

effsysEXPAND

Resurseffektiva kyl- och värmepumpssystem
samt kyl- och värmelager

Vidareutveckling av värmepumpssystem för Nära- Noll-Energi-hus (NNE-hus)

Caroline Haglund Stignor

Ola Gustafsson

Svein Ruud

Jon Persson

Markus Lindahl

Huijuan Chen

Juni 2018

Förord

Detta projekt har bedrivits av RISE Research Institutes of Sweden och har varit finansierat av Energimyndigheten, via forskningsprogrammet EFFSYS EXPAND samt av TMF (Trä- och Möbelföretagen), Skanska, Bosch Thermoteknik, Danfoss Värmepumpar (numera Thermia) och NIBE. De deltagande företagen har bidragit både med kunskap, arbete som material till projektet. Vi vill tacka samtliga som deltagit och bidragit till resultaten i projektet, med finansiering såväl som med arbete, kunskap och material.

Sammanfattning

I framtiden kommer de flesta byggnader vara så kallade Nära-Noll-Energi-hus (NNE-hus). Värmepumpar är vanliga uppvärmningssystem i svenska enfamiljshus, men ofta används de i hus med betydligt högre uppvärmningsbehov än morgondagens NNE-hus. I detta projekt har driftsparametrar från fältmätningar, såsom värmevatten- och brinetemperaturer analyserats i detalj i två NNE-hus, som är mycket lika varandra men har värmepumpssystem med olika typer av styrning. Resultaten från mätningarna har jämförts med driftsparametrar specificerade i den standard som utvecklats för att bli harmoniserad med ekodesign- and energimärkningsförfordningarna, EN14825, eftersom dessa förfordningar har stor påverkan på hur värmepumpssystem utvecklas och optimeras.

Resultaten från denna del av projektet visar att de uppmätta brinetemperaturerna ofta var betydligt högre än vad som är specificeras i EN14825. De visar även att på-av-styrning i kombination med en tank leder till högre arbetstemperaturer för värmepumpen på varma sidan jämfört med kontinuerligt varierad kapacitetskontroll, vilket man bör ta hänsyn till då den projekterade energianvändningen beräknas, särskilt vid överdimensionerade värmepumpar i hus med lågt energibehov. Värmekurvorna som specificeras i standarden för olika värmesystem överensstämde relativt väl med mätningarna. En annan slutsats från mätningarna var att värmepumpens och värmesystemets styrning bör optimeras och styras integrerat, och inte separat som idag, för att bästa möjliga energipresentanda ska uppnås. Från mätningarna kan man också utläsa att NNE-hus är mer känsliga för att brukarna gör korrigeringar av värme- och ventilationssystemet och därför bör alla installationstekniska produkter i huset ha en robust integrerad, gemensam styrning.

Tidigare fältmätningar i NNE-hus har visat att övertemperaturer inte är ovanliga under sommartid i välisolerade hus, också i Sverige. I ett hus med bergvärmepump kan borrhålet användas för frikyla och om huset har ett balanserat ventilationssystem, kan den kylda luften enkelt distribueras i byggnaden. Syftet med denna del av projektet var därför att undersöka potentialen att bromsa eller hindra övertemperaturer med hjälp av kyla från borrhålet. Till att börja med gjordes simuleringar av ett enfamiljs NNE-hus. Olika fall där effekten av fönsteröppning, ventilationsflöde, och installation av frikyla via borrhålet simulerades. För att bekräfta resultaten från modellen, installerades en prototyp i ett av de utvärderade NNE-husen. Mätningarna bekräftade

att det är möjligt att sänka inomhustemperaturen betydligt med hjälp av frikyla från borrhålet, även om kylkapaciteten är begränsad av ventilationsflödet och tilluftstemperaturen.

Eftersom värmning av tappvarmvatten utgör en allt större del av det totala värmebehovet i ett NNE-hus, har en testmetod för att utvärdera prestandan av ett värmepumpssystem som samtidigt värmer både rumsvärmevatten och tappvarmvatten utvecklats under detta projekt.

Under projektiden har nya värmepumpsmodeller för NNE-hus utvecklats av de deltagande företagen. Dessa har utvärderats både med avseende på energianvändning och på livscykelkostnad. Resultaten visar att de nyutvecklade modellerna leder till både förbättrad energiprestanda och kostnad ur ett livscykelperspektiv.

Summary

Further development of heat pump systems for Nearly Zero Energy Buildings (nZEB)

In the future, most buildings will be nearly Zero Energy Buildings (nZEBs). Heat pumps are frequently used as heating system in Swedish single family buildings, but in most cases they are used in buildings with higher heating demand than the nZEBs of tomorrow. In this project, operation parameters such as heating water and brine temperatures were analysed in detail in real operation in two very similar nZEBs, but with different types of control of the heat pumps system. The results were compared to the operating conditions described in the standard developed to be harmonized with the ecodesign and energy labelling regulations - EN14825, since these regulations have a major impact on how heat pumps are developed and optimized.

The results from this part of the project showed that the brine temperatures were often considerably higher than the test conditions described in EN14825 in the evaluated nZEB-buildings. It was also shown that on-off control and a tank in the system results in higher working temperatures for the heat pump compared to variable capacity control which must be accounted for when calculating projected use of energy, especially in “oversized” heat pumps in houses with low energy demand. However, the heating curves of the standard EN14825 coincide mostly well with the measurements. Another finding was that in order to reach the highest overall energy performance the heat pump and the heating system must be optimized together and not separately, which often is the case today. A low energy building is more sensitive to user adjustments etc and therefore all building services engineering equipment should have a robust integrated control.

Earlier field measurements in nearly Zero Energy Buildings (nZEB) have shown that excess temperatures can easily occur during summertime in well-insulated houses, also in Sweden. In a heating system with a ground source heat pump the borehole can be used for free cooling in summertime. If the house has a bidirectional ventilation system, the chilled air can easily be distributed throughout the building. The aim of this part of project was therefore to investigate the potential for such a system to curb excess temperatures. First, a simulation of a single family nNEB was conducted. Several different cases investigating the effect of window opening,

ventilation air flow rate and installation of a free cooling system was simulated. To validate the simulation results, a prototype was installed in a real nZEB. The measurements confirmed that it is possible to lower the indoor temperature considerably by free cooling by use of the borehole and supply the air system, even though the cooling capacity is limited due to restrictions on ventilation rates and supply air temperature.

Since domestic hot water heating constitutes a larger part of the total heating demand in a nZEB, a test method for evaluating the performance of a heat pump system which supply space and domestic hot water heating simultaneously, has been developed during the project.

During the project time, new heat pump models for nZEBs have been developed by the participating companies. These have been evaluated from energy use and LCC perspectives and the new models showed improved performance from both perspectives.

Innehåll

1	Bakgrund.....	9
2	Projektdeltagar.....	11
3	Mål.....	11
4	Genomförande och resultat.....	12
4.1	Utvärdering av värmepumpsystemen i RISE forskningsvilla och dess systervilla.....	12
4.2	Framtagande av förslag på provningsmetod för värmepumpar som arbetar med samtidig rums- och tappvarmvattenvärmning.....	19
4.3	Integrering av värmepumpsystem och FTX-aggregat.....	19
4.4	Utveckling av och utvärdering av nyutvecklade värmepumpsystem	20
4.5	Sammanställning och analys av tappvarmvattenanvändning i 30 NNE-byggnader (lokaler, flerfamiljshus, småhus) inom Kontrollstation 2015	31
5	Måluppfyllelse.....	31
6	Lärdomar.....	33
7	Förslag på fortsatt arbete.....	33
8	Referenser	35
	Projektets vetenskapliga publikationer	36
	Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer	37
	Bilaga 1 Haglund Stignor m.fl. (2018) Evaluation of Two Ground Source Heat Pump Systems in Nearly Zero Energy Buildings.....	38
	Introduction	38
	Background.....	38
	Scope	39
	Method.....	39
	Evaluated Objects	39
	Measurement Plan and Equipment.....	40
	Results and Discussion	41
	Conclusions.....	46
	References.....	46

Acknowledgement.....	47
Bilag 2 Provmetod.....	48
Method for evaluation of combined Seasonal Performance Factor, SCOP _{combined} , for heat pumps for both space and domestic hot water heating working either in alternating mode or simultaneous mode	48
Introduction	48
1. Scope	48
2. References	48
3. Definitions.....	48
4. Conditions and tolerances	49
5. Test methods.....	49
6. Calculations.....	50
Appendix 1. Example, brine to water heat pump with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating	53
Bilaga 3 Gustafsson m.fl. (2018)	56
FREE COOLING OF LOW ENERGY BUILDINGS WITH GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM AND BIDIRECTIONAL VENTILATION	56
ABSTRACT	56
KEYWORDS.....	56
INTRODUCTION.....	57
Background.....	57
Scope	57
Delimitations	57
METHODOLOGY	58
Simulation/measurement objects	58
SIMULATIONS	59
MEASUREMENTS.....	60
System setup	60
Measurement system setup.....	61
Control system	61
Operation settings.....	61
RESULTS AND DISCUSSION	62
Simulations.....	62

Measurements	65
Lessons learned from measurements.....	66
DISCUSSION	67
CONCLUSIONS	67
ACKNOWLEDGEMENTS	67
REFERENCES.....	67

1 Bakgrund

Detta projekt var till stor del en fortsättning ett tidigare genomfört effsys+-finansierat projekt "Värmepumpar för Nära-Noll-Energi-småhus och -flerbostadshus (P17). Ursprunget till dessa projekt är att direktivet om byggnaders energiprestanda, 2010/31/EU (EPBD2) ställer krav på mycket låg energianvändning i alla byggnader vid en ny- eller ombyggnad från 2021 och tidigare genomförda effsys2-projekt hade visat att värmepumpar var ett energimässigt attraktivt alternativ för dessa byggnader, men att det då inte fanns produkter som var anpassade storleks- eller kostnadsmässigt. Den lösning som i det tidigare projektet av flera skäl visade sig mest attraktiv var en berg/markvärmepump i kombination med ett balanserat ventilationssystem med värmeåtervinning. Skälen var energieffektivitet, livscykelkostnad (LCC) och potentialen för lastutjämning i ett framtidens smarta nät.

Runt om i Europa finns ett visst antal Nära-Noll-Energi-hus, men konceptet var, åtminstone då detta projekt påbörjades fortfarande i pilot- eller demonstrationsstadiet enligt Wemhöner och Kluser (2014). I de hus som finns är värmepumpar vanliga på grund av den flexibilitet de erbjuder –, de kan erbjuda både rumsvärmning/kylning och tappvattenvärmning samtidigt och de gör att man får större frihet i att designa byggnadsskalet. Det sistnämnda beror på att dess energieffektivitet erbjuder att även sådana formfaktorer för husen som kräver något högre uppvärmningsbehov, kan tillåtas. Värmepumpar kan dessutom på ett effektivt sätt kopplas till olika värmekällor och sänkor och de kan erbjuda lastutjämning i ett framtida smart elnät. Dessutom anses värmekällan i EU förnyelsebar om SPF är över 2,63. Därför erbjuder EUs NNE-mål stora marknadsmöjligheter för värmepumpar, men för öka dess konkurrenskraft behöver de integreras med övriga byggnadssystem (Wemhöner, 2016). Detta ger även svensk industri stora exportmöjligheter.

SP deltog i EU-projektet NEED4B. Syftet med detta projekt var att ta fram en öppen och användbar metod för att uppnå energieffektiva byggnader. Metoden ska involvera intressenter i planerings-, byggnads- och användarfaserna. Inom detta projekt har två enfamiljshus byggts i Sverige – en forskningsvilla på RISE område i Borås, i vilken brukarbeteendet för de boende simuleras, och en likadan villa i Varberg, där en familj flyttade in under sommaren 2015. I båda villorna pågår noggranna energimätningar under husets första två år. Forskningsvillan i Borås är byggd för att kunna erbjuda olika forskningstjänster i framtiden. Detta hus lämpar sig mycket väl för att utvärdera olika värmepumpssystem under verklig drift.

I september 2015 trädde ekodesign- och energimärkningsförordningarna för värmepumpar kopplade mot vattenburna distributionssystem i kraft (EU nr 813/2013 och EU nr 811/2013). Märkningen som är obligatorisk är baserad på en

säsongsbunden energieffektivitet för rumsuppvärmning (η_s) samt energieffektiviteten vid uppvärmning av tappvarmvatten (η_{wh}). Detta är en stor fördel jämfört med det underlag som tidigare fanns för en konsument att basera sitt val av produkt på och har stimulerat till ökad energieffektivisering av produkterna (VHK, 2017). Dock bestäms prestandan vid ren värmedrift och ren tappvarmvattendrift, vilken inte helt avspeglar verkligheten för ett lågenergihus där värmen för tappvarmvatten utgör en stor del av det totala uppvärmningsbehovet. I den standard som ligger till grund för prestandatesterna för värmedrift, EN14825, görs vissa teoretiska antaganden vilka har goda fysikaliska grunder, men jämförelser med verklig drift är nödvändig för att kunna utveckla standarder och förordningar i rätt riktning. Det är viktigt att de produkter som får bäst märkning också är de som leder till bäst energieffektivitet i verkligheten. Det finns idag ingen allmänt accepterad metod för att utvärdera och presentera prestandan vid samtidig värming av varmvatten och rumsvärme. Ansatser för att utveckla en sådan metod gjordes i IEA HPP Annex 28 [3], men det var innan de metoder som ligger till grund för ekodesignkraven och energimärkningen togs fram och det arbete som gjordes inom Annex 28 behövde därför uppdateras.

Den utvärderingsmetod (EN14825) som ligger till grund för energimärkningen innebär att köldbärartemperaturen i till värmepumpen är 0°C oavsett klimat, värmebehov eller styrstrategi (on/off kontra varvtalsstyrning). Detta är ett grovt antagande som eventuellt behöver utvecklas om energimärkningsförordningen ska vara teknikdrivande. Dock är det viktigt att en sådan revidering i så fall är väl underbyggd varför det fanns, och fortfarande finns, behov av mätningar och analyser inom området.

Tidigare genomförda fältmätningar i lågenergihus, exempelvis i det s.k. Hamnhuset i Göteborg, visar att övertemperaturer lätt kan uppstå sommartid i dessa välisolerade hus. I många fall går det dock att avhjälpa med vädring, men sådan är inte alltid önskvärd [4]. Anledningen kan antingen vara buller eller otrygghet, men också en önskan från de boende att inte få in för mycket pollen eller luftföroreningar av allergi- eller hälsoskäl. Det är väl känt att borrhålet kan användas för frikyla sommartid (ref i AIVAC paper) och har huset ett tillufts-system kan den svalare luften enkelt distribueras via detta. En sådan lösning innebär att värmepump och FTX-system måste kopplas samman och styras integrerat, vilket sällan görs idag och här behövs mer kunskaper om hur sådan samdrift bör göras.

2 Projektdeltagare

Tre värmepumpsföretag med lång erfarenhet från branschen, Bosch Thermoteknik, Danfoss Värmepumpar (numera Thermia) och NIBE har deltagit i projektet. Deras produkter har utvärderats och de har deltagit i utförandet. Byggbranschen är också representerad i projektet via Skanska och TMF (Trä- och Möbelföretagen).

Alla dessa parter har bidragit med viktiga kunskaper och erfarenheter till projektet.

De deltagande värmepumpsföretagen har även bidragit med utvecklings- utvärderingsarbete i projektet och även med material.

TMFs beräkningsprogram har använts för utvärdering inom projektet.

RISE Research Institutes of Sweden har varit projektledare och huvudutförare av projektet.

3 Mål

Det övergripande syftet med projektet var att ta fram

ökade kunskaper om värmebehov och värmepumpsdrift i NNE-byggnader, innefattande

- ökade kunskaper om hur olika driftsparametrar påverkas med ett varvtalsstyrt system jämfört med ett on-off-system, för olika typer av distributionssystem, för att på så sätt ta fram underlag om hur väl energimärkningen överensstämmer med verkligheten
- ökade kunskaper om hur sammankopplingen med en tank påverkar driftsparametrarna för ett värmepumpssystem, för att få underlag för hur värmepumpssystem kan utvecklas för framtidens smarta nät
- ökade kunskaper om vilka tappvarmvattenprofiler och förhållande rumsvärme/tappvarmvatten värmepumpar för NNE-hus bör utvecklas och utvärderas för
- ökade kunskaper om hur värmepumpssystem kan integreras med husets ventilationssystem och värmeåtervinning (FTX) och hur detta påverkar olika driftsparametrar och möjligheter till frikyla

Målen med projektet var

- framtagandet av minst två prototyper av värmepump för NNE-hus baserad på delresultaten från projektet, optimerad map livcykelkostnad och med en kortare återbetalningstid än den som togs fram under föregående projekt
- framtagandet av en metod för prestandautvärdering i laboratorium av värmepump med samtidig rums- och tappvarmvattenvärmning som har potential att bli allmänt accepterad av både företag som säljer denna typ av produkt samt av de företag som inte gör det.

Projektet skulle främst bidra till att följande av Effsys Expands effektmål uppnås:

- Tillhandahålla systemlösningar för kyla och värme som långsiktigt bidrar till att nå EUs 2050-mål
- Bidra till att värmepumpar från svensk industri drar nytta av, och uppfyller kommande krav i EUs ekodesignkrav.

4 Genomförande och resultat

4.1 Utvärdering av värmepumpsystemen i RISE forskningsvilla och dess systervilla

Beskrivning av utvärderingsobjekt

Inom det EU-finansierade projektet NEED4B som RISE deltog i byggdes två lågenergihus, som kan betecknas som NNE-hus enligt dagens krav, och med stor sannolikt även enligt de kommande kraven från 2020. Det ena huset är byggt i anslutning RISE anläggning i Borås som en forskningsvilla där det finns möjlighet att mäta många olika parametrar. I detta hus finns det inga vanliga brukare utan de boende simuleras med hjälp av värmelaster som går på och av. Detta hus har ett värmepumpsystem bestående av en on-off-styrd värmepump samt en tank och båda planen i huset värms upp med hjälp av ett golvvärmesystem.

Inom NEED4B-projektet byggdes även en, i stort sett identisk, systervilla i Varberg. Detta hus ägs och bebos av en familj. I denna villa finns ett varvtalsstyrt värmepumpssystem. Detta hus värms upp via ett golvvärmesystem på första våningen och ett radiatorsystem på andra våningen.

Bägge husen har ventilationssystem med både till- och frånluftsventilation samt värmeåtervinning. När husen projekterades och byggdes var målet att deras energianvändning skulle vara lägre än 40 % av dåvarande krav i byggreglerna.

I Tabell 1 nedan sammanfattas egenskaperna för de olika värmepumpssystemen i husen.

Tabell 1. Sammanfattande egenskaper för de hus och värmesystem som utvärderats

Ort	Borås	Varberg
Size	<ul style="list-style-type: none"> • 166 m², 22 kWh/m²/år (projekterat rums- och tappvarmvattenbehov) 	<ul style="list-style-type: none"> • 166 m², 20 kWh/m²/år (projekterat rums- och tappvarmvattenbehov)
Ventilation	<ul style="list-style-type: none"> • Balanserat ventilations-system med värmeåtervinning 	<ul style="list-style-type: none"> • Balanserat ventilations-system med värmeåtervinning
Värmekälla	<ul style="list-style-type: none"> • Bergvärmepump (4.5 kW, på/av-styrd) • Ackumulatortank • Borrhål 90 m (81m aktivt) • Dimensioneringstemperatur: 0°C 	<ul style="list-style-type: none"> • Bergvärmepump (6 kW, varvtalsstyrd) • Borrhål 90 m (71m aktivt) • Dimensioneringstemperatur: 0°C
Värmesystem	<ul style="list-style-type: none"> • Golvvärme på bägge planen • Dimensionerande temperatur: 36°C vid DVUT (dimensionerande vinter-ute-temperatur) 	<ul style="list-style-type: none"> • Lågtemperatur-radiatorer på övervåning • Golvvärme på bottenvåning
Solenergi	<ul style="list-style-type: none"> • Solceller 3000 kWh/yr 	<ul style="list-style-type: none"> • Solceller 3000 kWh/yr
Brukare	<ul style="list-style-type: none"> • Simulerad familj 	<ul style="list-style-type: none"> • Verklig familj

^aStyrd via en utomhuskurva och vald värmekurva

Metod för utvärdering

De parametrar som utvärderades var värmepumpens framledningstemperaturer till tanken jämfört med den temperatur som systemet för ut på värmesystemet, värmebärrar- och köldbärrarflöden, köldbärrartemperaturen under värmepumpens drift, värmekapacitet, elanvändning och effektivitet vid rumsvärmning och tappvarmvattenvärmning. Tankens kapacitet för energilagring utvärderades också.

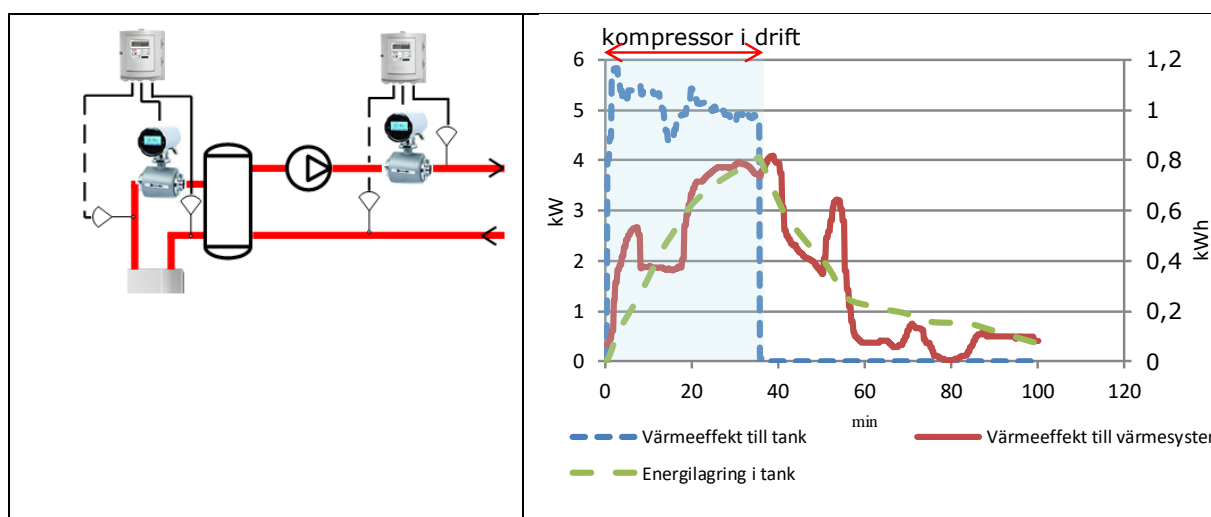
Resultat från utvärdering

Resultaten från dessa utvärderingar beskrivs i huvudsak i den konferensartikel som presenterades på Cold Climate HVAC-konferensen i Kiruna i mars 2018 (Haglund Stignor m.fl, 2018) som finns i Bilaga 1. De huvudsakliga slutsatserna från den studien var att

- På/av-drift av en värmepump i kombination med en tank i ett värmesystem resulterar i högre arbetstemperaturer i värmepumpen jämfört med en varvtalsstyrd värmepump. Hänsyn till detta behöver tas då projekterad energianvändning beräknas, särskilt i fall då värmepumpen är "överdimensionerad" i hus med låga värmebehov.

- Värmekurvorna i standarden EN14825 (SIS, 2016) överensstämde relativt väl med uppmätta värden för bägge husen, förutom i när värmebehovet var lågt och värmepumpens kapacitet och flöde varvtalsstyrdes.
- Köldbärartemperaturen då värmepumpen var i drift, var ofta betydligt högre än de testpunkter som specificeras i standarden EN14825.
- Värmepumpen och dess värmesystem, radiatorer och/eller golvvärmesystemet, borde optimeras gemensamt, både med avseende på dimensionering och styrning, för att bästa energieffektivitet ska uppnås.

Då tankens kapacitet för energilagring utvärderades fann man att den hade en energilagringkapacitet i storleksordningen 0,8 kWh. Värmevattnet ut till golvvärmesystemet cirkuleras kontinuerligt genom tanken. När värmepumpen är i drift laddas tanken med värmeenergi och temperaturnivån i tanken stiger, eftersom värmebärarflödet ut ur tanken är mindre än det till tanken. Därmed är uttaget av värme mindre än tillförseln av värme. Figur 1 nedan visar tillförsel och uttag av värmeeffekt för tanken samt den lagrade energinivån under en på-av-cykel. De stora variationerna i nivå på värmeuttag beror på att flödet i golvvärmesystemet regleras upp och ner av dess styrsystem.



Figur 1. Schematisk skiss över tankens inkoppling i värmesystemet (till vänster) och uttag och tillförsel av värme samt lagrad värmemängd i tanken (till höger).

Jämförelse av uppmätta värden och predikterade värden

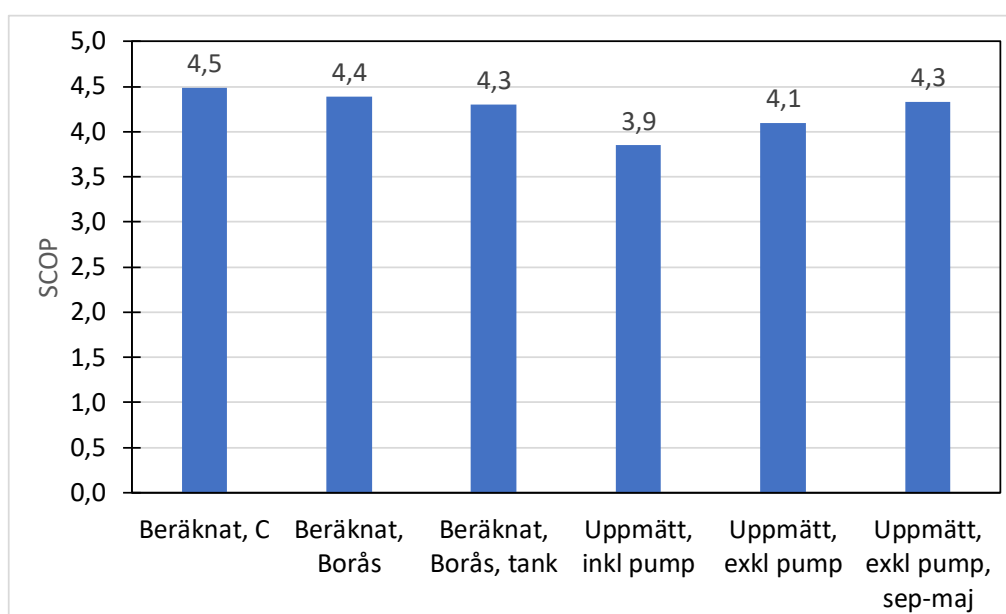
Baserat på uppmätta värden har systemårsvärmefaktorer, SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) för systemen beräknats. I Bilaga 1 redovisas genomsnittliga systemvärmefaktorer månadsvis för de två värmepumpssystemen och i Figur 2 nedan redovisas SCOP på årsnivå.

De uppmätta värdena har sedan jämförts med predikterade värden enligt olika beräkningsmodeller, baserade på standarderna EN14825 (SIS, 2016) och EN14511 (SIS, 2013). Enligt dessa standarder ska den pumpenergi som krävs för att

överkomma värmepumpens interna tryckfall över värmeväxlare etc inkluderas i värmepumpssystemets drivenergi. Därför görs korrigeringar av uppmätta värden baserade på antagna verkningsgrader för cirkulationspumpen. Såsom standarden EN14511 var formulerad fram till början av år 2018 innebar detta ofta en så pass stor korrigering att "hela pumpens drivenergi" drogs bort från värmepumpens drivenergi.

De värden som redovisas för i Bilaga 1 inkluderar hela drivenergin för cirkulationspumparna. Dessa drivenergier har inte uppmätts separat, men med hjälp av pumpkurvor samt mätning av flöden och drifftider har drivenergin till pumparna uppskattats och de redovisade systemårsvärmefaktorerna korrigerats så att de inkluderar drivenergi till cirkulationspumparna samma utsträckning som de beräknade värdena gör.

Ambitionen har varit att korrigera uppmätta värden på samma sätt som indata till beräknade värden har korrigerats.



Figur 2. SCOP för värmepumpssystemet i forskningsvillan i Borås. Beräknade värden är jämförda med uppmätta värden.

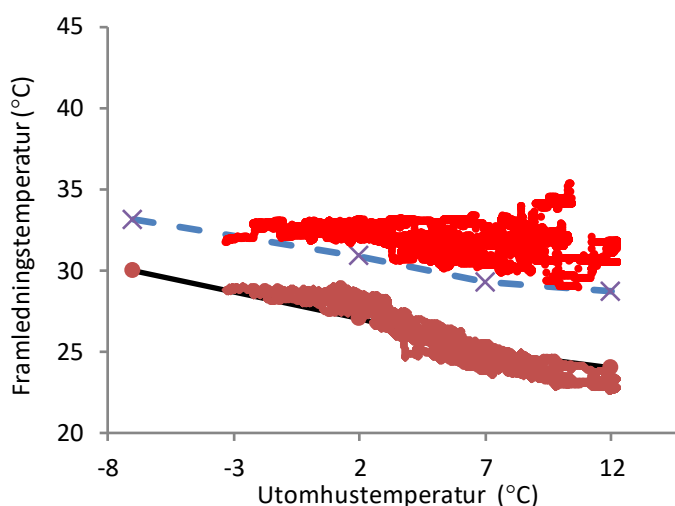
När det gäller värmepumpssystemet i forskningsvillan i Borås, var tappvarmvattenanvändningen under utvärderingsperioden mycket liten och de redovisade uppmätta värdena i Bilaga 1 utgörs i stort sett enbart av värmeförluster för att hålla vattnet i varmvattenberedaren varmt. Därför har jämförelse i första gjorts med beräknade värden enligt standarden EN14825 (SIS, 2016) som enbart gäller för rumsuppvärmning, dels för detta kalla klimatet, C enligt standarden EN14825, dels för Borås-klimat enligt Meteorologprogram 6.1 Som synes blir skillnaden lite mellan dessa två beräknade värden och skillnaden i klimaten har därmed en liten påverkan enligt modellen. För de uppmätta värdena har även värmeförlusterna från tanken räknats in som "nyttig" värme under de månader då huset har ett uppvärmningsbehov, september till maj. Staplar redovisas både före och efter korrigering av pumpenergi för de uppmätta värdena. Beräkningarna enligt modellen i EN14825 görs egentligen

enbart för själva uppvärmningssäsongen. Därför har en jämförelse gjorts där månaderna juni-augusti, då uppvärmningsbehovet är mycket litet, uteslutits från de uppmätta värdena. Som synes fås då mycket bra överensstämmelse mellan uppmätta och predikterade värden.

Akkumulatortankens blandningsförluster gör att värmepumpen behöver arbeta med högre temperatur än vad standarden EN14825 antar. Därför har ett predikterat värde beräknats, för vilket det har antagits att värmebärartemperaturen är 1°C jämfört med EN14825, i enlighet med resultaten i Bilaga 1. Detta får viss men mindre betydelse för det beräknade värdet (se den tredje stapeln från vänster).

En värmepump som går med on-off-drift behöver arbeta med högre temperatur när den går för att kompensera för att inget temperaturlyft görs när den inte är igång. Detta tar standarden EN14825 hänsyn till på ett idealt sätt. I Figur 3 avser den streckade linjen den temperatur som modellen enligt standarden antar att en på-av-styrd värmepump behöver arbeta med under de givna förhållandena. Som synes är de uppmätta temperaturerna högre jämfört med de predikterade enligt standarden. Detta beror dels på blandningsförluster i tanken, men sannolikt även på golvvärmesystemets styrning som gör att flödet i golvvärmesystemet varieras relativt frekvent, vilket "stör" och "trycker upp" värmepumpens värmebärartemperatur och därmed kondenseringstemperatur (se Bilaga 1).

Från resultaten i Bilaga 1 vet vi att värmepumpen arbetade med högre köldbärartemperaturer än vad modellen i standarden föreskriver. Detta borde ha lett till bättre uppmätt prestanda, men kompenseras sannolikt av att även värmebärartemperaturen är högre än vad modellen i standarden antar.

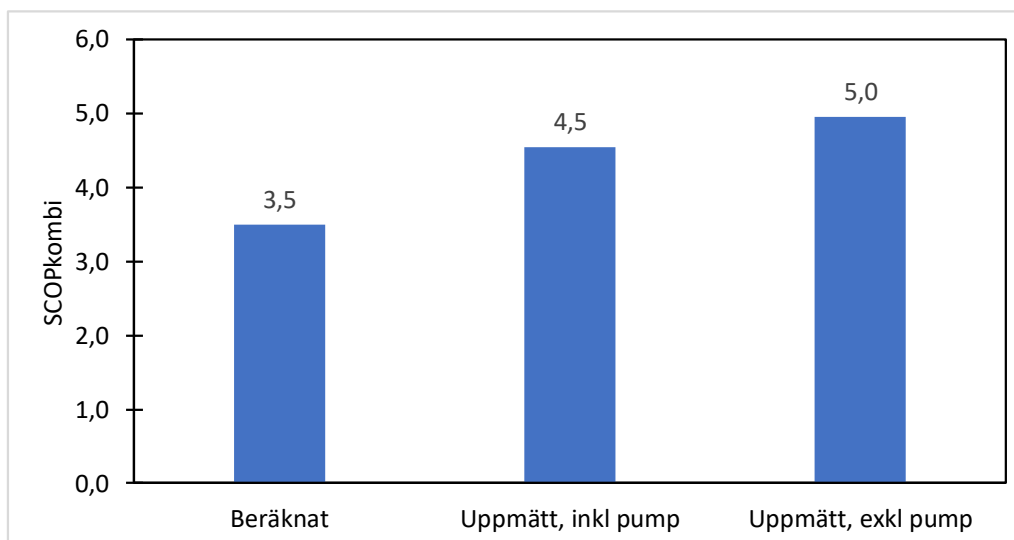


Figur 3. Uppmätta värmebärartemperaturer jämfört med de som predikteras enligt standarden EN14825. De lägre värdena (bruna symboler) är uppmätta temperaturer ut på värmesystemet, jämförda med värmekurvan för LT system enligt EN14825. De högre värdena (röda symboler) är uppmätta värden på värmebärarflödet från värmepump till tank, jämförda med den temperatur En14825 antar att värmepumpen arbetar vid.

När det gäller värmepumpssystemet i Varberg, så har det varit både rumsvärmevatten och tappvarmvatten. Därför har uppmätta värden jämförts med

beräknade värden enligt en metod som utvecklats av RISE (tidigare SP) SP-metod 4967-02 (SP, 2014), vilken med hjälp av uppmätta värden enligt standarderna EN14825 för rumsuppvärmning och EN16147 (SIS, 2017) för tappvarmvattenvärmning beräknar en predikterad systemårsvärmefaktor för kombinerad drift, SCOPkombi. I denna metod kan man välja kallt (C), medel (A) eller varmt klimat (W) enligt standarden EN14825. Jämförelser har gjorts med kallt klimat i Figur 4 nedan. Som synes så är det uppmätta värdet betydligt högre än det predikterade. Orsakerna till detta är följande; Den uppmätta köldbärartemperaturen var betydligt högre än vad modellen standarden EN14825 föreskriver (se Bilaga 1). Under det utvärderade året var utomhustemperaturen betydligt högre jämfört med det kalla klimatet, se Figur 4. Detta gör att värmesystemet arbetade vid en lägre framledningstemperatur i snitt än vad modellen enligt standarden EN14825 föreskriver (se Bilaga 1). Dessutom verkar det vara så att värmepumpens flöde ökas, då husets värmebehov är mindre än värmepumpens minkapacitet, för att förhindra att kondenseringstemperaturen "trycks upp". Detta tar inte modellen i standarden EN14825 hänsyn till.

Värt att notera dock är att under första årets mätningar var uppmätt SCOPkombi nästan en hel enhet lägre, vilket berodde på att systemet inte riktigt gick som det borde pga problem med flödesfördelningen mellan de olika planerna i huset (golvvärme och radiatorer) samt med val av värmekurva. Detta visar på hur viktigt det är att systemet driftsätts korrekt för att få bästa möjliga prestanda.



Figur 4. SCOPkombi för värmepumpssystemet i villan i Varberg. Beräknade värden är jämförda med uppmätta värden.

Slutsatser från jämförelser av predikterade och uppmätta värden

Slutsatserna från dessa jämförelser är att standarden och de modeller som baseras på denna, predikterar prestandan för värmepumpssystemet relativt väl. Den är rätt

konservativ när det gäller köldbärartemperaturen, och antar en relativt låg temperatur. Å andra sidan har de system som utvärderats varit i drift under relativt kort tid.

Standarden EN14825 och de modeller som bygger på den lyckas inte fullt ut hantera kombinationen av varvtalsstyrd kompressor och cirkulationspump, särskilt inte vid lägre värmebehov.

En av de mest slående iakttagelserna är vilken stor betydelsestyrningen av de kringliggande systemen och idrifttagningen har för prestandan. Det är flera iakttagelser som tyder på att värmepumpssystemen inte alltid fungerar optimalt ihop med värmedistributionssystemet.

4.2 Framtagande av förslag på provningsmetod för värmepumpar som arbetar med samtidig rums- och tappvarmvattenvärmning

Ett teoretiskt förslag på provmetod utarbetades, baserat på erfarenheter hos både RISE och tillverkarna. Denna applicerades i laboratoriemätningar. Metoden utarbetades relativt tidigt under projektet vilket gjorde att tillverkarna hade god tid på sig att utvärdera metoden i sina laboratorier. Den slutgiltiga versionen av metoden presenteras i Bilaga 2 av denna rapport.

Metoden bygger på principen att ett värmepumpssystem som är konstruerad för att, helt eller delvis, värma värmevatten för rumsvärme samtidigt som den värmer tappvarmvatten, utvärderas i samtidig drift samt i ren värmedrift och ren tappvarmvattendrift. En faktor f , som beskriver hur mycket prestandan förändras (förhoppningsvis förbättras) vid samtidig drift jämfört med alternerande drift beräknas sedan vid ett antal driftpunkter. Data från dessa punkter används sedan som indata vid beräkning av ett kombinerat SCOP (SCOPkombi) för värmepumpssystemet. För ett värmepumpssystem som har rent alternerande drift antas faktorn f vara lika med 1 och utvärdering vid ren värmedrift och varmvattendrift är tillräcklig för att beräkna ett SCOPkombi.

4.3 Integrering av värmepumpssystem och FTX-aggregat

I denna del av projektet utvärderades möjligheten att kyla huset sommartid med hjälp av borrhålet och det balanserade ventilationssystemets tilluftkanaler. I ett första steg gjordes beräkningar med IDA-ICE, och då resultaten därifrån såg lovande ut byggdes en prototyp av detta kylsystem. Ett kylbatteri monterades i tilluftskanalen före FTX-aggregatet i forskningsvillan. Den termiska komforten i huset utvärderades därefter. Tillvägagångssättet och resultaten redovisas i Bilaga 3, i det manuskript (Gustafsson m.fl, 2018) som skickats in till konferensen AIVC som går av stapel i september 2018 i Juan Les Pins, Frankrike.

De huvudsakliga slutsatserna från denna del av projektet var följande:

- Det är möjligt att sänka inomhustemperaturen betydligt med hjälp av ett kylbatteri som kopplas till borrhålet samt till huset tilluftssystem.
- Eftersom den tillgängliga kylkapaciteten är begränsad, både av borrhålets kapacitet, samt av begränsningar av flöde och temperatur i tilluften, är styrningen av systemet viktig. Det är nödvändigt att börja kyla innan det

verkliga kylbehovet har uppstått, för att så långt som möjligt undvika övertemperaturer.

- Att öka ventilationsflödet, eller vädra, är under svenska förhållanden, ofta ett mycket effektivt sätt att minska antalet timmar med övertemperaturer. Styrningen ska därför utformas så att luftflödet först ökas, och därefter startas kylningen med hjälp av borrhålet.

4.4 Utveckling av och utvärdering av nyutvecklade värmepumpssystem

Under projektets gång har de medverkande värmepumpsföretagen utvecklat nya modeller av värmepumpar avsedda för NNE-hus, delvis med hjälp av input från resultaten från projektet. Erfarenheterna från utvärderingarna av värmepumpssystemen i de två villorna, visar att det är många yttre parametrar, vilka är svåra att styra över, som kan ha en stor påverkan på prestanda och energibehov. Därför beslutade projektgruppen att det i denna del av projektet skulle vara mest givande att utvärdera de nya värmepumpsmodellerna beräkningsmässigt, baserat på indata från laboriemätningar.

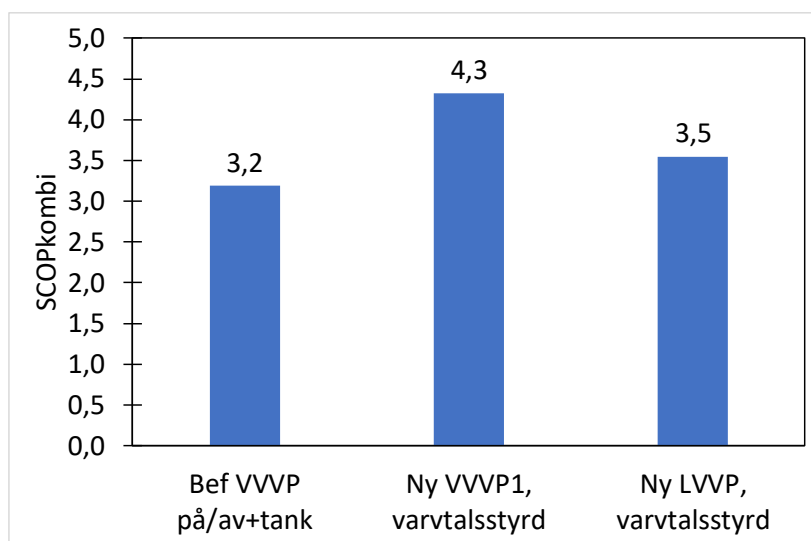
Metod för utvärdering av energiprestanda

Under projektets gång har de medverkande företagen tagit fram nya produkter anpassade efter de existerande Energimärkningskraven samt framtida kommande krav på energianvändning och installerad effekt för NNE-hus, delvis med hjälp av resultaten från detta projekt. I skrivande stund är det fortfarande inte säkert hur kravnivåerna i BBR för nybyggda och renoverade byggnader kommer att vara efter år 2020, även om förslag har presenterats. Vissa av de produkter som har utvecklats finns idag på marknaden och vissa är ännu i prototypstadiet. Av konkurrensskäl anges inte produktnamn då resultaten presenteras nedan. Av samma skäl anges inte heller om produkten finns på marknaden ännu eller inte.

De olika värmepumpssystemen har utvärderats på laboratorium hos de deltagande företagen och dess energianvändning och nuvärde har utvärderats beräkningsmässigt av RISE baserat på test- och beräkningsdata från tillverkarna samt med hjälp av data från energimärkningarna.

Energianvändningen för värmepumpssystemen har dels utvärderats med hjälp av SP-metod 4967, vilket är en beräkningsmetod utvecklad av RISE (fd SP) där resultaten från teststandarderna EN 14825 och EN 16147 sammanvägs för att beräkna prestanda och energianvändning för ett värmesystem som både levererar rumsvärme och tappvarmvatten.

I Figur 5 nedan visas resultaten från beräkningarna. De visar att bägge de nyutvecklade systemen är mer energieffektiva än det befintliga värmepumpssystemet i forskningsvillan.



Figur 5. Predikerade SCOPkombi för det befintliga och de nyutvecklade värmepumpssystemen för forskningsvillan i Borås.

I SP-metod 4967 kan enbart värmepumpssystemet prestanda jämföras. Därför har även TMF-programmet använts för att utvärdera energianvändningen eftersom man med hjälp av detta kan utvärdera olika kombinationer av värmepumps- och ventilationssystem och även jämföra dem med andra värmesystem.

De systemlösningar som utvärderats med hjälp av TMF-programmet redovisas i Tabell 2 nedan. Eftersom frånluftsvärmepumpen är en vanligt förekommande lösning i nybyggda småhus idag, åtminstone de mindre och medelstora, är det viktigt att ha med denna som referens. Denna uppvärmningslösning kräver ett frånluftssystem för ventilationen och därför har även de andra värmepumpslösningarna jämförts med sådant ventilationssystem.

När det gäller FTX-aggregatet har prestanda för en roterande värmeväxlare använts i beräkningarna, vilket innebär en verkningsgrad på 82% med avseende på tilluften vid standardpunkten +7/+20 °C enligt EN 13141-7. En sådan värmeväxlare har inget behov av avfrostning vid låga utetemperaturer. I programmet antas dock verkningsgraden ha sjunkit till 78,6 % vid DVUT -13,6 °C enligt tabellvärde beräknat av SMHI vid aktuell tidskonstant.

Värmepumpssystem lämpar sig väl att kombinera med solceller. Därför har även solceller lagts till frånluftvärmepumpssystemet som ett exempel. Detta skulle givetvis kunna läggas till övriga system också och liknande resultat skulle då erhållas. För att kunna inkludera bidrag från egenproducerad solel i jämförelserna krävs att även

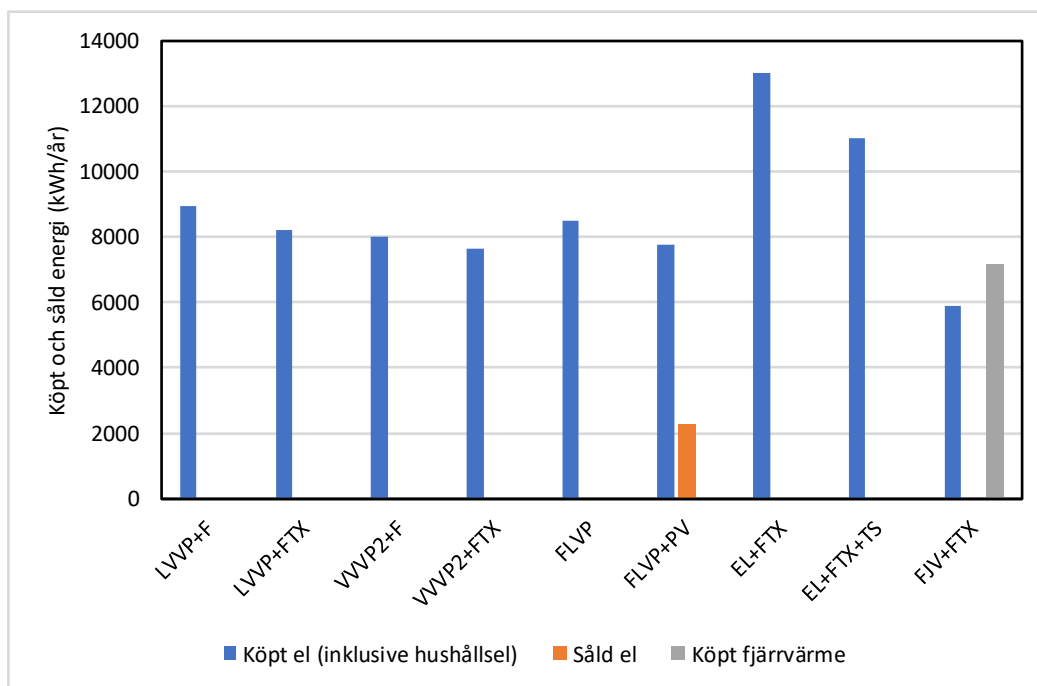
hushållselen inkluderas i jämförelserna. Staplarna nedan visar alltså summan av hushållsel samt el till uppvärmning och ventilation.

Tabell 2. Olika systemlösningar utvärderade med hjälp av TMF-programmet samt för nuvärdesberäkningar

LVVP+F	Luftvattenvärmepump med frånluftsventilation
LVVP+FTX	Luftvattenvärmepump med från- och tilluftsventilation med värmeåtervinning
VVVP+F	Bergvärmepump med frånluftsventilation
VVVP+FTX	Bergvärmepump med från- och tilluftsventilation med värmeåtervinning
FLVP	Frånluftvärmepump (frånluftsventilation)
FLVP+PV	Frånluftvärmepump (frånluftsventilation) inklusive solceller (3 kW, 3000 kWh/år)
EL+FTX	Elpanna med från- och tilluftsventilation med värmeåtervinning
EL+FTX+TS	Elpanna med från- och tilluftsventilation med värmeåtervinning samt solvärme (inklusive ackumulatortank)
FJV+FTX	Fjärrvärme med från- och tilluftsventilation samt värmeåtervinning

Resultat från utvärdering av energiprestanda

Resultaten från utvärderingen med hjälp av TMF-programmet (TMF, 2017) visar att den systemlösning som är den mest energieffektiva är den som består av en varvtalsstyrd vätskavattenvärmepump och ett balanserat (från- och tilluft) ventilationssystem med värmeåtervinning, se Figur 6. I detta diagram visas köpt energi inklusive hushållsel. Lösningen att lägga till solceller visas enbart för frånluftsvärmepumpen (FLVP), men liknande resultat fås även för övriga värmepumpslösningar (se Tabell 3).



Figur 6. Resultat från utvärdering av köpt och såld elenergi mha TMF-programmet, inklusive en antagen användning av hushållsel på 4662 kWh. Notera att solceller enbart har lagts till som ett exempel för en av värmepumpslösningarna (för övriga se Fel! Hittar inte referensälla.).

I Tabell 3 nedan har de utvärderade systemlösningarna utvärderats mot dagens och kommande BBR-krav. Alla utvärderade värmepumpssystem skulle klara både nuvarande och kommande (sannolika) BBR-krav med god marginal, utan värmeåtervinning på ventilationen och utan solceller. Ett värmesystem baserat på en elpanna kommer inte klara kommande BBR-krav, utan solceller, även om forskningsvillan är ett mycket välisolerat hus och värmeåtervinning tillämpa

Tabell 1 Sammanställning av beräkningsresultat

Sammanställning av beräkningsresultat för Forskningsvillan i Borås (utan solceller)

		LVVP+F	LVVP+FTX	VVVP2+F	VVVP2+FTX	FLVP	EL+FTX	EL+FTX+TS	FJV+FTX
Köpt energi (exklusive hushållsel*)	kWh/år	4289	3540	3362	2979	3832	8368	6364	8368
Specifik energianvändning (BBR24) **	kWh/m ² år	27,6	22,8	21,6	19,2	24,7	53,8	41,0	53,8
Energiklass (BED9)		B	A	A	A	A	C	B	B
Primärenergital EP _{PET} (BBR25) ***	kWh/m ² år	44,2	36,4	36,8	30,9	39,5	86,2	65,5	58,6
Energiklass (BED9)	-	A	A	A	A	A	C	B	B
Primärenergital EP _{PET} (BBR2020) ****	kWh/m ² år	54,5	44,1	42,3	36,7	48,2	105,4	81,5	61,2
Energiklass (BED9)	-	B	B	B	A	B	D	D	C

Sammanställning av beräkningsresultat för Forskningsvillan i Borås (med solceller, men utan batterilager)

		LVVP+F	LVVP+FTX	VVVP2+F	VVVP2+FTX	FLVP	EL+FTX	EL+FTX+TS	FJV+FTX
Köpt elenergi (exklusive hushållsel*)	kWh/år	3856	3050	3024	2560	3430	7463	5723	8112
Specifik energianvändning (BBR24) **	kWh/m ² år	24,8	19,6	19,5	16,5	22,1	48,0	36,8	52,2
Energiklass (BED9)		A	A	A	A	A	C	B	B
Primärenergital EP _{PET} (BBR25) ***	kWh/m ² år	39,7	31,4	31,1	26,4	35,3	76,8	58,9	55,9
Energiklass (BED9)	-	A	A	A	A	A	C	B	B
Primärenergital EP _{PET} (BBR2020) ****	kWh/m ² år	49,3	38,2	38,1	31,6	43,3	94,2	73,5	58,2
Energiklass (BED9)	-	B	A	A	A	B	D	C	B

*) Hushållsel 4662 kWh/år

**) Kravnivå BBR24: Elvärme (värmepumpar, direktel) 55 kWh/m² år, Icke-elvärme (fjärrvärme) 90 kWh/m² år

***) Kravnivå BBR25; 90 kWh/m² år (primärenergifaktor el 1,60; geografisk justeringsfaktor Borås 1,0)

****) Kravnivå BBR2020; 80 kWh/m² år (primärenergifaktor el 1,85; geografisk justeringsfaktor Borås 0,9)

Metod för utvärdering av nuvärde

Nuvärdet är det beräknade värdet för en investerings framtida kassaflöde, eller i detta fall, besparing relativt ett annat alternativ, diskonterat med hänsyn till en given kalkylräntesats. Nuvärdet har här beräknats med hjälp av de förordningar och riktlinjer på EU-nivå som rekommenderas för att uppfylla kraven i EPBD – ”Energy Performance of Buildings Directive” – (EU, 2012a, 2012b) för de olika systemlösningar för uppvärmning och ventilation som utvärderades energimässigt i tidigare kapitel. Uppvärmning med hjälp av direktel i kombination med ett FTX-ventilationssystem är det system som använts som referenssystem i denna jämförelse, eftersom det är det system som har lägst investering men högst driftskostnad. Huvudsyftet har varit att jämföra olika kombinationer av värmepumpssystem och ventilationssystem med varandra. Jämförelsen med fjärrvärme som uppvärmningssystem är inte helt relevant. Dels eftersom möjlighet till att ansluta sig till fjärrvärme långt ifrån alltid finns för småhus och dels eftersom fjärrvärmepriset varierar mycket olika orter emellan och en kund (så gott som alltid) är låst till den lokala fjärrvärmeleverantören. Fjärrvärmelösningen finns dock ändå med som ett referensfall, även om detta inte är huvudfokus för denna studie.

De förutsättningar, dvs indata, som använts i beräkningarna, anges nedan. Dessa är antaganden är baserade på öppet tillgänglig information och diskussioner med projektgruppen där gruppen kommit överens om att dessa värden är rimliga. Värden på livslängder har i första hand hämtats från referensen SIS (2017). När det gäller solceller har de förutsättningar som gäller idag med investeringsstöd och skattereduktion för såld el antagits, även om det idag inte är säkert att dessa kommer att gälla under hela den antagna livslängden. Vissa värden, som exempelvis den förväntade elprisökningen är mycket osäker. Därför har en känslighetsanalys gjorts för just denna parameter, där elprisökningen har ökats från 3% till 6% per år, för att se hur mycket detta slår på slutresultatet.

När det gäller priser för bergvärmepumpar, så tyder mycket av de efterforskningar som vi gjort utifrån vilka priser som erbjuds en kund att en varvtalsstyrd bergvärmepump (vätskavattenvärmepump) inte nödvändigtvis behöver kosta mer än det system med på/av-styrd vätskavattenvärmepump samt en extra tank som finns i forskningsvillan idag. En känslighetsanalys på vilka effekter det får på nuvärdet om priset för den ökas med 10 000 SEK (från 63 000 SEK till 73 000 SEK) har dock gjorts.

Tabell 1. Antagna värden på indata för nuvärdesberäkningar

Kalkyränta (exkl inflation)	4	% per år
Energiprisökning, el	3	% per år *
Energiprisökning, fjärrvärme	2	% per år *
Beräkningsperiod (20-30 år)	30	år
Initialt elpris, köpt el	1,35	SEK per kWh **
Initialt elpris, såld el	0,95	SEK per kWh **
Initialt fjärrvärmepris	0,85	SEK per kWh **
Initialt fast fjärrvärmepris	2000	SEK per year **

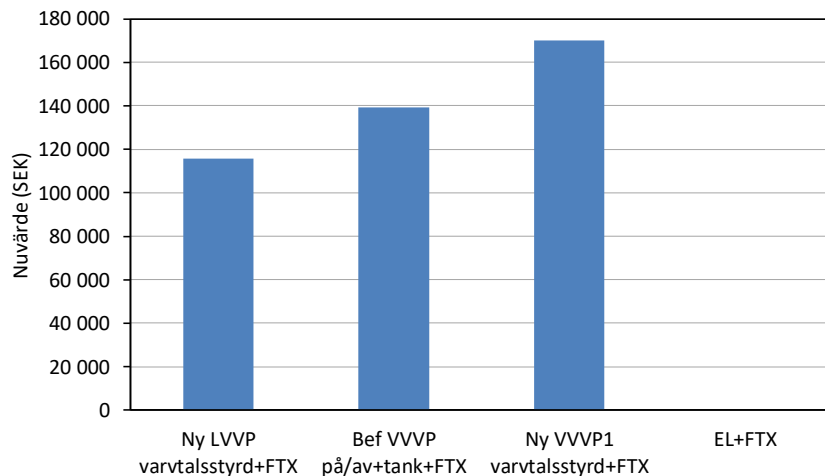
*Energiprisökning utöver generell inflation

**Inklusive skatter och eventuella nätkostnader

Investeringar: (under beräkningsperioden)	Underhållskostnad (SEK/år)	Inköpskostnad (SEK)	Installations- kostnad(SEK)	Bedömd livslängd (år)
Frånluftsfläkt	200	3000	2000	15
Kanalsystem, frånluft	200	12000	8000	30
FTX-aggregat	1000	20000	5000	15
Kanalsystem, från- och tilluft	300	30000	20000	30
Elpanna	200	27000	8000	25
Elpanna med termiska solfångare och tank	400	47000	18000	25
Luftvattenvärmepump, utomhusdel	600	45000	5000	10
Luftvattenvärmepump, inomhusdel	400	35000	10000	20
Berg(vätskavatten)värmepump	500	63000	12000	15
Borrhål 100 m	0	35000	5000	60
Borrhål 70 m	0	25000	5000	60
Frånluftsvärmepump exkl kompressor	500	58000	8000	15
Inverterstyrd kompressor till frånluftsvärmepump	0	10000	4000	7,5
Fjärrvärmecentral	200	15000	10000	25
Solceller, 3 kW	0	20000	10000	30
DC-AC inverter	0	10000	5000	15

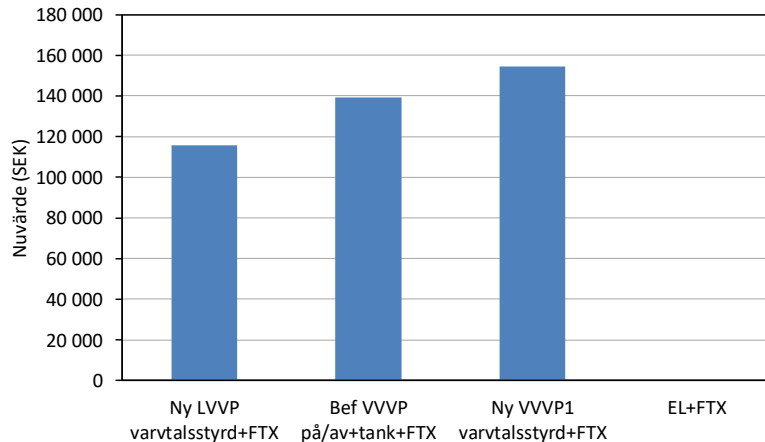
Resultat från utvärdering av nuvärde

I Figur 7 nedan jämförs nuvärdet för de olika lösningar som presenteras i Figur 5, sid 21 med referensfallet elpanna i kombination med från-och tilluftsventilation med värmeåtervinning (EL+FTX). Resultaten visar att nuvärdet för det nyutvecklade värmepumpssystemet med varvtalsstyrd kompressor är högst om inköspriset antas vara detsamma för de bägge systemen med bergvärmepump (VVVP). Detta är alltså den mest lönsamma investeringen ur ett livscykelperspektiv. Eftersom lösningen med elpanna i kombination med balanserad ventilation och värmeåtervinning (EL+FTX) är referensfallet, får den ett nuvärde som är lika med noll.



Figur 7. Nuvärdet för det befintliga samt de nyutvecklade värmepumpssystemen i forskningsvillan, jämfört med referensfallet (samma pris är antaget för de bägge VVVP).

Om man istället antar att det system med en varvtalsstyrd bergvärmepump (VVVP) kostar 10 000 kr mer än det med på/av-styrd bergvärmepump inklusive en extra tank, fås de resultat som visas i Figur 8 nedan. Den varvtalsstyrda bergvärmepumpen får fortfarande högst nuvärde, men marginalen till den på/av-styrda sjunker.



Figur 8. Nuvärdet för det befintliga samt de nytvecklade värmepumpssystemen i forskningsvillan, jämfört med referensfallet (den varvtalsstyrda VVVP har antagits kosta 10 000 kr mer än det på/av-styrda).

I Figur 9 nedan redovisas resultaten för beräkningarna av nuvärde för de olika lösningarna för uppvärmning och ventilation för forskningsvillan i Borås. Notera att den lösning som får det högsta nuvärdet är den investering som är mest ekonomiskt lönsam att göra ur ett livscykelperspektiv. Eftersom lösningen med elpanna i kombination med balanserad ventilation och värmeåtervinning (EL+FTX) är referensfallet, får den ett nuvärde som är lika med noll. Högst nuvärde får en frånluftsvärmepump (FLVP) tätt följt av en vätskavattenvärmepump i kombination med frånluftsventilation (alltså utan värmeåtervinning). I Figur 8 ovan syns att det blir mer energieffektivt att ha ett balanserat ventilationssystem med värmeåtervinning, men under de förutsättningar som antagits här är det alltså inte ekonomiskt lönsamt. Ur ett teoretiskt perspektiv skulle en mindre värmepump med lägre investeringskostnad ha kunnat valts då man har ett balanserat ventilationssystem jämfört med ren frånluftsventilation, men i detta fall har minsta tillgängliga värmepump valts i bägge fallen. Ett balanserat ventilationssystem med värmeåtervinning ger dock andra fördelar än ökad energieffektivitet. Det ger en större potential för flexibilitet i ett smart elnät, eftersom ett sådant hus har en större värmetröghet. Dessutom ger ett balanserat ventilationssystem en bra möjlighet för distribuering av kyld luft då borrhålet används för frikyla (se avsnitt 4.3). Inte minst kan det säkerställa att alla utrymmen blir ventilerade (oavsett eventuell fönstervädning), förbättra den termiska komforten vintertid och möjliggöra effektiv filtrering av inkommande uteluft.

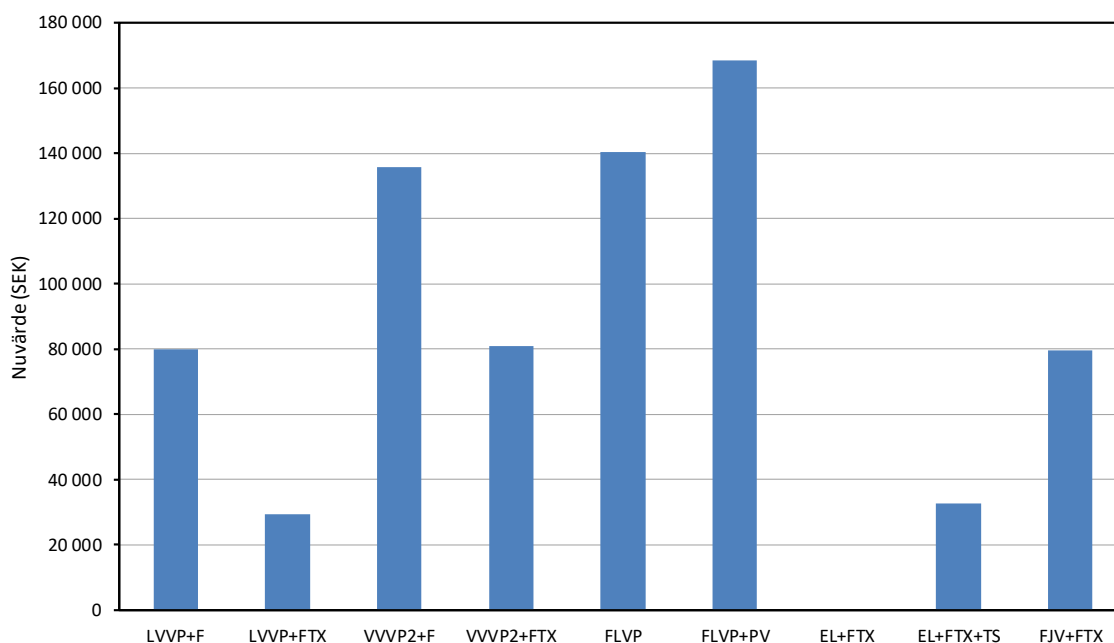
Lösningen med frånluftsvärmepump kommer ut väldigt bra när beräkningar görs för forskningsvillan i Borås, vilken är ett väldigt välisolerat hus (genomsnittligt UA-värde på ca 0,14 W/m²). Om beräkningar istället hade gjorts för ett hus med något lägre isoleringsgrad eller något större yta, hade den sannolikt tappat i nuvärde relativt de

andra uppvärmningslösningarna. Anledningen till detta är att dess värmekälla är begränsad till ventilationsluften.

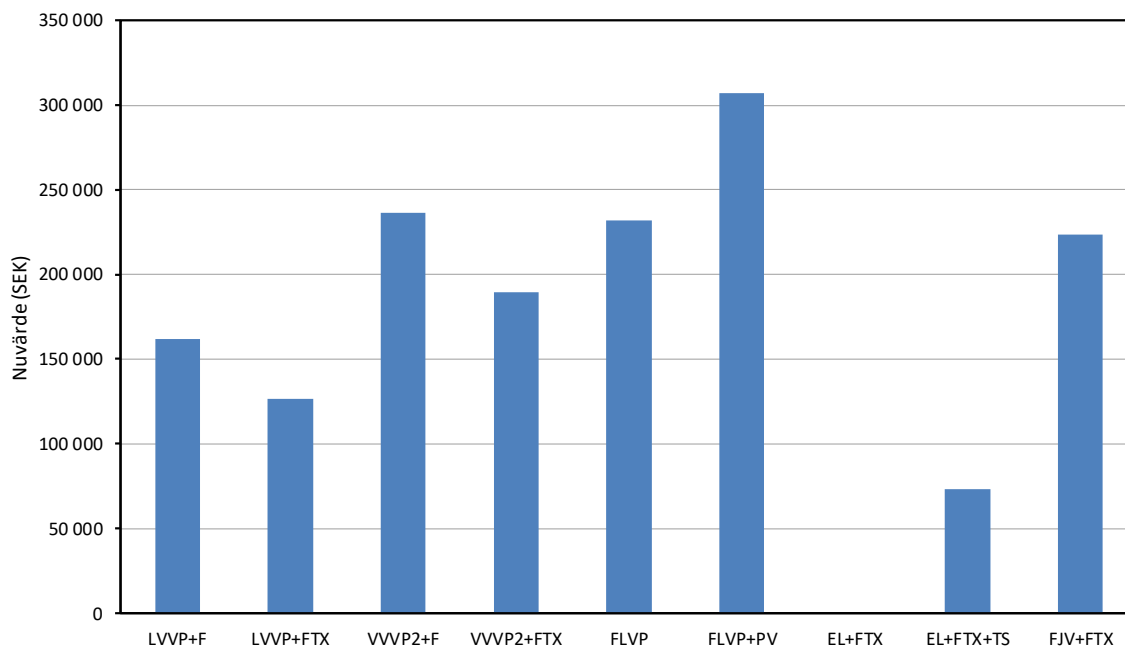
Resultat från att lägga till solceller redovisas enbart för frånluftsvärmepumpen (FLVP+PV). Det skulle även vara lönsamt att lägga till solceller för övriga värmepumpslösningar. Resultaten för solceller gäller under förutsättning att de villkor som gäller idag för investeringsbidrag och skattereduktion för såld el fortsätter att gälla, vilket givetvis inte är helt säkert.

En vätskavattenvärmepump är alltid mer lönsam ur ett livscykelerspektiv jämfört med en (ute)luftvattenvärmepump, trots att den förra innebär en högre investering. Orsaken är delvis en lägre kostnad för vätskavattenvärmepumpen vid framtida utbyte, detta då borrhålet har en mycket längre livslängd än värmepumpen. En luftvattenvärmepump är dock ett bra alternativ i de fall det inte är möjligt eller önskvärt att borra.

Den antagna elprisökningen är en osäker parameter i denna jämförelse. Därför har även beräkningar gjorts med en antagen elprisökning på 6% per år istället för 3% per år, vilket var ursprungsantagandet. Resultaten för detta redovisas i 10 nedan och visar att nuvärdet för investeringarna ökar väsentligt, det blir alltså mycket mer lönsamt att investera i ett värmepumpssystem. Den inbördes skillnaden mellan de olika värmepumpslösningarna minskar också, detta då investeringskostnaderna får en mindre betydelse jämfört med energikostnaderna.



Figur 9. Resultat från nuvärdesberäkningar på olika lösningar för uppvärmning och ventilation. Notera att ett så högt nuvärde som möjligt eftersträvas.



Figur 10. Resultat från nuvärdesberäkningar på olika lösningar för uppvärmning och ventilation. En mycket stor elprisökning på 6% per år har antagits här för att se hur den inbördes rangordningen mellan värmepumpssystemen påverkas av denna parameter. Notera att ett så högt nuvärde som möjligt eftersträvas.

Slutsatser från utvärdering av nuvärde

De slutsatser som kan dras från nuvärdesberäkningarna är

- De nyutvecklade berg(vätskavatten)värmepumparna är en mer lönsam investering än det befintliga systemet med en på/av-styrd värmepump i kombination med en extra tank
- Den nyutvecklade (ute)luftvattenvärmepumpen får inte lika högt nuvärde som bergvärmepumparna, framförallt pga dess kortare livstid, men även till viss del pga dess effektivitet. Den är dock ett bra alternativ då det ej är önskvärt att borra
- En av de mest lönsamma investeringarna i denna jämförelse är en varvtalstyrd frånluftvärmepump. För ett något mindre välisolerat hus än RISE forskningsvilla hade den sannolikt inte fått lika högt nuvärde som en varvtalsstyrd bergvärmepump
- I kombination med ett värmepumpssystem lönar sig inte den extra investeringen som ett balanserat ventilationssystem med från- och tilluft samt värmeåtervinning rent ekonomiskt för ett hus som är så pass välisolerat som RISE forskningsvilla. Det är dock de mest energieffektiva lösningarna och har även andra fördelar

4.5 Sammanställning och analys av tappvarmvattenanvändning i 30 NNE-byggnader (lokaler, flerfamiljshus, småhus) inom Kontrollstation 2015

I denna projektdel skulle en sammanställning och analys göras av mätdata för 30 NNE-byggnader som var med i Energimyndighetens projekt "Kontrollstation 2015", för att skapa bättre underlag av hur tappvarmvattenanvändningen ser ut i förhållande till det totala uppvärmningsbehovet, hur tapp-profilerna ser ut etc.

Innan projektansökan skickades in gjordes en avstämning av projektägaren till Kontrollstation 2015 och SP (nuvarande RISE) fick löfte om att få tillgång till och använda resultaten från Kontrollstation 2015. Denna projektdel var en mindre del av projektet som skulle ha gjorts under Q2 och Q3 2016 enligt den ursprungliga tidplanen. När SP under 2015 kontaktade Energimyndigheten för att få tillgång till mätdata, fick vi reda på att de inte kunde ge SP tillgång till denna data. Beslutet skulle dock kunna överklagas, men först efter att projektet var slutfört. Detta kunde därför inte ske förrän i slutet av 2017.

Då det var tänkt att denna del skulle leda till input till del 6 som skulle löpa under hela 2016 och 2017, fick del 3 betydligt mindre värde för projektet om den inte kunde genomföras förrän i slutet av projektperioden och de resurser som skulle ha lagts på denna del lades därför på övriga delar av projektet. Dessutom tog dialogen med Energimyndigheten en del resurser innan vi fick det slutliga negativa beskedet.

5 Måluppfyllelse

Det övergripande syftet med projektet var att ta fram ökade kunskaper om värmebehov och värmepumpsdrift i NNE-byggnader, innefattande

1. ökade kunskaper om hur olika driftsparametrar påverkas med ett varvtalsstyrt system jämfört med ett on-off-system, för olika typer av distributionssystem, för att på så sätt ta fram underlag om hur väl energimärkningen överensstämmer med verkligheten

2. ökade kunskaper om hur sammankopplingen med en tank påverkar driftsparametrarna för ett värmepumpssystem, för att få underlag för hur värmepumpssystem kan utvecklas för framtidens smarta nät
3. ökade kunskaper om vilka tappvarmvattenprofiler och förhållande rumsvärme/tappvarmvatten värmepumpar för NNE-hus bör utvecklas och utvärderas för
4. ökade kunskaper om hur värmepumpssystem kan integreras med husets ventilationssystem och värmeåtervinning (FTX) och hur detta påverkar olika driftsparametrar och möjligheter till frikyla

Alla de övergripande syftena med projektet har uppfyllts, förutom nr 3 om ökande kunskaper om tappvarmvattenanvändning. Detta eftersom forskarna inte kunde få ut den avsedda datan.

Målen med projektet var

- a. framtagandet av minst två prototyper av värmepump för NNE-hus baserad på delresultaten från projektet, optimerad map livscykelkostnad och med en kortare återbetalningstid än den som togs fram under föregående projekt
- b. framtagandet av en metod för prestandautvärdering i laboratorium av värmepump med samtidig rums- och tappvarmvattenvärmning som har potential att bli allmänt accepterad av både företag som säljer denna typ av produkt samt av de företag som inte gör det.
- c.

Målen med projekten har uppnåtts i och med att nya värmepumpsmodeller har tagits fram av de medverkande företagen, vilka har både bättre energiprestanda och livscykelkostnad jämfört med det värmepumpssystem som togs fram i det föregående projektet.

Projektet har därför bidragit till att följande av Effsys Expands effektmål kan uppnås:

- Tillhandahålla systemlösningar för kyla och värme som långsiktigt bidrar till att nå EUs 2050-mål
- Bidra till att värmepumpar från svensk industri drar nytta av, och uppfyller kommande krav i EUs ekodesignkrav.

6 Lärdomar

De viktigaste lärdomarna från projektet är följande

- Den mänskliga faktorn, inkluderande både brukarnas beteende och installatörens arbete, kan ha stor påverkan på energianvändningen och värmepumpssystemets prestanda.
- Fältmätningar är ofta mycket tidsödande att utvärdera och resultaten beror på flera yttre faktorer som inte är möjliga att påverka. Det är av stort värde att kunna utvärdera hur produkter och system fungerar under verkliga förhållanden i fält, men försiktighet ska vidtas när olika produkter och system jämförs med varandra i fältstudier.
- Avsevärda energibesparingar skulle sannolikt kunna göras om styrningen av de olika systemen i ett hus (värme, distribution, ventilation, ev. kyla) kopplades samman. Detta skulle också kunna minimera risken för att brukaren gör förändringar som oavsiktligt försämrar systemets prestanda. Det verkar som att ett lågenergihus' energianvändning är mer känsligt för brukarbeteende och icke optimala inställningar jämfört med ett traditionellt hus.
- De standarder som ligger till grund för Ekodesign- och energimärkningsförfordningar beskriver prestandan hos värmepumpssystem i NNE-hus relativt väl. Vissa vidareutvecklingar bör dock göras för att anpassa standarderna efter teknikutvecklingen, tex varvtalsstyrda cirkulationspumpar.
- Det är möjligt att förbättra komforten avsevärt i ett NNE-hus genom att kyla med hjälp av borrhålet och ett balanserat ventilationssystem, särskilt om man inte har möjlighet att vädra under dagtid. Detta skulle kunna motverka "myten" om att lågenergihus blir för varma sommardag.
- Det är inte alltid den mest energieffektiva lösningen är den mest gynnsamma ur ett kostnadsperspektiv för värme- och ventilationssystem i ett NNE-hus. Detta beror till stor del på kostnaden för installationerna (både material och arbete).

7 Förslag på fortsatt arbete

Resultaten från projektet visar att ämnen relevanta för fortsatt arbete är:

- Utveckling av system och metoder för att bättre samstyra de installationstekniska produkterna i ett hus, för att uppnå bättre energieffektivitet, robusthet och inomhusmiljö
- Analys och insamling av data för att öka kunskaperna om användning av tappvarmvatten, både mängd och tappprofiler

- Mätningar i fält och analys av data för produkter med både varvtalsstyrda kompressorer och pumpar för att kunna säkerställa att standarderna utvecklas för att efterlikna sådan drift på ett representativt sätt
- Utveckling av kostnadseffektiva integrerade lösningar för uppvärmning och ventilation för främst småhus, eventuellt även inkluderande frikyla
- Ytterligare nuvärdesberäkningar för hus med olika isoleringsgrad
- Energi- och nuvärdesberäkningar för kombinationer av värmepumpar och behovsstyrd ventilation
- Utveckling och utvärdering av smart styrning för värmepumpar i kombination med solceller
- Utveckling och utvärdering mer kostnadseffektiva alternativ till borrhål som värmekälla för vätskavattenvärmepumpar i NNE-hus, såsom olika markvärmelösningar

8 Referenser

BBR 24, Boverkets författningssamling, BFS 2016:13

BBR 25, Boverkets författningssamling, BFS 2017:5

BBR 2020, Remiss: Förslag till ändring i Boverkets byggregler (2011 :6) föreskrifter och allmänna råd, Diarienummer 6664/2017

EU, 2012a, COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No 244/2012, of 16 January 2012, supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements, *European Commission*

EU, 2012b, NOTICES FROM EUROPEAN UNION INSTITUTIONS, BODIES, OFFICES AND AGENCIES, EUROPEAN COMMISSION, Guidelines accompanying Commission Delegated Regulation (EU) No 244/2012 of 16 January 2012 supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements, *European Commission*

Gervind, P., Ruud, S., Petterson, U., Björkman, J., 2011, Erfarenhetsåterföring från Hamnhuset - Uppföljande mätningar av energianvändningen och termisk komfort i ett lågenergihus, *SP Rapport 2011:79*.

NEED4B, New Energy Efficient Demonstration for Buildings, <http://www.need4b.eu/>

Persson, M., Ruud, S., Benson, J., Haglund Stignor, C., Boss, A., "Heat pump systems for single family and multi family nZEB" 11th IEA Heat Pump Conference. Montreal, 2014

SIS, 2013, EN14511:2013, Luftkonditioneringsaggregat, vätskekylare och värmepumpar, med elmotordrivna kompressorer, för rumsuppvärmning och -kylning, Del 1 – 4, *SIS Swedish Standards Institute*

SIS, 2016, EN14825:2016, Luftkonditioneringsaggregat, vätskekylare och värmepumpar, med elektriskt drivna kompressorer, för rumsuppvärmning och kylning – Provning och prestanda vid dellastförhållanden, samt beräkning av säsongprestanda, *SIS Swedish Standards Institute*

SIS, 2017, Värmepumpar med elektriskt drivna kompressorer – Provningsmetoder för bestämning av prestanda och krav på märkning av värmepumpar avsedda för värmning av tappvatten, *SIS Swedish Standards Institute*

SIS, 2007, SS-EN 15459:2007 Byggnaders energiprestanda – Ekonomisk utvärdering av byggnaders energisystem, Annex A, *SIS Swedish Standards Institute*

SP, 2014, SP metod 4967-02, version 2, Energisparberäkning för vätskavatten-
värmepumpar med varvtalsstyrda kompressorer, *SP Sveriges tekniska forskningsinstitut
(numera RISE Research Institutes of Sweden)*

TMF, 2017, Beräkningshjälpmedel för beräkning av energianvändning i nybyggda
småhus enligt BBR 25 och BEN 2 (TMF_Energi_version_7-11_smh_2017-11-13.xlsx),
TMF- Trä- och Möbelföretagen

VHK for the European Commission, 2017, Review study Commission Regulation (EU)
No. 813/2013 [Ecodesign] and Commission Delegated Regulation No. (EU) No.
811/2013 (Energy Label) Task 2 (DRAFT) Market Analysis

Wemhöner, C., Kluser, R., 2014, Heat pump concepts for Nearly Zero Energy Buildings
– Interim results of IEA HPP Annex 40, *IEA Heat Pump Conference 2014*, Montreal,
KN.2.5.1.

Wemhöner, C., Afjei, T., 2006, Test procedure and seasonal performance calculation,
IEA Heat Pumps Centre

Wemhoener, C., 2016, Heat Pump Concepts for Nearly Zero-Energy Buildings:
Executive Summary, *IEA Heat Pump Centre*, HPP-AN40-SUM

Projektets vetenskapliga publikationer

Haglund Stignor, C., Gustafsson, O., Persson, J., 2018, Evaluation of Two Ground
Source Heat Pump Systems in Nearly Zero Energy Buildings, *Proceedings from Cold
Climate HVAC*, March 12-15, 2018, Kiruna, Paper No. 2124.

Även publicerad som:

Haglund Stignor, C., Gustafsson, O., Persson, J., 2018, Evaluation of Two Ground
Source Heat Pump Systems in Nearly Zero Energy Buildings In: Dennis Johansson (ed)
Cold Climate HVAC 2018. Springer International Publishing (in press)

Gustafsson, O., Haglund Stignor, C., Nakos Lantz, H., 2018, Evaluation of Two Heat Pump Systems in Nearly Zero Energy Buildings (nZEB), *Proceedings from 12th IEA Heat Pump Conference*, May 15-18, 2017, Rotterdam, P.1.3.2.

Gustafsson, O., Haglund Stignor, C., Nakos Lantz, Chen, H., Ruud, S., Persson, J., 2018, Free cooling of low energy buildings with ground source heat pump system and bidirectional ventilation, *A/VC*, September 18-19, 2018, Antibes Juan-les-Pins.

Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer

Haglund Stignor, C., Gustafsson, O., 2017, Vidareutveckling av värmepumpssystem för NNE-hus, *KYLA och Värme* 2017:3, p 26-28.

Gustafsson, O., Rubensson, K. 2017, Heat pumps in buildings with low energy demand – comparisons with a current test standard, *IEA Heat Pumping Technologies Magazine* 2017:3, p. 44-46.

Bilaga 1 Haglund Stignor m.fl. (2018)

Evaluation of Two Ground Source Heat Pump Systems in Nearly Zero Energy Buildings

Caroline Haglund Stignor¹, Ola Gustafsson¹ and Jon Persson¹

¹ RISE Research Institutes of Sweden, Box 857, 501 15 Borås, Sweden

Caroline.haglundstignor@ri.se*

Ola.gustafsson@ri.se

Jon.persson@ri.se

Abstract. In the future, most buildings will be nearly Zero Energy Buildings (nZEBs). Heat pumps are frequently used as heating system in Swedish single family buildings, but in most cases they are used in buildings with higher heating demand than the nZEBs of tomorrow. In this study, operation parameters such as heating water and brine temperatures were analyzed in real operation in two different nZEBs. The results show that the measured supply temperatures coincide in some cases well with what is described in the standard developed to be harmonized with the ecodesign and energy labelling regulations - EN14825, but in some cases they were higher. However, the brine temperatures were often considerably higher than the test conditions described in EN14825. The results also show how interconnection of a tank affects the operating parameters of a heat pump system. Another finding was that in order to reach the highest overall energy performance the heat pump and the heating system must be optimized together and not separately, which often is the case today.

Keywords: Heat pump, nZEB, Energy Labelling

Introduction

Background

The updated Energy Performance of Buildings Directive, 2010/31/EU (EPBD2) requires very low energy consumption in all newly or re-constructed buildings from year 2021 and onward. Across Europe there are a number of Nearly Zero Energy Buildings (nZEB) that meet the requirements of the EPBD2, but the concept is still in the pilot or demonstration stage according to Wemhöner and Kluser [1]. Previous research [1-3] has shown that heat pumps are an attractive solution for these buildings seen from energy point of view. Also, in these buildings heat pumps are often used because of the flexibility they offer - they allow for greater freedom in designing the building envelope, since nZEB definitions are in many cases based on bought energy, and they can provide both room heating/cooling and domestic water heating[2,3]. Moreover, heat pumps can be effectively linked to various heat sources and sinks and they can provide load balancing in a future smart grid. Wemhöner and Kluser [1] concluded that heat pumps are both an energy-efficient and cost-effective system technology for nZEBs. However, one conclusion from the same study was that there are no commercially available products that are of the right capacity. It was shown by Persson et al. [2] that a liquid/water heat pump was the most efficient heating option from both an energy and cost perspective in a nZEB under Swedish circumstances. Since the total heating demand in the nZEB is small, the cost of the heat pump system can not be too high for the system to have a competitive LCC. A heat pump system in combination with some form of heat storage is also an attractive alternative in future smart energy systems where intermittent renewable energy sources (e.g. wind and solar) are becoming more common. Therefore it is very important to increase the

knowledge of how the heat pump's operating parameters (e.g. flow temperature, brine temperature, efficiency etc.) in actual operation in a nZEB are affected by speed control, by the connected storage tank, the choice of heating system etc.

Heat pumps are frequently used as heating system in Swedish single family buildings, but in most cases they are used in buildings with higher heating demand than the nZEBs of tomorrow. In the European Union there are mandatory eco-design and energy label requirements for heat pumps for hydronic heating systems from 2015. These requirements will have a large influence on the design of heat pump systems. Due to these reasons we should learn more about real operation conditions for heat pumps in nZEBs. This is important, first of all to be able to optimize the design of such heat pump system, but also to know how well their operation is reflected by the performance data for the labelling, in order to be able to influence a revision of the regulations if so needed.

Scope

The scope of this study was to:

- increase the knowledge of how different operation parameters are affected by the type of control (inverter-controlled compared with on-off), the different types of distribution system, to thereby provide data on how well the energy label correspond to reality for a heat pump in a nZEB building
- increase the knowledge of how the interconnection of a tank affects the operating parameters of a heat pump system, in order to obtain data for guiding how heat pump systems can be developed for future smart grids and use of electricity produced on-site (since the latter is important for nZEB definitions in several countries)

Method

Evaluated Objects

This study is based on evaluation of two different heat pump systems in two almost identical nZEBs in Sweden. One of the heat pump systems consists of an on/off controlled heat pump with an extra storage tank (see Fig 1) and the other nZEB has a heating system with an inverter controlled heat pump. More information about the houses and their heating systems is found in Table 1.

Table 1. Technical information about the two different nZEBs and their heating systems evaluated in this study

Place	Borås	Varberg
Size	<ul style="list-style-type: none"> • 166 m², 22 kWh/m²/yr (projected space heating and DHW demand) 	<ul style="list-style-type: none"> • 166 m², 20 kWh/m²/yr (projected space heating and DHW demand)
Ventilation	<ul style="list-style-type: none"> • Balanced ventilation system with heat recovery 	<ul style="list-style-type: none"> • Balanced ventilation system with heat recovery
Heating source	<ul style="list-style-type: none"> • Ground source heat pump (4.5 kW, on/off controlled) • Storage tank 150l. • Borehole 90 m (81m active) • Dimensioning temperature: 0°C 	<ul style="list-style-type: none"> • Ground source heat pump (6 kW, inverter controlled) • Borehole 90 m (71m active) • Dimensioning temperature: 0°C
Heating system ^a	<ul style="list-style-type: none"> • Floor heating on upper and 1st floors • Dimension temperature: 36°C at dimensioning outdoor winter temperature 	<ul style="list-style-type: none"> • Low temperature radiators, upper floor • Floor heating, 1st floor
Solar	<ul style="list-style-type: none"> • PV-panels 3000 kWh/yr 	<ul style="list-style-type: none"> • PV-panels 3000 kWh/yr
Habitants	<ul style="list-style-type: none"> • Simulated family 	<ul style="list-style-type: none"> • Real family

^aControlled by an outdoor sensor and selected heat curves

Measurement Plan and Equipment

Operation parameters such as heating water temperatures, brine temperatures, heating water flow, electric power and outdoor temperature were analyzed in real operation in the two different nZEBs. Sensor type used for each parameter and the estimated expanded measurements uncertainty for the corresponding parameter (including sensor accuracy, sensor mounting, sensor stability, etc) is listed in Table 2 below, together with expanded uncertainties for calculated parameters.

The results from the two systems were compared to see differences and similarities of the systems with an inverter controlled heat pump and a system with on/off controlled heat pump. The relevant measurement equipment is shown in Figure 1 including schematic representation of placement of flow meters and temperature sensors. This study presents data evaluated over measurement periods of a year but also presents some examples of specific time events (from hours to days) to show upon cases where the differences of the systems becomes clear.

Table 2. Technical information about the different measurement parameters

Parameter	Sensor type	Expanded measurement uncertainty
Supply temperature, heat pump to tank, $t_{w,hp-tank}$	Pt100 ^a	±0.5K
Return temperature, tank to heat pump, $t_{w,tank-hp}$	Pt100 ^a	±0.5K
Supply temperature to heating system, $t_{w,s,hs}$	Pt100 ^a	±0.5K
Return temperature from heating system, $t_{w,r,hs}$	Pt100 ^a	±0.5K
Brine temperature out from heat pump, $t_{b,out}$	Pt100 ^b	±0.5K/±1.0K
Brine temperature in to heat pump, $t_{b,in}$	Pt100 ^b	±0.5K/±1.0K
Heating water flow rate, heating system, q_{hs}	Armatec AT7500C	±1%
Electric power used by heat pump system, P_{hps}	Velleman EMDIN03 kWh meter	<±4%
Outdoor temperature, $t_{outdoor}$	Pt100	±1.0K
Specific heat, c_p	Tabulated value	<±0.5%
Density, ρ	Tabulated values	<±0.1%
Cold water temperature $t_{w,DHW,c}$	Pt500	±0.5K
Hot water temperature $t_{w,DHW,h}$	Pt500	±0.5K
Domestic hot water flow, q_{DHW}	Armatec AT7080	±1%
Heat losses, water tanks, Q_{losses}	Estimated value	±20%

^aThe Pt100 sensors were placed in thermowells to obtain lowest possible measurement uncertainty

^bIn the research villa in Borås there were both sensors placed in thermowells as well as surface mounted sensors. In the villa in Varberg, there were only surface mounted sensors.

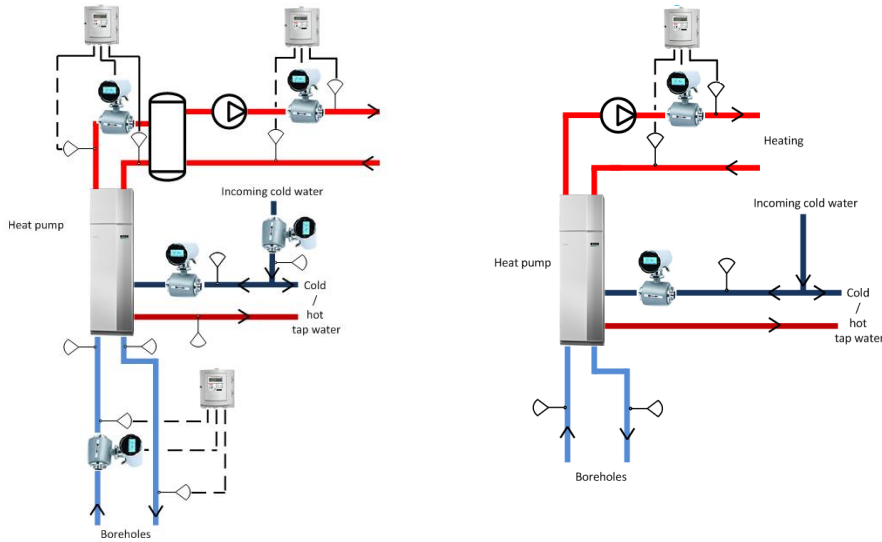


Fig 1. Schematics of the measurement equipment in the two heating systems. To the left the system with an on/off heat pump and an extra storage tank is shown (Borås). On the right the system with the inverter controlled heat pump is shown (Varberg).

For the heating system with the on/off heat pump the supply temperature to the tank was also compared to the supply temperature out to the floor heating system to evaluate the efficiency impact of an extra storage tank and the on-off operation.

The evaluation done in this study is based on measurements performed from May 2015 to the April 2016 for the research villa in Borås and from March 2016 to February 2017 for the villa in Varberg. The reason for differing evaluation periods is that the houses were completed at different times. Even though the houses in many ways are identical, there are differing circumstances. First of all, the Varberg villa is placed in a somewhat milder climate. The yearly average climate is 8.0°C compared to 6.6°C in Borås according to SVEBY [4]. But the largest difference is that there is a real family living in the Varberg villa, while it is a simulated one in the research villa in Borås. During the evaluated periods this has resulted in large differences in ventilation air flow (by choice) and use of domestic hot water. Nevertheless, since the heating systems have many similarities the study still offers many interesting comparisons.

Results and Discussion

In figure 2 and figure 3 the heating demand for space heating and domestic hot water is shown together with the electric power consumption for the two houses. Also the average “SCOP” per month is shown. SCOP (system COP) is calculated according to equation 1 below.

$$SCOP = \frac{\sum((t_{w,s,hs} - t_{w,r,hs}) \cdot q_{hs} \cdot c_p \cdot \rho + (t_{w,DHW,h} - t_{w,DHW,c}) \cdot q_{DHW} \cdot c_p \cdot \rho) + Q_{losses}}{\sum P_{hps}} \quad (1)$$

As can be seen the SCOP is relatively stable throughout the heating season in both nZEB houses (Fig 2 and Fig 3) and is only lower during the summer months when the heating demand is very low. The bars for DHW energy include the losses from the DHW tank, Q_{losses} during the months with heating demand and for those months the losses have been included in the SCOP. However, during the months with very low heating demand (May-August), the losses have not been included in the SCOP, since they have been considered as not useful (and for those months they are neither included in the bars for DHW energy). The domestic hot water use varies over the year in the

Varberg house, but only moderately. In the research villa in Borås the domestic hot water consumption is very low (almost only losses). Losses is not measured, due to difficulties in installing sensors for that, but is instead based on manufacturer data. It constitutes 5-10% of the total, so even if the uncertainty for the value itself is high, it has small effect on the overall uncertainty.

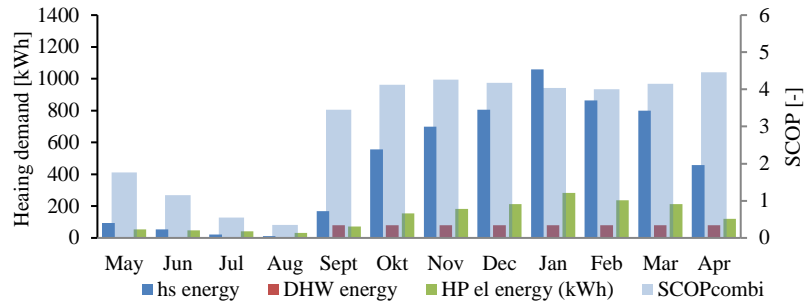


Fig. 2. Measured heating demand and electric power (left axis) and average SCOP per month (right axis) for combined operation in the research villa in Borås. The electricity to the heating system water pump is not included.

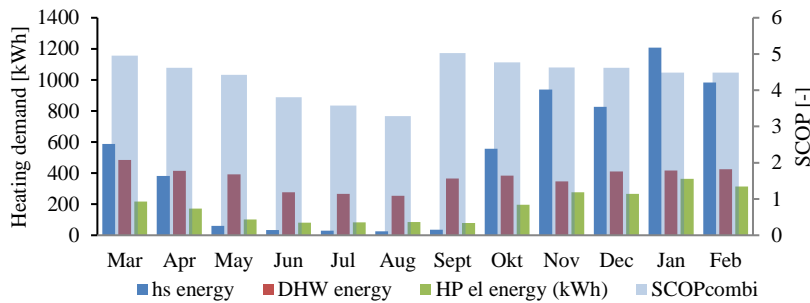


Fig. 3. Measured heating demand and electric power (left axis) and average SCOP per month (right axis) for combined operation in the villa in Varberg.

In figure 4 the space heating demand is plotted versus outdoor temperature (the measurement interval is 5 minutes and all values have been backwards averaged for a 24 hour period to reduce the scatter in the graph. The same apply for Figure 5). As can be seen there were no days that are as cold as the coldest hours of the cold climate defined in EN14825, -22°C during the evaluation periods. The heat demand scatter is relatively large in the Borås villa. However, in the Varberg villa, where there is a real family living in the house, the scatter is much larger. The data points that spread the most are probably a result of adjustments in heating settings made by the family. What also can be seen is that the space heating demand is larger in the Varberg villa compared to the Borås villa, it varies around 55 kWh/day compared to 35 kWh per day at an outdoor temperature of 0°C , which is due to a higher ventilation air flow (compared to what is stated as minimum constant value in the building regulations) was selected by the family living in the house (observed by monitoring the fan power). The space heating demand approaches zero around an outdoor temperature of 14°C , which is lower compared to the standard EN14825 [5] which assumes heating demand up to 16°C , which is the calculation standard that the ecodesign and energy labelling regulations are based on.

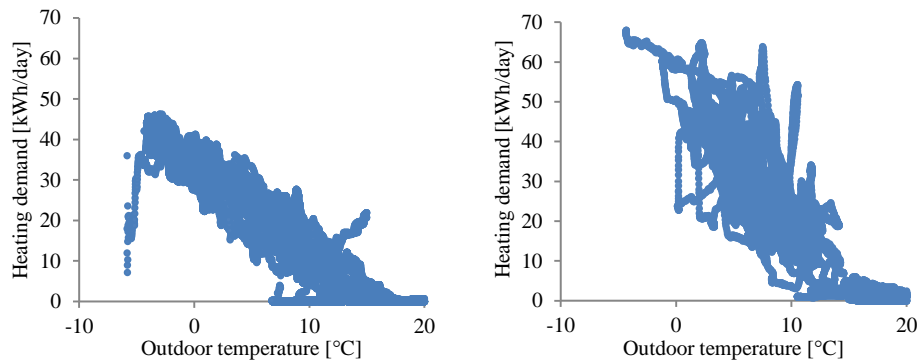


Fig. 4. Space heating demand for the research villa in Borås (left) and in the villa in Varberg (right) as a function of outdoor temperature.

In figure 5 the supply water temperatures for the two houses are displayed as a function of outdoor temperature. In the left graph there are two sets of values. The upper one is the temperature of the water that is flowing from the heat pump to the tank (see figure 1 for schematic drawing) and the lower set of values are the temperature of the water from the tank out to the (floor heating) system. This is partly due to the on-off operation of the heat pump, which forces the heat pump to operate at a higher temperature during its on-periods to compensate for that there is no temperature-lift at all during its off periods (see also Figure 6) . In addition, it is partly due to some extent of mixing in and losses from the tank. In the inverter controlled heat pump system there is no tank and hence only one set of values are shown. The large temperature deviation between the two villas is because different heating systems are used in the houses. In the Borås villa floor heating is used on both floors and in the Varberg villa radiators are used on the upper floor which need a higher supply temperature. The lines in the graphs represent the heating curves in EN14825 [5]. In the Borås house with the on/off controlled heat pump the supply temperature to the heating system coincides well EN14825 heating curve for a cold climate and a low temperature application. In the standard there is an equation correcting for that the heat pump work at a higher supply temperature during the on-periods, so performance data are taken from these higher temperatures when SCOP is calculated, which seems to be adequate according the measurements. In the Varberg house with the inverter controlled heat pump the heating curve coincides with the EN14825 heating curve for a cold climate and a medium temperature application for the colder part of the measurement period (except for some scatter), but is higher at the higher outdoor temperatures measured values are higher. The reason is probably that the heat pump system has a variable liquid flow operation and lowers the flow rate at lower capacity and the heating curve of the standard assumes constant liquid flow.

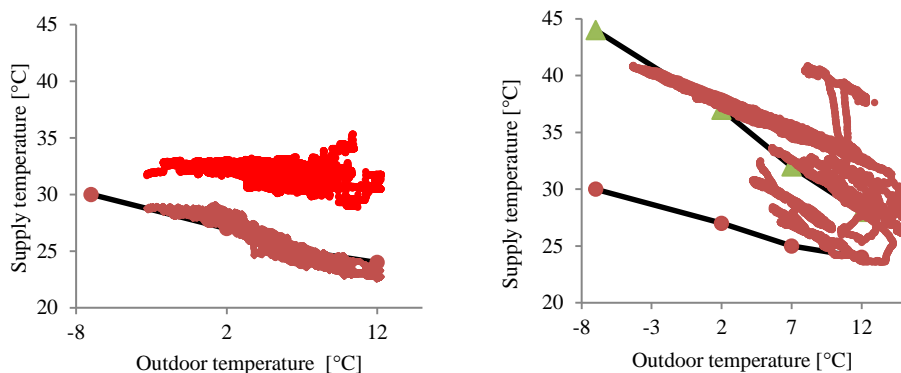


Fig 5. Heating curves, i.e. supply temperatures (to heating system and to space heating water tank) for the research villa in Borås (left) and the supply temperature to the heating system in the villa in Varberg (right) as a function of outdoor temperature. Also heating curves as described in EN14825 at cold climate and low and medium temperature application is shown.

Figure 6 shows the on-off operation in detail for one operation cycle. As can be seen the supply temperature from the heat pump to the tank is somewhat higher than the temperature of the water that is leaving the tank out to the heating system during. The difference is shown in detail by the green dotted line and the average difference is 1.2 K. The fluctuations in the difference coincide with fluctuations in the return temperature from the heating system, which probably in turn is caused by closing and opening of the room thermostat valves. During the complete cycle, the average temperature out to the heating system was 28.8°C while the average temperature from the heat pump to the tank was 31.9°C, which means that the heat pump has to work at 3.1 K higher temperature compared to what is delivered to the heating system.

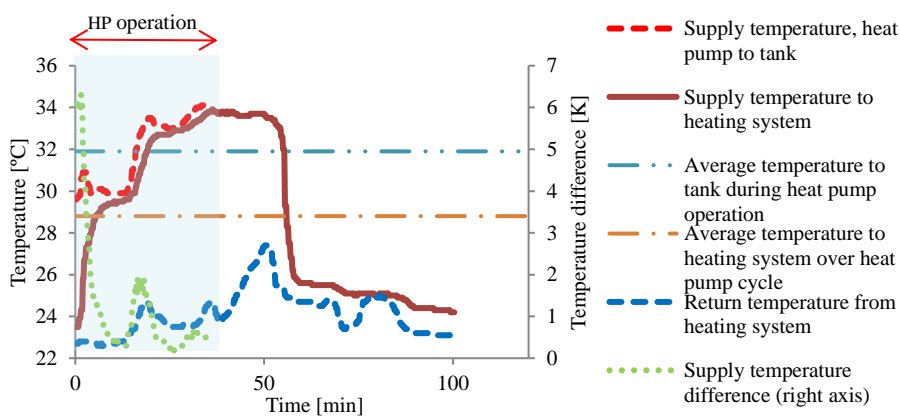


Fig 6. Supply (and return) temperatures to the tank and to the heating system during an on-off cycle in the research villa in Borås (left) during a period with an outdoor temperature of 2°C.

Figure 7 below shows two on-off cycles. The measured temperatures out from the heat pump and out from the tank, measured every 5 minutes, is displayed together with the inlet brine temperature to the heat pump. In addition, the instantaneous measured COP value, the “Carnot” COP and the ratio between those two COP values are shown. As can be seen, the measured COP seems to be instantaneously related to the temperatures of the outgoing heating water and incoming brine. Therefore, it would be beneficial for the efficiency of the heat pump system if the variations of the temperatures of the flows could be dampened. This proves that the heat pump and the heating system should be optimized together and not separately, which often is the case today.

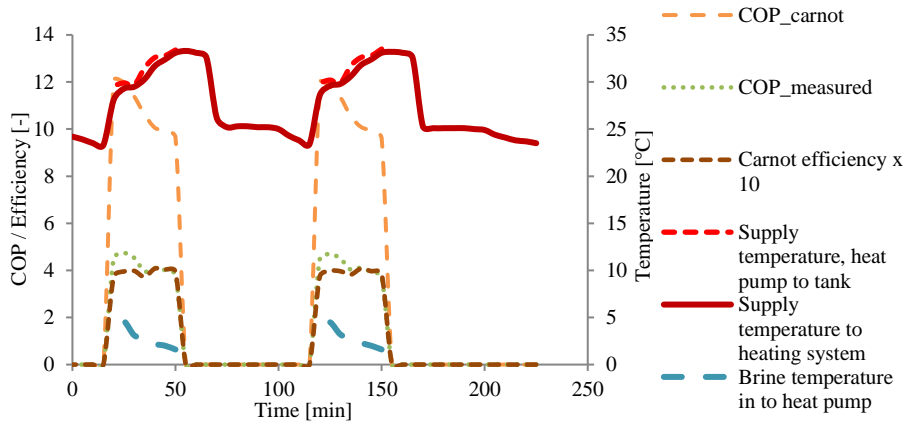


Fig. 7. Supply temperatures to the tank and to the heating system, brine inlet temperature to the heat pump (right axis) and different Coefficients of Performance (COP) and the ratio of these during on-off cycles (left axis) in the research villa in Borås during a period with an outdoor temperature of 2.5°C.

Fig 8 below shows the measured inlet brine temperature to the heat pump in the Varberg house during one year (the measurement interval is 15 minutes and all values have been backwards averaged for a 24 hour period to reduce the scatter in the graph and the same apply for Figure 9). In EN 14825 heat pumps are tested at an inlet temperature of 0°C and as can be seen, so low temperature was never measured during the whole year. The consequence of this is that the efficiency displayed on the energy label is underestimated.

In the Borås house, the brine temperature was only measured during the last part of the evaluation period and in Fig 9 a comparison is made. Since the heating demand of the houses differed the inlet brine temperature is plotted versus electric power input to the heat pump. The on-off system has approximately 1K lower brine temperature than the other system. Considering that the borehole with the on-off heat pump has been in operation for one more heating season, this difference can be considered as small.

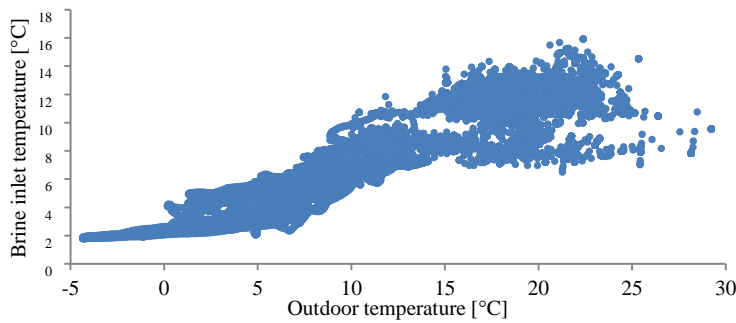


Fig. 8 Brine inlet temperatures during on-periods of the operation cycle in the villa in Varberg as a function of outdoor temperature. Data from March 2016 to February 2017.

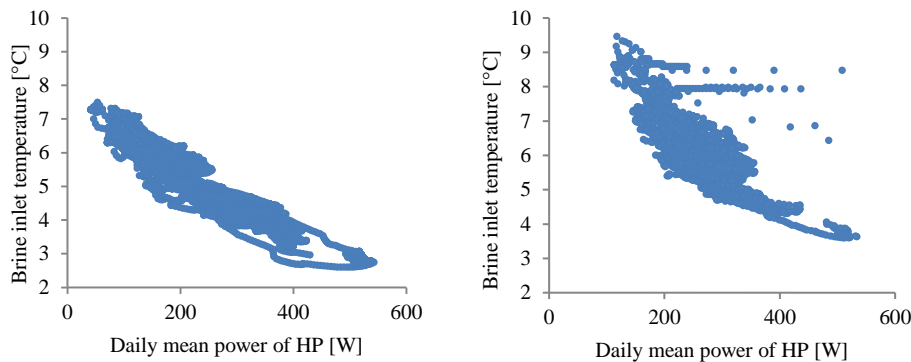


Fig. 9. Brine inlet temperatures during on-periods of the operation cycle in the research villa in Borås (left) and in the villa in Varberg (right) as a function of daily mean power input to the heat pump. Data from 15th of February 2016 to 4th of May 2016.

Conclusions

- The brine temperatures were often considerably higher than the test conditions described in EN14825 in the evaluated nZEB-buildings.
- On-off control and a tank in the system results in higher working temperatures for the heat pump compared to variable capacity control which must be accounted for when calculating projected use of energy, especially in “oversized” heat pumps in houses with low energy demand.
- The heating curves of the standard EN14825 coincide well with the measurements except for variable capacity and flow control in combination with low heating demand.
- The heat pump and the heating system should be optimized together for best overall efficiency

References

1. C. Wemhöner, R. Kluser, Heat pump concepts for Nearly Zero Energy Buildings – *Interim results of IEA HPP Annex 40*, IEA Heat Pump Conference 2014, Montreal, 2014
2. Persson, M., Ruud, S., Benson, J., Haglund Stignor, C., Boss, A., “*Heat pump systems for single family and multi family nZEB*” 11th IEA Heat Pump Conference. Montreal, 2014

3. Wemhoener, C., Heat Pump Concepts for Nearly Zero-Energy Buildings: Executive Summary, IEA Heat Pump Centre, HPP-AN40-SUM, 2016
4. SVEBY Homepage, <http://www.sveby.org/>, last accessed 2017/09/01
5. EN 14825:2016. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance, CEN

Acknowledgement

The study has been funded by the Swedish Energy Agency (through the research program EffsysExpand), Bosch Thermoteknik, Danfoss Heat Pumps, NIBE, Skanska and TMF companies and they are all kindly acknowledged.

Bilaga 2 Provmetod

Method for evaluation of combined Seasonal Performance Factor, $SCOP_{combined}$, for heat pumps for both space and domestic hot water heating working either in alternating mode or simultaneous mode

Introduction

This is a method developed by RISE together with the project partners within the project “Further development of heat pump systems for NZEBs” performed within the research programme Effsys Expand, funded by the Swedish Energy Agency.

1. Scope

This test method can be applied for ground source combination heat pumps that provide both space heating and domestic hot water heating. The test method and calculations can be applied both for heat pumps alternating between space heating and domestic hot water heating, and heat pumps with simultaneous heating of space heating and domestic hot water.

2. References

EN14511:2018

EN16147:2017

EN14825:2016

3. Definitions

Definitions according to EN14511, EN148253 and EN16147.

Complementary definitions:

$COP_{combined,alternating,i}$	Calculated coefficient of performance for alternating production of space heating and domestic hot water heating, for test point i
$COP_{combined,measured,i}$	Measured coefficient of performance for simultaneous production of space heating and domestic hot water heating, for test point i
$f_{simultaneous,i}$	Improvement factor for simultaneous production of space heating and domestic hot water heating instead of alternating production, for test point i
$SCOP_{combined}$	Seasonal coefficient of performance for production of both space heating and domestic hot water

4. Conditions and tolerances

Test conditions, tolerances and uncertainties should be according to EN14511 and EN16147

For heat pumps that should be tested according to Chapter 5.3, the temperature in the domestic hot water tank should be measured, by mounting 10 thermocouples evenly distributed from the bottom of the tank to the top of the tank.

5. Test methods

5.1 Space heating performance test

Space heating test should be performed according to chosen temperature applications and climates in EN14825.

Values to be stated: P_{designh} and T_{biv} , as well as $P_{\text{h}}(i)$, and $\text{COP}(i)$ for test points A-F. Also the electricity consumption during compressor off state should be stated. In addition maximum capacities for the heat pump for 35°C and 55°C outlet temperature should be declared.

Note that the $\text{COP}(i)$ should be degraded with the CC-factor according to eq. 14 in EN14825.

5.2 Domestic hot water performance test

Domestic hot water performance should be tested according to the chosen load profile in EN16147.

Values to be stated: Reference tapping cycle, COP_{DHW} and P_{es}

5.3 Test methods for heat pumps with simultaneous production of space heating and domestic hot water test

This chapter only applies for heat pumps with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating.

For heat pumps with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating, additional test should be made according to this chapter.

5.3.1 Tests of for simultaneous production of space heating and domestic water heating.

The heat pump shall be delivering space heating according to the test points in Chapter 5.1. At the same time withdrawals of domestic hot water shall made according to the tapping pattern in Chapter 5.2. The test starts at time 00:00, and the first tapping is made at 07:00. The tests shall last for exactly 24 hours. If the 2°C target mentioned below “Domestic hot water” is not reached, the test should be prolonged with another 24 hours. This should be done until the desired temperature difference is reached. Tests should be made for corresponding test points A-E in Chapter 5.1.

Space heating

The P_{designh} and the flow rates and the circulation pumps settings for both the warm heat transfer media and the cold heat transfer media should be the same as in the performance tests in Chapter 5.1.

For the test points where the heat pump’s heating capacity is higher than what is required, the outlet temperature during the performance test should corrected according to eq. 15 in EN 14825.

The space heating demand for 24 hours should be calculated for each test point in Chapter 5.1. To simulate real behaviour of the heat pump, the space heating demand should be divided into time periods of 2 hours. The delivered space heating energy should be measured during the test. If the capacity of the heat pump is higher than required, and the energy demand for the time period is reached before the end of the 2 hours, the space heating function of the heat pump shall be switched off until the beginning of a new time period. The heat pump should still be allowed to produce domestic hot water.

Domestic hot water

The load profile used should be the load profile chosen in Chapter 5.2.

The temperature in the domestic hot water tank should be monitored using thermocouples mounted on the tank, please see Chapter 4. The mean temperature in the tank should be calculated. If the mean temperature in the tank differs more than 2°C from the beginning to the end of the 24 hours, the test shall be continued with another 24 hours, until the 2°C target is reached.

5.3.2 Evaluation of measurement

$Q_{h,space\ heating}$ is the measured space heating energy delivered during the test, expressed in kWh. It should be corrected for circulation pumps according to EN14511.

$Q_{h\ domestic\ hot\ water}$ is the measured domestic hot water energy delivered during the test, expressed in kWh. It should be corrected for additional electricity according to EN16147. $Q_{h\ domestic\ hot\ water}$ is equal to Q_{TC} in EN16147.

W_e is the measured total electricity consumption during the test, expressed in kWh. It should be corrected for circulation pumps according to EN14511, and with additional electricity according to EN16147.

5.3.3 $COP_{combined, measured}$

A combined COP for both space heating and domestic hot water heating should be calculated as follows for test points A-E:

$$COP_{combined,measured,i} = \frac{Q_{h,space\ heating,i} + Q_{h,domestic\ hot\ water,i}}{W_{e,i}} \quad (\text{eq. 1})$$

6. Calculations

6.1 $COP_{combined, alternating}$ and improvement factor

This chapter only applies for heat pumps with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating.

For each test point A-E, a $COP_{combined, alternating}$ should be calculated and compared to $COP_{combined, measured}$ in order to calculate the improvement factor.

$$COP_{combined,alternating,i} = \frac{Q_{h,space\ heating,i} + Q_{h,domestic\ hot\ water}}{\left(\frac{Q_{h,space\ heating,i}}{COP_{space\ heating,i}} + \frac{Q_{h,domestic\ hot\ water}}{COP_{DHW}} \right)} \quad (\text{eq. 2})$$

Where

i is test point A-E

$Q_{h,space\ heating,i}$ is the space heating delivered during the test with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating for test point i according to Chapter 5.3

$COP_{space\ heating,i}$ is the COP for test point i at the given $P_{designh}$, climate and temperature application, as measured in Chapter 5.1. The $COP_{space\ heating,i}$ should be degraded with the CC-factor according to eq 14 in EN14825.

$Q_{h,domestic\ hot\ water}$ is the domestic hot water delivered during the test with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating for test point i according to Chapter 5.3

COP_{DHW} is the COP for domestic hot water production for the chosen load profile, according to Chapter 5.2

For each test point A-E, an improvement factor for simultaneous production should be calculated as:

$$f_{simultaneous,i} = \frac{COP_{combined,measured,i}}{COP_{combined,alternating,i}} \quad (\text{eq. 3})$$

Where

i is test point A-E

$COP_{combined,measured,i}$ is the COP for simultaneous production of space heating and domestic hot water heating from the measurements in Chapter 5.3

$COP_{combined,alternating,i}$ is the COP for alternating production of space heating and domestic hot water heating calculated above

For heat pumps with no simultaneous production of space heating and domestic hot water, $f_{simultaneous}$ is set to 1.

6.2 Calculations of SCOP combined

A combined SCOP for both space heating and domestic hot water heating, $SCOP_{combined}$ should be calculated as follows:

- The calculation procedure follows the calculation procedure in EN14825, using bins with a given outdoor temperature.
- Domestic hot water is added. The demand of the hot water for each bin temperature is calculated as $Q_{ref}/24 \cdot h_j$, where h_j is the amount of hours occurring with the given outdoor temperature
- The heat losses from the hot water storage tank is assumed to decrease the heat demand of the house, and is assumed to be $P_{es} \cdot COP_{DHW}$
- The simultaneous factor is in the calculations increasing both the COP of the space heating and COP of the domestic hot water heating
- During the hours of summer, the heat pump is assumed to produce domestic hot water
- No auxiliary power for thermostat off mode or off mode is added, since the heat pump operates in domestic hot water mode during the summer.
- The heat pump is assumed to prioritize domestic hot water, and any supplementary heat from an electric back-up heater is assumed to be added on the space heating.

- $f_{simultaneous,i}$ is interpolated for the bins where it is not tested. $f_{simultaneous,i}$ is set to 1 at outdoor temperature 16°C.

A $SCOP_{combined}$ for both space heating and domestic hot water heating is calculated as follows:

$$SCOP_{combined} = \frac{Q_{h,SH} + Q_{h,DHW}}{W_{e,SH} + W_{e,DHW}} \quad (\text{eq. 4})$$

Where:

$Q_{h,SH}$ is the reference annual space heating demand, expressed in kWh

$Q_{h,DHW}$ is the annual domestic hot water demand, expressed in kWh

$W_{e,SH}$ is the annual electricity demand for space heating production, expressed in kWh

$W_{e,DHW}$ is the annual electricity demand for domestic hot water production, expressed in kWh

$$SCOP_{combined} = \frac{P_{design,h,space\ heating} \cdot H_{HE} + Q_{ref,DHW} \cdot 365}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{P_h(T_j) - elbu(T_j) - P_{es} \cdot COP_{DHW}}{COP_{bin}(T_j) \cdot f_{simultaneous,j}} + elbu(T_j) \right) + \sum_{j=1}^{n+1} h_j \cdot \left(\frac{Q_{ref,DHW}/24}{COP_{DHW} \cdot f_{simultaneous,j}} \right)}$$

(eq. 5)

Please note that an extra bin, n+1, is added for the domestic hot water, representing the summertime hours with no space heating demand. The number of hours for the extra bin is calculated as:

$$h_{n+1} = 8760 - \sum_{j=1}^n h_j$$

Where:

h_j , $P_{design,h,space\ heating}$, H_{HE} , $P_h(T_j)$, $elbu(T_j)$, and $COP_{bin}(T_j)$ are defined according to EN14825. Note that when $elbu(T_j)$ is calculated, the decrease in the space heating capacity of the heat pump because of domestic hot water production should be taken into regard.

P_{es} and COP_{DHW} are defined according to EN16147

$Q_{ref,DHW}$ is reference energy content in the tapping cycle chosen in Chapter 5.2 according to EN16147.

$f_{simultaneous,j}$ is defined according to Chapter 6.1

Appendix 1. Example, brine to water heat pump with simultaneous production of space heating and domestic hot water heating

Space heating settings:

Climate: Cold

Temperature application: Low

$P_{designh}$: 10kW

T_{biv} : -20C

Heat pump characteristics:

Variable temperature outlet

Fixed flow

Fixed speed compressor

Maximum capacity at 55C: 9 kW

Maximum capacity at 35C: 9.5 kW

Electricity consumption in compressor off state: 10W

Domestic hot water settings:

Tapping cycle L

Table 1 Results from space heating tests according to Chapter 5.1. Cold climate, low temperature application. $P_{designh}=10\text{ kW}$.

Test point	Part-load ratio %	Indoor heat exchanger, outlet temperatures (variable outlet) ^a °C	Part load ratio (kW)	$P_{h, \text{space heating}}$ measured	COP at capacity test	COP at part load according to eq 14 in EN14825
A	61	30	6.05	9.6	4.9	4.89
B	37	27	3.68	9.7	5.2	5.15
C	24	25	2.37	9.8	5.4	5.31
D	11	24	1.05	9.8	5.4	5.16
E	100	35	10.0	9.5	4.5	4.50
F	95	34	9.47	9.5	4.6	4.60

^a Note that if the capacity of the heat pump is higher than the required part load ratio for the house, the outlet temperature during the capacity test should be adjusted according to eq.21 in EN14825:2016.

Table 2 Results from domestic hot water test according to Chapter 5.2

COP_{DHW}	2.50
P_{es} (W)	40

Table 3. Simultaneous production of space heating and domestic hot water. Cold climate, low temperature application, tapping cycle L. $P_{designh}=10$ kW.

Test point	Part - load ratio %	Indoor heat exchanger , outlet temperatures (variable outlet) ^a °C	Part load ratio (kW)	24 h:s space heating demand (kWh)	24 h:s domestic hot water demand, (kWh)	Measured				Calculated	
						$Q_{h, \text{space heating, i}}$	$Q_{h, \text{domestic hot water, i}}$	$W_{e,i}$	COP combined, measured	COP combined, alternating	f, simultaneous
A comb	61	30	6.05	145.3	11.655	147.00	11.70	32.80	4.84	4.56	1.06
B comb	37	27	3.68	88.4	11.655	92.00	11.68	21.90	4.73	4.60	1.03
C comb	24	25	2.37	56.8	11.655	60.00	11.73	15.90	4.51	4.48	1.01
D comb	11	24	1.05	25.3	11.655	24.00	11.70	9.20	3.88	3.83	1.01
E comb	100	35	10.0	240.0	11.655	216.00	11.71	51.00	4.46	4.32	1.03
F comb	95	34	9.47	227.4	11.655	220.00	11.69	50.30	4.61	4.41	1.04

^a Note that if the capacity of the heat pump is higher than the required part load ratio for the house, the outlet temperature during the capacity test should be adjusted according to eq.21 in EN14825:2016.

Bilaga 3 Gustafsson m.fl. (2018)

FREE COOLING OF LOW ENERGY BUILDINGS WITH GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM AND BIDIRECTIONAL VENTILATION

Ola Gustafsson*, Caroline Haglund Stignor, Huijuan Chen, Svein Ruud and Jon Persson

*RISE Research Institutes of Sweden
Box 857 SE-50115, Borås, Sweden
Corresponding author: ola.gustafsson@ri.se

ABSTRACT

Earlier field measurements in Low Energy Buildings have shown that excess temperatures can easily occur during summertime in well-insulated houses, also in northern part of Europe. If a ground source heat pump is used for heating and there is a bidirectional ventilation system, the borehole can be used for free cooling in summertime and the chilled air can be distributed by the ventilation system. In this study, a simulation of a single family nZEB located in the Swedish city Gothenburg was conducted. Several different cases investigating the effect of window opening, ventilation air flow rate and installation of a free cooling system was simulated. As expected, the simulation showed that an increase of the ventilation flow and opening of windows can be efficient means to increase the thermal comfort by lowering the number of hours with temperature exceeding 24°C. However, the results show that the free cooling system reduces the number of hours with high temperatures even more, especially for cases when the windows are not opened. To validate the simulation results, a prototype free cooling system was installed in a real nZEB, with the same properties as the nZEB in the simulation study. The measurements confirmed that it is possible to lower the indoor temperature considerably by free cooling by use of the borehole and supply the air system, even though the cooling capacity is limited due to restrictions on ventilation rates and supply air temperature. Another conclusion of the measurements was that the control of the free cooling system is crucial to achieve the full cooling potential and for high system energy performance.

KEYWORDS

Free cooling, borehole, heat pump, bidirectional ventilation, nZEB

INTRODUCTION

Background

Field measurements in Low Energy Buildings, for example in the so-called “Hamnhuset” in Gothenburg in Sweden, show that excess temperatures can easily occur during summertime in well-insulated houses, also in northern part of Europe (Gervind et al, 2011). In many cases, it is possible to lower the temperature by opening of windows, but this is not always desirable. The reason can be either noise or insecurity, or a desire from residents not to get too much pollen or air pollution for allergy or health reasons.

In a heating system with a ground source heat pump it is well known that the borehole can be used for free cooling in summertime (Shou, Z. et al, 2016, Yuan, T. et al. 2017, Khilström, P. 2016). And if the house has a bidirectional ventilation system, the chilled air can easily be distributed throughout the building, which can be efficient from both an energy and cost point of view. However, such a solution requires that the heat pump and the ventilation system is linked and controlled together, which is rarely done today. The aim of this project was therefore to investigate the potential and to increase the knowledge of how a heat pump system can be integrated with a bidirectional ventilation system with heat recovery to enable free cooling.

Scope

The scope of this study was to investigate the potential and to increase the knowledge of how a ground source heat pump system can be integrated with a bidirectional ventilation system with heat recovery to enable free cooling in a single family nearly Zero Energy Building (nZEB). This was done by simulation of the building and the building services engineering systems in IDA-ICE and by follow-up field measurements in a research villa.

Delimitations

Measurements were only performed during a part of one cooling season. It would have been beneficial to perform measurements during several full cooling seasons to be able to compare the different settings in a better way. In addition, the full range of the ventilation air flow rate used in the simulations, could not be validated due to restrictions of fan capacity.

In this study, it has not been possible to predict the “cost” for the free cooling, in form of additional pumping and fan power. However, this should be taken into account when evaluating the “efficiency” of the free cooling. Even though less energy is most probably used compared to compressor driven cooling, there will still be a certain energy cost for the “free cooling”.

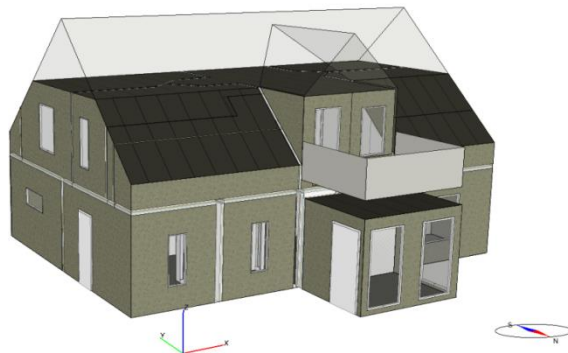
METODOLOGY

Simulation/measurement objects

In this study a reference house is used for the model. The house, situated at RISE's premises in Borås (Fig 1), Sweden, is a low energy single family house (average heat transfer coefficient, $U_{\text{average}} = 0.16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) with a total floor area of 166 m^2 and two floor levels. See table 1 for more technical information of the building.

Table 1. Technical information about the nZEB and the heating and ventilations systems evaluated in this study.

Place	Borås
Size	166 m^2 , $22 \text{ kWh/m}^2/\text{yr}$ (projected space heating and DHW demand)
Ventilation	Balanced (bidirectional) ventilation system with heat recovery, design supply flow rate 60l/s. Manufacturer efficiency data 82%
Heating source	Ground source heat pump (4.5 kW, on/off controlled) Storage tank 150l. Borehole 90 m (81m active) Dimensioning temperature: 0°C
Heating system	Floor heating on upper and 1st floors Dimension temperature: 36°C at dimensioning outdoor winter temperature
Solar	PV-panels 3000 kWh/yr
Habitants	Simulated family



9

Fig. 1. The IDA model (left) and the reference house (right).

SIMULATIONS

A model of the single-family house is created in IDA Indoor Climate and Energy (ICE) 4.6, and the construction and the configuration correspond to the reference house situated in Borås (see Fig. 1). Result from the model for the heating demand is compared with measurements from the reference house and show good agreement (Ylmén, P. & Persson, J., 2017).

The program of IDA ICE is used to investigate the cooling demand and thermal conditions with different ventilation airflow rate, effects of window opening and a free cooling system. IDA is a dynamic simulation tool for studying indoor climate in the zones as well as energy use in the zones and the entire building for general-purpose. It models buildings, systems and its controls, and it provides user interface to define, build up and simulate different cases which makes it possible to simulate a wide range of system designs and configurations (Equa Simulation Technology, 1999).

The climate data used in the model is for Gothenburg-Landvetter (45 km from Borås), which is fairly representative for Swedish conditions with a yearly average temperature of 8°C. The weather data files are available in the IDA program and they are derived from integrated surface hourly weather data originally archived at the national climate data centre. Regarding the internal heat load, i.e., heat emission from lighting, equipment and appliance, 30 kWh/m² is used, suggested by SVEBY (Sveby, 2009) as a standard value for residential building energy simulation. The internal heat load is distributed to the rooms with specific schedules and unevenly distributed over the year i.e., higher household electricity use in the winter and lower in the summer. Occupancy schedules are considered with a specific distribution. IDA simulations were performed for the cooling season, i.e., May to August.

To investigate the effect of different means of reducing the hours of overheating different cases were modelled. These cases included different ventilation flow rates, schedule for window opening and installation of a cooling coil (connected to borehole and placed after the air handling unit); see Table 2 for short descriptions of case studies. For each of these cases the number of hours that the temperature in three different rooms in the nZEB exceeded 24°C was investigated.

Table 2: Descriptions of modelled cases

Case	Ventilation flow rate (l/s)	Schedule for window opening	Connected to cooling coil
1	60	No	No
2	100	No	No
3	60	Yes	No
4	60	No	Yes *
5	100	No	Yes *
6	60	Yes	Yes *

* The cooling coil starts to work when the room air and supply air temperature is above 21°C and 16°C, respectively.

The designed ventilation flow rate for the modelled house was 60 l/s (corresponding to 0.35 l/s/m²), and the maximum flow rate was assumed to be 100 l/s. The schedule for window opening was made based on literature study together with assumptions of opening window behavior (when and how often people is likely to open window). A cooling coil was added to cool down the supply air temperature to 16°C in warm days, i.e., case 4-6.

Further, additional cases are modelled to obtain the required cooling capacity for maintaining the maximum room temperature below 24°C at all times. This was done by adding fan coils in the living spaces, i.e., living room and kitchen and sleeping rooms for case 1, 2 and 3.

In addition, the maximum cooling capacity from free cooling system was investigated by estimation of the potential on the air side.

MEASUREMENTS

System setup

The system setup is depicted in Figure 2 below, and consists of the following main components;

- A ground-source heat pump with a 2.3 kW electric compressor, operated in on/off mode. The heating power, excluding auxiliary resistive elements (blocked), is about 4.5 kW. The heat-pump is supplying both DWH and hot water for floor-heating.
- An air-handling unit with a rotating disk heat recovery. The electric power of the fans are about 170 W and delivers a max flow of about the 90 m³/h in the given installation (without additional cooling-coil).
- A cooling-battery dimensioned to give about 1 kW cooling power at the anticipated operation conditions.

- A separate frequency-controlled circulation pump on the brine circuit of the cooling battery.

The cooling battery was installed on the supply air duct, directly after the air-handling unit. A by-pass, operated by manual valves, allows for the cooling battery to be disabled when not needed. The liquid circuit of the cooling battery was connected in parallel with the return pipe from the borehole to the heat pump. The additional circulation pump, along with a non-return valve, allow for brine to be circulated through the cooling battery, the heat-pump and the borehole (all in series) independently of the heat-pump operation.

Measurement system setup

The monitoring included PT100 and PT500 sensors for temperature readings for both the air- and brine side of the system. The flow-rate on the brine side was given by a volumetric flow sensor. Both brine temperature and flow rate were measured by a Kamstrup energy meter. The air flow was measured by differential pressure sensors. In addition, the electric power used by the equipment was logged with integrating energy meters. Data for evaluation the thermal system performance was recorded as 15 minutes averages. Some, but not all, measuring points are indicated in the system diagram in Figure 2.

Control system

The cooling power was controlled to reach a given set-point temperature on the supply-air to the living space. The control was achieved by regulating the speed of the circulation pump on the brine side of the cooling battery. A PID regulation was implemented to provide a feed-back from the supply air temperature to the operation circulation pump. The cooling was activated when the outdoor temperature exceeded 16.3 °C, and it turned off again when the outdoor temperature went below 15.0 °C (taking the temperature rise of the air due to the fan power into account).

Operation settings

Three separate operation settings are presented here, which each has different effects on the final indoor air temperature of the house.

Operation setting 1 – Full ventilation, no cooling, HP in operation. The cooling battery was not activated, and the air went via the by-pass. The fans of the air-handling unit were running at maximum speed to give a supply air-flow of about 70 l/s. In this case a ventilation air flow of 100 l/s, was aimed for, but due to restrictions in fan capacity only 70 l/s was reached. The heat pump was running as normally, in an eco-mode setting. The measurement period for this operation mode was from 2017-06-19 to 2017-06-28.

Operation setting 2 – Full ventilation, 16°C cooling, HP in operation. The cooling battery was activated with a supply air temperature set-point of 16 °C. With an additional pressure drop

over the cooling battery, the air-flow was reduced to about 60 l/s. The heat pump was running as normally, in an eco-mode setting. The measurement period for this operation mode was from 2017-08-22 to 2017-08-31.

Operation setting 3 – Full ventilation, 16°C cooling, HP turned off. The cooling battery was activated with a supply air temperature set-point of 16 °C. The air-flow was about 60 l/s. The heat pump was turned off. The measurement period for this operation mode was from 2017-08-11 to 2017-08-22.

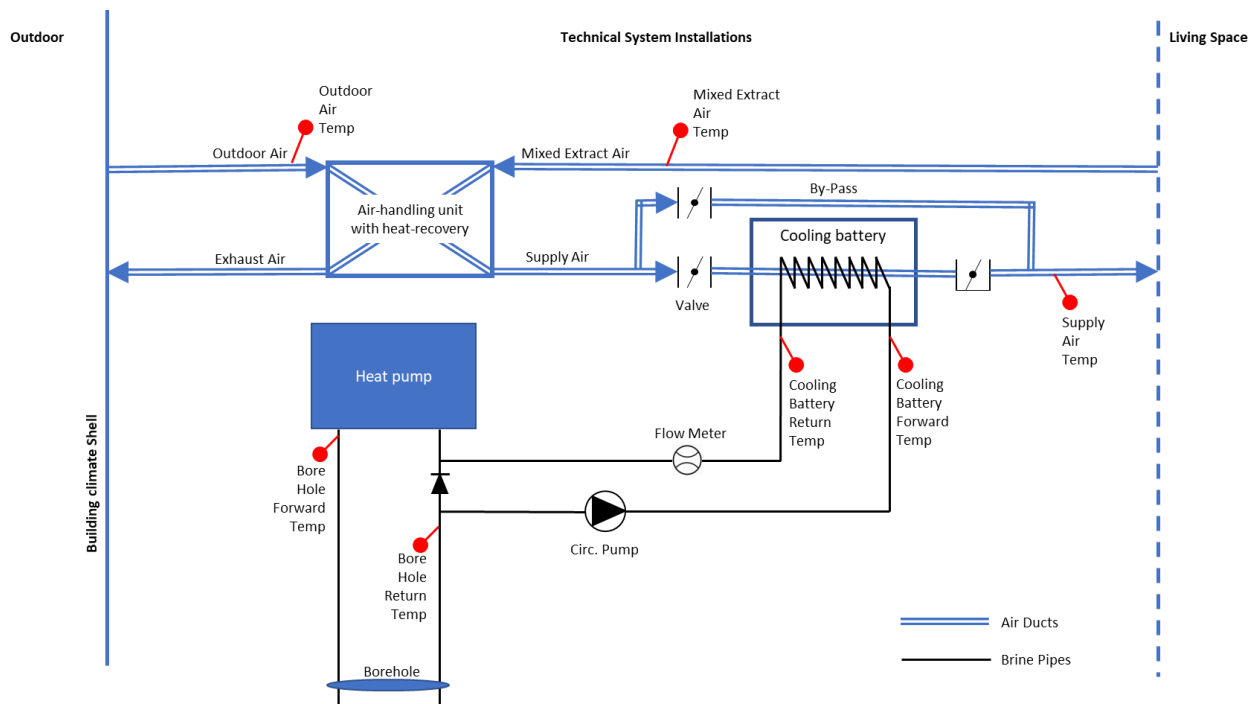


Figure 2. The system setup of the installation of the cooling battery in the Research Villa.

RESULTS AND DISCUSSION

Simulations

Results from the IDA simulations are presented and discussed in this section.

Required cooling capacity

The required cooling capacity for case 1, 2 and 3 (see case description in Table 2) to keep the maximum room temperature below 24 °C during the whole cooling season is presented in Figure 3. As shown in the figure the peak cooling demand for all three cases is nearly the same, about

2000 W, while the number of hours required for the same amount of cooling demand is decreased by increasing ventilation flow rate or opening window.

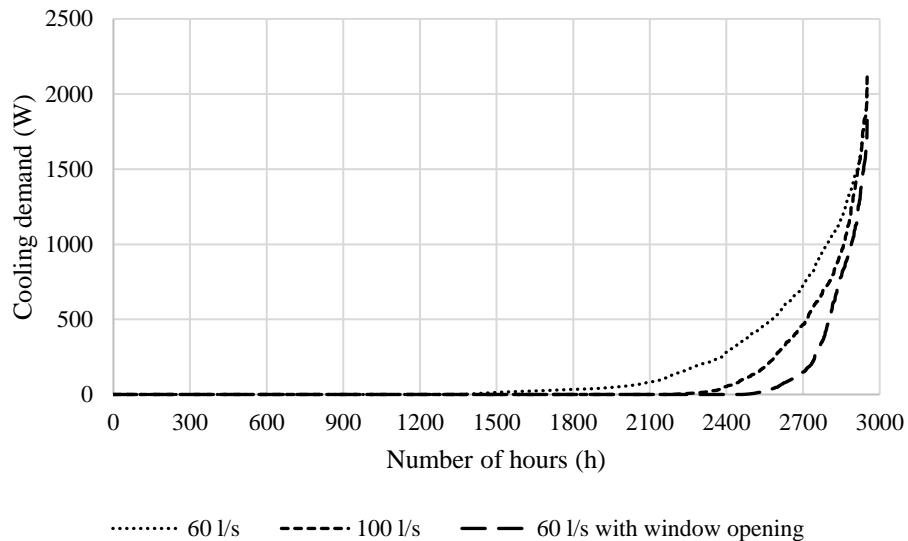


Figure 3. Duration diagram of cooling demand for case 1 – 3 during the whole cooling season.

Cooling potential in ventilation system

According to IDA calculation, the maximum cooling power (both sensible and latent) provided by the ventilation flow rate of 60 l/s and 100 l/s is about 1.2 kW and 1.9 kW, respectively. These values are valid for an outdoor temperature of 26 °C, relative humidity of 54 % and supply air temperature of 16 °C. In the IDA model, the temperature for entering liquid and leaving liquid is assumed to be 5 °C and 10 °C (IDA default value), respectively.

Reduction of hours of overheating

In Figure 4 the indoor temperature of the modelled house is shown for a sunny day in July at 16:00. The contour plot of temperature is based on the simulation results for case 1 (base case). The temperatures for the living room and kitchen, bedroom 1 and bedroom 2 are at about 27, 29 and 30 °C, respectively. In general, the air temperature in the first-floor is lower than that in the second-floor; and bedroom 2 in the second-floor is warmer than bedroom 1 due to more incoming solar radiation in the afternoon. Therefore bedroom 2 has a longer overheated period than bedroom 1 as shown in Figure 5.

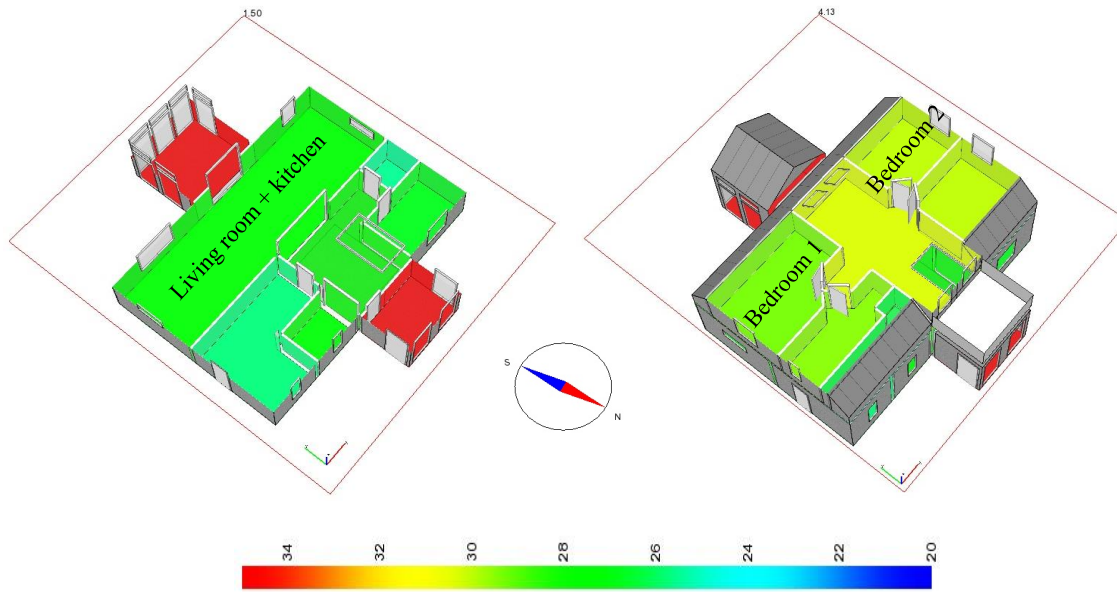


Figure 4. contour plot of room temperature of the modelled house for a sunny day in July at 16:00

Figure 4 shows the total number of hours when the room air temperature above 24°C during the whole cooling season for different cases, including increased ventilation flow rates (case 2 and 5), opening window (case 3 and 6) and using a free cooling system (case 4,5 and 6). As can be seen, increasing ventilation flow rate, opening windows, and connection to free cooling system helps to decrease extent of overheating in house, in terms of reducing the overheating hours. But of course, the changes also have in impact on the average room temperature. For example, the average room temperature for the living room and kitchen for case 1 and case 4 (with free cooling) is about 24 and 23°C , respectively; for bedroom 1, the average room temperature for case 1 and case 3 is about 25 and 23°C , respectively.

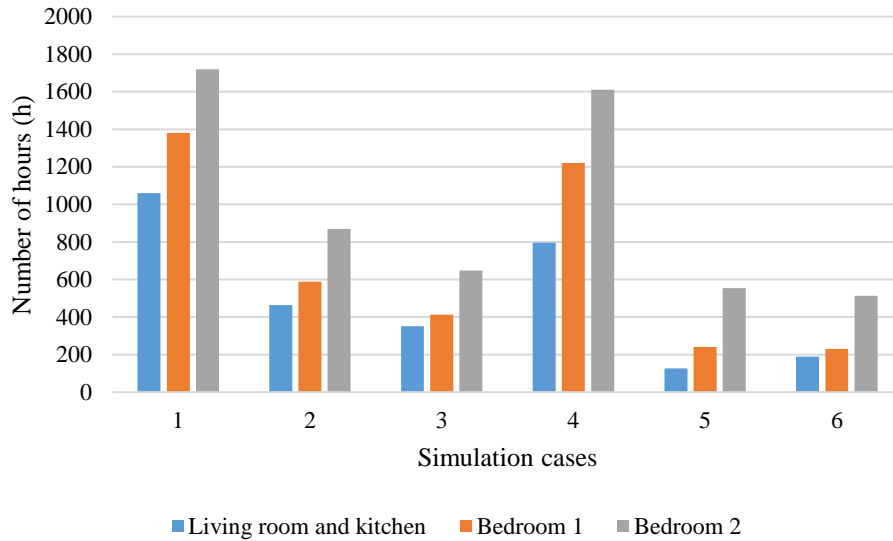


Figure 5. Total number of hours when the room temperature is above 24 °C for living room and kitchen and two sleeping rooms during the whole cooling season based on simulation.

Measurements

In Figure 6 below the temperature of the mixed extract air is shown during the three different evaluation periods. This temperature is assumed to represent an average indoor temperature. No (or very few) window openings were done during the evaluation period since the measurements were performed in a research villa with no people living in the house. Occupancy is only simulated by electrical thermal loads. Due to restrictions in fan capacity, it was only possible to increase the air flow rate to 70 l/s (and not up to 100 l/s). As can be seen, temperatures over 24 °C are registered for a large amount of the time, even at moderate outdoor temperatures. After setting the cooling coil into operation, the temperature of the extract air is reduced significantly, even more than expected, since the ventilation air flow was reduced due to the additional pressure drop over the cooling coil. According to the default setting of the heat pump, the heat pump operates in heating mode during night time, if the outdoor temperature drops below a certain level. It can be seen that lower temperatures are obtained if the heat pump operation is blocked, and nevertheless, the mixed indoor temperature never drops below 20 °C.

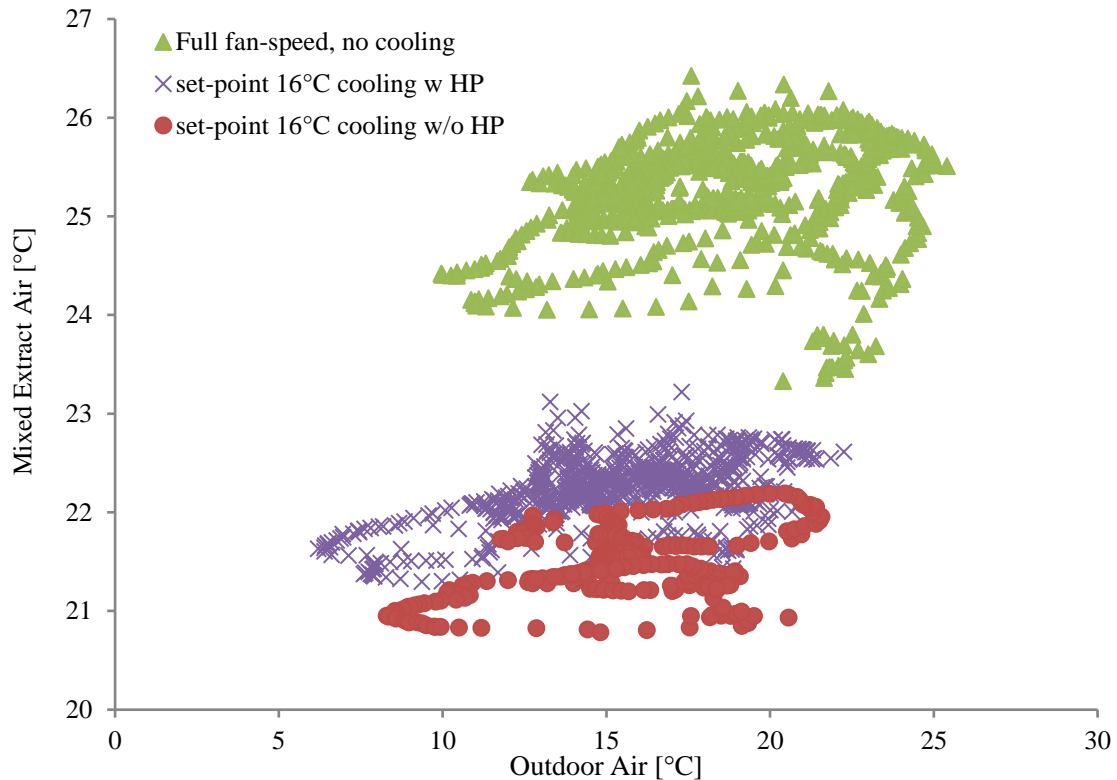


Figure 6. Temperature of the mixed extract air during different evaluation periods with and without free cooling and heat pump operation.

Lessons learned from measurements

Some lessons learned from the measurement evaluation periods are listed below.

- In order to limit the additional pump power, the cooling pump should not be oversized and equipped with variable flow control.
- In order to reduce the fan energy used during the whole year it is beneficial if the system has a bypass for the airflow to prevent the air from passing the cooling coil during the heating system.
- The control should include a summer and winter period to prevent the heat pump to heat the house during nighttime when there is a cooling need in the daytime.
- The system should have a valve to shut-off the cooling coil when the heat pump is operating. Otherwise there is a risk that too cold air (below 16°C) is distributed by the ventilation system.

DISCUSSION

As an alternative to distributing the chilled air through the ventilation system, separate fan coils could be installed in one or several rooms of the house. If only one is installed, it will be a challenge to distribute the cool air in the house, and if several are installed, it will lead to considerable extra cost, both for material, work and fan power. Therefore, the alternative of distributing the air by the already existing ventilation system is a cost-efficient alternative, even though the available cooling capacity is restricted by the ventilation air flow rate and a lowest permitted discharge temperature of 16°C.

CONCLUSIONS

- It is possible to lower the indoor temperature significantly with a cooling coil connected to the borehole of a ground source heat pump and a bidirectional ventilation.
- The IDA model used in this study shows reasonable predictions of indoor thermal conditions for a typical summer based on the comparison results with the measurement data.
- Since the cooling capacity is limited in the free cooling system a good control scheme is required i.e. one must start cooling before the actual cooling need (high indoor temperatures) to prevent overheating.
- Increasing the ventilation flow rate is efficient to reduce the number of hours of overheating. Therefore, this should be the first step, if possible, before installing the cooling system.

ACKNOWLEDGEMENTS

The study has been funded by the Swedish Energy Agency - through the research program EffsysExpand, Bosch Thermoteknik, Danfoss Heat Pumps, NIBE, Skanska, TMF companies and RISE, and they are all kindly acknowledged.

REFERENCES

Equa Simulation Technology, AB, IDA Simulation Environment. Version 2.11, Reference manual, Sundbyberg, Sweden, www.equa.se (1999).

Gervind, P, Ruud, S., Petterson, U., Björkman, J. (2011), Erfarenhetsåterföring från Hamnhuset - Uppföljande mätningar av energianvändningen och termisk komfort i ett lågenergihus (In Swedish) – Experience feedback from Hamnhuset – Follow-up measurements of energy use and thermal comfort in a low-energy house, SP Rapport 2011:79, Borås, Sweden.

Khilström, P. (2016), Optimering av pumpdrift i Skanska Deep Green Cooling (In Swedish), Uppsala Tekniska Universitet, Sweden (Master's Thesis).

Sveby (2009), Brukarindata för energiberäkningar i bostäder (in Swedish), projekt rapport (2009).

Ylmén, P., & Persson, J. (2017), Monitoring of Pilot Sites. Grant agreement: ENER/FP7/285173/NEED4B

Yuan, T. et al. (2017). Thermodynamic and economic analysis for ground-source heat pump system coupled with borehole free cooling, *Energy and Buildings*, 155.

Zhou, Z. et al. (2016). The energy-saving effects of ground-coupled heat pump system integrated with borehole free cooling: A study in China. *Applied Energy* 183.