla kvar ångan i huven bygger konkurrenternas värmeåtervinning från ånga på samma princip. Anmärkningsvärt är hur mycket effektivare Winterhalters lösning är än Wexiödisks. En del av effektivitetsskillnaden kan förklaras genom att Winterhalter börjar återvinna värme från ångan redan under sköljningen, Wexiödisk tar endast vara på den ånga som finns i huven vid öppning. Något som ytterligare påverkar skillnaden är att ångan i Wexiödisks maskiner först når värmeväxlaren efter att ha stigit genom luft och kylts ner på vägen. I vilken ordning värme överförs till kallvattnet från ånga respektive förbrukat diskvatten spelar också stor roll för vilket system som återvinner mest energi. I båda dessa konstruktioner bygger värmeåtervinningen på maskinens höjd.

Även då det gäller värmeåtervinning från förbrukat diskvatten är skillnaden i effektivitet stor, här är det Wexiödisk som återvinner mest. Förklaringen kan ligga i att deras värmeväxlare täcker hela ryggen medans Winterhalters är betydligt mindre och får plats i maskinen.

4 Målspecifikationer

För att senare kunna utvärdera principlösningarna sätts specifikationer upp på vad den färdiga produkten ska klara av och åstadkomma. Specifikationerna tas fram från analys av marknaden samt identifierade behov. Handhavandet av Granule Combi® är mycket enkelt och vi vill inte introducera några nya moment för användaren. Flertalet av specifikationerna är uppsatta för att säkerställa att enkelhet, effektivitet och komfort behålls i maskinen med energiåtervinning. Målspecifikationerna speglar vilka förhoppningar som finns på den färdiga produkten. Specifikationerna delas upp i olika grupper för att få en god överblick.

4.1 Miljö Kemikalier

Maskinen använder idag väldigt lite kemikalier, vilket är bra för både användaren och miljön. För att behålla miljötankandet på hög nivå ska energiåtervinningen inte kräva några extra kemikalier.

Elförbrukning

Energiåtervinningen ska ta vara på energi i processen och därigenom minska elförbrukningen.

Vattenförbrukning

Vattenförbrukningen ska inte öka med energiåtervinning.

4.2 Ergonomi Bullernivå

Energiåtervinningssystemet ska inte öka maskinens ljudnivå märkbart. Arbetsmiljöverkets undre gränsvärde på 70 dB får naturligtvis inte överstigas.

Stänk och ånga

Användaren ska inte utsättas för stänk eller ånga från maskinen. Granule Combi® har idag som tillval en fungerande ångreducering och användaren är skyddad mot stänk och ånga. Energiåtervinningen ska inte försämra arbetsmiljön för användaren.

Användning

Automatisering av diskprocessen gör användandet av Granule Combi® mycket enkelt. Ett system för energiåtervinning ska inte introducera några nya moment som försvårar diskprocessen för användaren.

Montering och underhåll

Placering och utformning av energiåtervinningssystemet ska vara sådan att montering och åtkomst vid underhåll är enkel.

Storlek och placering

System för återvinning av energi ska ta upp så lite plats i diskrummet som möjligt och kunna placeras så att det inte är i vägen. Optimalt får systemet plats i Granule Combi® utan att öka dess dimensioner.

Disktid

Tiden för körning av ett diskprogram i Granule Combi® ska inte bli märkbart längre med system för energiåtervinning installerat.

4.3 Ekonomi

Driftskostnad

Energiåtervinningssystemet ska sänka de löpande kostnaderna för att ha en Granule Combi® i drift.

Konkurrensmässig kostnad

Den högre kostnaden vid inköp av en Granule Combi® med energiåtervinning ska betala tillbaka sig själv på en rimlig tid genom lägre driftskostnader. Detta säkerställer en fortsatt konkurrensmässig kostnad.

4.4 Driftsäkerhet

Underhåll och service

System för energiåtervinning ska inte kräva service mellan de ordinarie servicetillfällena som finns för Granule Combi®. Eventuellt underhåll av användaren mellan servicetillfällena ska minimeras.

Smuts och kemikalier

Systemet för energiåtervinning ska tåla att utsättas för smuts samt disk- och sköljmedel som förekommer under diskprocessen.

4.5 Övrigt

Standarder och märkningar

Granule Combi® med energiåtervinning ska uppfylla de standarder och märkningar som Granule Combi® följer och uppfyller i dagsläget.

Visualisering

Energiåtervinningen visualiseras för användaren.

5 Möjliga energibesparingar

Idéer om möjliga energibesparingar är genererade från existerande lösningar på marknaden samt brainstorming.

5.1 Energibesparingar

Brainstorming gjordes både i en större grupp tillsammans med fyra ingenjörer på GRANULDISK och även endast mellan oss examensarbetare. Under brainstormingmötena är alla tankar välkomna oavsett hur realistiska de är, detta för att täcka alla möjligheter och inte begränsa arbetet i detta skede. Idéerna behöver inte innefatta en lösning utan bara vad som ska åstadkommas.

Cylindervatten

För huvrörelse används en hydraulcylinder som använder tre liter vatten vid varje huvöppning, detta vatten går direkt till avlopp när huven sedan sänks. Ett slutet system där vattnet återanvänds vid nästa huvrörelse skulle minska vattenförbrukningen. Vattnet är rent och skulle även kunna gå till sköljtank efter användning i cylindern. Vattenförbrukningen kan också sänkas genom att använda annan teknik för huvrörelse, t.ex. elmotor eller manuell kraft från användare.

Stand-by tillstånd

När Granule Combi[®] är igång men inte används hålls temperaturen i sköljtanken så att den inte understiger 70°C. Vid längre tid utan diskning skulle temperaturen kunna tillåtas sjunka mer för att inte värma vattnet i onödan. Även vattnet i disktanken kan hållas vid lägre temperatur vid längre uppehåll då tid för uppvärmning innan nästa diskning finns.

Huvrörelse

Hålls huven stängd när maskinen inte används minskas värmeförluster till omgivningen. Idag öppnas huven automatiskt efter avslutat diskprogram och står öppen tills användaren stänger den eller påbörjar ett nytt diskprogram. Mjukvaran kan automatiskt stänga huven när maskinen inte används.

Förbrukat diskvatten

Vid varje diskning leds 4-12 liter varmt vatten direkt till avlopp, mycket energi i form av värme lämnar maskinen med vattnet. Denna värme bör hållas kvar i maskinen och minskar då uppvärmningsbehovet. Detta kan sammanfattas i att avloppsvattnet ska hålla låg temperatur när det lämnar maskinen. Efter ca 25 körda diskprogram behöver vattnet i disktanken idag bytas ut. Kan man genom att rena vattnet köra fler diskpro-

gram innan man måste byta vatten minskas vattenkonsumtion samt uppvärmningsbehov.

Visualisering av energiförbrukning

Kan mjukvaran visualisera energiförbrukningen så kan det hjälpa användaren att använda maskinen mer effektivt ur energisynpunkt. Exempelvis kan maskinen tala om för användaren att diska medans maskinen fortfarande är varm.

Värmeutstrålning

Uppvärmningsbehovet kan minskas genom att reducera maskinens värmeutstrålning. Varma och kalla sektioner för komponenter kan upprättas och maskinens isolering optimeras.

Ånga

Idag kondenseras den ånga som bildas under diskcykeln med kallvatten eller släpps ut vid huvöppning, beroende på diskprogram. Värmen i ångan som bildas under diskcykeln kan hållas kvar i maskinen och minska behovet av uppvärmning.

5.2 Sammanfattning

Lösningen till många energibesparingar ligger i optimerad funktion av befintliga komponenters styrning genom tillägg i mjukvaran. De besparingar som kan lösas genom mjukvaruförändringar är; stand-by tillstånd, visualisering av energiförbrukning och huvrörelse. Även när det gäller energibesparingar genom minskad värmeutstrålning är lösningen en optimering av befintliga komponenter och deras placering. Vattenförbrukningen kan minskas eller elimineras genom en annan lösning för huvrörelse men någon energi kan inte återvinnas från cylindervattnet. Oberoende av vilka förbättringar som görs av befintliga komponenter kommer förbrukat diskvatten och ånga lämna maskinen och föra med sig energi. Därför anses den egentliga energiåtervinningen vara att hindra denna energi att lämna maskinen. Optimering av befintliga komponenter kan också innebära stora energibesparingar och ses som en viktig del i en maskin med energiåtervinning.

6 Tillgänglig energi

Överslagsberäkningar som visar om energiåtervinning är möjlig och ger ett mått på hur mycket som kan återvinnas görs. Olika energikällor utreds, förbrukat diskvatten samt ånga, värmeöverföringen sker i samtliga fall till inkommande vatten till sköljtank.

6.1 Beräkningar

En uppskattning oberoende av teknisk lösning för värmeöverföring fås genom beräkning av temperaturjämvikt mellan energikälla och till sköljtank inkommande vatten. Överslagsberäkningarna är gjorda med vissa antaganden; maskinen ses som perfekt isolerad, trycket ses som konstant, temperaturförluster p.g.a. uppvärmning av maskindelar och diskgoods försummas. Eventuella ytterligare antaganden redovisas för varje energikälla.

6.1.1 Förbrukat diskvatten

Volym förbrukat diskvatten är 8 liter och den volym vatten som ska värmas upp är 8 liter vid ett normalprogram. Vid ett Ecoprogram finns det 4 liter förbrukat diskvatten och 4 liter vatten går till sköljtanken för uppvärmning.

En liter vatten antas väga precis ett kilogram. Den specifika värmekapaciteten (C_{pw}) för vatten i flytande form är 4,18 kJ/(kg·K) [5 s.888]. Vid körning av en kallvattenmaskin antas temperaturen in T_{in} vara mellan 8-15 °C, för varmvattenmaskin 55-65 °C.

Tabell 6.1

| | |
|------------|--------------------------------------|
| C_{pw} | Specifik värmekapacitet (kJ/(kg·°C)) |
| m_d | Massa förbrukat diskvatten (kg) |
| m_s | Massa vatten till sköljtanken (kg) |
| T_d | Temperatur förbrukat diskvatten (°C) |
| T_{in} | Temperatur inkommande vatten (°C) |
| h_j | Jämviktsentalpi (kJ/kg) |
| E_{iill} | Tillgänglig energi (kWh) |

En jämviktsentalpi (h_j) på det förbrukade diskvattnet och vattnet som är på väg till sköljtanken beräknas enligt ekvation 6.1.

Tillgänglig energi

$$\frac{C_{pw} \cdot (m_d \cdot T_d + m_s \cdot T_{in})}{m_d + m_s} = h_j \quad (6.1)$$

Energi som finns tillgänglig beräknas genom att ta mängd vatten som ska värmas upp multiplicerat med skillnaden mellan dess entalpi innan och efter jämvikt. För att få svaret i kWh divideras det med 3600 sekunder. Se ekvation 6.2.

$$\frac{m_s \cdot (h_j - C_{pw} \cdot T_{in})}{3600} = E_{till} \quad (6.2)$$

6.1.2 Ånga

Ånga synliggörs först när huven går upp efter avslutat diskprogram, luften i huven uppskattas ha en relativ luftfuktighet på 100 procent oavsett vilket diskprogram som körts. Huvens volym V är ungefär $0,6 \text{ m}^3$, temperaturen på luften i huven T_a direkt efter avslutat diskprogram är uppmätt till $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabell 6.2

| | | |
|-----------------------------|---------|---|
| C_{pv} | 1,82 | Specifik värmekapacitet för ånga (kJ/(kg·°C)) |
| C_{pw} | 4,18 | Specifik värmekapacitet för vatten (kJ/(kg·°C)) |
| C_{pa} | 1,01 | Specifik värmekapacitet för luft (kJ/(kg·°C)) |
| P | 101,323 | Atmosfärstryck (kPa) |
| P_a | | Partiellt tryck för torr luft (kPa) |
| P_v | | Ångtryck (kPa) |
| R_a | 0,2870 | Gaskonstanten för luft (kJ/(kg·°C)) |
| R_v | 0,4615 | Gaskonstanten för ånga (kJ/(kg·°C)) |
| V | 0,6 | Huvens volym (m^3) |
| m_a | 0,4274 | Massan på luften inne i huven (kg) |
| m_v | 0,4274 | Ångans massa (kg) |
| m_s | 4-8 | Massan hos vattnet som ska till sköjtanken (kg) |
| T_{in} | 8-15 | Temperaturen på inkommande vatten (°C) |
| T_a | 70 | begynnelsestemperaturen i huven (°C) |
| $\omega_{70^\circ\text{C}}$ | 0,2768 | Luftfuktighet vid $70 \text{ }^\circ\text{C}$ (kg H_2O /kg torr luft) |
| ω_T | | Luftfuktighet vid jämviktstemperaturen (kg H_2O /kg torr luft) |
| $h_{g@0^\circ\text{C}}$ | 2500,9 | Entalpin i ånga vid 0°C (kJ/kg) |
| θ | 1 | Relativ luftfuktighet |

Luften i huven anses kunna ses som en ideal gas, trycket P i huven anses vara atmosfärstryck.

Partiellt tryck av torr luft beräknas enligt ekvation 6.3.

$$P_a = P - \theta \cdot P_v = P - \theta \cdot P_{sat@T_a} = 70,121 \text{ kPa} \quad (6.3)$$

Där P_v fås från tabell i bilaga A. Linjär interpolation används i de fall inget tabellerat värde finns för aktuell temperatur.

Luftens massa beräknas genom ekvation 6.4, ideala gaslagen.

$$m_a = \frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot (T_a + 273)} = 0,4274 \text{ kg} \quad (6.4)$$

Luftfuktigheten ω är en massfraktion mellan ånga och torr luft och beräknas. Se ekvation 6.5.

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v \cdot V / R_v \cdot (T_a + 273)}{P_a \cdot V / R_a \cdot (T_a + 273)} = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_a} \\ &= 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v} \end{aligned} \quad (6.5)$$

$$\omega_{70^\circ\text{C}} = 0,2768 \text{ kg H}_2\text{O/kg torr luft}$$

Energijämvikt ställs upp före och efter värmeöverföring, se ekvation 6.6. Energiinnehållet i ångan före och efter jämvikt beräknas för enkelhetens skull med samma specifika värmekapacitet C_{pv} även om denna egentligen varierar något med temperaturen. Denna förenkling anses inte påverka resultatet nämnvärt, C_{pv} väljs till 1,82 kJ/kg·°C [5 s.719].

$$\begin{aligned} C_{pw} \cdot T_{in} \cdot m_s + m_a \cdot \omega_{70} \cdot (C_{pv} \cdot T_a + h_{g@0^\circ\text{C}}) + C_{pa} \cdot T_a \cdot m_a = \\ C_{pw} \cdot T \cdot (m_s + m_a \cdot \omega_{70} - m_a \cdot \omega_T) + m_a \cdot \omega_T (C_{pv} \cdot T + h_{g@0^\circ\text{C}}) \\ + C_{pa} \cdot T \cdot m_a \end{aligned} \quad (6.6)$$

Jämviktstemperaturen samt luftfuktigheten som beror direkt på denna är okända. Temperaturen beräknas genom iteration enligt följande; Jämviktstemperaturen T antas och luftfuktigheten ω_T vid den antagna temperaturen beräknas enligt ekvation 6.5. T bryts ut ur ekvation 6.6 och beräknas. Förloppet upprepas med den beräknade jämviktstemperaturen som antagen temperatur. Då den beräknade temperaturen är samma som den antagna är T den sanna jämviktstemperaturen.

För att översätta temperaturökningen $T_{in}-T$ på vattnet till tillgänglig energi multipliceras denna med massan vatten m_s och dess specifika värmekapacitet C_{pw} . Division med 3600 görs för att få enheten kWh, se ekvation 6.7.

$$E_{till} = \frac{C_{pw} \cdot (T_{in} - T) \cdot m_s}{3600} \quad (6.7)$$

I tabell 6.3 redovisas jämviktstemperaturerna och den tillgängliga energin vid de olika fallen.

Tabell 6.3 jämviktstemperatur och tillgänglig energi vid de olika fallen.

| Temperatur T_{in} (°C) | Vatten till sköljtank m_s (kg) | jämviktstemperatur T (°C) | Tillgänglig energi E_{till} (kWh) |
|-----------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|--|
| 8-15 | 8 | 17-24 | 0,08 |
| 8-15 | 4 | 26-32 | 0,08 |
| 55-65 | 8 | 59-67 | 0,02-0,04 |
| 55-65 | 4 | 62-67 | 0,01-0,03 |

Med tillvalet ångreducering används idag vid ett normalprogram 4 liter kallvatten som hamnar i diskstanken och på så sätt kyler ner denna, detta slipper man om man tar hand om ångan. Vilket gör att man dels sparar 4 liter vatten samt uppvärmning av diskstanken. All ånga försvinner vilket betyder att den kyls ner av ångreduceringen och även den hamnar i diskstanken. Temperaturen på vattnet som kommer ner i diskstanken kan därför uppskattas ha samma temperatur som den jämviktstemperatur som räknades fram för en kallvattenmaskin där 4 liter vatten går till sköljtank, se tabell 6.3. Mängden vatten som tillkommer i diskstanken uppskattas till 4 liter, vilket betyder att 4 liter kallt vatten blandas med 80 liter 65°C vatten i diskstanken. Energibesparingen beräknas efter jämviktstemperaturerna i tabell 6.3 och beräknas på samma sätt som för förbrukat diskvatten, se ekvation 6.8. Ingen hänsyn tas till uppvärmning av vattnet från huvens väggar samt diskgoods, detta ger ett något högt värde.

$$\frac{C_{pw} \cdot (80 \cdot 65 + 4 \cdot T)}{80 + 4} = h_j \quad (6.8)$$

$$\frac{80 \cdot (C_{pw} \cdot 65 - h_j)}{3600} = E_{spar} \approx 0,16kWh$$

6.2 Resultat

Tabell 6.4 Energi som finns tillgängligt samt temperaturhöjning av vatten till sköljtank beroende på maskintyp och mängd sköljvatten(program).

| Energåtervinning från förbrukat diskvatten | | | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|------------------|--------------------|---------------------|
| Maskin- typ | m_d [kg] | m_s [kg] | T_d [°C] | T_{in} [°C] | ΔT [°C] | E_{till} [kWh] |
| Varm- vatten | 8 | 8 | 65 | 55-65 | 0-5 | 0-0,05 |
| | 4 | 4 | 65 | 55-65 | 0-5 | 0 -0,02 |
| Kall- vatten | 8 | 8 | 65 | 8-15 | 25-28,5 | 0,23-0,26 |
| | 4 | 4 | 65 | 8-15 | 25-28,5 | 0,12-0,13 |

Tabell 6.5 Tillgänglig energi vid energiåtervinning från ånga beroende på maskintyp och mängd sköljvatten(program).

| Energiåtervinning från ånga | | | | | | | |
|-----------------------------|---------------|------------------|------------|--------------------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| Maskin- typ | m_s [kg] | T_{in} [°C] | T_a [°C] | V [m ³] | ΔT [°C] | E_{till} [kWh] | E_{spar} [kWh] |
| Varm- vatten | 8 | 55-65 | 70 | 0,6 | 2-4 | 0,02-0,04 | ~0,16 |
| | 4 | 55-65 | 70 | 0,6 | 2-7 | 0,01-0,03 | - |
| Kall- vatten | 8 | 8-15 | 70 | 0,6 | 9 | 0,08 | ~0,16 |
| | 4 | 8-15 | 70 | 0,6 | 17-18 | 0,08 | - |

6.3 Sammanfattning

Uppskattningen av energiåtervinning är gjord helt oberoende av teknisk lösning.

Resultaten visar att energiåtervinning från förbrukat diskvatten endast är lämpligt för kallvattenmaskiner. Energiåtervinning kan enligt resultaten stå för en tredjedel av uppvärmningen av sköljvattnet. Den låga temperaturskillnaden i varmvattenmaskiner gör att värmeöverföringen blir mycket blygsam.

Även energiåtervinning från ånga lämpar sig endast för kallvattenmaskiner. Temperaturhöjningen utgör 12-26 procent av uppvärmningen av sköljvattnet beroende på diskprogram. Den höga jämviktstemperaturen som erhålls i en varmvattenmaskin kommer innebära en icke tillfredställande ångreducering. Med dagens ångreducering som tillval används kallvatten för att kondensera ångan som uppkommer vid normal- och korta program. Med energiåtervinning från ångan tillsätts inget kallvatten i tanken och den behöver inte värmas upp lika ofta. Energibesparingen blir därför mindre för ett ecoprogram och 4/ kallvatten per cykel sparas vid normal- och korta program. Hur stor energibesparing som fås på grund av att vi inte kyler ner diskbanken anges med stor osäkerhet.

System för energiåtervinning kommer endast utvecklas för användning i kallvattenmaskiner.

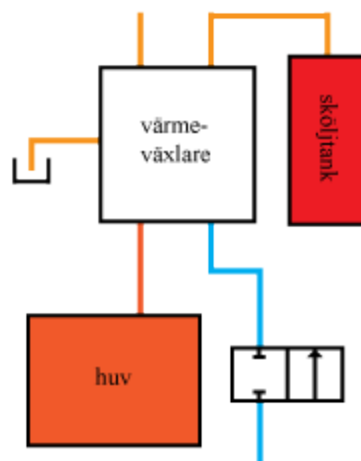
7 Principlösningar

Efter avslutat diskprogram går maskinens huv automatiskt upp och disktankens breddavlopp öppnas. Förbrukat diskvatten lämnar maskinen via breddavloppet, ånga lämnar huvet på maskinens baksida och sköjtanken fylls på då en magnetventil öppnas. Principlösningar för värmeåtervinning från ångan respektive förbrukat diskvatten har tagits fram. Lösningförslagen beskrivs och diskuteras för en jämförelse som ger underlag för valet av principlösning(ar) att vidareutveckla.

7.1 Energiåtervinning från ånga

Lösning A

Den ånga som huvet håller efter avslutad sköljning låts stiga genom värmeväxlaren, av egen kraft alternativt med hjälp av en fläkt. Ångan kondenseras och värme överförs till kallvattnet som sedan går till sköjtank. Kondensvatten i värmeväxlaren leds tillbaka till disktank eller direkt till avlopp. Se schematisk skiss, figur 7.1.



Figur 7.1 Värmeåtervinning från ånga lösning A.

Fördelar

- + Vattnet för dagens ångreducering sparas och disktanken kyls inte ner av ångreduceringen.

Nackdelar

- Då ångan stiger uppåt måste kanalen som för ut ångan från huven vara placerad i huvens överkant och värmeväxlaren måste placeras ovanför huven.

Lösning B

Maskinens huv är tät så att ångan hålls innesluten även vid huvöppning, inför nästa diskning är huven fylld med ånga och värmen har inte lämnat maskinen.

Fördelar

- + Få och enkla komponenter.
- + Vattnet för dagens ångreducering sparas och disktanken kyls inte ner av ångreduceringen.
- + Reducerar disktiden då ingen ångreducering sker.

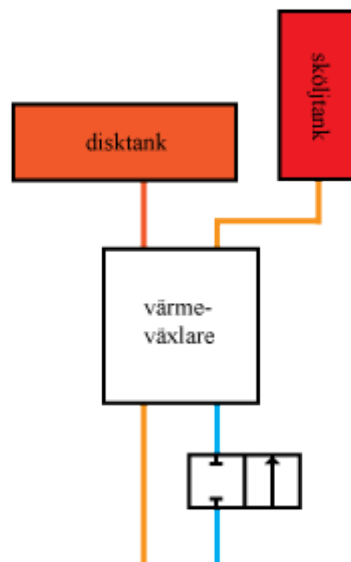
Nackdelar

- Användaren kan utsättas för ånga och kondensvatten.

7.2 Energiåtervinning från förbrukat diskvatten

Lösning A

Efter varje diskcykel flödar förbrukat diskvatten genom en värmeväxlare där värme överförs till inkommande kallvatten på väg till sköjlanken. Se figur 7.2.



Figur 7.2 Värmeåtervinning från förbrukat diskvatten lösning A.

Fördelar

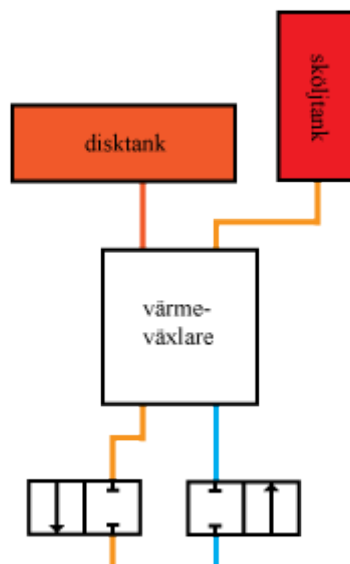
- + Inga energiförbrukande komponenter introduceras.
- + Enkel placering i maskinens nedre del där plats finns.

Nackdelar

- Smutsigt diskvatten kräver stora kanaler i värmeväxlaren vilket ger låg effektivitetöverföring.
- Kort tid för värmeöverföring.

Lösning B

Efter körd diskcykel leds förbrukat diskvatten till en värmeväxlare där det står en hel diskcykel. Kallvatten föruppvärms genom värmeöverföring från det förbrukade diskvattnet och leds sedan till sköljtank genom att nytt kallvatten fylls på i värmeväxlaren. Se schematisk skiss i figur 7.3.



Figur 7.3 Värmeåtervinning från förbrukat diskvatten lösning B.

Fördelar

- + Enkel placering i maskinens nedre del där plats finns.
- + Lång tid för värmeöverföring.

Nackdelar

- Smutsigt diskvatten kräver stora kanaler i värmewäxlaren vilket ger lägre effektivitetöverföring.

- Viss blandning mellan föruppvärmt vatten och inkommande kallvatten kommer ske.

7.3 Materialbegränsningar

Material med hög värmeledningsförmåga är naturligtvis högst önskvärt i en värmeväxlare. Utöver att ha en bra värmeledningsförmåga måste materialet även tåla den miljö den utsätts för. Ångan anses fri från disk- och sköljmedel, detta kan emellertid inte sägas om diskvattnet. Detta medför begränsningar vid materialval till värmeväxlare för värmeåtervinning från förbrukat diskvatten. De flesta maskindiskmedel är mycket aggressiva mot aluminium och en del högalkaliska angriper även koppar, detta gör dessa goda värmeledare olämpliga. Rostfritt stål påverkas inte av disk- och sköljmedel, ca 70 % av materialet i Granule Combi® är rostfritt stål, men har tyvärr betydligt sämre värmeledningsförmåga.

7.4 Första utvärderingen

För att kunna jämföra principlösningarna sätts kriterier upp utefter de målspecifikationer som anses relevanta för jämförelse av lösningarna. Principlösningarna betygsätts efter hur väl de uppfyller kriterierna jämfört med en vald referens. Principlösningar för energiåtervinning från ånga respektive förbrukat diskvatten utvärderas var för sig.

Placering

Hur lätt det går att integrera principlösningen i Granule Combi® med tanke på var plats finns idag.

Vattenförbrukning

Hur principlösningen påverkar maskinens vattenförbrukning.

Kostnad

Uppskattad kostnad för ingående komponenter.

Värmeåtervinning

Principlösningens förmåga att återvinna värme.

Disktid

Hur disktiden påverkas av principlösningen.

Enkelhet

Hur komplex principlösningen och därmed utvecklingsarbetet är.

Användarvänlighet

Hur principlösningen påverkar användarens arbete.

Tabell 7.1 Utvärdering av principlösningarna efter uppsatta kriterier.

| Kriterier | Värmeåtervinning från ånga | | Värmeåtervinning från förbrukat diskvatten | |
|-------------------|----------------------------|----|--|----|
| | A(ref) | B | A(ref.) | B |
| Placering | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Vattenförbrukning | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Kostnad | 0 | + | 0 | 0 |
| Värmeåtervinning | 0 | 0 | 0 | + |
| Disktid | 0 | + | 0 | 0 |
| Enkelhet | 0 | + | 0 | 0 |
| Användarvänlighet | 0 | - | 0 | 0 |
| | | | | |
| Poäng | 0 | 2 | 0 | 1 |
| Tas vidare | Ja | Ja | Nej | Ja |

Utvärderingen av principlösningarna visas i tabell 7.1. Båda principlösningarna för värmeåtervinning från ånga tas vidare, anledningen till detta är att lösning B med sluten huv vinner på sin enkelhet men osäkerheten hur väl ångan kommer stanna kvar i huven eller utsätta användaren för ånga och kondensvatten gör att även lösning A tas vidare då denna ses som ett säkrare alternativ.

Principlösning B för värmeåtervinning från förbrukat diskvatten anses bättre ur värmeåtervinningssynpunkt. Materialbegränsningar innebär att sämre värmeledande material måste användas och tiden för värmeöverföring får därför stor betydelse. Lösning B innebär att tiden för en hel diskcykel finns tillgänglig för att överföra värme till skillnad från lösning A som ger en kort tid till förfogande. Därför tas endast principlösning B vidare för vidareutveckling.

7.5 Vidareutveckling av principlösningar

Principlösningarna utvecklas mer i detalj och testas i den mån det finns möjlighet.

7.5.1 Sluten huv

Principlösningen ”sluten huv” behandlas.

Test av funktion

På grund av osäkerheten kring principlösningens funktion, alltså hur väl ångan innesluts och blir kvar i huven, utförs ett enkelt test. Med hjälp av plastfilm som fästs med tejp på huvens baksida skapas en sluten huv. Genom iakttagelse under huvöppning efter kört diskprogram utvärderas principlösningens funktion. Testet utvärderas helt subjektivt och inga mätningar görs. Testmaskinen är utrustad med plexiglasfönster i huven som möjliggör iakttagelser inne i denna.

Testresultat och slutsats

När huven går upp efter ett kört diskprogram väller initialt en betydande mängd ånga ut under huvens kant, framtill och på sidorna. När detta initiala ångflöde upphört och

huvnen står i sitt översta läge är ångan väl innesluten i huvnen. Kondensvattnet som bildas när ångan kyls av droppar ner från huvnens sidor. En stor del av ångan finns kvar i huvnen när den stängts och nästa diskcykel påbörjats.

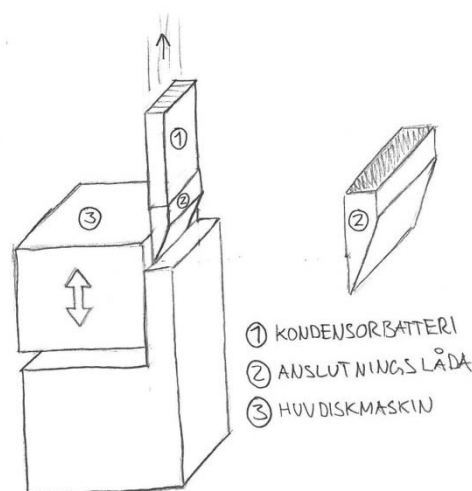
Att kondensvatten droppar och kan störa användaren kan relativt enkelt lösas genom att använda en stuprörsliknande konstruktion och på så sätt leda bort flödet från användarens arbetsutrymme. Den initiala ångpuffen är däremot något som man inte lika lätt kan undvika och användaren skulle utsättas för denna. Att användaren inte ska utsättas för stänk eller ånga är en av målspecifikationerna och eftersom detta inte kan säkerställas tas inte principlösningen med sluten huv vidare i utvecklingen.

7.5.2 Värmeväxlare för ånga

Principlösningen ”värmeväxlare för ånga” testas och vidareutvecklas.

Placering

Värmeväxlaren ska endast vara i kontakt med ångan efter avslutat diskprogram, vilket betyder att först efter avslutat diskprogram ska en kanal till värmeväxlaren öppnas. När huvnen går upp bildas en öppen spalt bakåt mellan huvnens topp och maskinens rygg. Genom att stanna huvnen en bit upp och placera värmeväxlaren i anslutning till spalten som då bildas tvingas ångan flöda genom värmeväxlaren, se figur 7.4.



Figur 7.4 Då huvnen stannas en bit upp öppnas en kanal för ångan till värmeväxlaren.

Test av funktion

För att få en uppfattning om det krävs en fläkt för att få ångan att gå rätt väg eller om ångans egen lyftkraft räcker till görs ett enkelt test. En rektangulär skorsten av plastfilm byggs som ska representera kanalstorleken hos värmeväxlaren, skorstenen fästs högst upp på maskinens rygg. Öppningar vid sidan av skorstenens anslutning till huvnen tätas med plastfilm. När huvnen öppnas stannas den manuellt ungefär en decimeter upp, baktill kan ångan endast stiga uppåt genom den byggda skorstenen. Vid vilken

temperatur ång- luftblandningen som lämnar huven inte längre syns är av intresse för att veta vilket minimalt effektuttag som krävs av värmeväxlaren för tillfredställande ångreducering. Testet görs genom att variera temperaturen på vattnet i disk tanken och på så vis varierar även temperaturen på luft- ångblandningen i huven, denna mäts.

Testresultat och slutsats

Efter att diskprogram körts och huven stannats i läge för skorstenen väller en del ånga initialt ut under huvens underkant men sen tar all ånga vägen genom skorstenen. Det tar ungefär en minut innan all synlig ånga lämnat huven. Testet visar att flödet genom en värmeväxlare kan bli otillräckligt och därför kan en fläkt vara nödvändig. Vid temperaturer under 40 grader i huven syns ingen ånga längre lämna maskinen.

Värmeväxlare

Ångan ska flöda genom en värmeväxlare och värma upp inkommande kallvatten på väg till sköljtanken. Värmeväxlarens kylslinga ska kopplas in mellan magnetventilen (som styr påfyllning av sköljtanken) och sköljtanken. Krav och specifikationer på värmeväxlaren ställs upp utefter målspecifikationerna och genomförda tester.

Ångreduceringen i Granule Combi® tar idag ungefär 40 sekunder, ångreducering med hjälp av värmeväxlare ska helst ta kortare tid än så, men definitivt inte mer än en minut. En minut tillåts eftersom det är tiden det tar för all synlig ånga att lämna huven då ingen fläkt används. Ångreducering med värmeväxlare ska inte utsätta användaren för någon ånga och ingen ånga ska synas lämna diskmaskinen. Detta betyder att ett tillräckligt flöde genom värmeväxlaren måste säkerställas så att ångan inte tar någon annan väg. Även tillräckligt högt effektuttag i värmeväxlaren krävs så att ingen ånga syns lämna den. Effektuttaget maximeras genom motströmskoppling av värmeväxlaren. Diskmaskinens maximala dimensioner ska inte öka med värmeväxlaren monterad.

Marknaden undersöks efter lämpliga värmeväxlare och tillverkare, värmeväxlare med ånga som värmebärande medium kallas för kylbatteri. Kylbatteri finns att tillgå på marknaden, dock kommer en anslutningslåda behöva utvecklas, denna skapar en kanal mellan huven och kylbatteriet, se figur 7.4. Val av kylbatteri och utveckling av anslutningslåda beskrivs i kapitel 10.

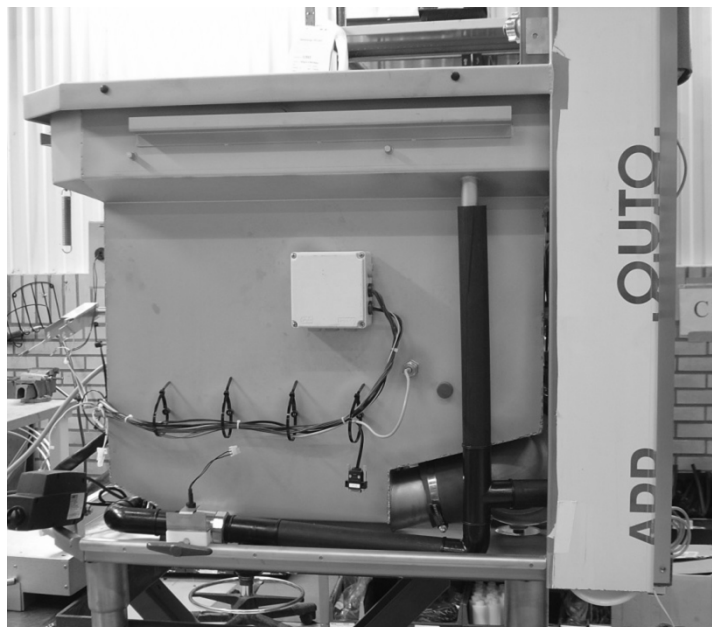
7.5.3 Värmeväxlare för förbrukat diskvatten

Vidareutveckling av principlösningen ”värmeväxlare för förbrukat diskvatten”.

Placering

Granule Combi® är en kompakt diskmaskin med tanke på dess funktion, därav finns inte många tomma utrymmen för nya system. Möjlig placering av ett system för energiåtervinning från förbrukat diskvatten utreds. Eftersom inkommande kallvatten och förbrukat diskvatten ska hållas i värmeväxlaren under en hel diskcykel måste utrymmet kunna hålla denna volym, närhet till disk tankens breddavlopp är också högst önskvärd. Endast ett utrymme som innehåller båda dessa egenskaper finns och gör valet av placering enkelt. Utrymmet finns direkt under disk tankens breddavlopp och är fritt

från andra komponenter så när som på en kopplingsdosa. Kopplingsdosans funktion påverkas inte av placering och kan enkelt omplaceras. Det valda utrymmet för placering av systemet kan ses i figur 7.5.



Figur 7.5 Utrymme för placering av system för energiåtervinning från förbrukat diskvatten.

Värmeväxlare

Mycket specifika krav ställs på värmeväxlaren som ska användas i systemet, volymer och dimensioner, motståndskraft mot smuts och kemikalier. Efter att ha sökt igenom marknaden konstaterades att inga lämpliga produkter finns att tillgå. Över huvud taget är tillgången på värmeväxlare för smutsiga vätskor mycket begränsad och de som finns är mycket stora och för industriella applikationer. En värmeväxlare specifik för detta system måste därför utvecklas. Värmeväxlaren ska utgöras av två skilda volymer, en volym för förbrukat diskvatten och en volym för inkommande kallvatten. Efter en diskcykel lämnar 4 eller 8 liter förbrukat diskvatten disktanken och samma mängd vatten fylls på i sköljtanken, därför ska volymerna rymma minst 8 liter vardera. Mellan volymerna sker värmeöverföring under en hel diskcykel och när denna avslutas ska innehållet i respektive volym bytas ut. Vilka krav som ställs på volymerna och hur växling av innehåll bör göras utreds.

Volymen för kallvatten ska kopplas in mellan magnetventilen som styr påfyllning av sköljtanken och sköljtankens inlopp, denna måste därför vara helt sluten. När sköljtanken fylls på trycks det uppvärmda vattnet i volymen till sköljtanken och ersätts av nytt kallvatten. För att detta ska ske krävs att volymen är uppdelad till en kanal. Kanalen ska vara utformad på sådant vis att en så liten blandning som möjligt sker mellan föruppvärmt vatten och inkommande kallvatten.

Volymen för förbrukat diskvatten ansluts till disktankens breddavlopp och fylls på då detta öppnas, alltså vid huvöppning. För att erhålla en så hög temperatur som möjligt ska volymen tömmas innan påfyllning sker, på så vis undviks blandning mellan avkylt och nytt förbrukat diskvatten. Matrester som flyter på ytan och finns blandade i vattnet lämnar disktanken genom breddavloppet tillsammans med det förbrukade diskvattnet. För att hålla vattnet fräscht är det viktigt att smutsen även i fortsättningen tillåts lämna disktanken och volymen måste därför utformas så att smuts inte fastnar. Utloppet ska vara placerat längst ner så att all smuts, även den som sjunker, förs ut vid tömning. För att kontrollera när tömning ska ske används en tömningspump, detta ger ett bra flöde som för med sig smutsen och en pump är okänslig mot smuts.

För att få en stor yta mellan volymerna placeras den slutna volymen för inkommande kallvatten i volymen för förbrukat diskvatten. Av utrymmesskäl får volymerna rektangulära tvärsnitt vilket betyder att lösningen är en mindre tank i en större tank, den inre tanken är uppdelad till en kanal. Vidare kallas denna "tank i tank"-lösning för en ackumulatortank och konceptet utvecklas i detalj i kapitel 8.

7.6 Sammanfattning

Principlösningar för energiåtervinning har genererats och utvärderats. Lösningarna innefattar både värmeåtervinning från ånga samt förbrukat diskvatten. Genom enkla tester och utvärdering mot målspecifikationer har gallring utförts och de mest lovande lösningarna har valts ut och vidareutvecklats. Resultatet är två vitt skilda principlösningar, en lösning för värmeåtervinning från ånga samt en för värmeåtervinning från förbrukat diskvatten. Lösningen för värmeåtervinning från förbrukat diskvatten, ackumulatortanken, förväntas åstadkomma effektivast värmeåtervinning. Lösningen för värmeåtervinning från ånga, kylbatteriet, åstadkommer förutom värmeåtervinning även ångreducering vilket gör lösningen intressant. De två lösningarna återvinner energi från olika källor vilket möjliggör en kombination av de två. De två lösningarna "kylbatteri" och "ackumulatortank" tas vidare i utvecklingen, de kommer behandlas var för sig.

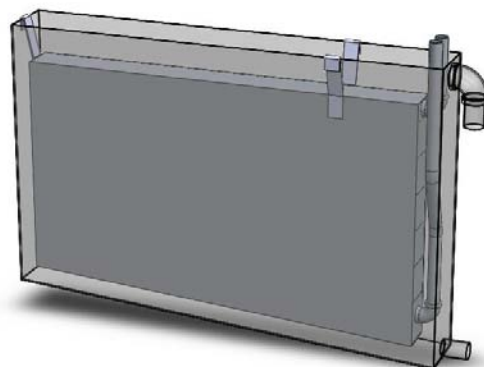
8 Ackumulatortank, värmeåtervinning från förbrukat diskvatten

I detta kapitel redovisas ackumulatortankens design. Ackumulatortanken har två huvudsakliga delar; En yttre tank och en i denna placerad inre tank. Yttertanken håller förbrukat diskvatten och den inre tanken kallvatten som skall föruppvärmas.

Enligt Fouriers lag ekvation 8.1 är värmeöverföringshastigheten direkt proportionell mot arean A samt omvänt proportionell mot plåttjockleken t mellan inner- och yttertank. Arean kommer således att maximeras och plåttjockleken minimeras i den grad utrymme, tålighet mot smuts och tillverkning tillåter detta. Utrymmet där ackumulatortanken ska monteras ger möjlighet till en fördelaktig form.

$$q = k \cdot \frac{A \cdot \Delta T}{t} \quad (8.1)$$

Genom att göra de delar som kommer vara i kontakt med smutsigt vatten, innertankens utsida respektive yttertankens insida, släta förhindras smuts från att fastna på ytorna. Större matrester kan kilas fast mellan två ytor varför avståndet mellan den inre och yttre tanken inte understiger 15 mm , vilket anses tillräckligt. Innertanken förses med krokar som hakar i yttertankens överkant och fixeras på så sätt. Botten på den yttre tanken görs sluttande mot utloppet så att eventuell smuts som sjunker samlas vid detta och effektivt förs ut vid tömning. För uttömning av det smutsiga vattnet används en tömningspump ansluten till yttertankens utlopp, placerat längst ner. Tömningspumpen är inte tät och därför följs den av ett "omvänt vattenlås". För maximering av arean mellan tankarna görs även innertankens botten sluttande så att den följer yttertankens kontur. Se figur 8.1.

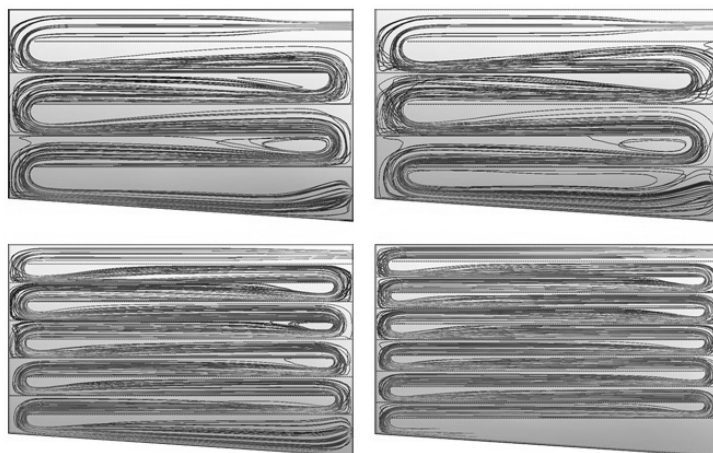


Figur 8.1 Visar innertankens placering och upphängning i yttertanken.

Ett breddavlopp med samma diameter som disktankens breddavlopp finns placerat högt upp på den yttre tanken så att den inte kan svämma över.

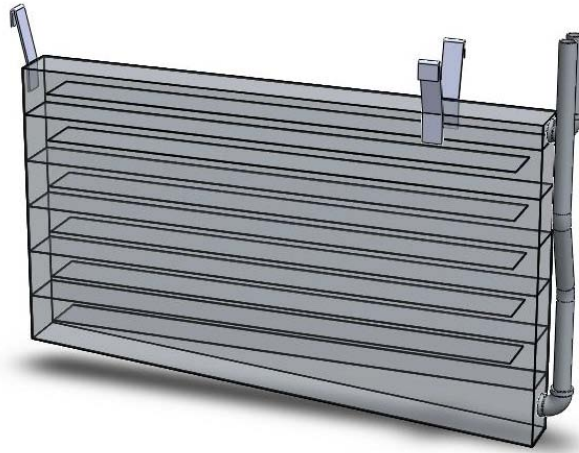
Innertankens in- och utlopp är placerade längst upp respektive längst ner och de anslutande rören leds sedan upp ur yttertanken där slangarna ska anslutas. På grund av disktankens form måste rören placeras så långt ut som möjligt, därför finns en böj på utloppsröret, se figur 8.1.

För att inte föruppvärmt vatten och kallvatten ska blandas under växlingen är innertanken uppdelad till en kanal. De plåtar som delar upp innertankens volym till en kanal kallas lameller. Lamellernas placering och antal har tagits fram med hjälp av flödessimuleringar i Solid Works insticksmodul COSMOSFloXpress. Ett laminärt flöde med så små stillastående volymer som möjligt var det som eftersträvades. Några resultat från flödessimuleringarna visas i figur 8.2 där flödets påverkan av antalet lameller och öppningen mellan kanalerna åskådliggörs. Simuleringarna visar att jämnare och bättre flöde erhålls då man har lika stor öppning vertikalt som horisontellt mellan kanalerna samt att fler lameller ger bättre flöde med mindre volym stillastående vatten.



Figur 8.2 Flödessimuleringar som åskådliggör skillnaden i flödet beroende på antal lameller samt utseendet på öppningen mellan dessa.

Ur tillverkningsynpunkt är lamellerna den del av ackumulatortanken som är besvärligast och för att hålla nere kostnaderna hålls antalet lameller så lågt som möjligt. Vid ett antal av elva lameller anses flödet acceptabelt med liten blandning som följd. I figur 8.3 har innertanken gjorts transparent så att lamellerna och deras placering tydligt kan ses. Tillverkningen blir även svårare desto tunnare plåten är och på Kirsebergs plåt & mekaniska verkstad AB som tillverkade ackumulatortanken föreslog man en plåttjocklek på 1 mm. Efter att ritningsunderlag tagits fram diskuterades de med och överlämnades till tillverkaren. Ritningsunderlagen inkluderas inte i denna offentliga rapport.



Figur 8.3 Transparent bild av akkumulatortankens innertank som visar lamellstrukturen.

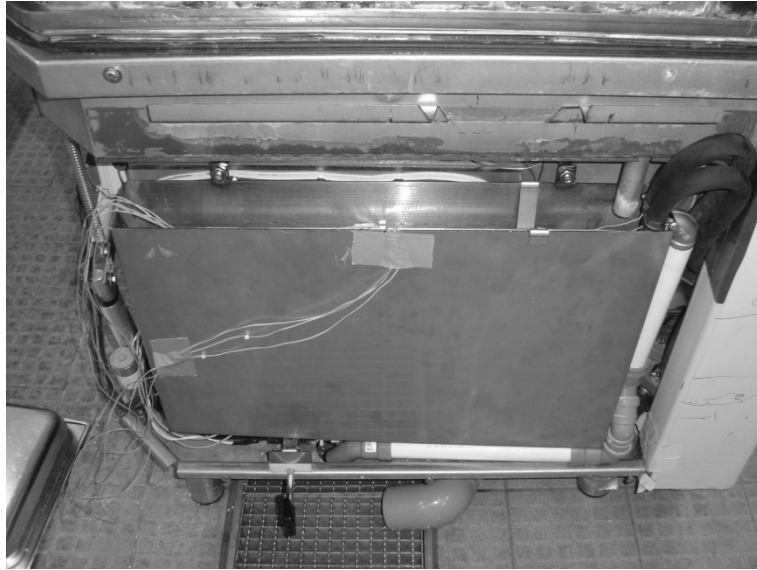
Akkumulatortanken tillverkades av Kirsebergs plåt & mekaniska verkstad AB, med elva lameller, 1 mm plåttjocklek på innertanken och lamellerna samt 1,5 mm plåttjocklek på yttertanken, se figur 8.4.



Figur 8.4. Akkumulatortanken

I GRANULDISKS experimentverkstad försågs yttertanken med öglor för upphängning på disk tankens sida. Där akkumulatortanken ska monteras svetsades två bultar fast för upphängningen. För att få plats med tömningspumpen måste utloppet på yttertanken vinklas, se figur 8.4. Breddavloppet från akkumulatortanken förlängs med hjälp av plaströr ner till golvbrunnen. Plaströret som tidigare gick från disk tankens breddavlopp till golvbrunn tas bort, eftersom akkumulatortanken ersätter detta. Akkumulatortanken visas monterad i Granule Combi[®] i figur 8.5.

Akkumulatortank, värmeåtervinning från förbrukat diskvatten



Figur 8.5 Akkulatortanken monterad och inkopplad.

9 Testning och vidareutveckling av ackumulatortanken

Akkumulatortanken testas för att få en bild över helheten såväl som de elementens funktion.

9.1 Syfte

Tester genomförs för att få fram värden på värmeöverföringen och därmed möjlig energibesparing. Lamellernas funktion i innertanken, att förhindra blandning mellan föruppvärmt och inkommande kallvatten, utreds. Genom att studera Ackumulatortanken i maskinen kan nya möjligheter och begränsande faktorer identifieras.

9.2 Utrustning

Akkumulatortank med anslutningar, Granule Combi[®] (mjukvaruversion 3.1), tömningspump (FIR 5213), logger med 8 kanaler (Intab AAC-2), 8st temperaturprober, dator med EasyView 5 (v.5.0.0.7), 8 liters behållare med volymskala och stoppur.

9.3 Utförande

Två olika typer av tester genomförs, test av lamellernas funktion görs i ett blandningstest utanför diskmaskinen medans tester av värmeöverföring görs med ackumulatortanken monterad i diskmaskinen.

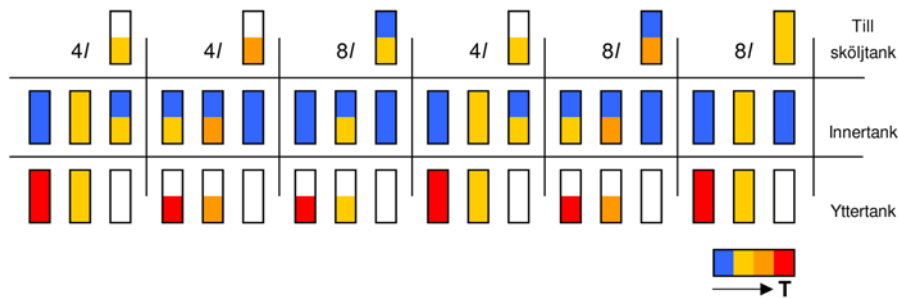
9.3.1 Värmeöverföring

Akkumulatortanken är tänkt för en Granule Combi[®] kallvattenmaskin. Då ingen tillgång till en kallvattenmaskin finns testas konceptet istället i en varmvattenmaskin med kallvatten inkopplat på varmvattenanslutningen. Detta medför att doppvärmaren i sköljtanken inte hinner värma sköljtanken tillräckligt vid vissa seriekombinationer, då denna har lägre effekt än den i en kallvattenmaskin. Vid serietesterna stängs därför temperaturblocken i sköljtanken av så att sköljning sker även om sköljtanken inte nått rätt temperatur. Detta påverkar inte resultaten nämnvärt så länge disktanken håller rätt temperatur, vilket kontrolleras kontinuerligt. Testerna ska vara oberoende av dagens ångreducering och den är därför avstängd för alla diskprogram. Övriga maskininställningar är enligt standard för Granule Combi[®].

Granule Combi har tre olika diskprogram där mängd skölvatten och diskcykelns tid varierar mellan programmen. Eftersom temperaturen i disktanken är konstant är det endast mängd skölvatten och diskcykelns tid som är de intressanta storheterna för värmeöverföringen. Beroende på vilket/vilka program som körts innan det aktuella fås olika utgångstemperaturer i ackumulatortankens innertank, volym i ackumulatortanken

tankens yttertank samt volym som står kvar i sköjljtanken. Dessa variationer kombinerade innebär många möjliga fall där värmeöverföringen varierar.

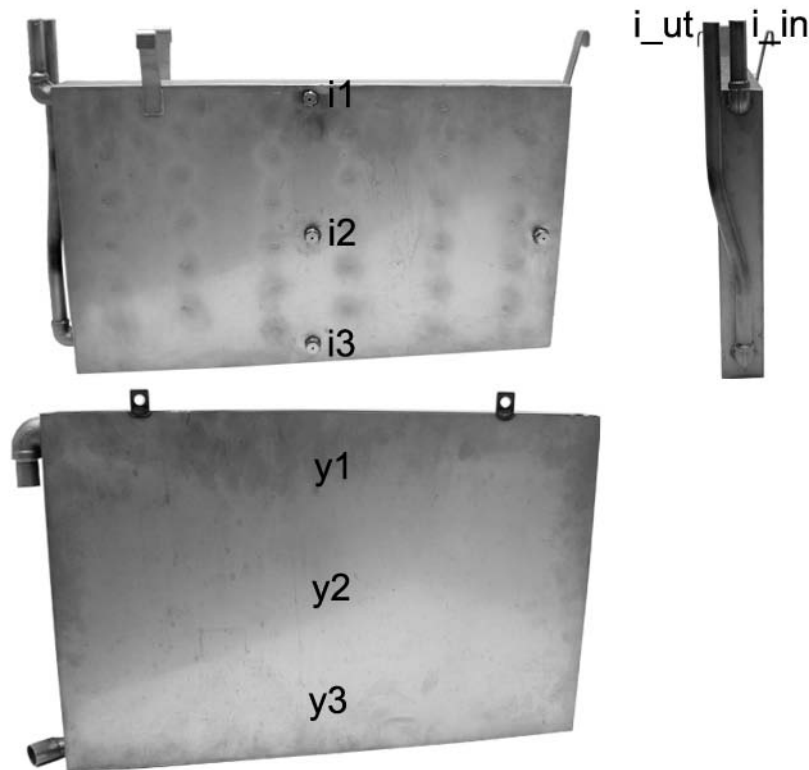
För att få med alla fall av intresse i testningen har en serie av diskcykler tagits fram. Serien utgörs av eco- och normalprogram där 4 respektive 8 liter sköjljvatten används. I figur 9.1 åskådliggörs innehåll och temperatur i ytter- respektive innertank vid tre olika tillfällen för varje diskcykel; vid start, innan sköjljning och efter sköjljning. Även volym och temperatur på det föruppvärmda vattnet som går till sköjljtanken åskådliggörs.



Figur 9.1 Framtagen testserie.

För rättvis jämförelse mellan de olika fallen ses det till att maskinen är ordentligt uppvärmd innan mätningarna påbörjas, detta görs genom att köra en inledande serie om fem normalprogram. I slutet av det femte normalprogrammet startas temperaturloggningen och efter programmet påbörjas körning av den framtagna serien. Efter varje körd diskcykel hålls huven uppe och därmed disk tankens breddavlopp öppet tills rätt mängd vatten fyllts på i ackumulatortankens yttertank, dvs. 4 liter efter ett ecoprogram och 8 liter efter ett normalprogram. Loggningen stoppas först efter att hela programserien körts och sköjljtanken fyllts på sista gången.

Testserien körs för eco- och normalprogram. Temperaturen i ackumulatortankens innertank mäts på tre olika ställen, även temperaturen vid in- och utlopp mäts, se figur 9.2. Temperaturproberna är placerade mitt i innertanken på tre olika höjder, högst upp (i1), i mitten (i2) samt längst ner (i3). Temperaturprober placeras på motsvarande ställen i yttertanken (y1-y3), mittemellan inner- och yttertankens väggar, för enkel jämförelse av vattentemperatur i inner- och yttertank.



Figur 9.2 Placering av temperaturprober.

9.3.2 Blandningstest

Blandningen som sker mellan redan föruppvärmt vatten och inkommande kallvatten i ackumulatortankens innertank testas. På innertankens utlopp kopplas en prob för att logga temperaturen under urtappning. Innertanken spolats igenom och fylls med varmvatten från vägganslutning så att en homogen temperatur erhålls. Kallvattenanslutningen från väggen kopplas till innertankens inlopp och 8 liter vatten trycks ut till en behållare med volym skala. Urtappningen görs på 20 sekunder vilket är den tid det tar att fylla sköljtanken med 8 liter med ackumulatortanken inkopplad. Temperaturen vid utloppet loggas varje sekund, temperaturen i behållaren mäts även en gång manuellt som kontroll.

9.4 Benämning av diskcykler och anslutning

För att kort och enkelt kunna beskriva använd diskcykel samt hur ackumulatortanken är ansluten införs här benämningar för detta.

Benämning av diskcykler

Värmeåtervinningen under en diskcykel beror på vilka två program som körts innan samt aktuellt program, en diskcykel benämns därför efter dessa tre program. En disk-

cykels namn består av tre bokstäver; första bokstaven representerar det program som kördes två diskcykler innan, andra bokstaven programmet diskcykeln innan och den sista det program som kördes under den aktuella diskcykeln.

Exempel:

Två normalprogram(N) har körts och ett ecoprogram(E) startas, diskcykel benämns då NNE.

Benämning av anslutning

Akkumulatortankens anslutning benämns enligt följande; i står för innertanken och y för yttertanken, pilen därefter visar åt vilket håll respektive tank fylls på. visar att tanken fylls nerifrån och ↓ att den fylls på uppifrån, * visar att tanken ibland endast är halvfylld.

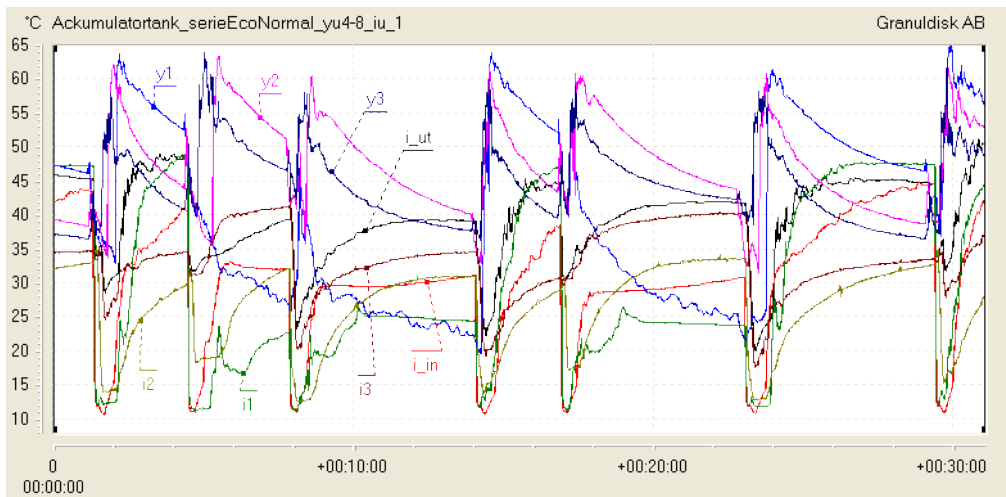
Exempel:

y↑ i↓ betyder att yttertanken fylls nerifrån och innertanken uppifrån.

9.5 Första testningen

Tester görs på energiåtervinning och blandning med ackumulatortankens ursprungliga konfiguration.

9.5.1 Resultat energiåtervinning



Figur 9.3 Temperaturer vid samtliga mätpunkter i ackumulatortanken, y↓*i↓.

Temperaturen hos vattnet som går till sköjtanken varierar med tiden, medeltemperaturen T_{ut} under varje tömning beräknas i EasyView 5. Temperaturhöjning som åstadkommit ΔT är skillnaden mellan T_{ut} och temperaturen på inkommandevatten T_{in} . Återvunnen energi E_a beräknas genom ekvation 9.1.

$$E_{\text{å}} = \frac{C_{pw} \cdot \Delta T \cdot m_s}{3600} \quad (9.1)$$

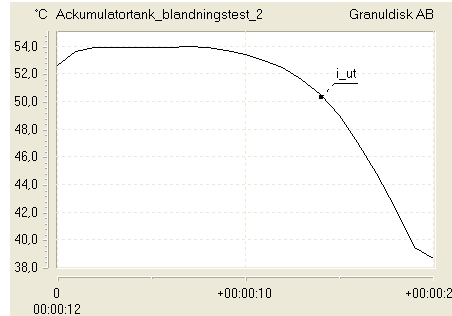
Där m_s är massan på föruppvärmt vatten som går till sköljtank, även massan på förbrukat diskvatten i yttertanken m_y anges i tabell 9.1.

Tabell 9.1 Energiåtervinning för de olika diskcyklerna, y↓*i↓.

| Diskcykel | m_y (kg) | m_s (kg) | T_{in} (°C) | T_{ut} (°C) | ΔT (°C) | $E_{\text{å}}$ (kWh) |
|-----------|------------|------------|---------------|---------------|-----------------|----------------------|
| NNE | 8 | 4 | 10 | 33,5 | 23,5 | 0,11 |
| NEE | 4 | 4 | 10 | 34,6 | 24,6 | 0,11 |
| EEN | 4 | 8 | 10 | 28,9 | 18,9 | 0,18 |
| ENE | 8 | 4 | 10 | 31,8 | 21,8 | 0,10 |
| NEN | 4 | 8 | 10 | 31,2 | 21,2 | 0,20 |
| ENN | 8 | 8 | 10 | 34,6 | 24,6 | 0,23 |

9.5.2 Resultat blandningstest

Från blandningstestet kan man få reda på hur temperaturen på det urtappade vattnet påverkas samt hur stor del som påverkas av blandning.



Figur 9.4 Temperaturförändring p.g.a. blandning.

9.5.3 Analys och slutsatser

Resultatet från blandningstestet visar att översta hälften av vattnet i innertanken påverkas av blandning, se figur 9.4. Blandningen innebär att en del föruppvärmt vatten stannar kvar i innertanken, temperaturen blir därför initialt alltid högst längst ner. Vid tömning av hela innertanken går också en del kallvatten direkt till sköljtanken. För de cykler där yttertanken är fylld blandas det varmaste vattnet och blir helt eller till viss del kvar i nedre delen av innertanken, beroende på vilket program som körs. Temperaturen i yttertanken skiljer sig mycket i höjdd, skillnaden antas bero på att vattnet rinner över innertanken och på så vis kyls vattnet längre ner av mer än det högre upp. Skiktning uppstår initialt och består under hela cykeln. Temperaturfördelningen initialt i inner- respektive yttertank är alltså omvänd och temperaturdifferensen är därför

minst längst ner och högst vid den nivå yttertanken är fylld till. Längst ner i ackumulatortanken stiger temperaturen i innertanken mindre än temperaturen i yttertanken sjunker och stannar av fortare. Högst upp stiger temperaturen istället mer i innertanken än den sjunker i yttertanken. Skiktning sker alltså även i innertanken så att varmt vatten stiger och kallt vatten sjunker. Eftersom utloppet sitter längst ner verkar skiktningen negativt.

Beroende på om yttertanken är helt eller halvt fylld under en diskcykel erhålls högst temperatur i innertanken längst upp respektive längst ner. Detta i kombination med blandningen innebär att man vid de diskcykler med full yttertank inte får ut det varmaste vattnet. För att höja medeltemperaturen på utkommande vatten är det önskvärt att alltid få ut det varmaste vattnet först samt låta det kallaste vattnet i innertanken vara det som utsätts för blandning.

9.6 Vidareutveckling

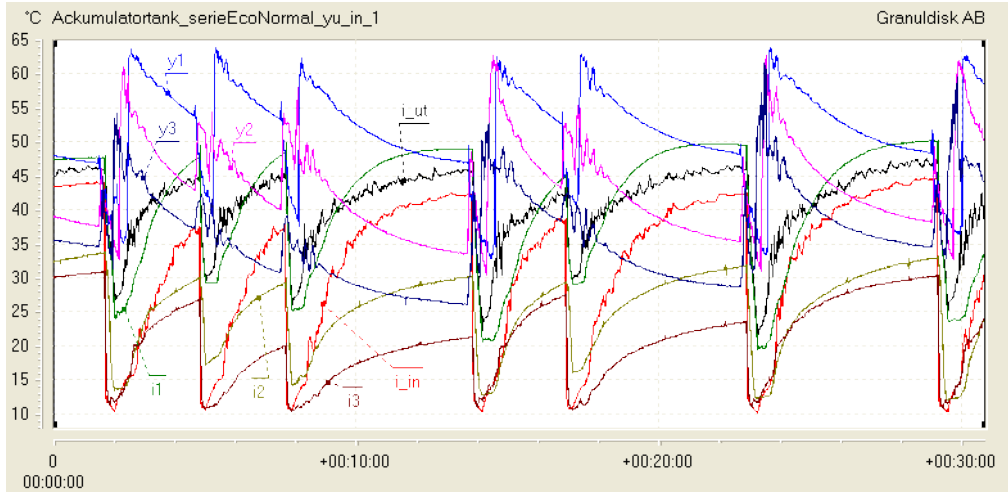
Akkumulatortanken vidareutvecklas för att eliminera de svagheter som identifierats vid analys av resultaten från första testningen. Förändringar på ackumulatortanken genomförs, testas och utvärderas.

Resultaten från första testningen visar att det med nuvarande konfiguration på ackumulatortanken inte är entydigt var i innertanken varmaste vatten erhålls. Med yttertanken full erhålls alltid varmaste vatten längst upp i båda tankarna, trots att temperaturen initialt är högst längst ner i innertanken. Detta beror på skiktning och gäller oavsett om vatten tas ut längst ner eller högst upp i innertanken. För att få ut det varmaste vattnet när yttertanken är full måste in- och utlopp byta plats, dvs. att vattnet tas ut från toppen av innertanken. För att entydigt erhålla varmaste vatten längst upp även i de cykler då endast 4 liter förbrukat diskvatten finns att tillgå måste hälften av vattnet från föregående cykel behållas i yttertanken. Då yttertankens utlopp är placerat i botten antas det vara det övre och därför varmaste vattnet som behålls. Eftersom överföringsarean fördubblas och temperaturdifferensen mellan inner- och yttertank långt ifrån halverats förväntas en bättre värmeöverföring, detta enligt Fouriers lag ekvation 8.1.

9.6.1 Testning

De förändringar som införts är att in- och utlopp bytt plats så att inloppet är placerat i botten av innertanken och utloppet i toppen. Yttertanken hålls fylld under alla cykler, endast den volym som kommer finnas tillgänglig från aktuell diskcykel töms ur. För att kunna styra tömningen används en manuell kulventil istället för tömningspumpen, tömningen påbörjas 20 sekunder innan cykelns slut. Förutom dessa förändringar utförs testet på samma sätt som tidigare, beskrivet i 9.3.1.

9.6.2 Resultat



Figur 9.5 Temperaturer vid samtliga mätpunkter i ackumulatortanken, $y \downarrow i \uparrow$.

Återvunnen energi beräknas genom ekvation 9.1 och redovisas i tabell 9.2.

Tabell 9.2 Återvunnen energi vid de olika diskcyklerna, $y \downarrow i \uparrow$.

| Diskcykel | m_y (kg) | m_s (kg) | T_{in} (°C) | T_{ut} (°C) | ΔT (°C) | E_a (kWh) |
|-----------|------------|------------|---------------|---------------|-----------------|-------------|
| NNE | 8 | 4 | 10 | 36,0 | 26,0 | 0,12 |
| NEE | 4 | 4 | 10 | 35,6 | 25,6 | 0,12 |
| EEN | 4 | 8 | 10 | 32,1 | 22,1 | 0,21 |
| ENE | 8 | 4 | 10 | 34,0 | 24,0 | 0,11 |
| NEN | 4 | 8 | 10 | 33,1 | 23,1 | 0,21 |
| ENN | 8 | 8 | 10 | 35,2 | 25,2 | 0,23 |

9.6.3 Analys och slutsats

Resultaten visar ökade medeltemperaturhöjningar för samtliga diskcykler, vilket innebär att mer energi återvinns. Detta visar att det är fördelaktigt att hålla yttertanken fylld samt att tömma innertanken uppifrån och på så vis alltid få ut det varmaste vattnet.

I figur 9.5 syns som i tidigare tester en initial temperaturskillnad i yttertanken, i de fall då vatten från föregående diskcykel står kvar i yttertanken blir denna temperaturskillnad mycket stor. Ytterligare skiktning av vattnet i yttertanken under diskcykeln medför att jämviktstemperatur mellan inner- och yttertank uppnås relativt tidigt högst upp och värmeöverföringen där upphör. Om den initiala skiktningen kan påverkas så att värmeöverföring sker över hela arean under hela diskcykeln förväntas effektivare energiåtervinning.

9.7 Ytterligare vidareutveckling

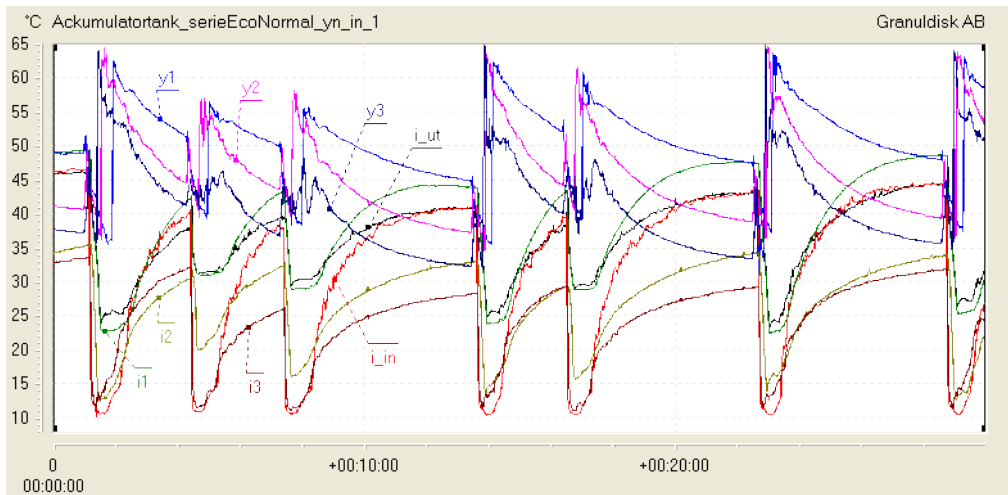
Akkumulatortanken vidareutvecklas för att eliminera de svagheter som identifierats vid analys av resultaten från tidigare testning. Förändringar på ackumulatortanken genomförs, testas och utvärderas.

Genom att förlänga disktankens breddavlopp med en slang som når yttertankens botten fylls yttertanken på underifrån. Slangen är snedskuren i den ände som ligger mot botten för att inte hindra flödet. Detta sätt att fylla på yttertanken förväntas jämna ut skiktningen i denna och på så vis bibehålla värmeöverföring över hela arean under en längre del av diskcykeln.

9.7.1 Testning

De förändringar som införts är att in- och utlopp bytt plats så att inloppet är placerat i botten av innertanken och utloppet i toppen. Yttertanken hålls fylld under alla cykler, endast den volym som kommer finnas tillgänglig från aktuell diskcykel töms ur. För att kunna styra tömningen används en manuell kulventil istället för tömningspumpen, tömningen påbörjas 20 sekunder innan cykelns slut. Disktankens breddavlopp är förlängt ner till yttertankens botten, en slang med snedskuren nedre ände används. Förutom dessa förändringar utförs testet på samma sätt som tidigare, beskrivet i 9.3.1.

9.7.2 Resultat



Figur 9.6 Temperatur vid samtliga mätpunkter under serien av diskcykler, $y \uparrow$ $i \uparrow$. Återvunnen energi beräknas genom ekvation 9.1 och redovisas i tabell 9.3.

Tabell 9.3 Återvunnen energi efter respektive diskcykel, $y \uparrow$ i \uparrow .

| Diskeykel | m_y (kg) | m_s (kg) | T_{in} (°C) | T_{ut} (°C) | ΔT (°C) | E_a (kWh) |
|-----------|------------|------------|---------------|---------------|-----------------|-------------|
| NNE | 8 | 4 | 10 | 34,6 | 24,6 | 0,11 |
| NEE | 4 | 4 | 10 | 35,8 | 25,8 | 0,12 |
| EEN | 4 | 8 | 10 | 34,4 | 24,4 | 0,23 |
| ENE | 8 | 4 | 10 | 33,6 | 23,6 | 0,11 |
| NEN | 4 | 8 | 10 | 35,2 | 25,2 | 0,23 |
| ENN | 8 | 8 | 10 | 36,0 | 26 | 0,24 |

9.7.3 Analys och slutsats

Genom att fylla yttertanken underifrån blir nu temperaturdifferenserna i höjded mindre i båda tankarna. Med beaktning av att temperaturen i toppen av innertanken sänks något höjs temperaturen i den nedre halvan, jämför figur 9.6 och figur 9.5. Eftersom utloppet är placerat i toppen medför detta en likvärdig eller något lägre medeltemperatur ut efter ett ecoprogram. Medeltemperaturen för vattnet som går till sköljtanken efter ett normalprogram höjs i samtliga fall ca 2 grader, detta visar att en bättre värmeöverföring erhållits.

9.8 Sammanställning av resultat och slutsats

För att ge en fullständig bild över ackumulatortankens funktion har tester gjorts även på de anslutningssätt som inte tidigare behandlats. Resultaten från dessa kompletterande mätningar inkluderas i sammanställningen. Tabell 9.4 innefattar alla kombinationer av placering av in- och utlopp på innertanken, påfyllning ovanifrån eller underifrån av yttertanken samt om yttertanken alltid hålls fylld eller ej.

Tabell 9.4 Temperaturhöjning vid respektive diskcykel och anslutningskonfiguration. Medeltemperaturhöjningen är viktad med hänsyn till volym.

| | $\Delta T(^{\circ}\text{C})$ för respektive konfiguration | | | | | |
|-------------------------------|---|-------|--------|----------------|--------|-------|
| | | | | Kompletterande | | |
| Diskcykel | y↑ i↑ | y↓ i↑ | y↓* i↓ | y↓ i↓ | y↑* i↓ | y↑ i↓ |
| NNE | 24,6 | 26,0 | 23,5 | 24,8 | 22,0 | 24,1 |
| NEE | 25,8 | 25,6 | 24,6 | 23,3 | 22,5 | 23,4 |
| EEN | 24,4 | 22,1 | 18,9 | 23,1 | 17,6 | 23,7 |
| ENE | 23,6 | 24,0 | 21,8 | 23,7 | 19,7 | 23,5 |
| NEN | 25,2 | 23,1 | 21,2 | 25,0 | 20,0 | 22,4 |
| ENN | 26,0 | 25,2 | 24,6 | 24,4 | 23,5 | 25,0 |
| Medeltemperaturhöjning | 25,0 | 24,0 | 22,1 | 24,1 | 20,7 | 23,6 |

I tabell 9.4 framgår det tydligt att mest energi återvinns när både inner- och yttertanken fylls på nerifrån samt att samma volym töms ur yttertanken som volym förbrukat diskvatten som finns tillgänglig efter aktuell cykel. Yttertanken hålls alltså fylld under alla cykler. Noteras skall att testerna är gjorda med ackumulatortanken helt oisolerad. Ackumulatortanken återvinner med denna konfiguration ca 0,23 kWh/normalprogram och 0,11 kWh/ecoprogram.

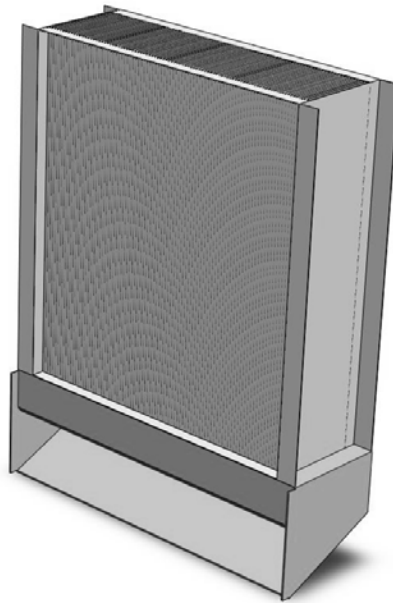
10 Kylbatteri, värmeåtervinning från ånga

I detta kapitel söks marknaden av efter lämpliga kylbatterier och en konstruktion för anslutning av det valda till Granule Combi[®] tas fram.

Efter att ha sökt igenom marknaden efter tillverkare och leverantörer av kylbatterier identifierades två olika företag av intresse, Aircoil AB och Coiltech AB. Båda dessa företag har kundanpassad tillverkning samt ett lagerfört sortiment. Efter att ha gått igenom de två företagens standardsortiment och inte hittat något passande kontaktades dem för förslag på kylbatterier som uppfyller uppsatta krav. Kraven som ställdes innefattade i huvudsak maximala dimensioner och minimalt effektuttag. Beräkning av minimalt effektuttag visas i bilaga B. Förslagen på kylbatteri skilde sig mycket då Aircoil AB dimensionerade efter maximala dimensioner medans Coiltech AB dimensionerade främst efter kravet på effektuttag. Förslaget från Coiltech AB var ett kompakt kylbatteri som precis kunde ge en tillfredställande ångreducering medans förslaget från Aircoil AB är betydligt större vilket möjliggör ett högre effektuttag. Eftersom förslaget från Aircoil AB har ett högre effektuttag kan mer energi återvinnas. Med hjälp av en fläkt kan även tiden för ångreducering minskas med fortsatt tillfredställande resultat vilket inte är möjligt med det mindre kylbatteriet, därför valdes kylbatteriet från Aircoil AB och beställdes.

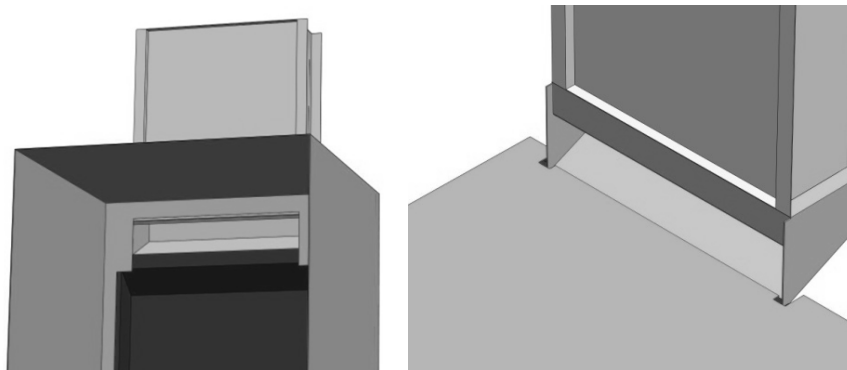
Kylbatteriet består av smala vertikala kanaler som avgränsas av aluminiumlameller med 3 mm mellanrum. Flera kopparrörslingor går genom kylbatteriet och lamellerna, dessa går ihop till ett inlopp högst upp samt ett utlopp längst ner på kylbatteriet, motströms flöde används alltså. Användandet av aluminiumlameller är möjligt eftersom kylbatteriet först är i kontakt med innehållet i huven efter avslutat diskprogram och ångan antas då vara fri från disk- och sköljmedel. Erhållen information om kylbatteriet finns bifogat i bilaga C.

För att ansluta kylbatteriet till Granule Combi[®] konstrueras en anslutningslåda och nödvändiga förändringar på diskmaskinens huv görs. Kylbatteriet och anslutningslådan monteras ihop med hjälp av skruvförband. Anslutningslådan visas tillsammans med kylbatteriet i figur 10.1.



Figur 10.1 Kylbatteriet monterat på anslutningslådan.

När huven går upp och en spalt öppnas bakåt utgör anslutningslådan en kanal från huven till kylbatteriet. Anslutningslådan och kylbatteriet är inte lika breda som spalten varför huven förses med tätningsplåtar där anslutningslådan inte täcker spalten och på så vis säkerhetsställer att ångan tar vägen genom anslutningslådan.



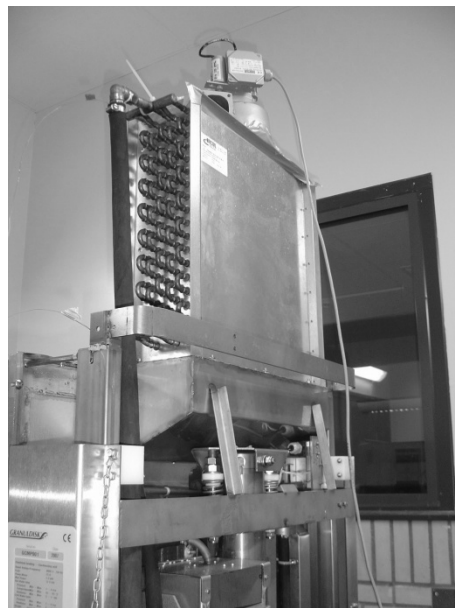
Figur 10.2 Vänstra bilden visar huven i läge för ångreducering, plåtar på huven tätar runt anslutningslådan. På den högra bilden är huven stängd och de spår som skurits ut i huven är synliga.

Anslutningslådan förses med två vertikala gummilister som tätar mot tätningsplåtarna, se figur 10.3. Spår i huven skars ut för gummilisterna, se figur 10.2. Huven förses med en horisontell gummilist som tätar mot ytan ovanför anslutningslådans öppning vid läge för ångreducering. Gummilisterna mättas med silikonspray för att minska friktionen. Gummilister används för tätning i prototypen då huven rör sig lite i djupled vid huvöppning och listerna alltså måste gå att komprimera.



Figur 10.3 Bild inifrån diskmaskinen när huven är uppe. På anslutningslådan syns vertikala lister för tätning.

Anslutningslådan svetsas fast högst upp på diskmaskinens rygg, eftersom kylbatteriet är relativt tungt, ca 14 kg, stadgas anslutningslådan upp med två vertikala stöttor, se figur 10.4. En tvärgående balk högst upp på huven vinklas ner bakåt för att få plats med kylbatteriet, se figur 10.4.

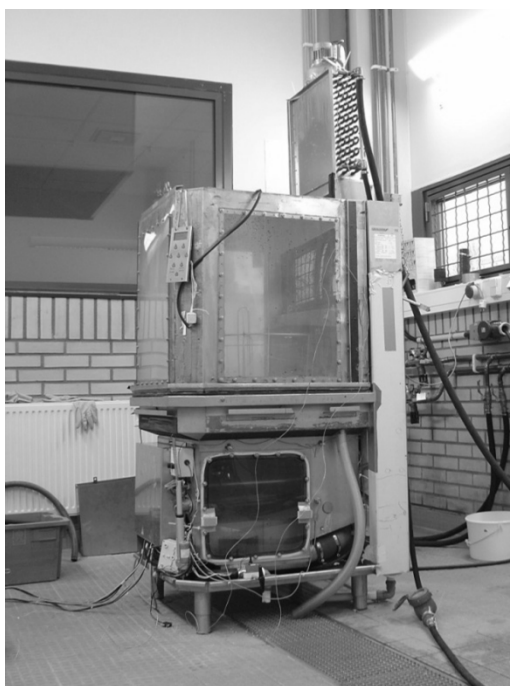


Figur 10.4 Monterat kylbatteri med fläkt, huven är i läge för ångreducering.

Anslutningslådan är konstruerad så att kondensvatten som bildas i kylbatteriet rinner tillbaka in i diskmaskinen när huven är öppen. Ångan flödar uppåt i värmväxlaren och dess temperatur sjunker i höjddled. Genom att välja kylvatten- inlopp högst upp och -utlopp längst ner på kylbatteriet fås en motströms värmväxlare, ångan flödar

Kylbatteri, värmeåtervinning från ånga

uppåt medans vattnet nedåt. Detta ger effektivast värmeöverföring eftersom man bibehåller en temperaturdifferens genom kylbatteriet. Motströms flöde i kylbatteriet möjliggör att man kan få ut en temperatur över jämviktstemperaturen. Kylbatteriet testas både med och utan fläkt monterad, fläkten monteras ovanpå kylbatteriet. Granule Combi[®] med kylbatteriet monterat visas i figur 10.5.



Figur 10.5 Bild på diskmaskinen med kylbatteriet och fläkt monterade.

11 Testning av kylbatteriet

Energiåtervinning genom ångreducering i kylbatteriet testas, både med och utan fläkt.

11.1 Syfte

Kylbatteriet testas både med och utan fläkt för att se om en tillfredställande ångreducering kan åstadkommas. Mätningar görs på inkommande och utgående vatten för att få fram värden på den energiåtervinning som åstadkoms.

11.2 Utrustning

Kylbatteri med tillhörande anslutningslåda, Granule Combi[®] (mjukvaruversion 3.1), radialfläkt, manuell kulventil, flödesmätare, stoppur, logger med minst 2 kanaler (Intab AAC-2), 2st temperaturprober, dator med EasyView 5 (v.5.0.0.7).

11.3 Utförande

För att bestämma vilket kylvattenflöde som ska användas körs ett diskprogram och när huven går upp stannas den i läge så att ångan tvingas lämna maskinen genom kylbatteriet, utan kylvattenflöde. Tiden det tar för all synlig ånga att lämna maskinen noteras. Den minimala volymen kylvatten vi har tillgång till ska utnyttjas under hela denna tid varpå flödes hastigheten är bestämd. Samma kylvattenflöde används för ångreducering vid ett eco- och ett normalprogram men då det finns dubbelt så mycket kylvatten att tillgå efter ett normalprogram upprätthålls flödet också dubbelt så länge. Flödesmätaren ansluts till kylbatteriets utlopp och en extra kulventil mellan rummets vattenanslutning och kylbatteriets inlopp. Flödet kan på så sätt regleras med kulventilen och flödesmätaren, flödet stängs av och på med den ordinarie ventilen. Temperaturprober ansluts direkt efter respektive före kylbatteriets ut- och inlopp.

Ett diskprogram körs och när huven går upp stannas den i läge för kylbatteriets anslutningslåda, om fläkt används startas denna strax innan huven öppnas. När huven nått detta läge sätts kylvattenflödet igång. Flödet stoppas efter den tid det tar för tillgänglig mängd kylvatten att passera genom kylbatteriet. Huven körs upp till sitt toppläge och om fläkt används stängs denna av. Förloppet upprepas enligt den serie av diskprogram som behandlas i avsnitt 9.3.1. Innan mätningarna startas körs en serie om fem normalprogram för att maskinen ska vara uppvärmd. Medeltemperaturen på vattnet från kylbatteriets utlopp under ångreduceringen beräknas från mätningarna i EasyView 5, även vattnets inloppstemperatur registreras.

11.4 Resultat

Resultat från testerna av kylbatteriet både med och utan fläkt.

11.4.1 Utan fläkt

Tiden det tar för ångan att lämna huven utan kylvatten påkopplat uppgår till strax över en minut. När huven öppnas flödar momentant mycket ånga ut under huvens underkant på framsidan och sidorna. Flödet genom kylbatteriet är mycket dåligt och det ser ut som om avkyld luft-ångblandning lägger sig som ett lock på kylbatteriet. Detta resulterar i att ångan till stor del letar sig ut från huven genom andra öppningar än kylbatteriets kanal. Då det utan fläkt inte ens är möjligt att uppnå en tillfredställande ångreducering görs inga mätningar.

11.4.2 Med fläkt

Tiden det tar för ångan att lämna huven utan kylvattenflöde uppgår till 20 sekunder. Detta innebär ett kylvattenflöde på 12 liter/minut under 20 sekunder för ett ecoprogram och 40 sekunder för ett normalprogram. All ånga som lämnar huven gör det genom kylbatteriets kanal där den kondenseras och luften som kommer ut är sval, inte på något annat ställe syns ånga lämna maskinen. Medeltemperaturökning för varje diskcykel samt återvunnen energi visas i tabell 11.1. Återvunnen energi är beräknad från ekvation 9.1.

Tabell 11.1 Energiåtervinning genom ångreducering i kylbatteri med fläkt. Beräknad medeltemperaturhöjning är viktat med hänsyn till volym sköljvatten.

| Diskcykel | $m_s(\text{kg})$ | $T_{in}(\text{°C})$ | $T_{ut}(\text{°C})$ | $\Delta T(\text{°C})$ | $E_a(\text{kWh})$ |
|------------------------|------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|-------------------|
| NNE | 4 | 10 | 31,4 | 21,4 | 0,10 |
| NEE | 4 | 10 | 34,2 | 24,2 | 0,11 |
| EEN | 8 | 10 | 32,0 | 22,0 | 0,20 |
| ENE | 4 | 10 | 31,7 | 21,7 | 0,10 |
| NEN | 8 | 10 | 32,1 | 22,1 | 0,21 |
| ENN | 8 | 10 | 30,4 | 20,4 | 0,19 |
| Medeltemperaturhöjning | | | | | 21,8 |

11.5 Analys och slutsats

Att förses kylbatteriet med en fläkt är nödvändigt för att erhålla en tillfredställande ångreducering och därmed energiåtervinning. Utan fläkt blir ångflödet genom kylbatteriet mycket begränsad och ångan tar sig ut på andra ställen. Om kylbatteriet förses med en fläkt fungerar ångreduceringen utmärkt och endast sval luft lämnar huven. Reducering av den synliga ångan görs på 20 sekunder med 4 liter vatten men då man har 8 liter kylvatten tillgängligt återvinns mer värme under ytterligare 20 sekunder. Medeltemperaturen då man kyler med 8 liter vatten hamnar nära de fall då man kyler

med 4 liter fast än att det under de sista 20 sekunderna inte finns någon synlig ånga kvar. Detta antas till stor del bero på att kylbatteriet innehåller mycket uppvärmt vatten när de första 20 sekunderna har passerat. Resultaten i tabell 11.1 styrker detta då diskprogram som körs efter ett ecoprogram uppnår en högre medeltemperatur än de som följer ett normalprogram. Temperaturen i huven efter de första 20 sekunderna är fortfarande relativt hög vilket också ger en viss värmeåtervinning. Vid jämförelse av testresultaten och de framräknade värdena på tillgänglig energi i kapitel 6.2 visar testresultaten högre värden vilket till stor del antas bero på att en motströms värmeväxlare används. En energiåtervinning på ca 0,20 kWh/normalprogram och 0,10 kWh/ecoprogram åstadkoms.

12 Diskussion

De principiella tekniska lösningar som examensarbetet har resulterat i diskuteras. De båda lösningarna uppvisar likvärdiga resultat när det gäller energiåtervinning i övrigt finns få likheter. Någon rangordning av lösningarna kommer inte att göras då de i övrigt fyller olika funktioner och den ena lösningen inte utesluter den andra.

12.1 System med ackumulatortank

Akkumulatortanken åstadkom i testerna i medeltal en temperaturhöjning på 25,0 grader vilket motsvarar 33 % av temperaturhöjningen till 85 grader. Energiåtervinningen uppgår till ca 0,23 kWh/normalprogram och ca 0,11 kWh/ecoprogram. Vid antagandet att man kör 10000 diskcykler under ett år och ett elpris på 2 SEK/kWh blir besparingen 4600 SEK/år för normalprogram och 2200 SEK/år för ecoprogram.

Framtagning och utveckling av ackumulatortanken har till stor del präglats av att den ska tåla smuts, några tester av detta har inte genomförts och återstår för att bevisa en fullgod funktion. För att sänka tillverkningskostnaden av ackumulatortanken föreslås en utredning av lamellstrukturens konstruktion. Denna utgör en stor del av kostnaden och en förenkling skulle innebära att tillverkningen av ackumulatortanken blir betydligt billigare. En förenkling som diskuterats ytligt är att konstruera hela lamellpaketet av en veckad plåt. Även om förväntade kostnader varit med och styrt utvecklingsarbetet har ingen utredning av hur konkurrensförmågan för systemet är gjorts för prototypen.

Införande av ett system med ackumulatortank i Granule Combi® förväntas kunna göras utan större förändringar av diskmaskinen. Styrning av ett system med ackumulatortank kräver endast en tidsstyrning av tömningspumpen vars duration beror på programval.

12.2 System med kylbatteri

Kylbatteriet åstadkom i testerna i medeltal en temperaturhöjning på 21,8 grader vilket motsvarar 29 % av temperaturhöjningen till 85 grader. Energiåtervinningen uppgår till ca 0,20 kWh/normalprogram och ca 0,10 kWh/ecoprogram. Vid användning av systemet erhålles även en mycket tillfredställande ångreducering. Vid antagandet att man kör 10000 diskcykler under ett år och ett elpris på 2 SEK/kWh blir besparingen 4000 SEK/år för normalprogram och 2000 SEK/år för ecoprogram.

Kylbatteriet som används i prototypen är stort, en utredning av om ett tillräckligt effektuttag kan erhållas med ett mindre kylbatteri bör göras. Systemet kan då göras mer kompakt och billigare. Även behovet av tätning kring anslutningslådan kan kanske sänkas då fläkt används. Förväntade kostnader har varit med och styrt utvecklingsarbetet men ingen utredning av hur konkurrensförmågan för systemet är gjorts.

För att integrera kylbatteriet i Granule Combi® krävs förändringar av huvens utseende samt styrning av huvrörelse. Även påfyllning av sköljtank ska synkroniseras med huvrörelse. Omfattningen av förändringarna gör att integrering av kylbatteriet kanske främst lämpar sig vid framtagning av en helt ny maskin. Ingående komponenter förväntas vara dyrast för systemet med kylbatteri. Systemet har dock ett mervärde då det ersätter dagens ångreducering samt minskar vattenförbrukningen och nedkylningen av disktanken jämfört med detta.

12.3 Kombinerat system

En kombination av systemen är fullt möjlig, för att säkerställa en tillfredställande ångreducering ska kylbatteriet då ligga först i serien. Effektuttaget i ackumulatortanken kommer då att försämrats. Med antagandet att man i ackumulatortanken då hamnar lika nära jämviktstemperaturen kommer systemen kombinerade åstadkomma en medeltemperaturhöjning på ca 35 grader, vilket motsvarar 47 % av temperaturhöjningen till 85 grader. Energiåtervinningen skulle då vara ca 0,33 kWh/normalprogram och ca 0,16 kWh/ecoprogram.

12.4 Övriga fördelar och möjligheter

Utöver de rena energibesparingarna som kan åstadkommas kan införandet av ett system för energiåtervinning medföra andra fördelar. Sköljtankens doppvärmare utgör den största delen av diskmaskinens maximala effekt, med energiåtervinning behövs inte lika hög effekt på doppvärmaren varpå möjligheten att sänka maskinens maximala effekt finns. Sänkt maximal effekt innebär även att maskinen kan användas med en mindre storlek på säkringen. I de länder där avloppet sitter på väggen skulle det vara en fördel om maskinen själv kan leda förbrukat vatten till detta. Ackumulatortankens tömningspump skulle även kunna användas för att tömma disktanken och då krävs ingen extern anordning för att få förbrukat vatten till avloppet på väggen.

13 Referenser

- [1] Wexiödisk. *WD-90-100GR Svenska*.
[http://www.wexiodisk.com/infobase/ROX_StreamFile.php?id=1892] 2010.
- [2] Wexiödisk. *Det miljövänliga konceptet för huvdiskmaskiner*.
[http://www.wexiodisk.com/infobase/ROX_StreamFile.php?id=2179] 2009.
- [3] Winterhalter. *The new energy-saving models from Winterhalter*.
[http://www.winterhalter.biz/uploads/tx_whboxes/Ressourcenprospekt_e_D_02.pdf]
- [4] Hobart. [http://www.hobart-export.com/wExport_en/products/warewashing/utensilwashers/AUXXL.php]
- [5] Boles, Yunus A. Cengel/Michael A. *Thermodynamics An engineering approach*. 5:e upplagan. New York : McGraw-Hill, 2006.
- [6] Eppinger, Karl T. Ulrich & Steven D. *Product design and development*. 4:e upplagan. New York : McGraw-Hill, 2008.

Bilaga A: Tabell

Tabell A.1 Mättnadstryck för vatten som funktion av temperatur, hämtad från [5s.890].

| TABLE A-4 Saturated water—Temperature table | | | | | | | | | | | | |
|--|---|--|-------------------------|---------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------|-------------------------|
| Temp., T °C | Sat. press., P_{sat} kPa | Specific volume, m^3/kg | | Internal energy, kJ/kg | | | Enthalpy, kJ/kg | | | Entropy, kJ/kg · K | | |
| | | Sat. liquid, v_f | Sat. vapor, v_g | Sat. liquid, u_f | Evap., u_{fg} | Sat. vapor, u_g | Sat. liquid, h_f | Evap., h_{fg} | Sat. vapor, h_g | Sat. liquid, s_f | Evap., s_{fg} | Sat. vapor, s_g |
| 0.01 | 0.6117 | 0.001000 | 206.00 | 0.000 | 2374.9 | 2374.9 | 0.001 | 2500.9 | 2500.9 | 0.0000 | 9.1556 | 9.1556 |
| 5 | 0.8725 | 0.001000 | 147.03 | 21.019 | 2360.8 | 2381.8 | 21.020 | 2489.1 | 2510.1 | 0.0763 | 8.9487 | 9.0249 |
| 10 | 1.2281 | 0.001000 | 106.32 | 42.020 | 2346.6 | 2388.7 | 42.022 | 2477.2 | 2519.2 | 0.1511 | 8.7488 | 8.8999 |
| 15 | 1.7057 | 0.001001 | 77.885 | 62.980 | 2332.5 | 2395.5 | 62.982 | 2465.4 | 2528.3 | 0.2245 | 8.5559 | 8.7803 |
| 20 | 2.3392 | 0.001002 | 57.762 | 83.913 | 2318.4 | 2402.3 | 83.915 | 2453.5 | 2537.4 | 0.2965 | 8.3696 | 8.6661 |
| 25 | 3.1698 | 0.001003 | 43.340 | 104.83 | 2304.3 | 2409.1 | 104.83 | 2441.7 | 2546.5 | 0.3672 | 8.1895 | 8.5567 |
| 30 | 4.2469 | 0.001004 | 32.879 | 125.73 | 2290.2 | 2415.9 | 125.74 | 2429.8 | 2555.6 | 0.4368 | 8.0152 | 8.4520 |
| 35 | 5.6291 | 0.001006 | 25.205 | 146.63 | 2276.0 | 2422.7 | 146.64 | 2417.9 | 2564.6 | 0.5051 | 7.8466 | 8.3517 |
| 40 | 7.3851 | 0.001008 | 19.515 | 167.53 | 2261.9 | 2429.4 | 167.53 | 2406.0 | 2573.5 | 0.5724 | 7.6832 | 8.2556 |
| 45 | 9.5953 | 0.001010 | 15.251 | 188.43 | 2247.7 | 2436.1 | 188.44 | 2394.0 | 2582.4 | 0.6386 | 7.5247 | 8.1633 |
| 50 | 12.352 | 0.001012 | 12.026 | 209.33 | 2233.4 | 2442.7 | 209.34 | 2382.0 | 2591.3 | 0.7038 | 7.3710 | 8.0748 |
| 55 | 15.763 | 0.001015 | 9.5639 | 230.24 | 2219.1 | 2449.3 | 230.26 | 2369.8 | 2600.1 | 0.7680 | 7.2218 | 7.9898 |
| 60 | 19.947 | 0.001017 | 7.6670 | 251.16 | 2204.7 | 2455.9 | 251.18 | 2357.7 | 2608.8 | 0.8313 | 7.0769 | 7.9082 |
| 65 | 25.043 | 0.001020 | 6.1935 | 272.09 | 2190.3 | 2462.4 | 272.12 | 2345.4 | 2617.5 | 0.8937 | 6.9360 | 7.8296 |
| 70 | 31.202 | 0.001023 | 5.0396 | 293.04 | 2175.8 | 2468.9 | 293.07 | 2333.0 | 2626.1 | 0.9551 | 6.7989 | 7.7540 |
| 75 | 38.597 | 0.001026 | 4.1291 | 313.99 | 2161.3 | 2475.3 | 314.03 | 2320.6 | 2634.6 | 1.0158 | 6.6655 | 7.6812 |
| 80 | 47.416 | 0.001029 | 3.4053 | 334.97 | 2146.6 | 2481.6 | 335.02 | 2308.0 | 2643.0 | 1.0756 | 6.5355 | 7.6111 |
| 85 | 57.868 | 0.001032 | 2.8261 | 355.96 | 2131.9 | 2487.8 | 356.02 | 2295.3 | 2651.4 | 1.1346 | 6.4089 | 7.5435 |
| 90 | 70.183 | 0.001036 | 2.3593 | 376.97 | 2117.0 | 2494.0 | 377.04 | 2282.5 | 2659.6 | 1.1929 | 6.2853 | 7.4782 |
| 95 | 84.609 | 0.001040 | 1.9808 | 398.00 | 2102.0 | 2500.1 | 398.09 | 2269.6 | 2667.6 | 1.2504 | 6.1647 | 7.4151 |
| 100 | 101.42 | 0.001043 | 1.6720 | 419.06 | 2087.0 | 2506.0 | 419.17 | 2256.4 | 2675.6 | 1.3072 | 6.0470 | 7.3542 |
| 105 | 120.90 | 0.001047 | 1.4186 | 440.15 | 2071.8 | 2511.9 | 440.28 | 2243.1 | 2683.4 | 1.3634 | 5.9319 | 7.2952 |
| 110 | 143.38 | 0.001052 | 1.2094 | 461.27 | 2056.4 | 2517.7 | 461.42 | 2229.7 | 2691.1 | 1.4188 | 5.8193 | 7.2382 |
| 115 | 169.18 | 0.001056 | 1.0360 | 482.42 | 2040.9 | 2523.3 | 482.59 | 2216.0 | 2698.6 | 1.4737 | 5.7092 | 7.1829 |
| 120 | 198.67 | 0.001060 | 0.89133 | 503.60 | 2025.3 | 2528.9 | 503.81 | 2202.1 | 2706.0 | 1.5279 | 5.6013 | 7.1292 |
| 125 | 232.23 | 0.001065 | 0.77012 | 524.83 | 2009.5 | 2534.3 | 525.07 | 2188.1 | 2713.1 | 1.5816 | 5.4956 | 7.0771 |
| 130 | 270.28 | 0.001070 | 0.66808 | 546.10 | 1993.4 | 2539.5 | 546.38 | 2173.7 | 2720.1 | 1.6346 | 5.3919 | 7.0265 |
| 135 | 313.22 | 0.001075 | 0.58179 | 567.41 | 1977.3 | 2544.7 | 567.75 | 2159.1 | 2726.9 | 1.6872 | 5.2901 | 6.9773 |
| 140 | 361.53 | 0.001080 | 0.50850 | 588.77 | 1960.9 | 2549.6 | 589.16 | 2144.3 | 2733.5 | 1.7392 | 5.1901 | 6.9294 |
| 145 | 415.68 | 0.001085 | 0.44600 | 610.19 | 1944.2 | 2554.4 | 610.64 | 2129.2 | 2739.8 | 1.7908 | 5.0919 | 6.8827 |
| 150 | 476.16 | 0.001091 | 0.39248 | 631.66 | 1927.4 | 2559.1 | 632.18 | 2113.8 | 2745.9 | 1.8418 | 4.9953 | 6.8371 |
| 155 | 543.49 | 0.001096 | 0.34648 | 653.19 | 1910.3 | 2563.5 | 653.79 | 2098.0 | 2751.8 | 1.8924 | 4.9002 | 6.7927 |
| 160 | 618.23 | 0.001102 | 0.30680 | 674.79 | 1893.0 | 2567.8 | 675.47 | 2082.0 | 2757.5 | 1.9426 | 4.8066 | 6.7492 |
| 165 | 700.93 | 0.001108 | 0.27244 | 696.46 | 1875.4 | 2571.9 | 697.24 | 2065.6 | 2762.8 | 1.9923 | 4.7143 | 6.7067 |
| 170 | 792.18 | 0.001114 | 0.24260 | 718.20 | 1857.5 | 2575.7 | 719.08 | 2048.8 | 2767.9 | 2.0417 | 4.6233 | 6.6650 |
| 175 | 892.60 | 0.001121 | 0.21659 | 740.02 | 1839.4 | 2579.4 | 741.02 | 2031.7 | 2772.7 | 2.0906 | 4.5335 | 6.6242 |
| 180 | 1002.8 | 0.001127 | 0.19384 | 761.92 | 1820.9 | 2582.8 | 763.05 | 2014.2 | 2777.2 | 2.1392 | 4.4448 | 6.5841 |
| 185 | 1123.5 | 0.001134 | 0.17390 | 783.91 | 1802.1 | 2586.0 | 785.19 | 1996.2 | 2781.4 | 2.1875 | 4.3572 | 6.5447 |
| 190 | 1255.2 | 0.001141 | 0.15636 | 806.00 | 1783.0 | 2589.0 | 807.43 | 1977.9 | 2785.3 | 2.2355 | 4.2705 | 6.5059 |
| 195 | 1398.8 | 0.001149 | 0.14089 | 828.18 | 1763.6 | 2591.7 | 829.78 | 1959.0 | 2788.8 | 2.2831 | 4.1847 | 6.4678 |
| 200 | 1554.9 | 0.001157 | 0.12721 | 850.46 | 1743.7 | 2594.2 | 852.26 | 1939.8 | 2792.0 | 2.3305 | 4.0997 | 6.4302 |

Bilaga B: Beräkning av minimalt effektuttag i kylbatteri

$$P = 100 \text{ kPa}; T_{in} = 70 \text{ °C} = 345 \text{ K}; T_{ut} = 40 \text{ °C} = 313 \text{ K}; V = 0,6 \text{ m}^3$$

$$t = 30 \text{ s}; \theta = 1$$

$$P_{v,in} = \theta P_{g,in} = [P_{sat@70^\circ\text{C}} \text{ bilaga A}] = 31,202 \text{ kPa}$$

$$P_{v,ut} = \theta P_{g,ut} = [P_{sat@40^\circ\text{C}} \text{ bilaga A}] = 7,3851 \text{ kPa}$$

$$P_{a,in} = P - P_{v,in} = 68,798 \text{ kPa}$$

$$P_{a,ut} = P - P_{v,ut} = 92,6149 \text{ kPa}$$

$$\omega_{in} = \frac{m_{v,in}}{m_{a,in}} = \frac{P_{v,in}V/R_vT_{in}}{P_{a,in}V/R_aT_{in}} = 0,622 \frac{P_{v,in}}{P_{a,in}} = 0,282 \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kg torr luft}}$$

$$\omega_{ut} = \frac{m_{v,ut}}{m_{a,ut}} = \frac{P_{v,ut}V/R_vT_{ut}}{P_{a,ut}V/R_aT_{ut}} = 0,622 \frac{P_{v,ut}}{P_{a,ut}} = 0,0496 \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kg torr luft}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{P_{a,in}V/t}{R_aT_{in}} = 0,01398 \text{ kg/s}$$

$$h_{in} = c_pT_{in} + \omega_{in}h_{g@70^\circ\text{C}} = [\text{bilaga A}] = 810,91 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{ut} = c_pT_{ut} + \omega_{ut}h_{g@40^\circ\text{C}} = [\text{bilaga A}] = 167,85 \text{ kJ/kg}$$

$$h_w = h_{f@40^\circ\text{C}} = [\text{bilaga A}] = 167,53 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,ut} = \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_a\omega_{in} = \dot{m}_a\omega_{ut} + \dot{m}_w \Rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_{in} - \omega_{ut}) = 0,003248 \text{ kg/s}$$

$$\sum_{in} \dot{m}h = \dot{Q} + \sum_{ut} \dot{m}h \Rightarrow \dot{Q} = \dot{m}_a(h_{in} - h_{ut}) - \dot{m}_wh_w = 8,44 \text{ kW}$$

Bilaga C: Förslag på kylbatteri från Aircoil AB

Hej

Se bifogad mycket enkel handskiss över ett tänkbart utförande.

Skannad så kvaliteten är inte den bästa.

I vårt språk kallar vi detta för kylbatteri.

Den lite märkliga koden säger följande:

6.30.cu.10 = rörgeometri 25 x 21,65 mm, rör Ø3/8" koppar, t= 0,3 mm

AL = aluminiumlameller

18 = 18 rör x 25 mm = 450 mm för denna applikation sett i luftriktningen

05 = 5 rörrader x 21,65 = 108,25 mm ca. 109 mm på skissen

0445 = 445 mm lamellpaket

30 = lamelldelning 3,0 mm

W1H = position

005 = 5 st kretsar alltså anslutningar till respektive samlingsrör

090 = totala antalet rör i batteriet

Vatten inlopp i övre anslutningen, utlopp i nedre för att få motström

Som sysnes med synliga samlingsrör och rörböjar.

Krävs alltså någon form av inbyggnation i en låda för er applikation.

Ger er ett s.k. självkostnadspris för en prototyp.

Inklusive emballage och frakt till Malmö

Netto sek, 3.500 :- + moms

Normal leveranstid ca. 3-4 arbetsveckor

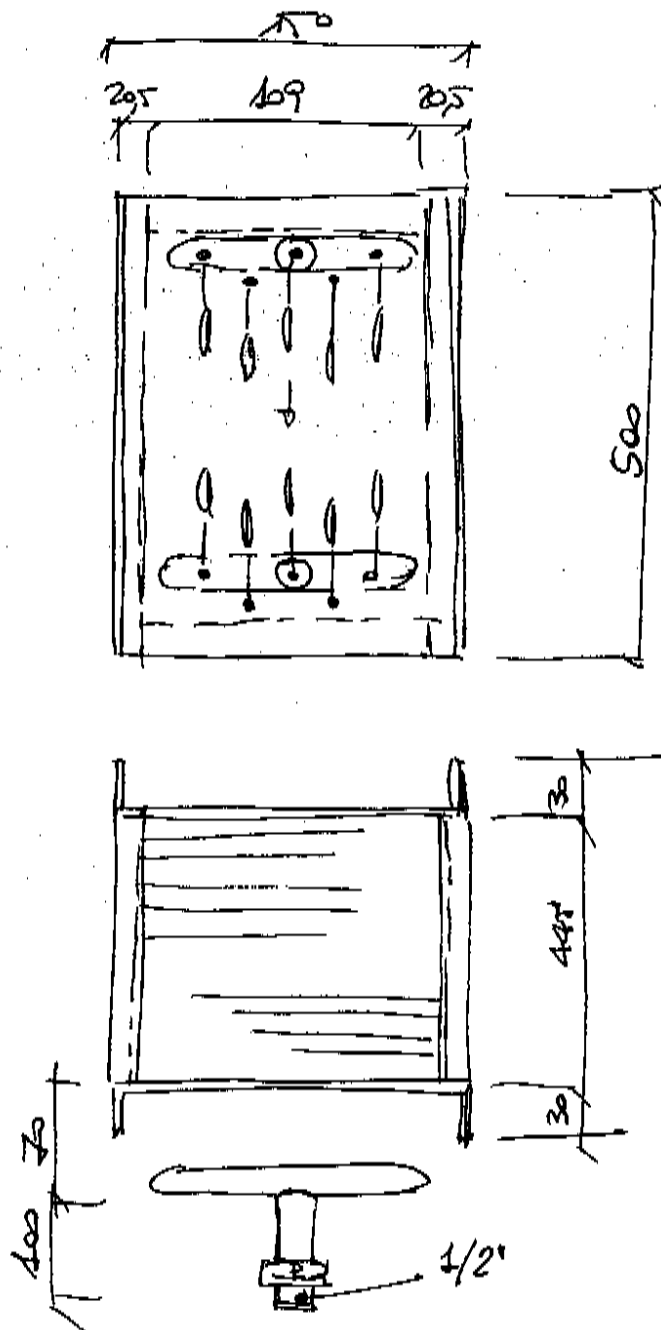
Se nu detta som just ett förslag och återkom gärna om ni har frågor.

Med vänlig hälsning

Aircoil AB

Sven Bengtsson

630 CU. LOAL 1805 0545 30W14. 005090



Figur C.1 Utkast kylbatteri.

Bilaga D: Granule Combi®

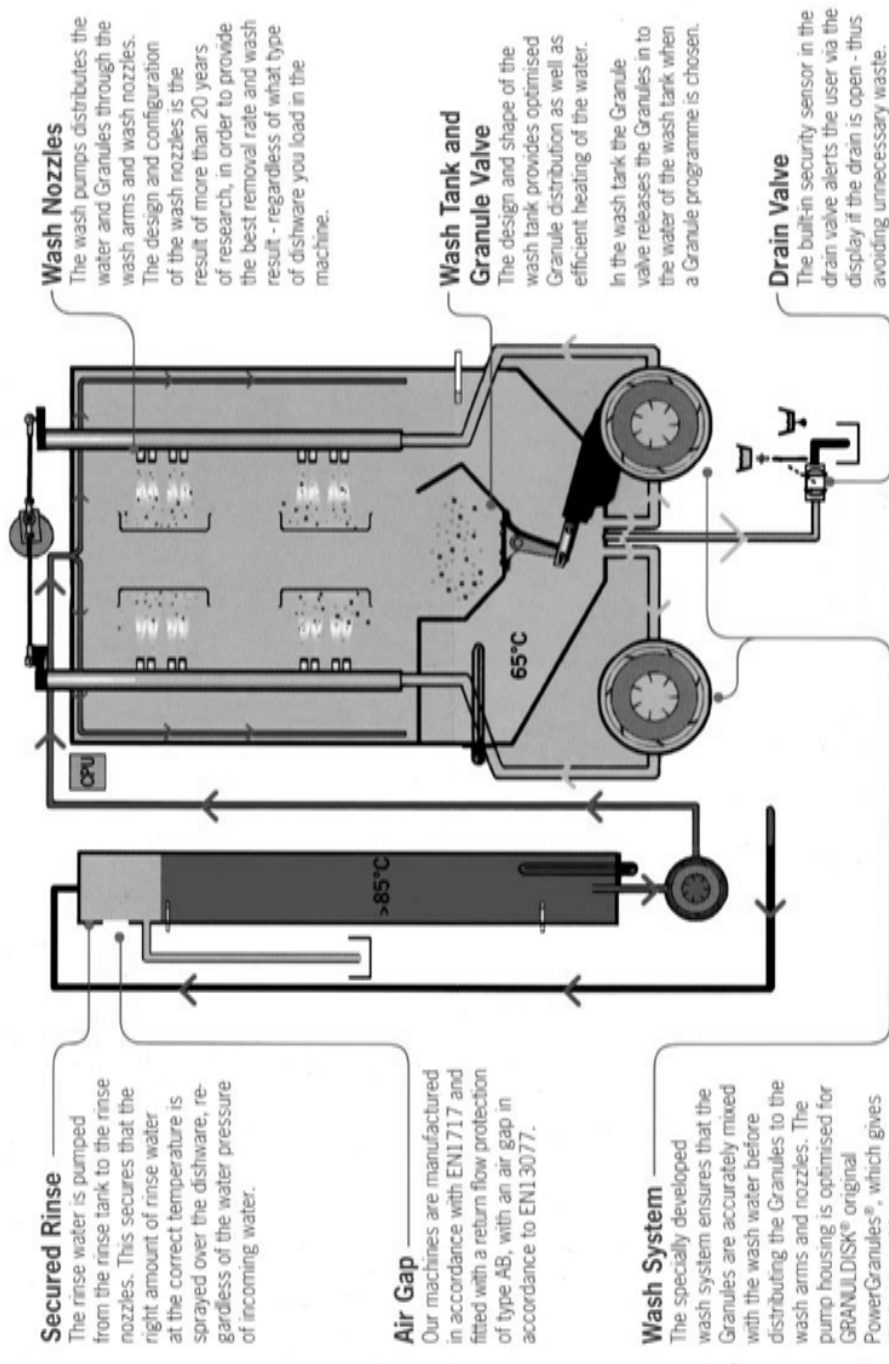
Granule Combi® is a unique Combi dishwasher which combines the award winning Granule Optimised Washing Technology with the traditional dishwashing technique for plates, cutlery and most types of crockery.

Granule Combi® replaces manual and automatic pot and pan washing, as well as conventional dishwashers. For larger kitchens, Combi mode provides you with an add-on dishwashing feature for peak hours.

Granule Combi® automatically detects which type of wash basket is loaded into the machine and selects the appropriate wash programme. Combi mode works with standard 500 x 500 mm plastic wash baskets.



Figur D.1 Granule Combi®.



Figur D.2 Schematisk skiss över funktion.