
Rapport SGC 115

Optimering av gaspannor i småhus

©Svenskt Gastekniskt Center – Augusti 2004

Mikael Näslund
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA

SGC:s FÖRORD

FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

SGC svarar för utgivningen av rapporterna medan uppdragstagarna för respektive projekt eller rapportförfattarna svarar för rapporternas innehåll. Den som utnyttjar eventuella beskrivningar, resultat e dyl i rapporterna gör detta helt på eget ansvar. Delar av rapport får återges med angivande av källan.

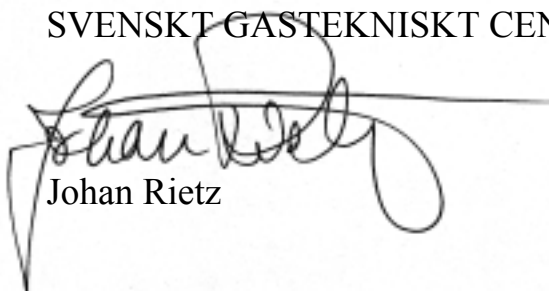
En förteckning över hittills utgivna SGC-rapporter finns på SGC's hemsida www.sgc.se.

Svenskt Gastekniskt Center AB (SGC) är ett samarbetsorgan för företag verksamma inom energigasområdet. Dess främsta uppgift är att samordna och effektivisera intressenternas insatser inom områdena forskning, utveckling och demonstration (FUD). SGC har följande delägare: Svenska Gasföreningen, Sydkraft Gas AB, Sydkraft AB, Göteborg Energi AB, Lunds Energi AB och Öresundskraft AB.

Följande parter har gjort det möjligt att genomföra detta utvecklingsprojekt:

Sydkraft Gas AB
Nova Naturgas AB
Lunds Energi AB
Öresundskraft AB
AB Fortum Värme samägt med Stockholm Stad
Göteborg Energi AB
Statens Energimyndighet

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



Johan Rietz

Sammanfattning

I denna rapport studeras dimensionering av gaspannor i småhus ur tre aspekter: överdimensioneringens inflytande på årsverkningsgraden, radiatorsystemets inflytande på pannans dynamiska prestanda samt samband mellan varmvattenberedningen och inomhusklimatet.

Överdimensionering av pannans effekt relativ byggnadens uppvärmningsbehov studerades med hjälp av en årsverkningsgradsmodell. Resultat presenteras så att val kan göras utifrån önskad största skillnad mellan årsverkningsgrad och pannans verkningsgrad vid fullast.

Pannans beroende av värmesystemet med avseende på brännarens cykelfrekvens exemplifieras. Verkningsgrad, men även värmesystemets tryckfall och värmekapacitet diskuteras.

Den tredje aspekten berör varmvattenberedning och här utnyttjas en dynamisk modell för att närmare studera sambandet mellan varmvattenbehov, brännareffekt och eventuell påverkan på inomhusklimatet under värmning av beredaren.

Summary

This study deals with the sizing of gas boilers for hydronic space heating in single family houses. Three topics are studied. These are: boiler oversizing, heating system influence on boiler dynamic behaviour and hot tap water production and indoor climate.

Oversizing, i.e. the burner input compared to the building heat demand, is studied using a model for annual efficiency. The results are presented in a way that makes it possible to choose a boiler size from the preferred difference between annual efficiency and boiler efficiency at full load.

The influence of the heating system on the burner cycling is shown in some examples. The efficiency as well as the pressure drop in the hydronic system are discussed.

The third topic comprise the hot tap water production. Here, a dynamic simulation model is used to evaluate the correlation between hot water demand, burner input and a possible influence on the indoor climate during the hot water tank heating period.

Innehåll

Sammanfattning	1
Summary	2
Beteckningar	5
1 Inledning	6
1.1 Pannors värmebalans och verkningsgrad	6
1.2 Syfte och metod	7
2 Utnyttjade prestandamodeller	9
2.1 Stationära modellens struktur	9
2.2 Dynamiska modellens struktur	11
2.3 En förenklad dynamisk analys	12
2.3.1 Modellhärledning	13
2.3.2 Beräkningar	14
3 Överdimensionering	18
3.1 Indata	18
3.2 Enstegsbrännare	19
3.2.1 Pannvattentemperatur	19

3.3	Modulerande brännare	19
3.4	Varmvattenberedning	21
3.5	Tolkning och rekommendationer	22
4	Dynamiska effekter av värmesystemet	24
4.1	Tryckfall, pumpkurvor och pannprestanda	24
4.2	Kommentarer	25
5	Varmvattenberedning	28
5.1	Beräkning av beredarens volym	28
5.1.1	Känd engångstappning	29
5.1.2	Flera tappningar – Boverkets krav	31
5.2	Inflytande på verkningsgraden	32
5.3	Varmvattenberedning och inomhusklimat	33
6	Slutsatser och riktlinjer	38
	Litteraturförteckning	39

Beteckningar

A	Area, m ²
C_p	Värmekapacitet, J/K
c_p	Värmekapacitivitet, J/kg K
h	Värmeöverföringskoefficient, W/m ² K
\dot{m}	Massflöde, kg/s
\dot{Q}	Effekt, W
T	Temperatur, °C
t	Tid, s
U	Värmegenomgångskoefficient, W/m ² K
V	Volym, m ³

Index

ad	Adiabatisk
avg	Avgaser
H_2O	Vattensida
in	Insida
$tapp$	Tappning
ute	Utomhustemperatur
vv	Varmvatten

Grekiska beteckningar

ρ	Densitet, kg/m ³
τ	Tidskonstant, s

Exponenter

n

Kapitel 1

Inledning

Gaspannor skiljer sig i många fall från traditionella oljepannor. Skillnaden består ofta i en mycket lägre värmekapacitet, vilket gör att pannans prestanda är känsligare för hela värmeinstallationens utformning. Några nyckeltal för installation av lätta gaspannor har givits av Dansk Gasteknisk Center (DGC) [1] men utförliga beräkningar med till exempel dynamiska modeller har inte presenterats.

Arbetets mål är att ge riktlinjer för en optimal installation av gaspanna och värme-system. Detta avser pannans termiska egenskaper som brännareffekt och förluster av olika slag och radiatorsystemets dimensionering. Med optimering avses här pannans cykelfrekvens, det vill säga antalet brännarstarter per tidsenhet, och denna skall vara så låg som möjligt samtidigt som hög verkningsgrad säkras. Fördelarna med detta är att slitaget på armaturen blir mindre och att eventuella emissioner i samband med brännarens start minimeras. De enda kända mätningarna av emissioner i samband med brännarens start har utförts av Ruhrgas i Tyskland [2].

En nackdel med en låg cykelfrekvens är att avgasernas medeltemperatur blir högre, men vid en hög cykelfrekvens ökar förluftnings- och stilleståndsförlusterna. Förlusterna överstiger ofta den vinst som följer av en lägre avgastemperatur.

1.1 Pannors värmebalans och verkningsgrad

En värmepannas prestanda vid olika värmelaster kan beräknas med hjälp av stationära modeller och dynamiska modeller. De stationära är vanligast då man söker årsverkningsgraden medan de dynamiska bäst lämpar sig för analyser av utvalda delar som värmeöverföringen i pannan eller stilleståndsförlusternas storlek. Ingen av dessa

grundtyper innehåller traditionellt modellering av kemiska reaktioner och emissionsbildning eller modellering av strömningsfältet. Vid modellering av större pannor, till exempel kraftverkspannor förekommer detta. Exempel på modellering i mindre pannor finns i [3] och [4].

I stationära modeller beräknas en värmebalans för pannan när brännaren är i drift och en när brännaren är avstängd. Tillstånden jämkas sedan samman så att rätt värmeeffekt levereras till uppvärmningssystemet. Termodynamiskt grundade ekvationer förekommer sällan i dessa modeller. Stationära modellers noggrannhet och kvalitet avgörs oftast av beskrivningen av de olika förlusterna. I dynamiska modeller beräknas de olika tillstånden i pannan och en hel cykel kan summeras för att beräkna bland annat verkningsgrad. Temperaturförändringarna beskrivs med differentialekvationer. Man kan betrakta hela pannan som en enhet eller beskriva värmeväxlar material, vatten och avgaser separat. Här kan man använda traditionella samband för värmeöverföring och termodynamik om värmeväxlarens geometri är känd. Stationära modeller kan ibland innehålla korrektioner för det dynamiska beteendet baserat på en angiven tidskonstant. För en närmare genomgång av olika sätt att modellera mindre värmepannor, se till exempel [5].

1.2 Syfte och metod

Studien omfattar tre delmoment för att peka på parametrar som inverkar på årsverkningsgraden och driftförhållanden.

1. Pannans dimensionering i förhållande till uppvärmningsbehovet, överdimensionering. Här studeras olika systemlösningar med och utan varmvattenberedare. Resultat ges som aspekter på årsverkningsgraden. En stationär beräkningsmodell används.
2. Värmesystemets inflytande på pannans drift. Här kan dynamiska effekter uppstå som inte kan utvärderas med en stationär modell. Detta gäller tryckfallet i värmesystemet som påverkar temperaturhöjningen i pannan och därigenom brännarens cykelfrekvens. Även värmesystemets värmekapacitet kan ha inflytande på inomhusklimatet, till exempel kallras. Studien koncentreras här till pannans drift.
3. Varmvattenberedningen studeras med en dynamisk beräkningsmodell. Den stationära modellen för pannans prestanda kan inte återspegla många av de dynamiska effekterna. Det gäller vissa aspekter på verkningsgraden och om

inomhusklimatet kan påverkas av valet av brännareffekt och varmvattenberedarens volym.

I den mån det är möjligt ges siffervärden som kan användas som tumregler. Trots sin synbarliga likhet ger uppvärmningssystem i villor en lång rad olika driftförutsättningar som är svåra att inkludera i beräkningar vars syfte är att ge allmänna resultat. Nyutvecklade detaljerade modeller för årsverkningsgrader kan ge god information i enskilda fall. Ett exempel är BoilSim som utvecklats inom EUs SAVE-program.

Kapitel 2

Utnyttjade prestandamodeller

Färdiga modeller och datorprogram har använts och vidareutvecklats för optimeringsarbetet. Pannans prestanda beräknas med två program utvecklade av författaren. Det är ett program med stationär modellansats och ett med en dynamisk ansats.

2.1 Stationära modellens struktur

Den stationära modellen utgår från två stationära tillstånd, brännaren i drift och brännaren avstängd, tomgångsdrift. I modellen beskrivs värmeförlusterna på följande sätt. Konvektionsförlusten \dot{Q}_{konv} beräknas enligt

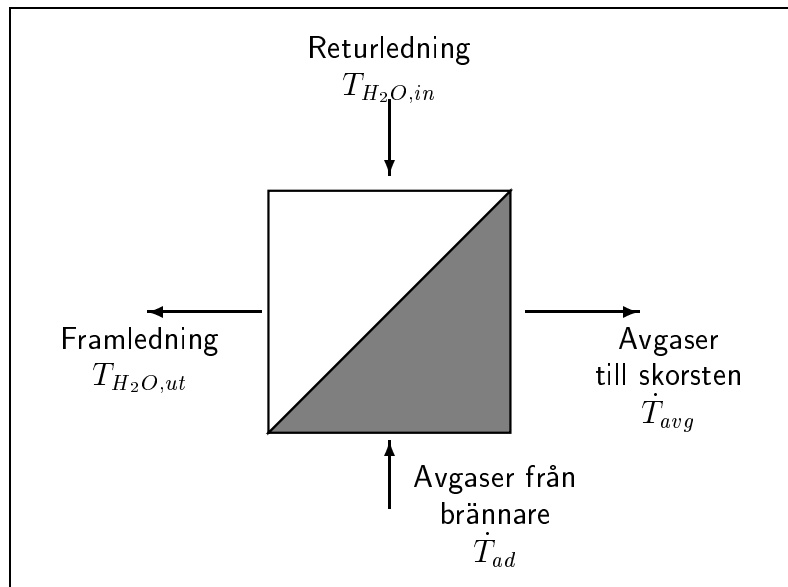
$$\dot{Q}_{konv} = C_1 \Delta T^{1,3} \quad (2.1)$$

där ΔT är skillnaden mellan pannvattnets temperatur och omgivande rumsluft. Stilleståndsförlusten \dot{Q}_{sb} beräknas enligt

$$\dot{Q}_{sb} = C_2 \Delta T^n \quad (2.2)$$

Konstanterna för en given verklig värmepanna bestäms från laboriemätningar. Annars kan konstanterna antas.

Vid glidande pannvattentemperatur kommer returtemperaturen att variera med värmebelastningen och därmed kommer avgastemperaturen och verkningsgraden också att variera. Betrakta pannan som en motströmsvärmväxlare, se figur 2.1.



Figur 2.1: Värmepanna förenklad till en motströmsvärmväxlare

Till värmväxlaren antas att ett avgasflöde med adiabatisk flamtemperatur strömmar. Värmeeffekten \dot{Q}_{panna} till pannvattnet vid stationärt tillstånd skrivs som

$$\dot{Q}_{panna} = U A \Delta T_m \quad (2.3)$$

där ΔT_m är den logaritmiska medeltemperaturdifferensen. Värmeeffekten kan också skrivas

$$\dot{Q}_{panna} = \dot{m}_{avg} c_{p,avg} (T_{ad} - T_{avg}) \quad (2.4)$$

vilket så småningom ger avgastemperaturen T_{avg}

$$T_{avg} = T_{H_2O} + (T_{ad} - T_{H_2O}) \exp\left(-\frac{U A}{\dot{m}_{avg} c_{p,avg}}\right) \quad (2.5)$$

För att beräkna avgastemperaturens beroende av pannvattentemperaturen deriveras ekvation 2.5 med avseende på T_{H_2O} , vilket ger

$$\frac{dT_{avg}}{dT_{H_2O}} = 1 - \exp\left(-\frac{U A}{\dot{m}_{avg} c_{p,avg}}\right) \quad (2.6)$$

Denna ekvation ger möjlighet att beräkna avgastemperaturen vid olika radiatortemperaturer i de fall glidande panntemperatur används.

Användande av modulerande brännare påverkar brännarens drifttid och avgastemperatur. Med antagandet att Nusselttalet Nu är proportionellt mot $Re^{0,8}$ (turbulent strömning) och att brännaren modulerar med konstant luftöverskott blir $U A$ proportionellt mot $(\dot{Q}/\dot{Q}_{max})^{-0,2}$ där \dot{Q} är den aktuella brännareffekten och \dot{Q}_{max} är brännarens maximala effekt. Avgastemperaturen kan därför beräknas enligt

$$T_{avg} = T_{H_2O} + (T_{ad} - T_{H_2O}) \exp \left(-\frac{\dot{Q}^{-0,2}}{\dot{Q}_{max}} \frac{U A}{\dot{m}_{avg} c_{p,avg}} \right) \quad (2.7)$$

Ekvation 2.7 ger då möjlighet att beräkna avgastemperatur och verkningsgrad vid användning av modulerande brännare.

2.2 Dynamiska modellens struktur

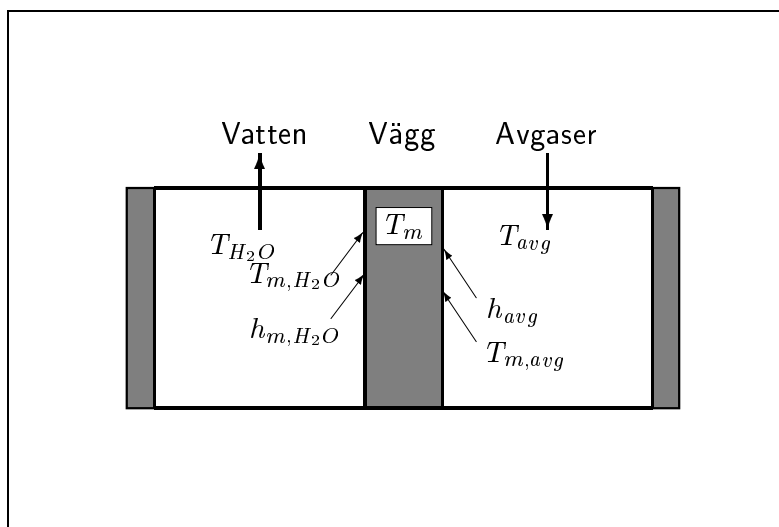
I den dynamiska modellen beräknas temperaturerna för vatten, material och avgaser för varje tidssteg. Tre differentialekvationer används för beskrivningen. Figur 2.2 visar ett schematiskt utsnitt av pannan och ekvationerna 2.8–2.10 är de ekvationer modellen baseras på. Genom att yttemperaturen hos värmeväxlaren beräknas kan exempelvis kondensering behandlas med större noggrannhet. Modellen ger däremot inga möjligheter att beräkna yttemperaturen i varje punkt på värmeväxlare med ytförstoring.

$$\frac{dT_m}{dt} (m c_p)_m = h_{avg} A_{avg} (T_{avg} - T_m) - h_{H_2O} A_{H_2O} (T_m - T_{H_2O}) \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{H_2O}}{dt} (m c_p)_{H_2O} &= h_{H_2O} A_{H_2O} (T_m - T_{H_2O}) + \\ &+ \dot{m}_{H_2O} c_{p_{H_2O}} (T_{H_2O,in} - T_{H_2O}) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\frac{dT_{avg}}{dt} (m c_p)_{avg} = h_{avg} A_{avg} (T_m - T_{avg}) + \dot{m}_{avg} c_{avg} (T_{avg,in} - T_{avg}) \quad (2.10)$$

Ekvationerna löses numeriskt för varje tidssteg. Modellen ”kalibreras” med hjälp av att pannans avgastemperatur förutsätts vara känd. Ett värde på $U A$ beräknas och



Figur 2.2: Värmebalans runt ett element av värmepannan

detta ger en korrekt avgastemperatur vid stationärt tillstånd. Materialdata och massa hos värmeväxlaren används tillsammans med vatteninnehållet och avgasstråkets volym för att ge de dynamiska egenskaperna. Avgasstråket antas bestå av ett antal vertikala cirkulära rör. Rörens diameter är den karakteristiska längd som skulle använts vid beräkning av Reynoldstalet Re . Nusselttalet Nu beräknas här med antagande om fullt utvecklad turbulent strömning i ett rakt cirkulärt rör. Värmeöverföringen vid modulerande brännardrift kan enkelt beräknas genom att samband bestämts utifrån givna indata.

Varmvattenberedaren modelleras som en enkel värmekapacitet med tillförd värmeeffekt genom en enkel värmeväxlarmodell som ger returtemperaturen till pannan. Värmeförlusterna beräknas på samma sätt som konvektionsförlusterna i den stationära modellen som beskrivits tidigare. De indata som beskriver varmvattenberedaren är: volym, värmeförluster, värmeväxlarkarakteristik, vattentemperatur samt tappningsgrad när värmningen börjar och slutar. Tappningarna antas ske direkt i anslutning till beredaren och därför är inte vattenledningarna inkluderade i modellen.

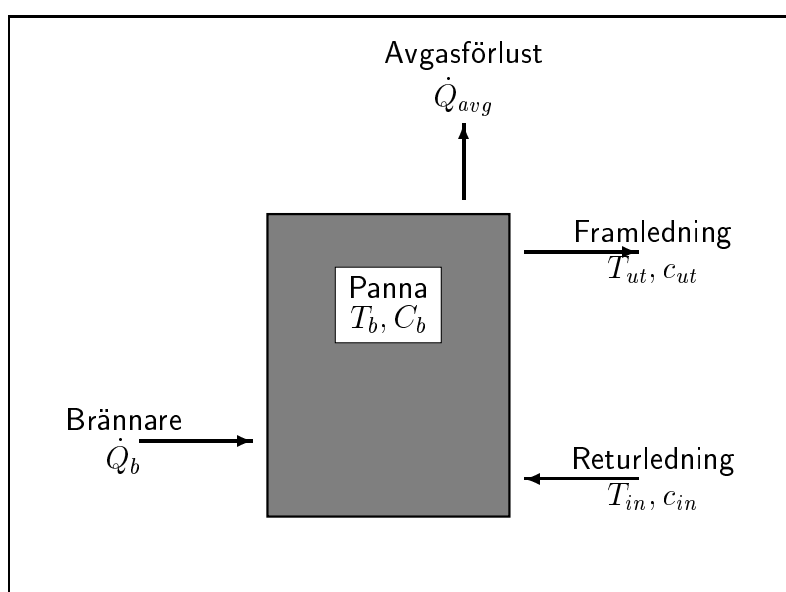
2.3 En förenklad dynamisk analys

Kapitlet avser att visa en förenklad dynamisk analys av uppvärmningsförloppet i en värmepanna. Syftet är att ge en indikation på hur vattenflöde, brännareffekt och pan-

nans värmekapacitet samverkar och påverkar brännarens drifttid i varje driftcykel.

2.3.1 Modellhärledning

I denna inledande analys förenklas pannan till att omfatta en värmekapacitet samt effektlöden till och från pannan. Värmekapaciteten inkluderar pannvatten och värmeväxlar material. Modellen innehåller inte konvektions- och stilleståndsförluster. Figur 2.3 visar den antagna pannan.



Figur 2.3: Antagen värmepanna i en förenklad dynamisk analys

Pannans temperaturförändring (dT_b/dt) beskrivs enligt

$$\frac{dT_b}{dt} C_b = \dot{Q}_b - \dot{Q}_{avg} + T_{in} c_{in} - T_{ut} c_{ut} \quad (2.11)$$

där C_b är pannans värmekapacitet, \dot{Q}_b är brännareffekten, \dot{Q}_{avg} är avgasförlusten, T_{in} och T_{ut} är radiatorketsens returtemperatur respektive framledningstemperatur, c_{in} är kapacitetsflödet ($\dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O}$) till pannan, c_{ut} är kapacitetsflödet ut till radiator systemet. Ekvation 2.11 kan skrivas som:

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{\dot{Q}_b}{C_b} - \frac{\dot{Q}_{avg}}{C_b} + \frac{T_{in} c_{in}}{C_b} - \frac{T_{ut} c_{ut}}{C_b} \quad (2.12)$$

Vi inför två konstanter som relaterar radiatorflödet till pannans värmekapacitet, τ_{rad} , och brännareffekten till pannans värmekapacitet, Θ_b . De definieras som

$$\tau_{rad} = \frac{C_b}{c_{in}} \quad (2.13)$$

$$\Theta_b = \frac{\dot{Q}_b}{C_b} \quad (2.14)$$

Eftersom temperaturskillnaden mellan vattnets inlopp och utlopp är liten sätts c lika vid pannans inlopp och utlopp. Ekvation 2.12 kan då skrivas som

$$\frac{dT_b}{dt} = \eta_{avg} \Theta_b + \frac{\Delta T_{H_2O}}{\tau_{rad}} \quad (2.15)$$

där η_{avg} är förbränningsverkningsgraden, dvs $\dot{Q}_b - \dot{Q}_{avg} = \eta_{avg} \dot{Q}_b$ och ΔT_{H_2O} är vattnets temperaturökning över pannan i varje tidpunkt då brännaren är i drift.

2.3.2 Beräkningar

Beräkningarna visar hur brännarens drifttid påverkas av de parametrar som ingår i modellen. Resultaten presenteras som vattnets temperaturökning som funktion av tiden efter att brännaren startat.

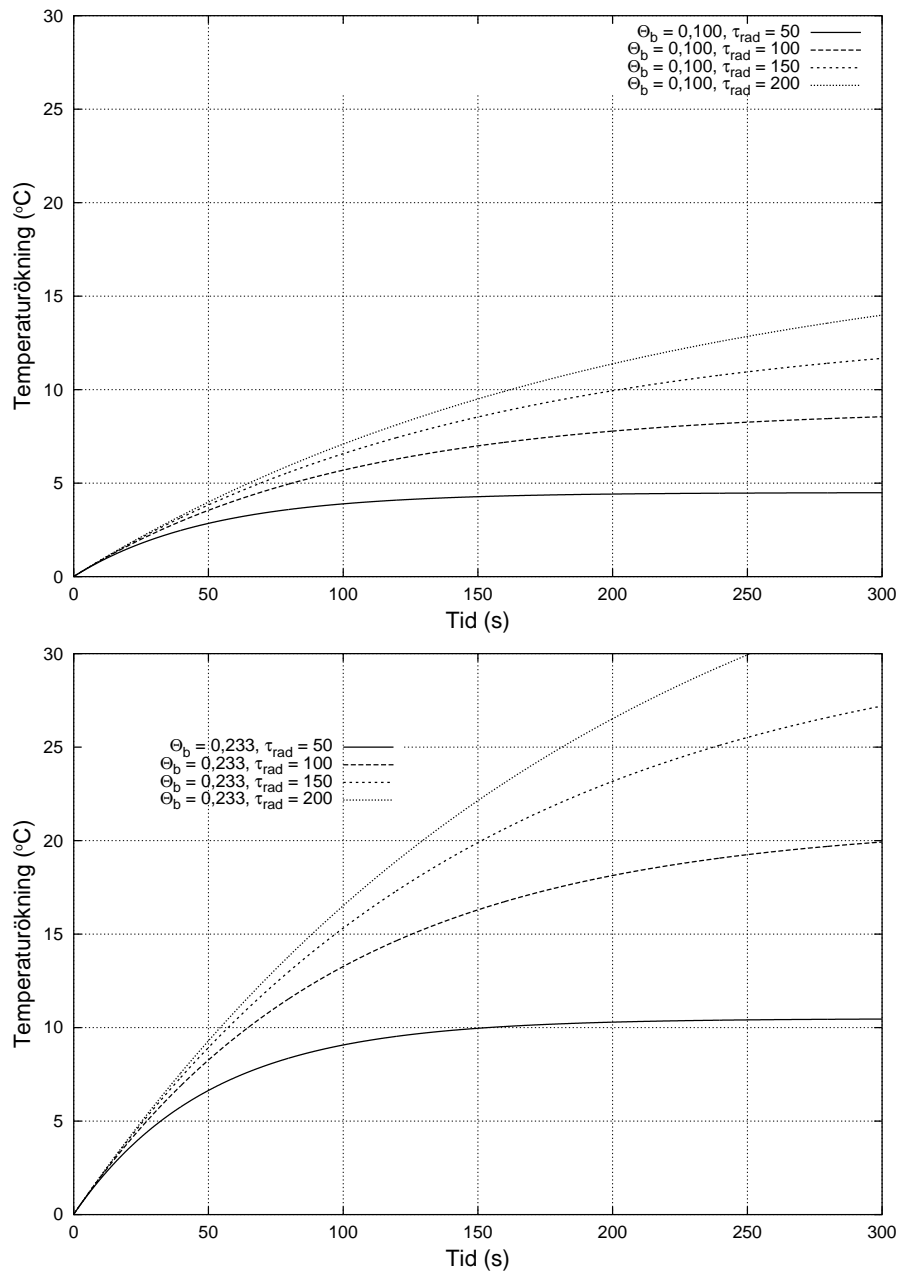
Figurerna 2.4–2.5 visar resultat av beräkningarna. I dessa har parametrarna varierats enligt

$$\Theta_b = 0,1 - 0,5$$

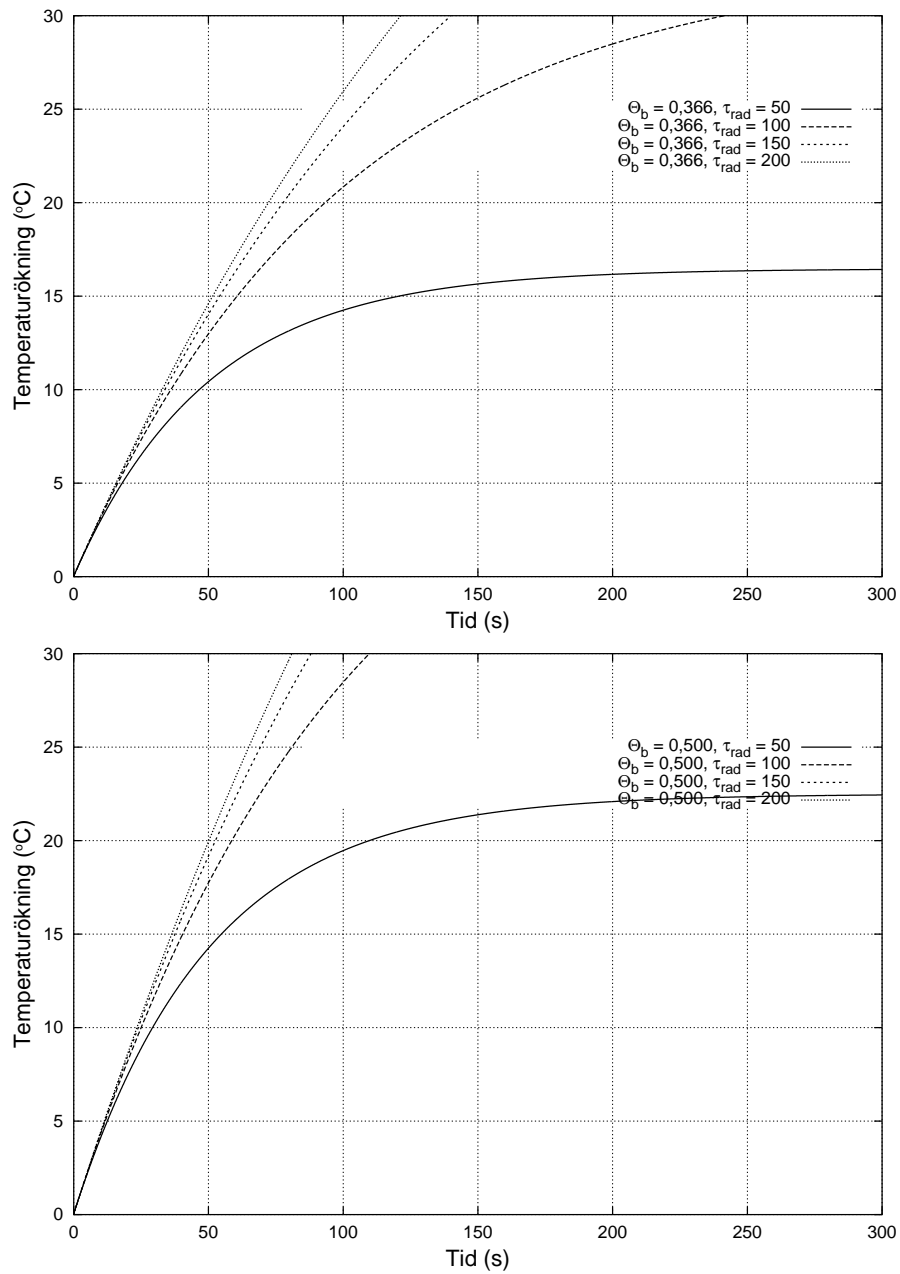
$$\tau_{rad} = 50 - 250$$

Figurerna visar som väntat ett allt snabbare uppvärmningsförlopp i pannan vid ökande brännareffekt i förhållande till pannans värmekapacitet och vid minskande vattenflöde. Mycket stora skillnader i brännarens drifttid kan observeras vid skiftande vattenflöde. Om panntermostatens karakteristika är känd kan brännarens drifttid bestämmas. I figurerna visas inte inflytandet av förbränningsverkningsgraden η_{avg} . Beräkningarna visar att skillnaden i uppvärmningsförloppet är liten då η_{avg} ökar från 90% till 100%. Med några exempel skall beräkningsresultaten exemplifieras.

Exemplen skall illustrera inflytandet av



Figur 2.4: Vattnets temperaturökning i en värmepanna som funktion av brännarens drifttid enligt ekvation 2.15



Figur 2.5: Vattnets temperaturökning i en värmepanna som funktion av brännarens drifttid enligt ekvation 2.15

- reducerat vattenflöde
- modulerande brännare
- termostatkaraktistika

Tabell 2.1 visar resultaten av några beräkningar. Exemplet utgår från en panna med 25 kW brännareffekt och 68 kJ/K värmekapacitet, vilket motsvaras av antingen 3,25 liter vatten eller 27 kg gjutjärn. Grundutförandet ger korta drifttider vid en termostathysteres på 3°C. Det ses tydligt att stora skillnader i drifttid kan erhållas vid variation av de olika faktorerna. Systemoptimeringen bör därför omfatta alla dessa. I verkligheten finns ibland en tidsspärr som gör att brännaren inte tillåts starta förrän en viss tid förlupit.

Tabell 2.1: Förändringar i brännarens drifttid som en följd av ändringar i vattenflöde, brännareffekt och termostatkaraktistika

	\dot{Q}_b (kW)	C_b (kJ/K)	\dot{m}_{H_2O} (kg/s)	Θ_b (K/s)	τ_{rad} (1/s)	tid (s)
Reducerat vattenflöde						
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	25	68	0,325	0,366	50	10
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	25	68	0,200	0,366	81	
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	25	68	0,100	0,366		
Modulerande brännare						
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	25	68	0,325	0,366	50	10
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	20	68	0,325	0,294	50	13
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	15	68	0,325	0,221	50	18
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	10	68	0,325	0,147	50	30
Termostatkaraktistika						
$\Delta T_{thermo} = 3^\circ\text{C}$	25	68	0,325	0,366	50	10
$\Delta T_{thermo} = 6^\circ\text{C}$	25	68	0,325	0,366	50	22
$\Delta T_{thermo} = 9^\circ\text{C}$	25	68	0,325	0,366	50	39

Kapitel 3

Överdimensionering

Pannans överdimensionering i förhållande till byggnadens maximala uppvärmningsbehov styrs av effektbehovet för laddning av varmvattenberedare, effektbehovet för en eventuell morgonhöjning och av de på marknaden tillgängliga gaspannorna. I avsnittet visas hur årsverkningsgraden påverkas av överdimensioneringen vid olika stora värmeförluster (konvektion/strålning och stillestånd).

Den stationära modell som utvecklats av författaren [6] och vidareutvecklats inom denna studie och som beskrivits i tidigare kapitel har valts då det i denna används en beskrivning av konvektions- och stillestånds-förluster som överensstämmer väl med uppmätta data. För att resultaten i detta kapitel skall vara tillämpliga måste pannan vara installerad så att goda driftbetingelser säkras.

3.1 Indata

Konstanterna C_1 , C_2 och n i ekvationerna 2.1 och 2.2 på s. 9 bestäms genom att förlusterna antas vara kända andelar av brännareffekten. De antas vara totalt 1, 2 och 4% av brännareffekten. För varje storlek fördelas förlusterna så att allt utgörs av konvektionsförluster, allt är stillestånds-förluster eller jämnt fördelat mellan de två. Det skall noteras att konvektionsförlusterna uppträder hela tiden medan stillestånds-förlusterna bara finns när brännaren inte är i drift.

För alla beräkningar i detta kapitel antas en panna som har samma stationära prestanda oavsett brännareffekt. Verkningsgraden vid 60°C returtemperatur är det referenstillstånd mot vilket jämförelserna görs.

I modellen adderas det genomsnittliga tappvarmvattenbehovet till värmebehovet och beredarens värmeförlust adderas till pannans konvektionsförlust. Pannan kommer i dessa beräkningar att vara i drift under hela året, inte enbart under eldningssäsongen som i tidigare beräkningar.

Presentationen av resultat är medvetet koncentrerad till ett inte alltför stort antal driftfall. Skälet är att den spridning av verkningsgrader som presentation av ett stort antal driftfall ger. Årsverkningsgraderna ges för konstant hög panntemperatur, glidande panntemperatur, enstegsbrännare och modulerande brännare. Beräkningarna är också gjorda med och utan varmvattenberedning.

3.2 Enstegsbrännare

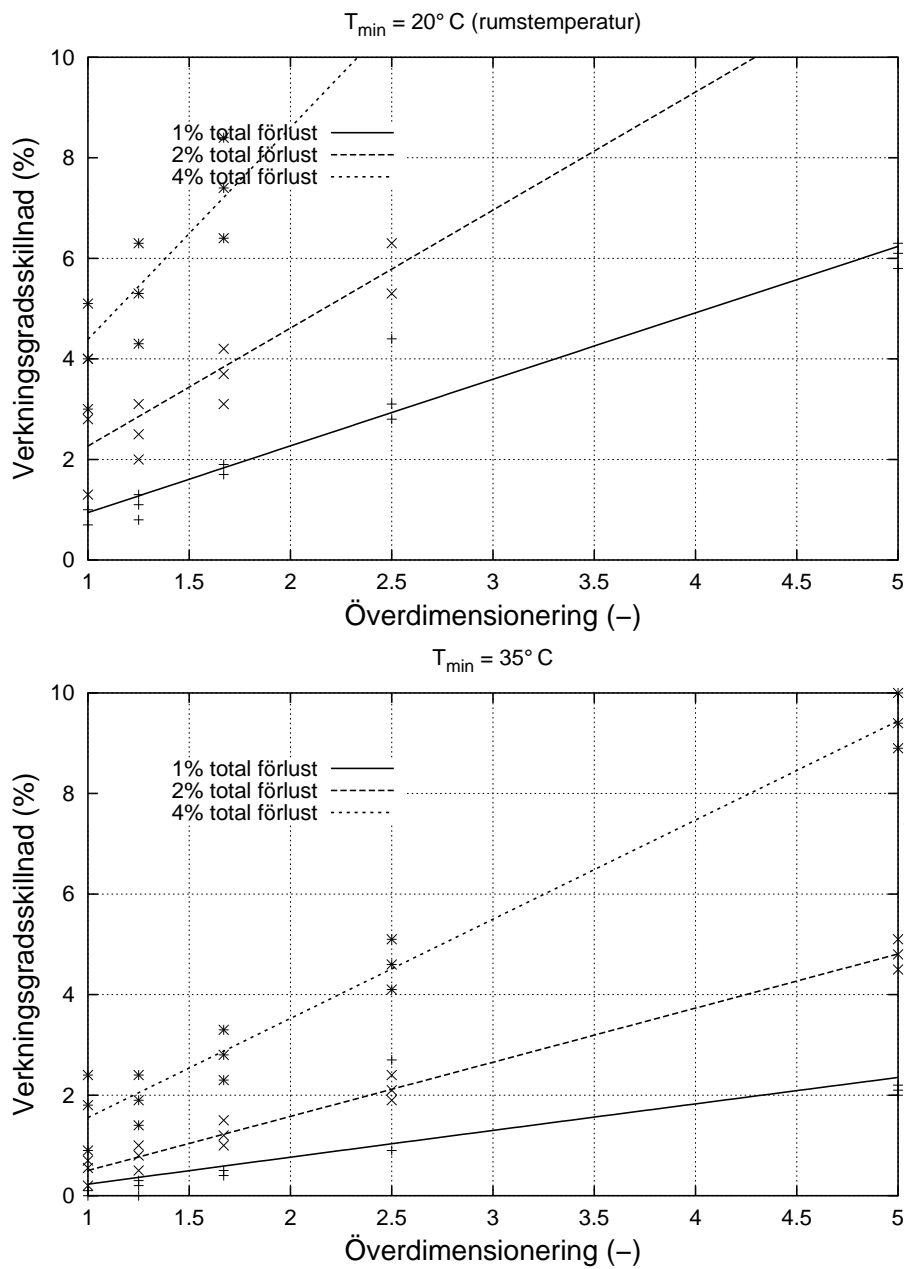
Resultaten presenteras som årsverkningsgradens avvikelse från fullastverkningsgraden vid olika förlustflöden som funktion av överdimensioneringen. Överdimensionering definieras som brännarens bränsleeffekt i relations till byggnadens maximala uppvärmeningsbehov. Avvikelsen beskrivs som en rät linje baserad på verkningsgraden för de olika förlustfördelningarna. I figurerna ses de punkter som ligger till grund för den räta linjen och det är tydligt att resultaten får tolkas med den spridning som punkterna antyder.

3.2.1 Pannvattentemperatur

Här antas att panntemperaturen hålls konstant på 65°C. Värmeförlusterna blir då konstanta oavsett de drifttillstånd som värmesystemet skapar. Det antas också att panntemperaturen följer radiatortemperaturen ned till som lägst 35°C. Det avser pannor som på grund av risk för kondensutfällning i pannan inte kan tillåtas ha lägre inloppstemperaturer än 35°C. Resultaten ses i figur 3.1.

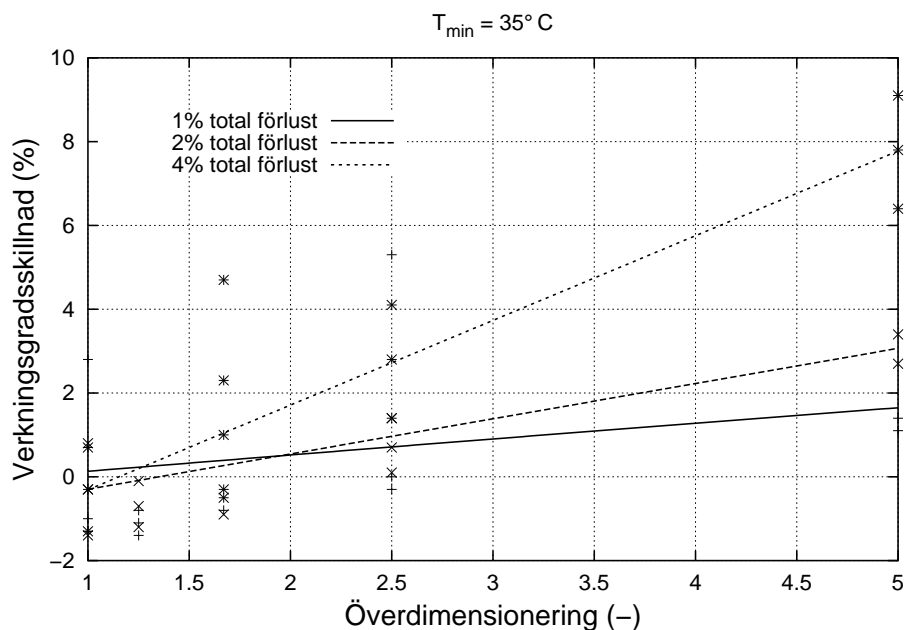
3.3 Modulerande brännare

De modulerande brännarna i simuleringarna antas arbeta med konstant luftöverskott oavsett brännareffekt. Speciellt i tidiga modulerande brännare användes konstant lufttillförsel, vilket ökade luftöverskottet och avgasförlusterna i det modulerande området. Som en följd av att modulerande brännare ger längre drifttider minskar stilleståndsförlusten. Avgastemperaturen sänks också, vilket tillsammans med minskade stilleståndsförluster kan innebära att dellastverkningsgraden kan överstiga den



Figur 3.1: Skillnad mellan fullastverkningsgrad och årsverkningsgrad som funktion av pannans överdimensionering. Olika förlustflöden och med 80/60°C radiatorsystem. Enstegsbrännare och 65°C konstant pannvattentemperatur samt glidande ned till som minst 35°C (nederst)

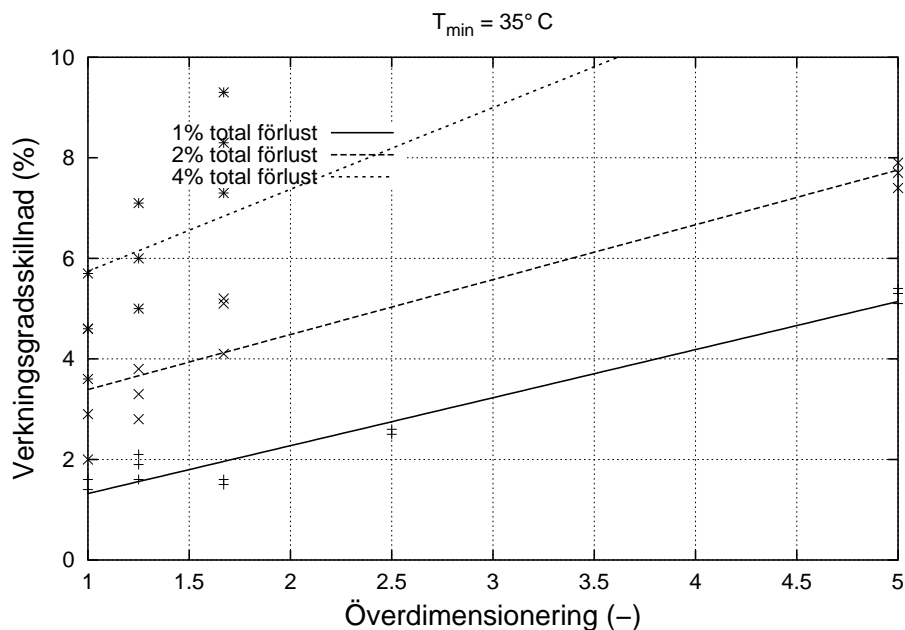
stationära verkningsgraden som används som referens i studien. I beräkningarna förutsätts att brännaren kan modulera ned till 1/3 av maximeffekten. Resultaten från simuleringarna ses i figur 3.2.



Figur 3.2: Skillnad mellan fullastverkningsgrad och årsverkningsgrad som funktion av pannans överdimensionering. Olika förlustflöden och med 55/45°C radiatorsystem. Modulerande brännare och glidande pannvattentemperatur ned till 35°C

3.4 Varmvattenberedning

Varmvattenberedning innebär med denna beräkningsmodell i huvudsak att ytterligare konvektiva förluster uppstår. En ökning av brännarens totala drifttid sker också, men den största påverkan på prestanda sker genom värmeförlusterna från varmvattenberedaren. Här redovisas för enkelhetens och klarhetens skull endast beräkningar där varmvattenproduktion inkluderats till en panna med enstegsbrännare och glidande pannvattentemperatur ned till 35°C. Det är det fall som redovisas i det nedre diagrammet i figur 3.1. Med varmvattenberedning ses resultaten i figur 3.3. Varmvattenberedarens värmeförluster är här antagna till 10% av det årliga varmvattenbehovet, som i beräkningarna är 4000 kWh/år.



Figur 3.3: Skillnad mellan fullastverkningsgrad och årsverkningsgrad som funktion av pannans överdimensionering och med 4000 kWh/år som varmvattenbehov. Olika förlustflöden och med 80/60°C radiatorsystem. *Enstegsbrännare* med glidande pannvattentemperatur ned till som minst 35°C

3.5 Tolkning och rekommendationer

Ur diagrammen för *enstegsbrännare* i figur 3.1 konstaterar vi att en konstant hög panntemperatur begränsar överdimensioneringen om vi beslutar oss för att ha en given verkningsgradförsämring jämfört med stationära data. Om vi exempelvis väljer att årsverkningsgraden inte skall vara mer än 5%-enheter lägre än verkningsgraden vi fullast så begränsas den tillåtna överdimensioneringen till drygt 2 vid 65°C panntemperatur medan överdimensioneringen kan vara omkring 5 om samma panna körs med glidande panntemperatur. Dessa värden gäller vid total värmeförlust, det vill säga summan av konvektionsförluster och stilleståndsförluster.

Modulerande brännare och en varmvattenberedare påverkar dessa värden på så sätt att modulerande brännare medger en större överdimensionering medan varmvattenberedning ökar värmeförlusterna och därmed minskar den tillåtna överdimensioneringen. Det skall observeras att värdena för varmvattenberedning som ges i figur 3.3 gäller med en varmvattenberedare med små värmeförluster, 400 kWh/år. Om förlusterna hade varit de dubbla kan skillnaden mellan diagrammen i

figurerna 3.1 (nederst) och 3.3 öka med kring 2%-enheter vid en överdimensionering på 2 och 2% totala värmeförluster.

Figurerna 3.1–3.3 kan således användas för att uppskatta pannans brännareffekt för att årsverkningsgraden inte skall avvika mer än ett givet värde från pannans verkningsgrad vid fullast. Det bör dock påpekas att de förenklingar som ligger till grund för kurvorna i figurerna endast ger ungefärliga värden.

Kapitel 4

Dynamiska effekter av värmesystemet

Värmesystemet kan skapa en del oönskade problem avseende både pannans drift och kallras i samband med kalla radiatorer/konvektorer intill inlopp för utomhusluft. Dessa problem är sannolikt till största delen beroende på en mindre god kombination av panna och värmesystem. I kapitlet studeras i första hand inverkan på pannans drift. Inomhusklimatet diskuteras i korthet i slutet av kapitlet.

4.1 Tryckfall, pumpkurvor och pannprestanda

I analysen av värmesystemets inverkan på pannans prestanda fokuseras tryckfall och vattenflöde. För analysen används pumpkurvor för en vanlig cirkulationspump på marknaden. I figur 4.1 visas pumpkurvorna för Grundfos UPS 25-40 och UPS 25-60. Dessa kurvor utnyttjas för att få flödet i värmesystemet vid olika totala tryckfall. Tre punkter längs den mellersta kurvan i det övre diagrammet väljs, 150, 200 och 250 kPa tryckfall. Detta ger flödet för de tre fallen.

Två brännareffekter (10 och 20 kW) och två värmekapaciteter (58 och 115 kJ/K) kombineras med de tre tryckfallen och flödena och simuleras i den dynamiska modellen i ett driftfall med en värmebelastning på ungefär 4 kW. Resultaten i form av brännarens drifttid och verkningsgradens förändring vid de olika driftfallen finns redovisade i figur 4.2.

I den övre figuren ses brännarens drifttid för en driftcykel som funktion av det totala tryckfallet i värmesystemet. Vi ser att kortast drifttid fås med en liten värmekapacitet

och hög brännareffekt. Tre av linjerna ligger samlade i en grupp medan en avviker tydligt. Detta visar att en oönskat hög cykelfrekvens orsakad av kort drifttid snabbt kan uppstå om driftförhållanden försämras med tiden eller inte varit goda som en följd av systemets dimensionering.

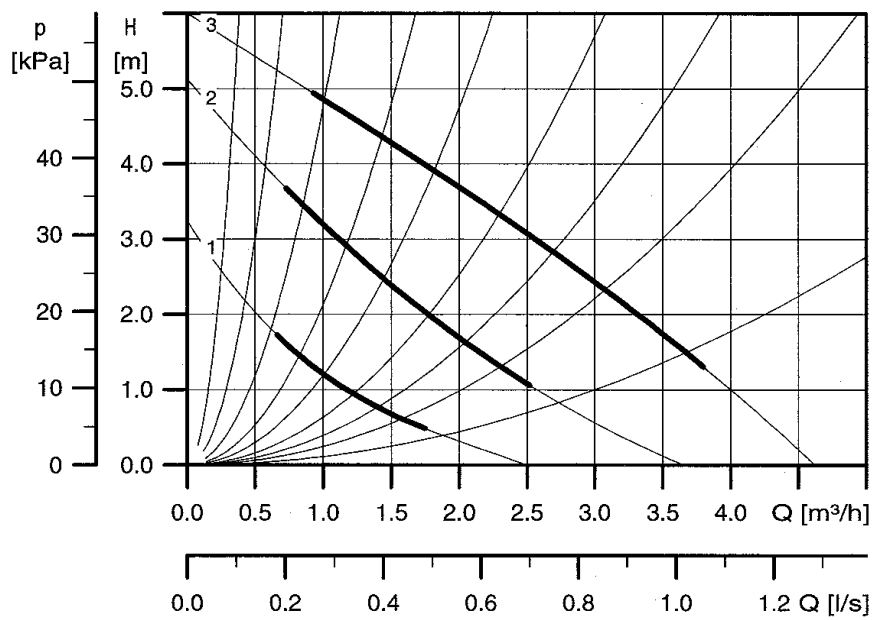
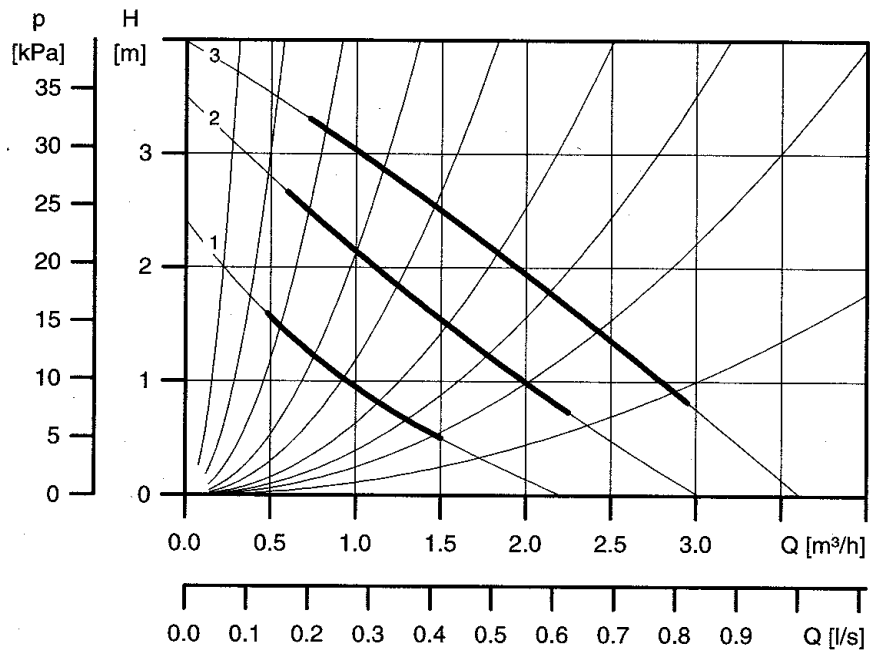
Den nedre figuren visar hur verkningsgraden påverkas av tryckfallet i värmesystemet. Verkningsgraden vid tryckfallet 200 kPa har givits som referenstillstånd och figuren visar olika utseenden för låg respektive hög brännareffekt. Låg brännareffekt ger i detta fall enligt simuleringarna en kurva med ett verkningsgradsmaximum medan den högre effekten ger en konstant fallande verkningsgrad vid högre tryckfall i värmesystemet. Sannolikt är det högre genomsnittlig avgastemperatur vid längre drifttider som ger de lägre verkningsgraderna. Simuleringarna visar också att pannans konstruktion påverkar prestanda även i dessa variationer av drifttillstånd.

4.2 Kommentarer

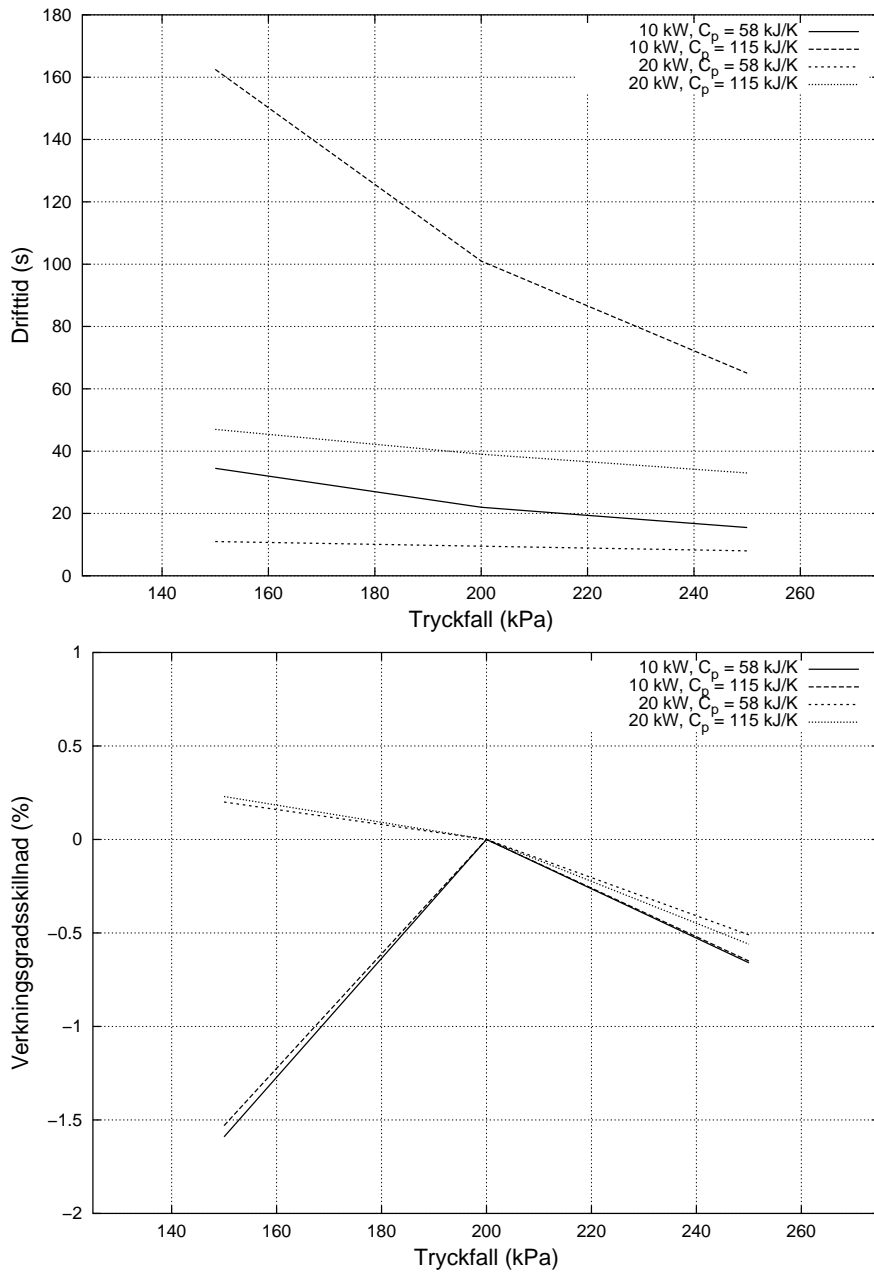
Simuleringarna avser endast renodlade pannkonstruktioner för att illustrera effekterna av radiatorflödet. För att ytterligare öka brännarens drifttid och därigenom minska cykelfrekvensen kan man använda modulerande brännare eller ha ett reglersystem som inte medger att brännaren åter startar förrän efter en given tid efter att den stannat.

Exemplen här ger inte en fullständig bild av radiatorsystemets inflytande. Tryckfallet kan för det enskilda fallet beräknas med program för värmesystem och jämföras med cirkulationspumpens pumpkurva i den aktuella värmepannan.

Ett värmesystem med lägre tryckfall har sannolikt en högre värmekapacitet som en följd av större rördiametrar. Detta skulle kunna leda till mindre problem med kallras, men någon bestämd slutsats kan inte dras.



Figur 4.1: Pumpkurvor för Danfoss cirkulationspumpar UPS 25-40 (överst) och UPS 25-60



Figur 4.2: Simulerade prestanda för panna och olika tryckfall i värmesystemet med tillhörande förändrat vattenflöde

Kapitel 5

Varmvattenberedning

Varmvattenberedning svarar för en allt större andel av bostadens energianvändning. En liten varmvattenberedare kräver högre tillförd effekt och i tidigare kapitel har inflytandet av en överdimensionering av brännareffekten studerats. En detaljerad modellering av varmvattenfunktionen tillsammans med uppvärmningsfunktionen är betydligt mer komplicerad än enbart uppvärmningsfunktionen. I detta kapitel berörs dimensionering av varmvattenfunktionen ur olika aspekter. Inflytande på verkningsgrad och inhuftemperaturen behandlas också.

5.1 Beräkning av beredarens volym

Inledningsvis beräknas den nödvändiga beredarvolymen för en given tappning där vattenflöde och vattenvolym är kända. Därefter beräknas nödvändig beredarvolym enligt de krav som ställs i Boverkets Byggregler (BBR 94).

Nödvändig beredarvolym enligt Boverkets krav på varmvattenkapacitet är:

Varmvattenvärmare utan ackumulering för ett enbostadshus bör ge en effekt som medger ett flöde av blandat kall- och varmvatten med temperaturen 40° C av lägst 0,35 l/s. Vattenvärmare med ackumulering för ett enbostadshus bör vara så dimensionerad att den kan värma kallvatten av 10° C under en tid av högst 6 timmar så att två tappningar om vardera 140 l vatten av 40° C blandat kall- och varmvatten, kan erhållas inom en timme. Därvid bör tappflödet vara minst 0,2 l/s. (BBR94, s. 80)

5.1.1 Känd engångstappning

Detta avsnitt ger en modell att beräkna beredarvolymen för en given engångstappning där också tillförd värmeeffekt till beredaren är känd.

Den önskade värmeenergin Q_{tapp} under tappningen är

$$Q_{tapp} = V_{tapp} (T_{vv} - T_{kall}) c_p \quad (5.1)$$

och under tappningen tillförs energin Q_{till}

$$Q_{till} = \dot{Q}_{till} t = \dot{Q}_{till} \frac{V_{tapp}}{\dot{V}_{tapp}} \quad (5.2)$$

I beredaren finns vid tappningens början värmeenergin Q_{vv}

$$Q_{vv} = V_{vv} c_p \rho_{H_2O} (T_{vv} - T_{kall}) \quad (5.3)$$

Den tillgängliga tappningsenergin Q_{tapp} är

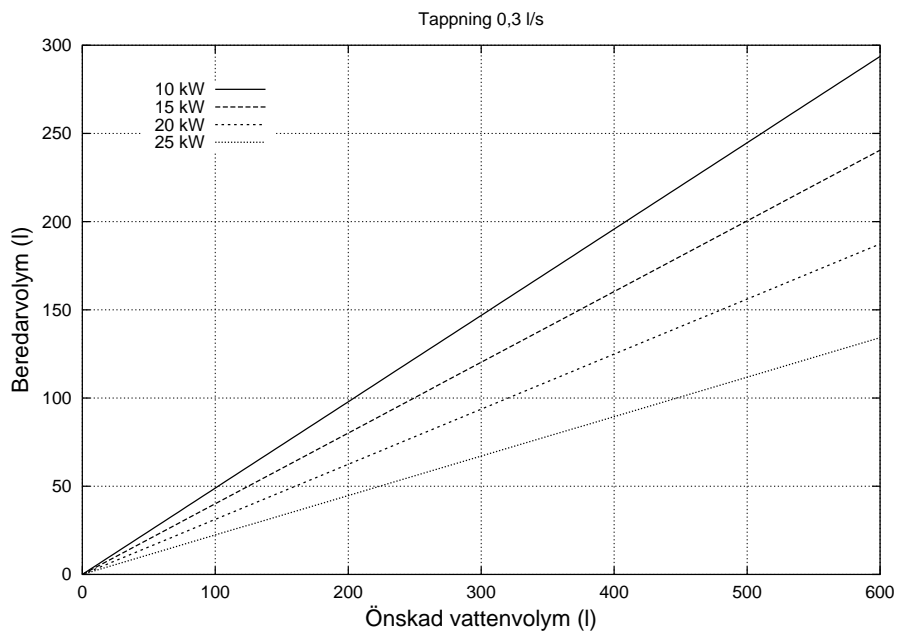
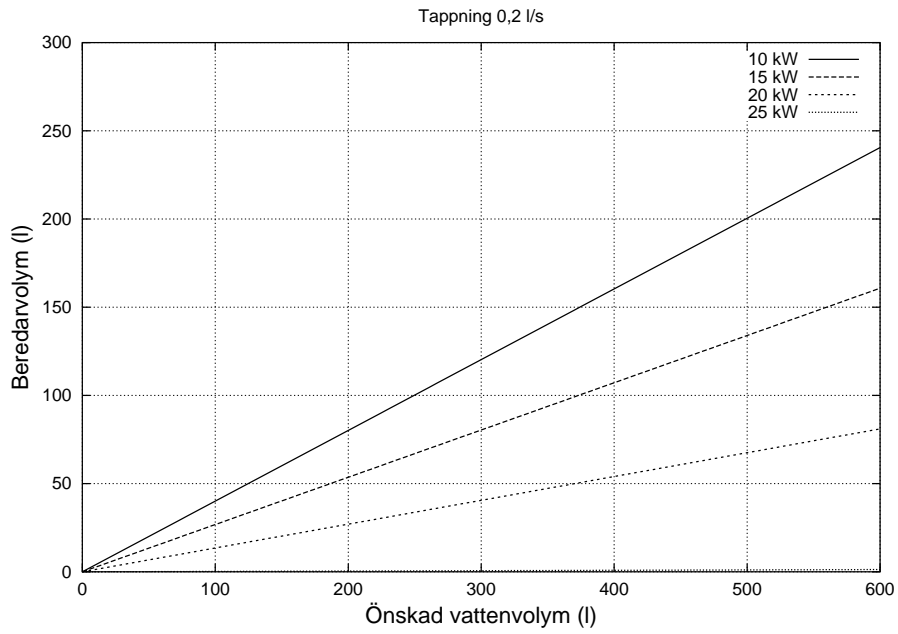
$$Q_{tapp} = Q_{till} + Q_{vv} \quad (5.4)$$

vilket ger den nödvändiga beredarvolymen V_{vv} som

$$V_{vv} = \frac{Q_{tapp} - Q_{till}}{(T_{vv} - T_{kall}) c_p \rho_{H_2O}} \quad (5.5)$$

Varmvattenberedarens volym V_{vv} är okänd men med värden på tillförd värmeeffekt \dot{Q}_{till} och varmvattenflödet \dot{V}_{tapp} kan den nödvändiga beredarvolymen bestämmas. I figur 5.1 visas den nödvändiga beredarvolymen vid tappningsflöden på 0,2 l/s och 0,3 l/s. I det övre diagrammet (0,2 l/s) finner vi att den nödvändiga beredarvolymen vid 25 kW effekt är 0 liter, det vill säga den till beredaren tillförda värmeeffekten enbart är tillräcklig för den önskade varmvattenvolymen.

I det första fallet antas att en givet vattenflöde (40°C) krävs under en viss tid. Värmeeffekten till varmvattenberedaren är också känd. Varmvattenberedaren är inställd på 55°C. Det antas vidare att varmvattenberedaren börjar värmas samtidigt som tappningen startar. Kallvattnet till beredaren har temperaturen 10°C.

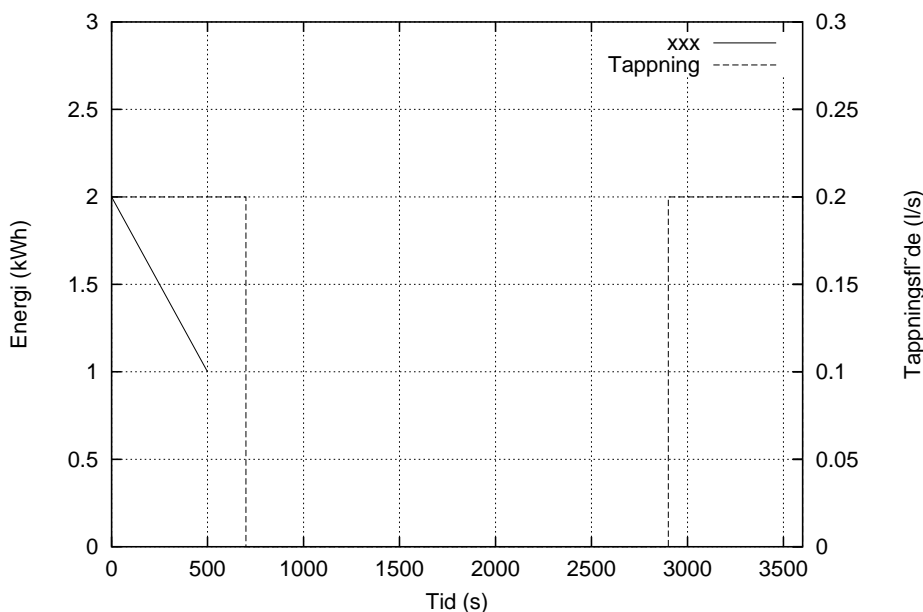


Figur 5.1: Nödvändig beredarvolym som funktion av tappningsvolym, vattenflöde och värmeeffekt till varmvattenberedaren

Följande exempel illustrerar användningen av figurerna. Man önskar 300 liter under 20 minuter. Tillförd effekt till varmvattenberedaren är 15 kW. Tappningsflödet blir $300/20 \cdot 60 = 0,25$ l/s. Den övre figuren (0,2 l/s) ger en ungefärlig beredarvolymen på 80 liter och den undre figuren (0,3 l/s) ger beredarvolymen ca 120 liter. För flödet 0,25 l/s blir beredarvolymen då ca 100 liter. Den valda beredaren blir då närmast större standardstorlek. Tillägg bör göras för värmeväxlarförsmutsning och att beredarens hela volym inte kan utnyttjas.

5.1.2 Flera tappningar – Boverkets krav

För att beräkna den teoretiskt minsta beredarvolymen som funktion av tillförd värmeeffekt studeras enbart den tid som tappningarna omfattar, det vill säga en timme. I figur 5.2 visas tappningsmönstret och energiinnehållet i en beredare med 100 liters volym och 12 kW tillförd värmeeffekt. Den första tappningen inleds vid periodens början och den andra tappningen avslutas 1 timme senare. Mellan tappningarna finns en period på 2 200 sekunder då beredaren kan laddas.



Figur 5.2: Tappningsflöde och varmvattenberedarens energiinnehåll för ett system som uppfyller Boverkets krav

Vi antar att brännaren startar samtidigt som tappningen inleds. Utgångspunkten är att den återstående energin i beredaren och tillförd värmeenergi under tappningen

är lika med tappningens värmeenergi. Under hela tiden mellan tappningarna värms beredaren.

5.2 Inflytande på verkningsgraden

Varmvattenberedning innebär en betydande ökning av komplexiteten i verkningsgradsmodeller. Ingen metod har hittills presenterats som kan ta hänsyn till alla slags gaspannor och brukarbeteenden. Den dynamiska modell som beskrivs i avsnitt 2.2 på s. 11 används här för att visa hur prestanda och varmvattenberedare förändras beroende på konstruktionen.

Simuleringar gjordes för pannor med brännareffekter i intervallet 10–25 kW och med varmvattenberedare i intervallet 100–250 liter. Två värmekapaciteter för pannan användes också, 58 och 115 kJ/K. Ett dygn simulerades och resultatet (temperaturer och flöden) för varje sekund under dygnet lagrades i resultatfiler.

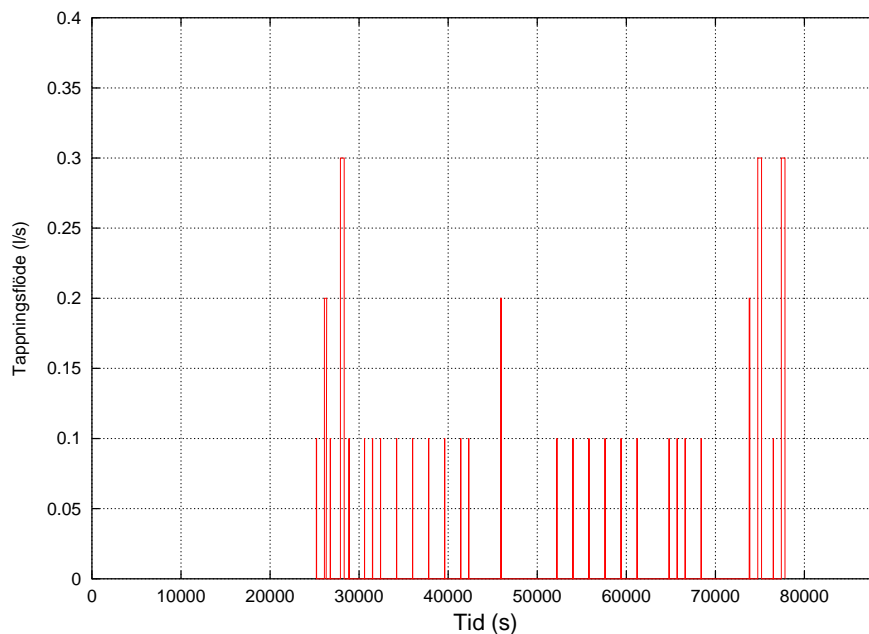
Varmvattentappningarna följde det mönster som visas i figur 5.3. Upplösningen i figuren är tyvärr inte tillräcklig för att visa längden av de olika tappningarna, men alla slags tappningar i ett hushåll finns inkluderat i mönstret. Figurerna 5.4–5.5 visar ett utsnitt av dygnet, 25 000–35 000 sekunder efter simuleringens början, det vill säga midnatt. Detta motsvarar 07⁰⁰–09⁴⁵. Vi ser tydligt brännarens drift för byggnadens uppvärmning och de betydligt längre drifttider som orsakas av laddningen av varmvattenberedaren.

Simuleringsresultatet i figur 5.4–5.5 visar avgasttemperatur, framledningstemperatur (till värmesystemet och varmvattenberedaren) samt tappningsflödet.

I figur 5.5 ses att brännaren stannar och startar vid slutet av laddningen av varmvattenberedaren. Detta beror på att i indata är maxtemperaturen i pannan givet till 80°C och att vattenflödet genom panna och beredarens värmeväxlare är givet till 0,2 l/s.

Det antagna uppvärmningsbehovet är baserat på en dag i början av februari i Malmö och motsvarar ca 4 kW. Verkningsgraden för de olika kombinationerna av brännareffekt, beredarvolym och pannans värmekapacitet ses i figur 5.6. Det framgår att verkningsgraden för en panna med hög värmekapacitet ligger ungefär 2%-enheter högre än för pannor med låg värmekapacitet. Förklaringen är de lägre stillståndsförlusterna som färre brännarstarter innebär.

Energimyndigheten har för några år sedan genomfört en teknikupphandling avseende varmvattenberedare. Här var låga värmeförluster ett mål.



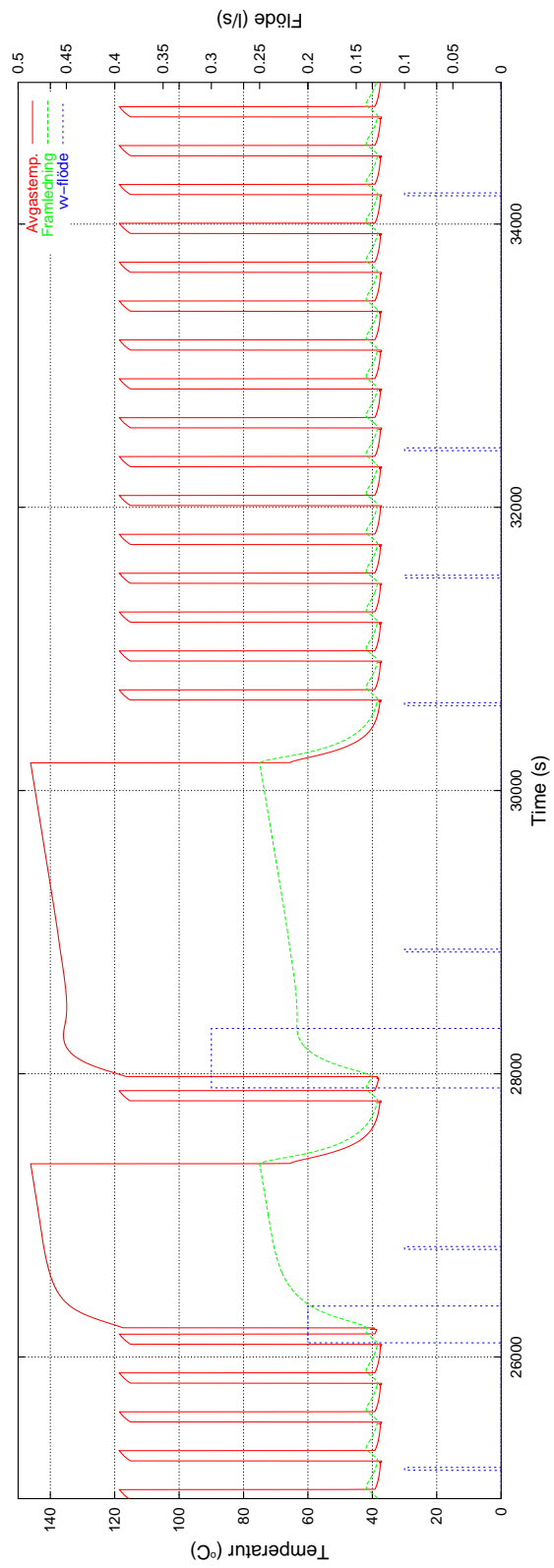
Figur 5.3: Tappningsprogram som använts vid simulering med dynamisk modell av prestanda för uppvärmning och varmvattenberedning

Det är en god idé att ha en varmvattenberedare som endast behöver laddas en gång per dygn. Detta innebär att pannan endast behöver vara i drift en gång per dygn och förluster som följd av pannans avkylning minimeras. Tydligaste effekten av en stor varmvattenberedare fås när pannan har en hög värmekapacitet. Då kan pannans lagrade energi inte tillvaratas då uppvärmningsbehov saknas.

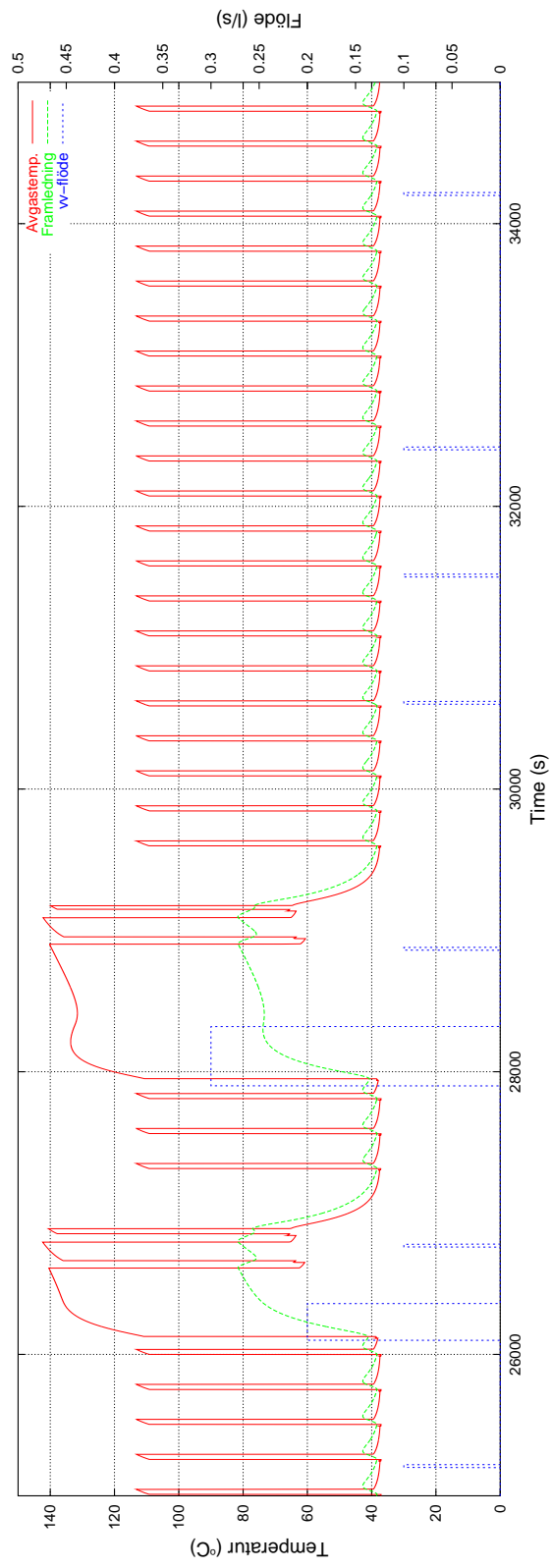
5.3 Varmvattenberedning och inomhusklimat

Då uppvärmningsbehovet i nybyggnation blir allt lägre och effektbehovet för tappvarmvattenberedningen blivit dimensionerande ges här en kort redovisning av inomhustemperaturens förändring vid tappvarmvattenberedning. Resonemanget utgår från byggnadens tidskonstant och uppvärmningstiden för olika beredarvolymmer och tillförd effekt.

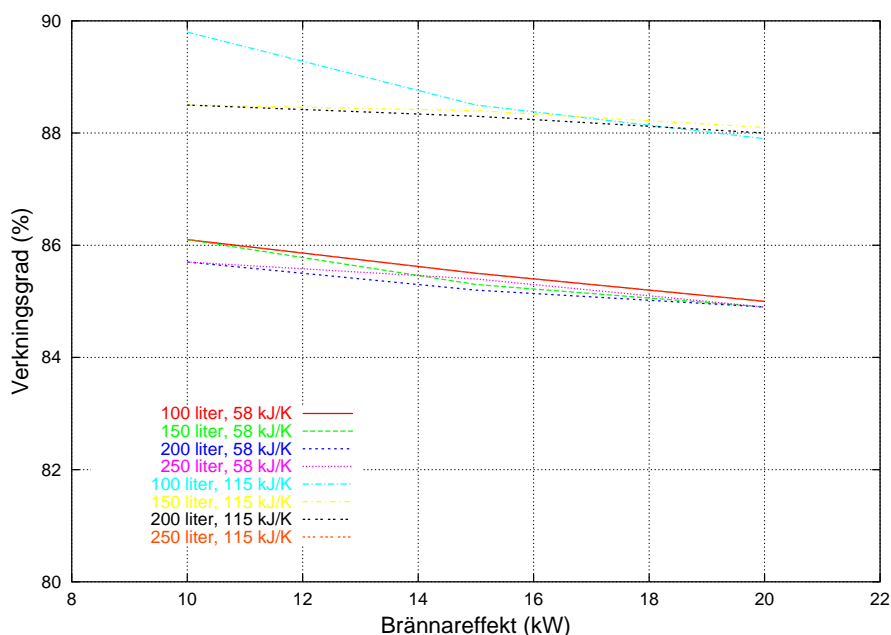
Från samma beräkningar som i studien av verkningsgraden tas laddningstiden för beredaren vid ungefär 28 000 sekunder. Med hjälp av hur inomhustemperaturen sjunker då uppvärmningen upphör kan en uppskattning av förhållande mellan brännareffekt och varmvattenberedarens volym göras.



Figur 5.4: Pannans drift under en del av dygnet vid långvariga laddningar av tappvarmvattenberedaren. Brännareffekten är 10 kW och pannans värmekapacitet är 115 kJ/K



Figur 5.5: Pannans drift under en del av dygnet vid långvariga laddningar av tappvarmvattenberedaren. Brännareffekten är 20 kW och pannans värmekapacitet är 115 kJ/K



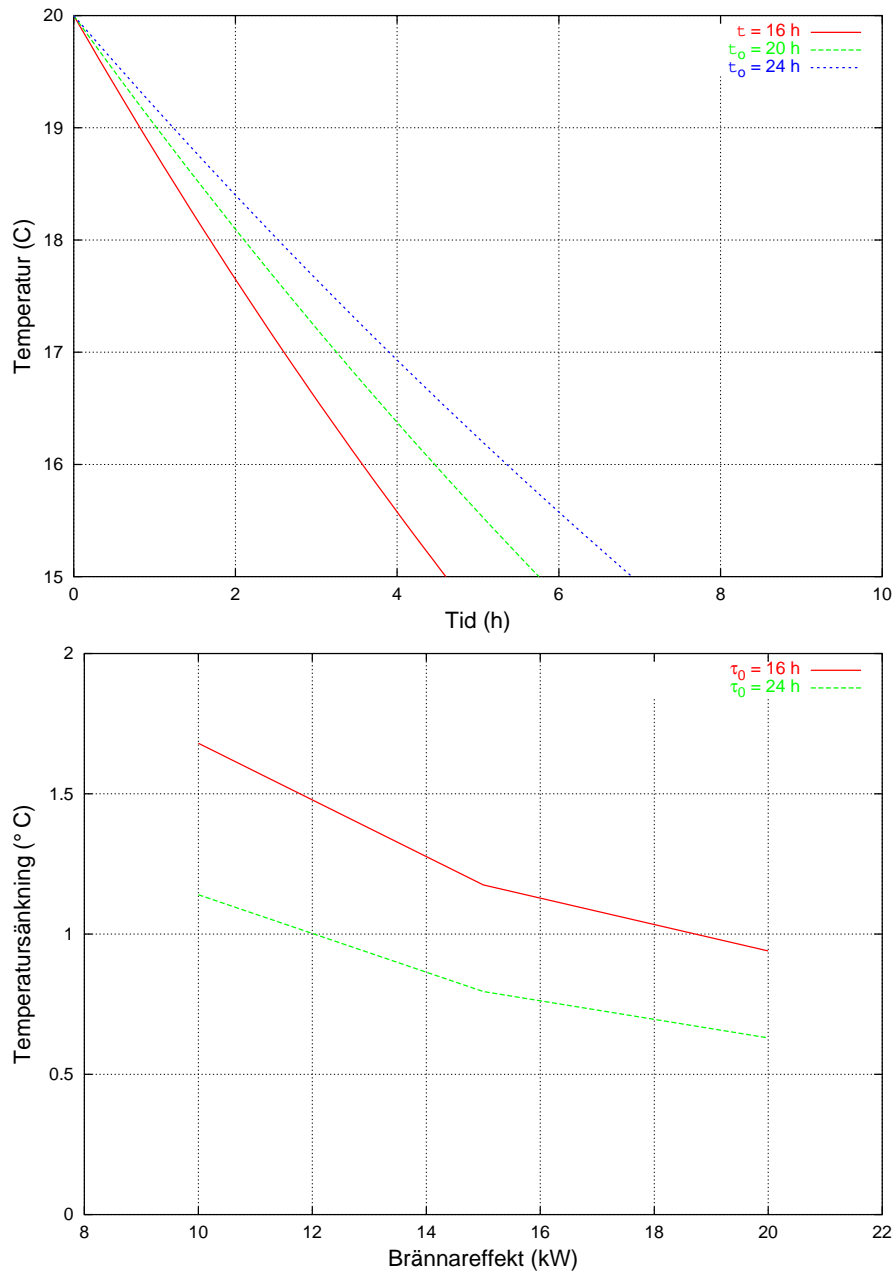
Figur 5.6: Verkningsgrad för uppvärmning och varmvattenberedning vid simulering med dynamisk modell

Inomhustemperaturen, då energi inte tillförs värmesystemet och byggnaden, förändras enligt

$$T_{inne} = T_{ute} + (T_{inne} - T_{ute}) \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_0}\right) \right) \quad (5.6)$$

där t är tiden och τ_0 är byggnadens tidskonstant. I det övre diagrammet i figur 5.7 visas avsvlningsförloppet i byggnader vid tre olika tidskonstanter för byggnaden. Det undre diagrammet erhålls genom att tiden för värmning av beredaren översätts till en temperatursänkning med hjälp av data ur det övre diagrammet. För de olika beredarvolymerorna fås i detta fall samma värmningstider, men detta kan förändras beroende på hur tappningarna görs.

Vi ser att den beräknade sänkningen av inomhustemperaturen ökar med lägre brännareffekt som en följd av längre tid att ladda varmvattenberedaren.



Figur 5.7: Samband mellan brännareffekten och innetemperaturens förändring vid laddning av varmvattenberedare efter en stor tappning

Kapitel 6

Slutsatser och riktlinjer

De tre delmomenten fogas samman för att ge en allmän rekommendation för dimensionering av gaspannor för enfamiljshus. Endast avseende överdimensioneringen kan siffervärden ges, i övrigt målsättningar med dimensioneringen.

Delmomenten överdimensionering och varmvattenberedning och inomhusklimat kan tillsammans ge att en överdimensionering av panneffekten till värdet 2 synes ge både hög årsverkningsgrad och effektiv varmvattenberedning. Värdet är dock inte giltigt för hus med mycket små uppvärmningsbehov. Hänsyn får också tas till pannans värmeförluster.

För att brännarens cykelfrekvens skall hållas låg krävs både en syn på brännareffekten och vattenflödet i värmesystemet. Den föreslagna överdimensionering av pannan torde vara ett relevant värde här, men modulerande brännare underlättar också. Ett värmesystem med stor värmekapacitet kommer sannolikt att ge ett litet tryckfall och goda förutsättningar för pannan att fungera väl. Nackdelen torde vara ett trögare värmedistributionssystem.

Litteraturförteckning

- [1] Kristensen, L. Savstrup (Frederiksen, K.V. (rev.)), *Beregning af varmeanlæg til parcelhuse*, Teknisk note nr. 1/1995, Dansk Gasteknisk Center
- [2] Hüppelshäuser, H. och F. Jansen, *Start/Stop Emissions of Domestic Appliances – Experimental Assessment and Evaluation of Environmental Relevance*, 1998 Int. Gas Research Conf., 8–11 november, San Diego, USA
- [3] Pfeiffer, P., *Berechnung des stationären und instationären Betriebes von Gasheizkesseln*, gwf–Gas/Erdgas, **135** (1994), No. 2, pp. 65–79
- [4] Hanby, V.I. och G. Li, *Modeling the Thermal and Emissions Performance of Commercial Boilers*, HVAC&R Research, Vol. 2, No. 2, april 1997
- [5] Näslund, M., *On the Design of Residential Condensing Gas Boilers*, doktorsavhandling, Värme- och Kraftteknik LTH, 1997
- [6] Näslund, M., *A Calculation Method for the Prediction of Part-Load Efficiency of Domestic Gas Boilers*, Posterkonferens, Svenska Gasföreningens årsmöte 1993
- [7] Näslund, M., *Start/stop losses of domestic gas boilers. Efficiency gain at on/off operation*, opubl. manus, Värme- och Kraftteknik LTH, februari 1993



SE-205 09 MALMÖ • TEL 040-24 43 10 • FAX 040-24 43 14
Hemsida www.sgc.se • epost info@sgc.se
