
Rapport SGC 064

ENERGIEFFEKTIVISERING AV STÖRRE GASELDADE PANNANLÄGGNINGAR

Handbok - värmecentraler

Översättning av "Energieffektivisering af
større gasfyrede kedelanlæg"
Dansk Gastekniskt Center a/s

Augusti 1995



Rapport SGC 064

ENERGIEFFEKTIVISERING AV STÖRRE GASELDADE PANNANLÄGGNINGAR

Handbok - värmecentraler

Översättning av "Energieffektivisering af
større gasfyrede kedelanlæg"
Dansk Gastekniskt Center a/s

Augusti 1995

SGC:s FÖRORD

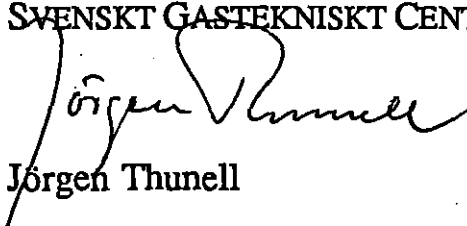
FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

SGC svarar för utgivningen av rapporterna medan uppdragstagarna för respektive projekt eller rapportförfattarna svarar för rapporternas innehåll. Den som utnyttjar eventuella beskrivningar, resultat eller 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 i slutet på denna rapport.

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, Sydgas AB, Sydkraft AB, Göteborg Energi AB, Lunds Energi AB och Helsingborg Energi AB.

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



Jörgen Thunell

Innehållsförteckning

Handbok - värmecentraler

	Sid
Förord	i
Innehållsförteckning	iii - iv
Variabellista	v - ix
Sammanfattning	1
1 Vägledning för handbokens användare	3
1.1 Typiska anläggningsstorlekar	4
1.2 Nybyggnad av panncentral	5
1.3 Energieffektivisering av existerande anläggningar	5
1.3.1 Besparingspotential	5
1.3.2 Kostnader vid ändring av en panncentral	7
1.4 Ekonomiska överväganden	7
1.4.1 Rak pay-back tid	7
1.4.2 Nuvärdesberäkning	8
1.4.3 Det ekonomiska urvalskriteriet	10
1.4.4 Avgifter och bidrag	11
1.5 Nyckeltal	11
1.5.1 Tillvägagångssätt vid nyckeltalsberäkning	11
1.6 Bedömning av miljökonsekvenser	13
1.7 Vidare bearbetning av de mest "lovande anläggningsförslagen	13
1.7.1 Beräkning av den årliga besparingen	13
1.7.2 Beräkning av investeringskostnaden	16
1.7.3 Val av den optimala lösningen	16
1.8 Presentation av det valda ombyggnadsförslaget	19
1.9 Vägledningens i huvudpunkter	21

	Sid
2 Valda anläggningsstorlekar	26
2.1 Bestämning av den totalt erforderliga panneffekten	33
2.1.1 Bestämning av värmeeffektbehovet (Q^e_{behov})	34
2.1.2 Beräkning av medeleffektbehovet (Q^e_{behov}) utgående från (GUF+GAF)	45
2.1.3 Gångtid vid maximal belastning	47
2.1.4 Överkapacitet före och efter ombyggnad	47
2.1.5 Varaktighetskurva	49
2.2 Ur energiekonomisk synpunkt optimal utformning av anläggningen	59
3 Nyckeltal för årsverkningsgrader	61
3.1 Möjliga energieffektiviserande åtgärder	62
3.1.1 Komponenter och deras prestanda	63
3.1.2 Hjälptrustning	70
3.1.3 Isolering	95
3.1.4 Reduktion av onödig överkapacitet	112
3.2 Årsverkningsgrad kontra anläggningsutformning	116
3.2.1 Specifikationer av beräkningsunderlaget	117
3.2.2 Nyckeltalsscheman för årsverkningsgrader	121
3.2.3 Jämförelse mellan olika anläggningsutformningar	130
3.2.4 Rapportering från datorstödda beräkningar	133
Referenser	138
Uppgifter	
uppgifter	141
lösningar på uppgifterna	145

Använda beteckningar

Svenska bokstäver

a	total årskostnad [kr] - (se sid 8)
A	investeringkostnad [kr] - (se sid 8)
A_{Reno}	total kostnad för ombyggnad [kr] - se sid 9)
b	totala årliga intäkter [kr] - (se sid 8)
B	faktor som är för bostäder med dusch utan badkar och för bostäder med badkar []
BES	besparing per år vid ökad isoleringstjocklek [kWh/(år•m)]
C	elektrisk kapacitans [F] - (enheten kallas Farad)
C_{pvatten}	vattnets specifika värme [kJ/(kg•°C)]
d	den utvändiga rördiametern - exklusive isolering [mm]
d_i	den invändiga rördiametern [mm]
d_u	den utvändiga rördiametern - inklusive isolering [mm]
E	avläsningsvärde på värmemängdsmätare [kWh]
E_k	det ekonomiska urvalskriteriet - den framtida årliga förtjänsten pga en energieffektiviserande åtgärd angiven i "nutidskronor" [kr] - (se sid 10)
$E_{K_{\text{yr}}}$	den ekonomiska vinsten genom att i framtiden ytterligare energieffektivisera anläggningen [kr] - (se sid 20)
f	förhållandet mellan körtid och summan av kör- och stilleståndstid [] (se sid 42)
F	förhållandet mellan bränsleeffekt på respektive liten och stor flamma []
$f(\text{GUF/GAF})$	den årligen utlevererade värmeenergin i förhållande till installerad effekt [kWh/kW _{installerad}] - kan också tolkas som årlig drifttid vid maximal brännarbelastning, dvs ekvivalenta fullasttimmar [kWh/kW (=h)]
f_k	kapitaliseringsfaktor [] (se sid 8)
$f_{\text{vid en panna}}$	andel av den årliga bränsleförbrukningen, som användes med liten flamma []
GAF	den graddagsberoende värmeförbrukningen under ett år [MWh/år] - lokaluppvärmningsbehovet - (se sid 45)

Variabellista

GD	graddagar under loppet av ett år [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{dagar}$]
GUF	den graddagsoberoende värmeförbrukningen under loppet av ett år [$\text{MWh}/\text{år}$] - till uppvärmning av tappvarmvatten och för fjärrvärmeverkens vidkommande också för att kompensera kulvertförluster - (se sid 45)
GVV	genomströmningsberedare
h_{max}	ekvivalenta fullasttimmar [h] - (se sid 47)
H_{UNG}	nedre värmevärdet för dansk naturgas [kWh/m^3] - (se sid 30)
i	inflationen [%] - (se sid 9)
K	konstantbehovet - det genomsnittliga effektbehovet för tappvarmvatten produktion och nettoförluster [kW] - (se sid 54)
KOMP	uppskattad "kompakthet" i de enskilda zonerna i panncentralen [] - (se sid 102 och fig 3.16)
$l_{\text{rör}}$	rörlängden [m]
MAT	förbrukning av isoleringsmaterial per löpmeter rör [m^3/m]
m_{vatten}	massflöde av det cirkulerande vatten [kg/s]
N	antal hushåll värmecentralen försörjer med värme [] (se sid 105 och formel 3.26) - använd som potens betyder "N" livslängden [år] - (se sid 9)
Nu	nuvärdet [kr] - (se sid 8)
Nu_{Reno}	nuvärdet av en energieffektiviserande åtgärd [kr] - (se sid 9)
$\text{O}_{2,\text{f}}$	syrehalt i den våta rökgasen [%]
$\text{O}_{2,\text{f,m}}$	medelvärde av syrehalten i den våta rökgasen [%]
P_{eff}	den erforderliga effekten till uppvärmning av tappvarmvatten (vattenvärmareffekt) [kW] - (se sid 108 och formel 3.29)
$P_{\text{eff,GVV}}$	den erforderliga vattenvärmareffekten med genomströmningsberedare [kW] - (se sid 108 och formel 3.30)
$P_{\text{eff,m}}$	medeleffekten för uppvärmning av tappvarmvatten [kW] - (se sid 106 och formel 3.28)
$P_{\text{eff,VVB}}$	den erforderliga vattenvärmareffekten i värmecentraler med varmvattenberedare [kW] - (se sid 109 och formel 3.34)
Pris_{NG}	totala naturgaspriset inklusive skatter och avgifter [$\text{kr}/\text{MWh}_{\text{NG}}$] - (se sid 6)
Q^e	effekt [kW]
Q^e_{behov}	dimensionerande värmeeffektbehovet [kW] - (se sid 46 och formel 2.22)

$Q^e_{\text{brännare}}$	brännareffekt [kW]
Q^e_{Dim}	den totalt erforderliga maximala panneffekten [kW] - beräknas som dimensionerande värmeeffektbehovet multiplicerad med en säkerhetsfaktor - (se sid 33 och formel 2.1)
Q_{kap}	pannanläggningens överkapacitet [%] - (se sid 49)
Q_{lev}	den årligen levererade värmeenergin från panncentralen [kWh/år] - (se sid 45)
$Q^e_{\text{lev,liten}}$	den levererade värmeeffekten vid drift av pannanläggningen på liten flamma [kW]
$Q_{\text{f,f}}$	den årliga naturgasförbrukningen i den existerande anläggningen [MWh/år] - (se sid 6)
q^f_{panna}	pannans värmeförluster per grad temperaturdifferens mellan pannvattnet och pannans omgivning [W/°C]
Q^e_{panna}	värmeförlusten från pannan [kW] - (se sid 97 och formel 3.7) - också använd för pannans märkeffekt [kW] - (se sid 31)
Q^e_{med}	medeleffekten över ett år [kW]
$q^f_{\text{rör}}$	värmeförlusten från rör per meter per grad temperaturdifferens [W/(°C·m)]
$Q^e_{\text{rör}}$	värmeförlusten från rör [kW]
q^f_{vent}	värmeförlusten från ventiler per grad temperaturdifferens [W/°C]
q^f_{VVB}	värmeförlust från varmvattenberedare per grad temperaturdifferens [W/°C]
Q^e_{VVB}	värmeförlusten från varmvattenberedaren [kW]
Q^e_{obe}	det graddagsoberoende medeleffektbehovet [kW] - (se sid 39 och formel 2.6)
Q_v	den årliga värmeleveransen från panncentralen [kWh/år] - (se sid 6)
Q_{ar}	den årliga förbrukningen av primärenergi [kWh/år] - (se sid 47)
r	nominell ränta [%] - (se sid 9)
R	lokalvärmebehovet - det genomsnittliga effektbehovet till lokaluppvärmning [kW] - (se sid 54) - användes också om elektriskt motstånd [Ω]
RT	rökgasförlusten [%] - (se sid 77 och formel 3.3)
SAM	överlagringsfaktor [] - (se sid 106)
S_f	säkerhetsfaktorn [] - (se sid 48 och formel 2.28)

T	temperatur [°C]
TG	täckningsgrad [%] - (se sid 60)
T _{förbränning}	den genomsnittliga temperaturen på förbränningsluften viktad med hänsyn till de förbrukade luftmängderna vid den rådande utelufttemperaturen [°C] - (se sid 81)
t _{fram,m}	genomsnittlig framledningstemperatur över året från pannor till radiatorer [°C]
T _{framled}	framledningstemperatur från panna till radiatorer [°C]
t _{isolering}	isoleringstjocklek [m]
T _{retur}	returtemperatur från förbrukningsställena till panncentralen [°C]
t _{rökgas}	rökgastemperatur [°C]
T _{po}	rak pay-off tid [år] - (se sid 7)
t _{ute}	uteluftens temperatur [°C]
T _{ute,GAF}	den genomsnittliga utelufttemperaturen vid produktion av den graddagsberoende värmeproduktionen [°C] (viktad med hänsyn till storleken av den förbrukade luftmängden vid rådande utelufttemperatur - se sid 80)
T _{ute,GUF}	den genomsnittliga utelufttemperaturen vid produktion av den graddagsberoende värmeproduktionen [°C] (denna är densamma som den årliga medeltemperaturen - se sid 81)
UIISO	faktor som är 1/2 vid oisolerade icke vattenkylda yttre pannväggar, annars är denna faktor 1. []
V _{eff}	varmvattenberedarens effektiva vattenvolym [l]
Vol _{lager}	värmelagrets storlek [m ³]
Vol _{NG}	den årliga naturgasförbrukningen [m ³ /år]
Vol _{vv}	varmvattenberedarens volym [l]
V _{total}	totala antalet ventiler i en av anläggningens zoner [] (se sid 101 och fig 3.16)
V _{oiso}	antal oisolerade ventiler i en av anläggningens zoner [] (se sid 101 och fig 3.16)
VVB	varmvattenbehållare [l] - (se sid 104)
X	vatteninnehåll i förbränningsluften [kg _{vatten} /kg _{torr luft}]
X _m	genomsnittligt vatteninnehåll i förbränningsluften [kg _{vatten} /kg _{torr luft}]

Grekiska bokstäver

ΔP_{Drift}	ökningen av de övriga driftkostnaderna [kr/år] - (se sid 8)
ΔP	den årliga energibesparingen - besparingspotentialen [kr/år] - (se sid 8)
ΔP_{eff}	den nödvändiga effektökningen för tappvarmvattenproduktion pga den begränsade volymen hos varmvattenberedaren [kW] - (se sid 48 formel 2.26)
Δt	temperaturdifferens [°C]
η	årsverkningsgrad []
η_{panna}	förbränningsverkningsgrad []
λ	luftöverskottstalet (lufttalet) []
λ_m	det genomsnittliga lufttalet []
ρ	realräntan [%] - (se sid 9)
τ	tid [h]

Sammanfattning

I handboken presenteras standardiserade metoder, som bör kunna användas av såväl gasbolagens egna tekniker, konsulter som annan personal i samband med energirådgivning.

Handboken behandlar pannanläggningar med tillhörande gasbrännare. För olika "typiska" storlekar på anläggningar över ca 100 kW (undre värmevärde) beskrivs de utformningar som är optimala såväl ur ekonomisk som ur energieffektivitetssynpunkt. Denna information bör kunna användas dels vid nyprojektering och dels som ett referensmaterial för existerande anläggningar i samband med en renovering. Vidare innehåller handboken en beskrivning av de tänkbara komponenter och hjälputrustningar, som kan medverka till energieffektivisering och minskad miljöbelastning.

Vid nyprojektering av en anläggning är det lämpligt att låta den ekonomiskt optimala utformningen av anläggningen styra förslaget till lösning. Det förhåller sig annorlunda vid en renovering. Då är det den möjliga energibesparingen, som skall finansiera kostnaderna i samband med ombyggnaden. I det fallet finner man det mest lönsamma renoveringsförslaget som den lösning- utgående från den existerande anläggningen - som ger de största energibesparingarna.

För att snabbt kunna minska antalet renoveringsförslag utan att samtidigt missa de mest lönsamma, innehåller handboken en översikt i form av ett schema där årsverkningsgraderna för olika utformningar av anläggningen kan jämföras. Ett av dessa förslag till utformning är den mest energieffektiva anläggningen. Med denna som utgångspunkt, undersöker man nu hur en existerande anläggning kan ändras, så att de största skillnaderna mot den optimala utformningen försvinner. Alla utformningar av anläggningen, som enligt översiktsschemat har en högre årsverkningsgrad än den existerande, kan då vara modeller för hur den nuvarande anläggningen kan energieffektiviseras. Dessa scheman, vari nyckeltal för de olika anläggningsförslagen jämförs, är en mycket väsentlig del av hela konceptet. De utgör de verktyg som energirådgivaren kan använda sig av för att finna fram till lämpliga renoveringsåtgärder.

Genom att genomföra en nyckeltalsundersökning, där den årliga besparingen sätts i relation till kostnaderna för renoveringen, kan antalet möjliga lösningar ytterligare reduceras. Till denna del av undersökningen används, förutom de ovan nämnda nyckeltalen för årsverkningsgrad, också kapitel VII (del 4) som innehåller nyckeltal för de olika komponenternas inköpspris och monteringskostnader.

De kvarstående förslagen till utformning av anläggningen bedöms nu med hänsyn till deras respektive miljöbelastning. Miljöhänsynen bör inte enbart begränsas till att uppfylla de

av myndigheterna fastställda, nu gällande kraven. Kapitel VI (del 3) och avsnitt 11.1 (del 4) behandlar de faktorer, som energirådgivaren bör vara uppmärksam på för att försäkra sig om att tillräcklig hänsyn tas till miljön.

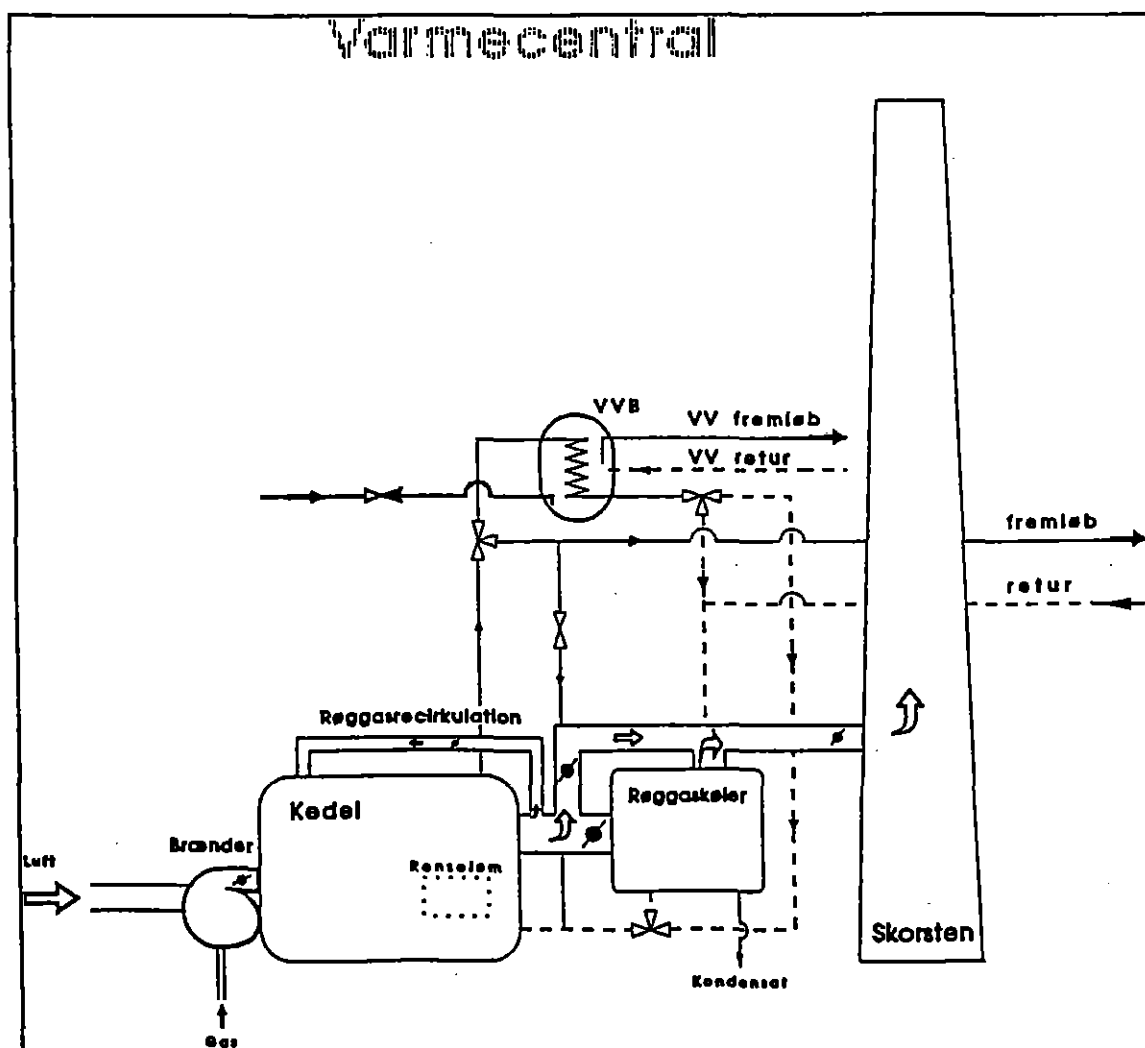
För de mest lovande lösningarna, som både tillgodoser ekonomi och miljö, genomför man en noggrann undersökning baserad på faktiska förhållanden. Från leverantörer och VVS-installatörer inhämtas de nödvändiga informationerna så att investeringskostnaderna kan beräknas. Handbokens kapitel IX (del 4) innehåller de informationer som är relevanta i detta sammanhang: Leverantörer, VVS-installatörer, gas- och elpriser samt energi- och emissionsavgifter.

Kapitel I är en utförlig vägledning i hur man använder handboken. Denna vägledning bör, punkt för punkt, kunna föra teknikern/energirådgivaren fram till en presentation av ett valt projektförslag.

Kapitel I

Vägledning för handbokens användare

Det primära syftet med handboken är att ange ett standardiserat tillvägagångssätt, vars målsättning är mål att uppnå bättre energiutnyttjande i samband med renovering av existerande panncentraler. Handboken behandlar pannanläggningen med tillhörande gasbrännare, samt de komponenter och hjälputrustning, som kan medverka till en energieffektivisering eller minskad miljöbelastning. Gränserna för det område, som skall undersökas, är satta vid brännarens gastillförsel och vid skorstenens topp.



Figur 1.1 Pannanläggningen avgränsas vid brännarens gastillförsel och vid skorstenens topp.

1.1 Typiska anläggningsstorlekar

Fyra typiska anläggningsstorlekar över ca 100 kW (undre värmevärdet) har valts (se kapitel II). För var och en av dessa 4 storlekar beskrivs de ur ekonomisk, såväl som ur energianvändningssynpunkt (energiekonomisk), optimala utformningarna av anläggningarna. Denna information bör dels kunna användas vid nyprojektering och dels tjäna som referensmaterial för existerande anläggningar i samband med renovering.

Vid nyprojektering av en anläggning är det lämpligt att låta den ekonomiskt optimala utformningen av anläggningen styra förslaget till lösning. Det förhåller sig annorlunda vid en renovering, där det är besparingen, som skall finansiera kostnaderna i samband med ombyggnaden. I det fallet finner man det mest lönsamma renoveringsförslaget , som den lösning - utgående från den existerande anläggningen - som ger de största energibesparingarna. Därför beskrivs för var och en av de 4 anläggningsstorlekarna både den ekonomiskt (se del 4 - avsnitt 7.7) och den ur energianvändningssynpunkt optimala utformningen (se avsnitt 2.3).

Beskrivningen av var och en av de totalt 8 pannanläggningarna omfattar:

- Panna (för varje panna : Q^c_{Dim} , pannegenskaper eller ev fabrikat och typ)
- Nödvändig och tillräcklig överkapacitet
- Brännare (för varje brännare anges antingen fabrikat och typ eller om den är:
modulerande, 1- eller 2-steps osv)
- Driftstrategi
- Isolering (panna, VVB, rör och ventiler)
- Rör (längd, diameter och antal ventiler)
- Skorsten
- Hjälpustrustning (rökgaskylare, O_2 -styrning, dragavbrott mm)
- Årsverkningsgrad
- Årliga kostnader för inköp av naturgas och övriga årliga driftutgifter (häri inräknas utgifter för hjälpenergi - el)

- Nuvärde och rak pay-back tid

1.2 Nybyggnad av panncentral

Skall man bygga en ny panncentral används det anläggningsalternativ, av de 4 ekonomiskt optimala alternativen, som med hänsyn till effektstorlek bäst stämmer överens med den önskade totalt installerade panneffekten då man räknat in erforderlig överkapacitet. Detta kommer att vara modellen för pannanläggningen. Samtidigt redovisas vilka komponenter och hjälputrustning som pannanläggningen bör innehålla (se del 4 - avsnitt 7.7)

1.3 Energieffektivisering av existerande anläggningar

Vid ombyggnad av en existerande pannanläggning, där syftet är att uppnå en bättre energianvändning, används den utformning av anläggningen, av de 4 energiekonomiskt optimala (mest energieffektiva), som med hänsyn till effektstorlek är den mest relevanta (se avsnitt 2.3 och 3.2) när man tagit hänsyn till erforderlig överkapacitet. På det sättet blir det klart i vilken riktning man bör söka de möjliga energibesparande åtgärderna. Uppgiften är nu att få en överblick över de möjliga ändringar, som kan genomföras på den existerande pannanläggningen så att den närmar sig den mest energieffektiva.

1.3.1 Besparingspotential

Kapitel III behandlar hur årsverkningsgraden kan förbättras antingen genom att komplettera anläggningen med olika typer av hjälputrustning, och/eller byta komponenter till andra med bättre egenskaper. Här finns bl a en översikt i form av ett schema (se avsnitt 3.2). Detta utgör en mycket viktig del av hela konceptet, där årsverkningsgraderna för olika utformningar av anläggningen kan jämföras. En av dessa utformningar är den ur energianvändningssynpunkt optimala panncentralen. Med kännedom om den existerande panncentralens årsverkningsgrad kan energirådgivaren snabbt se hur mycket den skiljer sig från den energioptimala lösningen. Oberoende av vilka energibesparande komponenter och hjälputrustning som pannanläggningen redan är försedd med, kan man genom jämförelse med motsvarande anläggning i översikten avgöra om den existerande anläggningens energiförbrukning är sådan som den borde vara med hänsyn till dess utformning. Vare sig årsverkningsgraden är i över- eller underkant av det förväntade bör detta ingå i bedömningen av förslaget till renovering.

För att kunna bestämma det mest lönsamma renoveringsförslaget krävs kunskap om de möjliga lösningar, som kommer att resultera i att anläggningens årsverkningsgrad höjs. Med schemat, innehållande nyckeltalen för årsverkningsgraden för de olika anläggningsutformningarna, som verktyg (se avsnitt 3.2) söker man nu i riktning mot den mest energieffektiva lösningen. En eller flera samtidiga ändringar av den existerande anläggningen i den här riktningen kommer att resultera i en energieffektivisering. Eftersom det är dessa besparingar, som skall finansiera ombyggnaderna, måste de totala kostnaderna för var och en av de energibesparande åtgärderna vara kända (inköp och montage av komponenter/hjälputrustning). För var och en av de möjliga lösningarna kan man finna besparingspotentialen, som den ekonomiska vinst man gör genom att förbättra årsverkningsgraden. Årsverkningsgraderna avläses i översiktsschemat. Eftersom den totala panneffekten, före och efter en renovering, antagas vara den samma, kan besparingspotentialen ΔP beräknas som:

$$\begin{aligned}\Delta P &= Q_{f,f} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},f} - Q_{f,e} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},e} \\ \Rightarrow \Delta P &= Q_{f,f} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},f} - \frac{Q_{v,f/e}}{\eta_e} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},e} \\ \Rightarrow \Delta P &= Q_{f,f} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},f} - \frac{Q_{v,f/e} \cdot \eta_f}{\eta_e} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},e} \\ \Rightarrow \Delta P &= Q_{f,f} \cdot \left(\text{Pris}_{\text{NG},f} - \frac{\eta_f}{\eta_e} \cdot \text{Pris}_{\text{NG},e} \right) \quad (1.1)\end{aligned}$$

där:

ΔP :	besparingspotential	(kr/år)
$\text{Pris}_{\text{NG},e}$:	pris på naturgas efter ändring	(kr/MWh)
$\text{Pris}_{\text{NG},f}$:	pris på naturgas före ändring	(kr/MWh)
η_e :	årsverkningsgrad efter ändring	(%)
η_f :	årsverkningsgrad före ändring	(%)
$Q_{f,e}$:	naturgasförbrukning efter ändring	(MWh/år)
$Q_{f,f}$:	naturgasförbrukning före ändring	(MWh/år)
$Q_{v,f/e}$:	värmeleverans före/efter ändring	(MWh/år)

1.3.2 Kostnader vid ändring av en panncentral

Kapitel VII innehåller diagram och nyckeltal, som kan användas vid överslagsberäkningar av kostnaderna för att energieffektivisera en existerande panncentral. För var och en av de komponenter, som kan tänkas utbyta mot en som är mer energioptimal, finns inköpspriser som funktion av dels effektstorlek och dels komponentens egenskaper. På motsvarande sätt finns det priser för hjälputrustning av olika slag samt nyckeltal för installationskostnader inklusive kostnader för nedmontering av de komponenter som byts ut. Vidare finns det nyckeltal för ökningen i de årliga driftkostnaderna orsakade av att anläggningen utrustats med en viss hjälputrustning - inklusive merkostnad för en ev ökning i hjälpenergi.

1.4 Ekonomiska överväganden

Med kunskap om:

- besparingspotentialen
- de årliga driftkostnaderna och
- komponentpriserna

kan man nu undersöka de ekonomiska konsekvenserna av de olika tänkbara energieffektiviserande åtgärderna. Ofta används rak pay-back tid som urvalskriterium. Det kan man också använda i detta sammanhang, men samtidigt bör också den finansiellt mer korrekta nuvärdesberäkningen ingå då man väljer det ekonomiskt mest intressanta renoveringsförslaget. Det kommer att vara möjligt, att med handboken som verktyg, använda båda de nämnda urvalskriterierna i beslutsprocessen. Hur man viktar betydelsen av de båda kriterierna kan var individuellt och därför överläts detta till användaren. I det följande sker en genomgång av hur rak pay-back tid respektive nuvärde bestäms.

1.4.1 Rak pay-back tid

Med detta kriterium tar man varken hänsyn till den effektiva förräntningen eller komponentens livslängd. Ändå används detta kriterium flitigt, dels p.g.a. att det är lätt att använda, och dels därför att information om hur lång tid som kommer att förflyta tills en investering inte längre har en negativ inverkan på likviditeten anses vara viktig. Rak pay-back tid (T_{po} år) definieras som:

$$T_{po} = \frac{\text{Investeringskostnader}}{\text{Årlig besparing}}$$

$$\Rightarrow T_{po} = \frac{\Sigma \text{Pris}_{komp}}{\Delta P - \Delta \text{Drift}} \quad (1.2)$$

där:

ΔP : den årliga besparingen (kr/år)
 ΔDrift : ökningen i årliga driftkostnader (kr/år)

Användaren manas till försiktighet med att använda rak pay-back tid som enda ekonomiskt urvalskriterium. Eftersom ett val av en viss anläggningsutformning samtidigt innebär bortval av andra alternativ, kan följande exempel tjäna som illustration av kriteriets otillräcklighet:

Som exempel kan vi anta att vi önskar förse en anläggning med nattsänkning där ett alternativt renoveringsförslag är att byta ut befintlig panna mot en mindre, som är mer tillpassad till värmebehovet. Kalkyltiden antages i båda fallen vara 10 år. Utrustningen för nattsänkning, som kostar 20 000 kr, medför en årlig besparing på 10 000 kr och återbetalar sig således på 2 år. Den nya pannan medför en investering på 300 000 kr och kommer först att vara återbetald på 6 år genom årliga besparingar på 50 000 kr/år.

Efter 10 år kommer förtjänsten att vara 200 000 kr om man väljer en ny panna medan lösningen med nattsänkning endast skulle ha inneburit ett överskott på 80 000 kr. (i detta exempel har vi bortsett från förräntningen).

1.4.2 Nuvärdesberäkning

Nuvärdet utgör den totala summan av alla framtida betalningar, som följer av en investering, hänfödda till tidpunkten för investeringen. Är nuvärdet positivt är det lönsamt att genomföra investeringen. Den investering som ger högst nuvärde är också den mest lönsamma. Kriteriet tar hänsyn till förräntningen och komponentens livstid.

Nuvärdet definieras som:

$$Nu = (b - a) \cdot f_k - A \quad (1.3)$$

där:

A: den totala investeringen (kr)
a: de samlade årliga utgifterna (kr/år)
b: de samlade årliga intäkterna (kr/år)
 f_k : kapitaliseringsfaktorn

Kapitaliseringsfaktorn (f_k) definieras som:

$$f_k = \frac{1-(1+\rho)^{-N}}{\rho} \quad (1.4)$$

där:

$$\begin{array}{lll} \rho: & \text{realräntan} & (\%/100) \\ N: & \text{komponentens livstid} & (\text{år}) \end{array}$$

Realräntan (ρ) definieras som:

$$\rho = \frac{1+r}{1+i} - 1 \quad (1.5)$$

där:

$$\begin{array}{lll} i: & \text{inflationen} & (\%/100) \\ r: & \text{nominell ränta} & (\%/100) \end{array}$$

Nuvärde vid byte till en mer energieffektiv pannanläggning

Vid renovering av en existerande pannanläggning är investeringskostnaderna (A_{Reno}) de totala kostnaderna för inköp av utrustning samt montagekostnader för byte och/eller komplettering av pannanläggningen med ett antal (M) komponenter:

$$A_{\text{Reno}} = \sum_{j=1}^M (\text{Pris}_{\text{inköp}} + \text{Pris}_{\text{montering}})_{\text{komponent},j} \quad (1.6)$$

där:

$$j = 1, 2, 3, 4, \dots, M$$

Då det är den årliga ekonomiska vinsten, som skall finansiera kostnaderna som är förbundna med ändringarna i anläggningen, kommer det att vara denna som ligger till grund för beräkningen av nuvärdet. I stället för den årliga nettoförtjänsten ($b - a$), som ingår i formel 1.3, används den förväntade årliga besparingen ($\Delta P - \Delta \text{Drift}$). Precis samma besparing används vid beräkningen av den raka pay-back tiden (se formel 1.2). Alltså beräknas nuvärdet i samband med renoveringar (Nu_{Reno}) enligt:

$$Nu_{\text{Reno}} = (\Delta P - \Delta \text{Drift}) \cdot f_k - A_{\text{Reno}} \quad (1.7)$$

där:

A_{Reno} : totala anläggningskostnader - se formel 1.6 (kr)
 ΔP : den årliga besparingen (kr/år)
 ΔDrift : ökningen i de årliga driftkostnaderna (kr/år)
 f_k : kapitaliseringsfaktorn - se formel 1.4

Som nämndes tidigare uppnår man den högsta förtjänsten genom att välja den av flera möjliga investeringar, som ger högst nuvärde. Emellertid måste man vara uppmärksam på att olika investeringar kan ha olika livslängder. I så fall behöver inte det ekonomiskt mest gynnsamma förslaget nödvändigtvis vara det med högst nuvärde. Det följande exemplet belyser detta förhållande:

För ett av två möjliga förslag till lösningar är livslängden 10 år och nuvärdet beräknas till 100 000 kr. Förtjänsten vid att genomföra projektet enligt detta förslag är således 100 000 kr.

Det andra alternativet till lösning tycks vid en första anblick resultera i en lägre förtjänst eftersom dess nuvärde endast är 70 000 kr. Livslängden är dock endast 5 år - halva den som gäller för det första förslaget - så över en 10-års period kan den totala förtjänsten med den senare lösningen bli 140 000 kr om man upprepar investeringen efter den första 5-års perioden.

Det sista förslaget är således ekonomiskt sett det bästa trots att dess nuvärde inte var högst.

1.4.3 Det ekonomiska urvalskriteriet

Om man låter urvalskriteriet vara en funktion av såväl nuvärdet som livslängden kan den ekonomiskt bästa renoveringslösningen bestämmas. Den förändring i anläggningen, som resulterar i att nuvärdet dividerat med livslängden blir störst, kommer att maximera den möjliga årliga förtjänsten och därför vara den lösning som man bör välja.

I denna handbok används ett ekonomiskt urvalskriterie (EK) som bestäms från nuvärde och livslängd:

$$EK = \frac{Nu}{N} \quad (1.8)$$

där:

EK : den årliga förtjänsten (kr/år)
 Nu : nuvärdet av investeringen (kr)
 N : investeringens livslängd (år)

1.4.4 Avgifter och bidrag

Effekten av energi- och emissionsavgifter är medtagna vid beräkningen av nyckeltalen för de ekonomisk urvalskriteriet. Upplysningar om hur dessa avgifter beräknas finns i Kapitel IX (se avsnitt 9.3.2). På samma sätt är hänsyn tagen till vissa bidrag i samband med energieffektivisering och installation av en ny pannanläggning. Kapitel X behandlar de olika existerande möjligheterna för att få direkt eller indirekt stöd, där de sist nämnda an-
tingen kan vara i form av förmånliga lånevillkor eller gynnsamma skattemässiga avskrivningsregler.

1.5 Nyckeltal

Med den ur energianvändningssynpunkt optimala anläggningen, såsom beskrivits i avsnitt 2.2, som riktpunkt, kan man undersöka hur en existerande anläggning kan ändras så att de största avvikelserna från den optimala utformningen minskas. Byts en komponent på den nuvarande anläggningen ut mot en annan med bättre egenskaper, kan man finna den nya årsverkningsgraden i översiktsschemat i avsnitt 3.2, där nyckeltalen för olika utformningar av en anläggning finns. På motsvarande sätt kan resultatet, i form av förväntad förbättrad årsverkningsgrad, om en anläggning kompletteras med en viss given hjälputrustning, avläsas i schemat. Värdet av de uppnådda energibesparingarna beräknas med hjälp av formel 1.1, och minskningen av de årliga utgifterna ställs i relation till kostnaderna för ändringarna i anläggningen.

1.5.1 Tillvägagångssätt vid nyckeltalsberäkning

Bestäm existerande anläggnings årsverkningsgrad

Den existerande panncentralens årsverkningsgrad (η_f) bestäms som förhållandet mellan den värmeenergi som panncentralen årligen producerar ($Q_{v,f/e}$) och energin i tillfört bränsle ($Q_{f,f}$) :

$$\eta_f = \frac{Q_{v,f/e}}{Q_{f,f}} \quad (1.9)$$

Känner man den nuvarande panncentralens årliga värmeproduktion och bränsleförbrukning används årsverkningsgraden, beräknad med formel 1.9 , som utgångspunkt när man söker efter mer energieffektiva utformningar av anläggningen.

I brist på exakt information om den existerande anläggningens årliga värmeproduktion och bränsleförbrukning, används nyckeltalet för en motsvarande anläggning i översiktsschemat (se avsnitt 3.2).

Konstatera hur stora avvikelserna är från den mest energieffektiva anläggningen

Avgör med hjälp av översiktsschemat (se avsnitt 3.2) vilken hjälputrustning samt komponentbyten som var för sig kan medföra väsentliga höjningar av årsverkningsgraden.

Lista upp de möjliga och de mest betydelsefulla förbättringarna

Nu utarbetas en lista över de områden, som man funnit som möjliga och mest betydelsefulla förbättringar. Man bör också värdera om olika kombinationer av samtidiga komponentbyten och/eller komplettering med hjälputrustning verkar "lovande" (se avsnitt 3.2). Sådana relevanta kombinationer tillförs också listan. Varje punkt på listan visar nu hur pannanläggningen vid en renovering kan uppnå en förbättring av årsverkningsgraden.

Driftkostnader och anläggningskostnader från nyckeltal

För var och en av de "lovande" ändringsförslagen, som man fann i punkten ovanför, bestäms besparingspotentialen med kännedom om årsverkningsgraderna före och efter renoveringen samt med hjälp av formel 1.1. Kostnaderna i samband med var och en av ändringsförslagen finner man genom att använda nyckeltalen i kostnadsöversikten för komponenter och hjälputrustning (se del 4 - avsnitt 7.5). För att bestämma minskningen i de samlade årliga kostnaderna minskas besparingspotentialen (ΔP) med ökningen i de årliga driftkostnaderna (ΔDrift). I avsnitt 7.6 finns de årliga driftkostnaderna för varje anläggningstyp.

Ekonomisk värdering med hjälp av nyckeltal

Som tidigare nämnts överläts det till användaren av handboken att bestämma hur de olika ekonomiska urvalskriterierna skall viktas. Här visas hur det *kan* göras.

Först beräknas dock den raka pay-back tiden (T_{po} - se formel 1.2), nuvärdet (Nu - se formel 1.3 till 1.7) och det ekonomiska urvalskriteriet (EK - se formel 1.8). Detta görs för vart och ett av de "lovande" ändringsförslagen.

Genom att tilldela vart och ett av de tre kriterierna poäng från 0 till 10, allt efter hur bra det är i förhållande till motsvarande kriterier för de övriga förslagen, kommer de olika lösningarna att kunna ställas upp i en ekonomisk prioriteringsordning.

Om man bestämmer sig för att tilldela de olika kriterierna viktningen X, Y resp Z kan jämförelsetalet för ett ändringsförslag beräknas som:

$$\text{Poäng}_{\text{TPo}} \cdot X + \text{Poäng}_{\text{Nu}} \cdot Y + \text{Poäng}_{\text{EK}} \cdot Z$$

Den högsta totalpoängen bestämmer vilket förslag man bör välja.

Genom att på det här sättet med hjälp av nyckeltal välja ut det eller ev de renoveringsförslag, som det ur ekonomisk synpunkt är mest ändamålsenligt att undersöka närmare, kan energirådgivaren spara mycket tid. Därvid minskas antalet ändringsförslag, som i fortsättningen skall underkastas en noggrann bearbetning, till några få.

1.6 Bedömning av miljökonsekvenser

De få återstående, och från en ekonomisk synpunkt mest "lovande" renoveringsförslag, som inte sorterades bort i nyckeltalsprocessen, skall nu värderas med hänsyn till deras konsekvenser för miljön.

För vart och ett av de återstående förslagen skall det nu konstateras om de klarar gällande emissionsgränser (se del 3 - avsnitt 6.1.1). På samma sätt bör rökgastremperatur och skorstenshöjd vara delar i den miljömässiga bedömningen (se del 3 - avsnitt 6.1.2). Vid denna genomgång uppskattas de miljöbelastningar, som kommer att vara resultat av de olika ändringarna i pannanläggningen.

Efter bedömningen av miljökonsekvenserna väljs nu de ändringsförslag ut, som både tillgodoser ekonomi och miljö. För dessa renoveringsförslag genomförs i fortsättningen en djupgående undersökning.

1.7 Vidare bearbetning av de mest "lovande" anläggningsförslagen

Besparingspotentialen beräknas som tidigare med hjälp av årsverkningsgrader, men nu ingår de konkreta komponenterna - fabrikat och typ - i beräkningen av den nya, förväntade årsverkningsgraden. Kostnaderna i samband ombyggnaden av panncentralen till en mera energieffektiv sådan finner man genom att inhämta priser på de aktuella komponenterna samt installationen av dessa.

1.7.1 Beräkning av den årliga besparingen

Som nämnts tidigare är besparingspotentialen den ekonomiska vinst man gör genom en förbättrad årsverkningsgrad. Till detta läggs förändringen i de årliga driftkostnaderna för att bestämma den totala årliga besparingen. Den existerande pannanläggningens årsverkningsgrad beräknas enligt formel 1.9. I brist på information om den värmeenergi som

pannanläggningen årligen producerar eller den årliga naturgasförbrukningen, bestämmer man den tidigare årsverkningsgraden med hjälp av en av de nedan beskrivna metoderna. Därefter bestäms på samma sätt den förväntade nya årsverkningsgraden.

Schemabaserad beräkningsmetod av årsverkningsgraden

För att få den mest noggranna uppskattningen av den förväntade nya årsverkningsgraden, kan en schemabaserad beräkningsmetod användas. I avsnitt 8.1 finns en utförlig beskrivning av hur ett sådant schema ifylls punkt för punkt. När proceduren är genomförd känner man årsverkningsgraden. Metoden medger att man genomför beräkningen mer eller mindre detaljerat. Det är självklart att den största detaljeringsgraden kommer att resultera i den mest korrekta uppskattningen av årsverkningsgraden. För att kunna genomföra beräkningen på den mest noggranna nivån krävs ingående kännedom till anläggningens enskilda komponenter. Det räcker t ex inte längre att ange allmänna pannegenskaper utan det är nödvändigt att kunna beskriva pannan: fabrikat, typ och tjocklek av ev tilläggsisolering.

Även då det är möjligt att inhämta fullständiga uppgifter om de enskilda komponenterna, kan det ändå vara motiverat att välja att genomföra beräkningarna på en mindre detaljerad nivå. Det gäller att vara uppmärksam på att tiden som läggs ned på energirådgivning bör bestämmas ut ifrån den ekonomiska vinst, som renoveringen kan förväntas medföra.

Finns det två eller flera alternativa förslag till lösningar, för vilka den mer djupgående undersökningen skall göras, bör detta i sig medföra ett val av en lägre detaljnivå än vad som kunde vara motiverat om endast ett förslags ekonomiska konsekvenser skulle beräknas.

Med acceptansnivå menas hur stora möjligheter ett anvisat lösningsförslag har att bli genomfört. Man måste antaga en acceptansnivå, och denna bör man ta med då man överväger valet av detaljeringsnivå för beräkningarna.

Årsverkningsgrad med hjälp av datorprogram

En enkel och förhållandevis noggrann beräkning av årsverkningsgraden kan man få genom att använda datorprogrammet: "Driftoptimering av gaseldade pannor" ("Driftoptimering av gasfyrede kedler" från Dansk Gasteknisk Center A/S) (se del 4 - avsnitt 8.2). En utförlig användarhandledning hör till programmet. Med programmets hjälp är det möjligt att genomföra konsekvensberäkningar på värmecentraler, och därvid bestämma besparingspotentialen vid:

- komplettering med hjälputrustning
- utbyte av komponenter och/eller
- ändring av driftsstrategi.

Beräkning av besparingspotential

För att också i detta fall kunna använda formel 1.1 till beräkning av den årliga besparingen i naturgasförbrukning, krävs kunskap om den totala kostnaden vid förbränning av en kubikmeter naturgas. Denna består dels av priset per kWh, som betalas till naturgasleverantören, dels av summan av skatter och avgifter per kubikmeter naturgas. I avsnitt 9.3 finns den nödvändiga informationen om priser och skatter. Gasleverantören fastställer normalt naturgaspriset, som en kund skall betala, på basis av storleken av kundens förbrukning. Detta är således det aktuella nettogaspriset - exklusive skatter och avgifter - för den aktuella kunden.

I formel 1.1 betecknas det totala naturgaspriset, inklusive skatter och avgifter, med $Pris_{NG}$. Är informationen inte tillräcklig för att bestämma den tidigare årliga naturgasförbrukningen ($Q_{f,f}$), kan sambandet i formel 1.9, den beräknade årsverkningsgraden (η_f) samt den av panncentralen årligen producerade värmen ($Q_{v,f/e}$) vara till hjälp för att uppskatta vilken denna förbrukning varit. Eftersom både årsverkningsgraderna och naturgaspriset, före och efter den påtänkta renoveringen, har beräknats, kan formel 1.1 nu användas till att finna besparingspotentialen.

Ändringen i de årliga driftkostnaderna

De årliga driftkostnaderna för den hjälputrustning, pannanläggningen tänks kompletterad med, kan man söka via de företag som säljer dessa utrustningar. Härifrån kan rekvireras broschyrer, som ofta innehåller tekniska specifikationer för produkterna. En ev förbrukning av el som hjälpen energi medför en utgift, som förs under driftkostnader.

Utbyte av komponenter, till andra mer energieffektiva, kan också föra med sig ändringar i driftkostnaderna. De nya komponenternas bidrag till driftkostnaderna får man också genom att hänvända sig till fabrikant eller representant. Känner man till de motsvarande driftkostnaderna för de komponenter som man skall byta ut, kan ändringen i driftkostnaderna nu beräknas. I avsnitt 7.1 finns listor över leverantörer av komponenter och hjälputrustning.

Det kan förekomma energirådgivningsuppdrag, där det inte är ekonomiskt försvarbart att gå den något omständiga och långsamma vägen över olika firmor för att få tag i driftkost-

naderna. Vid sådana tillfällen kan det vara lämpligt att istället använda nyckeltal för ändringen i driftkostnaderna (se del 4 - avsnitt 7.6)

Som tidigare nämnts utgör summan av besparingspotentialen och minskningen i driftkostnaderna den förväntade årliga besparingen ($\Delta P - \Delta \text{Drift}$).

1.7.2 Beräkning av investeringskostnaden

De totala kostnaderna som är förknippade med en ombyggnad av en existerande panncentral till en mer energieffektiv sådan, är bl a beroende av om man kan bidrag eller ej. Det är ändå nödvändigt att beräkna de ekonomiska konsekvenserna av en ombyggnad utan att ta hänsyn till ev bidrag. Möjligheten till bidrag kommer dock att ingå i den slutliga värderingen, när man ska bestämma vilket projekt som är det bästa av flera att välja på, och om man bör genomföra det.

Priser på komponenter och hjälputrustningar får man från leverantörer (se del 4 - avsnitt 9.1) medan kostnader för montering, nedmontering och efterisolering fås genom att kontakta installatörer. I avsnitt 9.2 finns en lista över firmor, som normalt åtar sig sådana uppdrag.

Som nämndes i samband med driftkostnaderna förekommer det situationer , där det ekonomiskt sett är mer rimligt att använda sig av motsvarande nyckeltal. På samma sätt kan det ibland vara rimligt att använda nyckeltal för monteringskostnader i stället för att inhämta offerter eller överslagspriser från installatörer. Med formel 1.6 bestäms de totala investeringskostnaderna (A_{Reno}) i samband med pannanläggningens ombyggnad.

1.7.3 Val av den optimala lösningen

De omständiga beräkningarna - denna gång baserade på faktiska priser - av investeringskostnader och de årliga besparingarna har nu genomförts för vart och ett av de förslag till lösning, som utgående från nyckeltalsbedömningen såg mest "lovande" ut.

I den här omgången är det nu ganska få ombyggnadsförslag, som konkurrerar inbördes om att bli utpekade som bästa lösning. Därför är det nödvändigt att först avgöra, vilket av förslagen som rent ekonomiskt är det mest optimala, så som det blev gjort vid nyckeltalsbedömningen viktning av tre urvalskriterier. Emellertid skall de ekonomiska kriterierna bestämmas, eftersom en helhetsvärdering av de enskilda förslagen skall göras baserad på deras konsekvenser för både ekonomi och miljö.

Genom att sammanföra den förväntade årliga besparingen ($\Delta P - \Delta \text{Drift}$) och investeringskostnaderna (A_{Reno}) beräknas:

- den raka pay-back tiden (T_{po}) - se formel 1.2
- nuvärdet (Nu_{Reno}) - se formlerna 1.3 till 1.7
- det ekonomiska urvalskriteriet (EK) - se formel 1.8

I ett försök att försäkra sig om att det också reellt var det mest "lovande" lösningarna, som det nu har genomförts djupgående undersökningar av, kan de just beräknade värdena : T_{po} , Nu_{Reno} och EK jämföras med de motsvarande, som man fick fram vid nyckeltalsundersökningen. Finns det för ett av lösningsförslagen en större skillnad mellan de två uppsättningarna av dessa värden, beräknade ut ifrån nyckeltal respektive verkliga förhållanden, kan man inte utesluta att det ekonomiskt optimala förslaget kan ha blivit förkastat redan vid nyckeltalsberäkningen. I så fall är det lämpligt att utvidga antalet mest "lovande" förslag, varvid det blir fler lösningsmöjligheter kvar efter nyckeltalsundersökningen, som skall undersökas mer djupgående.

De ekonomiska villkoren

Ekonomiska kriterier, som återbetalningstider och nuvärde, är inte ensamma tillräckliga för att kunna bedöma vilket projekt som är det bästa. Av andra finansiella omständigheter, som på samma sätt bör ingå i urvalsprocessen, kan nämnas: bidrag, lånevillkor och skattegynnade avskrivningar mm (se kapitel VIII).

Den miljömässiga aspekten

De miljömässiga aspekterna av de olika ändringarna i pannanläggningen har redan nämnts (se avsnitt 1.6), men vid den grundligare genomgången, baserad på verkliga förhållanden, kan det komma fram upplysningar som gör det nödvändigt att revidera bedömningen av hur väl den aktuella lösningen tillgodoser miljön. Miljöhänsynen bör inte endast begränsas till att tillgodose de av myndigheterna fastställda och nu gällande kraven. Avsnitt 11.1 behandlar de faktorer, energirådgivaren bör vara uppmärksam på för att försäkra sig om att det tas nödvändig hänsyn till miljön.

Som nämnt bör en helhetsvärdering av de enskilda renoveringsförslagen baseras på deras konsekvenser både för miljö och ekonomi, men också andra förhållande spelar in.

Möjlighet till senare förbättringar

I avsnitt 11.2 är beskrivet, hur möjligheterna för senare, ytterligare förbättringar av en pannanläggning kan bedömas. Metoden går i korthet ut på att man genomför en nyckeltalsberäkning, där den just förslagna nya utformningen av anläggningen tänks renoveras ännu en gång, så att anläggningen ytterligare energieffektiviseras. Därvid kan man uppnå en ekonomisk vinst, som värderas med det ekonomiska urvalskriteriet (EK), och detta utgör målet för den framtida renoveringspotentialen.

Hänsyn till ledningens egna idéer och önskemål

Det är svårt att ge råd om hur energirådgivaren bör ta hänsyn till de idéer och tankar som ledningen själva har gjort sig avseende en förändring av en existerande panncentral. Detta kommer alltid att vara beroende av den aktuella situationen. Ändå kan vissa riktlinjer anges för hur man tillmötesgår dessa idéer (se del 4 - avsnitt 11.3).

Den optimala lösningen väljs genom att företa en helhetsvärdering av de grundligt undersökta renoveringsförslagen. För var och en av dessa mycket få lösningar, görs helhetsvärderingen på bakgrund av:

- Den raka pay-back tiden
- Nuvärdet
- Det ekonomiska urvalskriteriet
- Bidragsmöjligheter
- Lånevillkor
- Gynnsamma skatteregler
- Uppfyllande av miljökrav
- Övriga miljöhänsyn
- Möjligheterna för att senare kunna förbättra anläggningen
- Hänsyn till ledningens egna idéer och önskemål
- Den existerande anläggningens tillförlitlighet
- Den återstående livstiden för nuvarande anläggning
- Pannanläggningens stillestånd under ombyggnaden
- Den ombyggda anläggningens tillförlitlighet

1.8 Presentation av det valda ombyggnadsförslaget

Rapporten bör innehålla en beskrivning av de olika ändringar av pannanläggningen, som tillsammans utgör förslaget till renovering. Fabrikat, typ och leveranstider anges för den hjälputrustning och de komponenter, som skall inköpas. Vidare finns det i rapporten upplysningar om, dels de ekonomiska och miljömässiga konsekvenser, som kommer att vara resultat av pannanläggningens ombyggnad, och dels den nya anläggningens tillförlitlighet i förhållande till den existerande. Det följande schemat kan användas i rapporten.

Schema för presentation av ett utvalt projektförslag:

Anläggningsförslag (namn):		Datum:
Företag (namn och adress):		Panneffekt kW:
Utbyte av komponenter		
Vilken komponent ?	Fabrikat och typ	Leveranstid
Komplettering med hjälputrustning		
Vilken utrustning ?	Fabrikat och typ	Leveranstid
Ekonomi T(po)= år; NU(Reno)= kr; EK= kr/år		
Miljöbedömning:		
Årsverkningsgrad % Före ombyggnad: Förväntad efter omb.:		
Bidragsmöjligheter		
Direkt bidrag:		
Förmånliga lån:		
Skatteregler:		
Möjligheter till senare förbättringar av anläggningen:		
Ekonomisk vinst vid framtida ytterligare renovering. EK(yr)= kr/år		
Anläggningens tillgänglighet (1-10 poäng) Före= ; Efter= ; Under renoveringen= ;		
Återstående livslängd : Utan renovering= år; Efter renovering= år;		

1.9 Vägledningens huvudpunkter

Nybyggnad av pannanläggning

Skall en ny pannanläggning byggas använder man ungefär samma arbetssätt som vid ändring av en existerande, dock med den skillnaden att nyckeltalsundersökningen kan hopas över.

- 1) Först bestämmer man det dimensionerande värmeeffektbehovet för anläggningen: (Q^e_{Dim}), där man tar hänsyn till storleken av nödvändig och tillräcklig kapacitet (se avsnitt 2.1, 3.1.3 och 3.1.4).
- 2) Bestäm referensanläggningen. Med Q^e_{Dim} som utgångspunkt kan man finna den utformning av anläggningen, som enligt en nyckeltalsberäkning genomförd i samband med urvalet av 4 anläggningsstorlekar i denna handbok, är den ekonomiskt optimala (se del 4 - avsnitt 7.7). Referensanläggningen är den av de 4 ovan nämnda anläggningarna , som har ett dimensionerande värmeeffektbehov som är närmast Q^e_{Dim} .
- 3) Om det önskade Q^e_{Dim} i storlek ligger mellan 2 av de totalt 4 ekonomiskt optimalt utformade anläggningarna, bör den djupgående undersökningen, förutom referensanläggningen, också omfatta den andra av de 2 nämnda ekonomiskt optimala anläggningsutformningarna. För att kunna värdera en sådan lösning, som är ett alternativ till referensanläggningen, sätts den årliga besparingen som man gör genom att välja en annan lösning än referensanläggningen i relation till den merutgift som är förknippad med detta val.
- 4) Översiktsschemat (se avsnitt 3.2) används till att värdera, vilka andra utformningar av anläggningen det också kan vara ändamålsenligt att ta med som mest "lovande" lösningar.
- 5) Det fåtal mest "lovande" utformningar av anläggningen man nu har, underkastas en grundlig bearbetning. Från denna punkt och vidare fram är arbetsgången nästa den samma som vid en ändring i existerande anläggning. Som nämndes under punkt 3 ligger skillnaden främst i att det är den årliga besparingen man gör genom att välja en annan lösning än referensanläggningen, som i det fallet skall kunna finansiera en därav följande merkostnad för att bygga anläggningen. Vid en renovering är det den årliga besparingen man gör genom att ändra anläggningen, som skall kunna finansiera ombyggnadskostnaderna.

Således fortsätter vägledningen för "Nybyggnad av pannanläggning" genom att man går till punkt 22 under "Renovering av existerande pannanläggning".

Renovering av existerande pannanläggning

- 1) Först bestäms anläggningens totala dimensionerande värmeeffektbehov (Q_{Dim}^e).
- 2) Kartlägg utformningen av den existerande anläggningen. Denna är utgångspunkt för undersökningen.
- 3) Årsverkningsgraden (η_f) bestäms från den värmeenergi som pannanläggningen årligen producerar ($Q_{v,f/e}$) och den årliga naturgasförbrukningen ($Q_{f,f}$) (se formel 1.9). Alternativt kan η_f bestämmas med hjälp av översiktsschemat (se avsnitt 3.2) för en motsvarande anläggning.
- 4) Konstatera vilka de största avvikelserna är från den mest energieffektiva anläggningen, som kännetecknas av att den har den högsta årsverkningsgraden (se avsnitt 3.2).
- 5) Gör upp en lista som innehåller de funna lösningarna för möjliga, betydelsefulla förbättringar och de relevanta "lovande" kombinationerna av samtidiga utbyten och/eller kompletteringar med hjälputrustning (se avsnitt 3.2).
- 6) För var och en av de på listan "lovande" förändringarna i anläggningen noteras nyckeltalen för de förväntade årsverkningsgraderna (η_e).
- 7) Naturgaspriset inklusive skatter och avgifter (Pris_{NG}) bestäms (se del 4 - avsnitt 9.3.1 och 9.3.2).
- 8) Känner man inte den nuvarande anläggningens årliga bränsleförbrukning ($Q_{f,f}$), kan denna beräknas med hjälp av formel 1.9, om den totala årliga värmeproduktionen ($Q_{v,f/e}$) är känd. Saknas information både om den årliga förbrukningen och värmeproduktionen för den existerande anläggningen, kan $Q_{v,f/e}$ fastställas utifrån anläggningens totala dimensionerande värmeeffektbehov (Q_{Dim}^e) och ett antagande om den genomsnittliga belastningen (ekvivalenta fullasttimmar).
- 9) Baserat på nyckeltalen för de förväntade årsverkningsgraderna beräknas besparingspotentialen (ΔP) - använd formel 1.1.

- 10) Bestäm ökningen i de årliga driftkostnaderna (ΔDrift). Detta görs för var och en av de "lovande" anläggningsutformningarna. I avsnitt 7.6 är nyckeltalen för de årliga driftkostnaderna angivna för varje utformning av anläggningen.
- 11) Den årliga totala besparingen beräknas ($\Delta P - \Delta\text{Drift}$).
- 12) Kostnaderna som är förbundna med var och ett av de "lovande" renoveringsförslagen finner man genom att använda nyckeltalen i kostnadsöversikten för komponenter och hjälputrustning (se del 4 - avsnitt 7.5).
- 13) Beräkna den raka pay-back tiden (T_{po} - se formel 1.2). Detta genomförs för var och en av de anläggningsändringar som nyckeltalsundersökningen omfattar. Allt efter hur bra de olika lösningarna anses vara, i förhållande till sina återbetalningstider, tilldelas de från 1 till 10 poäng.
- 14) Antagande om anläggningens livslängd efter renoveringen görs.
- 15) Nuvärdena beräknas (Nu - se formlerna 1.3 till 1.7). Också här tilldelas förslagen från 0 till 10 poäng beroende på uppnådda värden.
- 16) Det ekonomiska urvalskriteriet (EK - se formel 1.8) beräknas och omräknas till poäng.
- 17) Ange den önskade viktningen (X, Y, Z) av de tre kriterierna (T_{po}, Nu, EK) och bestäm med hjälp av formel 1.10 det ekonomiska jämförelseunderlaget för var och en av de "lovande" anläggningsutformningarna.
- 18) Sortera bort de rent ekonomiskt sett sämsta lösningarna.
- 19) För var och en av de kvarstående anläggningsutformningarna konstateras nu om gällande miljökrav - emissionsgränser, rökstemperatur och skorstenshöjd - kan uppfyllas (se del 3 - avsnitt 6.1.1 och 6.1.2).
- 20) För de nu återstående lösningsförslagen genomför man en helhetsvärdering av deras miljöbelastningar.
- 21) Välj ut de renoveringsförslag som både tillgodoser ekonomi och miljö. För dessa mest "lovande" anläggningar genomförs nu en djupgående undersökning.

- 22) Beräkna årsverkningsgraderna för de mest "lovande" anläggningsutformningarna (vid nybyggnation av en pannanläggning bestäms också referensanläggningens årsverkningsgrad). Det mest noggranna värdet på den förväntade årsverkningsgraden uppnår man genom använda en schemabaserad beräkningsmetod (se del 4 - avsnitt 8.1). Alternativt används datorprogrammet: "Driftoptimering av gaseldade pannor" (se del 4 - avsnitt 8.2).
- 23) Den framtida förbrukningen finner man som kvoten mellan den årliga värmeproduktionen och den förväntade årsverkningsgraden.
- 24) Bestäm naturgaspriset från den lokala gasleverantören (se del 4 - avsnitt 9.3.1). Priset beror bl a på den årliga förbrukningen.
- 25) Bestäm skatter och avgifter för den aktuella kundkategorien.(se del 4 - avsnitt 9.3.2).
- 26) Använd formel 1.1 för att finna besparingspotentialen, där $Pris_{NG}$ betecknar det totala gaspriset inklusive skatter och avgifter.
- 27) De nya komponenternas bidrag till driftkostnaderna får man genom att hänvända sig till leverantörer/tillverkare (se avsnitt 9.1). Alternativt kan de tillhörande nyckeltalen användas (se del 4 - avsnitt 7.6).
- 28) Bestäm investeringskostnaderna från faktiska priser. Detta gör man genom att hänvända sig till tillverkare/leverantörer (se avsnitt 9.1) samt installatörer (se avsnitt 9.2) och inhämta uppgifter från dessa. Alternativt kan de tillhörande nyckeltalen användas. (se avsnitt 7.3).
- 29) För vart och ett av de mest "lovande" anläggningsförslagen påbörjas ifyllandet av: "Schema för presentation av ett utvalt projektförslag" (se sidan 20 - under Vägledning). Schemat ifylls efterhand som de nya informationerna kommer fram.
- 30) Beräkna de raka pay-back tiderna (T_{po} - se formel 1.2). För varje renoveringsförslag beräknas de tre ekonomiska kriterierna. Vid nybyggnation av en pannanläggning beräknas på samma sätt de tre ekonomiska kriterierna för de alternativa lösningsförslagen enligt det mönster som redan tidigare har beskrivits (se punkt 5 under " Nybyggnation av pannanläggning").
- 31) Anläggningarnas livslängder efter renovering bestäms.

- 32) Nuvärderna beräknas (Nu - se formlerna 1.3 till 1.7).
- 33) De ekonomiska urvalskriteriet (EK - se formel 1.8) beräknas.
- 34) Bidragsmöjligheter, lånevillkor och skatteregler (se del 4 - kapitel X) undersöks för var och en av lösningarna.
- 35) Med de överväganden, som beskrivs i avsnitt 11.1, som bakgrund görs en helhetsvärdering av de enskilda renoveringsförslagen baserat på deras miljökonsekvenser.
- 36) Värdera vilka möjligheter som finns för att ytterligare kunna energieffektivisera pannanläggningen efter att den nya, förslagna ändringen redan är genomförd. Man genomför en nyckeltalsberäkning, där den "redan renoverade" anläggningen blir den nya existerande anläggningen. Med detta som utgångspunkt söker man nu efter en ännu bättre utformning på anläggningen (se punkterna 1 - 33). Värderingen av de framtida möjligheterna begränsas i det här fallet till att endast omfatta det ekonomiska urvalskriteriet (EK) (se del 4 - avsnitt 11.2).
- 37) Bedöm i hur hög grad hänsyn bör tas till ledningens egna idéer och önskemål vid valet av den optimala anläggningen (se avsnitt 11.3).
- 38) Värdera anläggningens resterande livslängd både utan och med genomförd renovering.
- 39) Anläggningens tillgänglighet före, efter och under renoveringsfasen fastställs. Man tilldelar från 1 till 10 poäng allt efter hur bra lösningen är i detta hänseende.
- 40) Värdera vilken, eller ev vilka, av de mest "lovande" anläggningsutformningarna, som utifrån en helhetsvärdering är den , eller de, optimala utformningen(arna) på anläggningen.
- 41) Presentera den, eller ev de, utvalda projektförslaget(en) för uppdragsgivaren.

slut på Vägledningen

Kapitel II

Valda anläggningsstorlekar

Genom att samla in och behandla tekniska data gällande de danska gasbolagens kunder, har det varit möjligt att bestämma typiska storlekar för den maximala värmeproduktionen i pannanläggningar. Med dessa värden som underlag har 4 typiska storlekar på pannanläggningar valts ut. I kapitel III finns scheman i vilka olika anläggningsutformningars årsverkningsgrad kan avläsas just för dessa 4 storlekar.

För var och en av de 4 typiska anläggningsstorlekarna finns det en ekonomiskt optimal utformning av anläggningen, som är att föredra om pannanläggningen skall byggas ny och samtidigt ha den mest lönsamma utformningen.

Det kommer naturligtvis att finnas andra hänsyn än ekonomi, som ingår i de överväganden som görs innan beslut fattas om hur en ny pannanläggning skall se ut. Detta kan förutom miljöhänsyn vara krav om speciellt hög driftsäkerhet, som t ex vid värmeleveranser till sjukhus eller då en osäker ångleverans kan medföra produktionsstopp som medför stora ekonomiska förluster. Vidare kan man tänka sig situationer då en pannanläggning byggs för att endast under en kort tid täcka ett värmebehov, t ex tills en förväntad utbyggnad sker av områdets fjärrvärmenät. Ett sådant lågt ställt krav på pannanläggningens livslängd förändrar det ekonomiskt sett mest gynnsamma förhållandet mellan kapital och driftkostnader mot en lägre investeringskostnad. Till slut skall också hänsynen till likviditeten nämnas, som på samma sätt ingår i bedömningen av vilken anläggningsutformning man väljer.

För var och en av de 4 typiska anläggningsstorlekarna kommer det att förutom en ekonomiskt optimal utformning också att finnas en ur energianvändningssynpunkt optimal utformning, som kommer att stå modell för hur en existerande pannanläggning energieffektiviseras på bästa sätt. Den mest energieffektiva anläggningen kännetecknas av den högsta årsverkningsgraden. Det kommer att finnas en sådan optimal utformning för var och en av de 4 "typiska" anläggningarna. Nyckeltalen för årsverkningsgraden är beräknade med datorprogrammet: "Driftoptimering af gasfyrede kedler" {ref. [3]}.

Medan det är den ekonomiskt optimala anläggningsutformningen, som används vid projektering av en ny pannanläggning, används den mest energieffektiva utformningen som riktmärke för energieffektiviserande åtgärder i en existerande anläggning.

Effektbehov kontra kapacitet

Om en värmecentral och speciellt en blockvärmecentral skall förändras så att den blir mer energieffektiv, kan det vara ändamålsenligt att låta värmebehovet utgöra utgångspunkt när man värderar konsekvenserna av olika åtgärder, snarare än den nuvarande panncentralens maximala värmeproduktionskapacitet. Skälet till detta är att en ev överkapacitet kan nedbringas i samband med en energieffektivisering. Härigenom kan ombyggnadskostnaderna reduceras, vilket medför att dessa kan återbetalas snabbare. På samma gång ändras de framtida driftkostnaderna eftersom den maximala pannkapaciteten reduceras, vilket kan medföra såväl högre årsverkningsgrad som lägre driftkostnader.

Då en minskning av en ev överkapacitet kan resultera i att energieffektiviserande åtgärder bättre betalar sig, eftersom anläggningskostnaderna blir mindre samtidigt som besparingspotentialen ökar, bör man alltid först undersöka om pannkapaciteten är anpassad till behovet. Särskilt för blockvärmecentraler är detta av stor betydelse. Här kan byggnaderna ha blivit efterisolerade, förbrukningsmönstret kan ha ändrat sig och/eller den ursprungliga panncentralen kan ha dimensionerats vid en tidpunkt då miljöhänsyn och knappa energiresurser inte hade samma aktualitet som nu på 90-talet. De tidigare mycket låga energipriserna medförde, sett i backspegeln, att många av dåtidens pannanläggningar var överdimensionerade.

De 4 typiska anläggningsstorlekarna

Pannanläggningar kan delas in i 3 olika kategorier: blockvärmecentraler, fjärrvärmecentraler och industriella pannanläggningar. Industripannor är oftast ångpannor, men det förekommer också en del hetvattenpannor med pannvattentemperaturer på upp till 140 °C och hetoljepannor. Pannorna i blockvärmecentraler och på fjärrvärmeverk är antingen varmvatten- eller hetvattenpannor. Blockvärmecentralerna och fjärrvärmeverken är i många tillfällen baserade på varmvattenpannor med en framledningstemperatur på ca 80 °C. Vid de fjärrvärmeverk, där man använder naturgaseldade hetvattenpannor, har man typiskt en framledningstemperatur i fjärrvärmenätet på 100 - 120 °C och ett tryck på 25 bar.

Ångpannorna skiljer sig på väsentliga punkter från varm- och hetvattenpannorna. Därför söks både 4 typiska anläggningsstorlekar för värmecentralerna och 4 typiska storlekar för ångpannor.

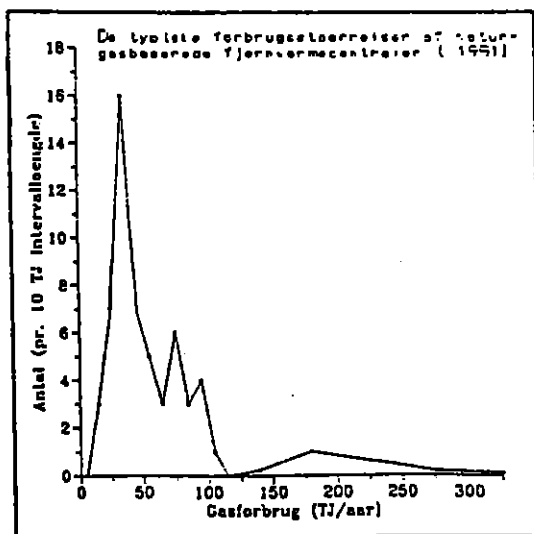
Fjärrvärmeverken är som regel större än blockvärmecentralerna. En blockvärmecentral levererar värme till ett eller flera bostadsområden, som kan tillhöra en bostadsrättsförening, ett kommunalt bolag eller annan fastighetsägare. För blockvärmecentralernas vidkommande är det i regel samma ägare till fastigheter och värmecentral.

Egentliga fjärrvärmeverk är verk som levererar värme till förbrukare, som kan vara enfamiljshus, bostadsfastigheter, institutioner, företag mm. Fjärrvärmenäten är som regel kommunalt ägda. I ett fjärrvärmeområde kan det finnas flera värmeproducenter, som tillsammans via ett fjärrvärmenät täcker de anslutna kundernas värmebehov. Fjärrvärmenätets värmeproducenter kan vara kraftvärme-, spillvärme-, sopförbrännings- eller fjärrvärmeverk.

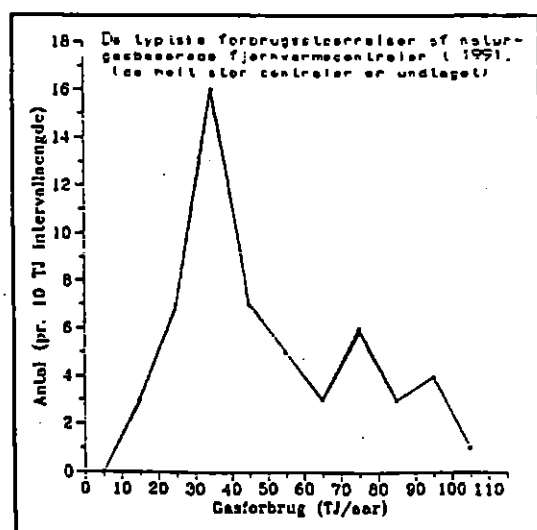
Typiska storlekar på danska fjärrvärmeverk

Det statistiska underlag som presenteras under denna och nästa rubrik kommer från Danmark, och ingick i Dansk Gasteknisk Centers förarbete till det danska originalet av Handboken.

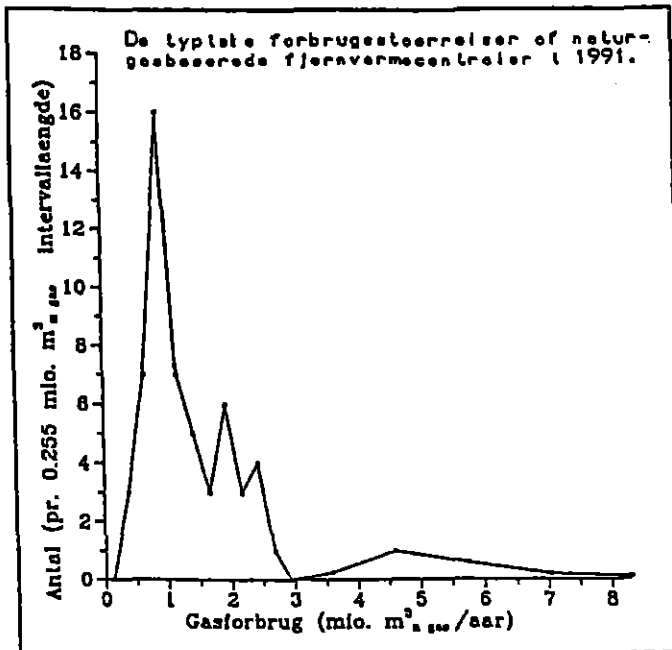
Danske Fjernvarmeværkers Forening utger en årlig statistik från vilken de olika fjärrvärmeverkens naturgasförbrukning framgår (ref.[34]). Under 1991 utgjorde naturgasen 11% av den förbrukade primärenergien för värmeproduktion på fjärrvärmeverken, vilket svarar mot en naturgasförbrukning på 258 miljoner m³ per år. Den storleksmässiga fördelningen av de naturgasbaserade fjärrvärmeverken visas i fig. 2.1 till 2.4.



Figur 2.1 Storleksfördelning mellan danska fjärrvärmeverk, (ref.[34]).

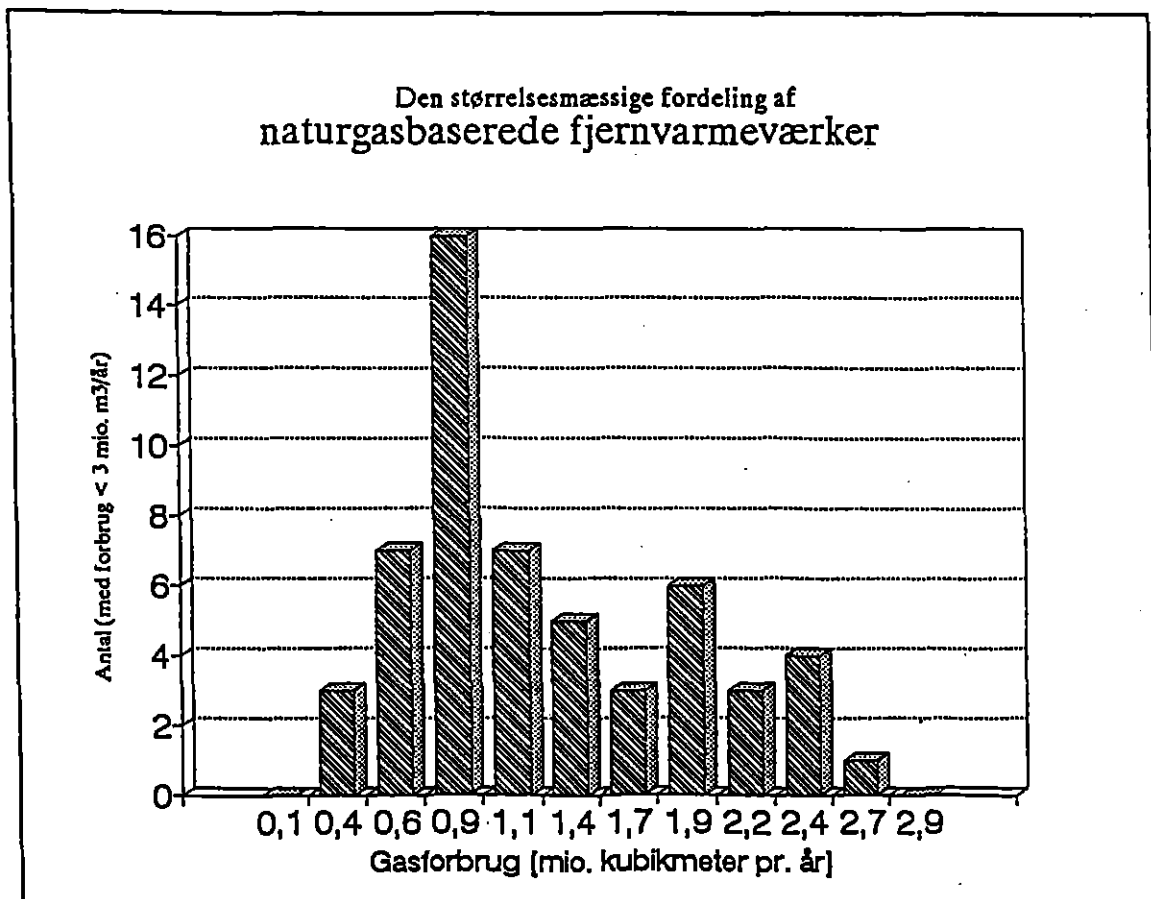


Figur 2.2 Storleksfördelning mellan mindre danska fjärrvärmeverk.



Av figurerna 2.3 och 2.4 kan man se att den mest typiska storleken på en naturgaseldad fjärrvarmecentral har en årsförbrukning på 0,9 millioner m^3_{NG} . Därefter följer anläggningar på ca 2,0 millioner $m^3_{NG}/år$, och slutligen några få stora med en förbrukning på ca 5 millioner $m^3_{NG}/år$.

Figur 2.3 Den storleksmässiga fördelningen mellan danska fjärrvärmeverk.



Figur 2.4 Den storleksmässiga fördelningen mellan mindre danska fjärrvärmeverk.

Det är möjligt att med en viss noggrannhet beräkna den kapacitet en värmecentral bör ha utgående från upplysningar om panncentralens årliga naturgasförbrukning. För detta används några av de formler, som är angivna i detta och efterföljande kapitel. Att fastställa det dimensionerande värmeeffektbehovet utifrån den årliga energiförbrukningen kan göras med den nedan beskrivna metoden.

Omräkning från den årliga gasförbrukningen till Q_{dim}^e (fjärrvärmeverk):	
1)	$GUF+GAF = Vol_{NG}/år \cdot Hu_{NG} / 3600 \cdot \eta_{år}$ $= Vol_{NG}/år \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3 \cdot 0,85$
2)	Kulvertförlusterna sättes till 20 % av producerad värme
3)	Tappvarmvattenförbrukningen antages till 25 % av den producerad värmen.
4)	$(GUF/GAF)_{fjärrvärme} = (20+25)/(100-20-25) = 0,8$
5)	$Q_{behov}^{e}(GUF,GAF)$ bestämmes med (2.22)
7)	$P_{eff,GVV}$ bestämmes med (3.29) (dock $SAM=0,03$ för $N>300$)
8)	$\Delta P_{eff} = P_{eff,GVV} - P_{eff,m}$ (se (3.28))
9)	$Q_{dim}^e = S_{f,marg} \cdot S_{f,nattsänkning} \cdot (Q_{behov}^{e} + P_{eff}) = 1,2 \cdot 1 \cdot (Q_{behov}^{e} + P_{eff})$

Resultatet av att följa den beskrivna beräkningsgången ses i schemat härunder. Eftersom den övervägande delen av fjärrvärmeverken har en årsförbrukning antingen kring 0,9 miljoner $m^3_{NG}/år$ eller kring 2,0 miljoner $m^3_{NG}/år$, kommer det att vara de motsvarande anläggningsstorlekarna på 3,6 resp 8,0 MW, som kommer att vara de två representativa fjärrvärmestorlekarna i denna handbok.

Typiska storlekar för naturgaseldade fjärrvärmeverk (Danmark)				
	I	II	III	
Vol_{NG}	0,9	2,0	5,0	milj. $m^3_{NG}/år$
$GUF+GAF$	8322	18494	46236	MWh/år
Q_{Dim}^e	3,6	8,0	19,9	MW

Härmed är kapacitetsbehovet fastlagt för två typiska fjärrvärmeverksstorlekar. De motsvarande existerande typiska anläggningsstorlekarna kan förväntas att vara något större än de här beräknade, eftersom överkapaciteten ofta är större än de 20 %, som används i

beräkningen ovan. I det följande undersöks om de här funna två typiska fjärrvärmeverksstorlekarna också motsvarar verklighetens värld.

På de existerande gaseldade fjärrvärmeverken finns det ofta en överkapacitet på 100 - 200 %. Orsaken till detta är bl a en önskan om att alltid vara i stånd att leverera den nödvändiga värmeeffekten, även när det t ex under en mycket kall period sker ett haveri på en av kanske tre pannor. I sådana situationer räcker det inte att ha en överkapacitet på 100 %, om inte överkapaciteten samtidigt är fördelad på flera pannor. När det gäller kaskad kopplade pannor kan det ytterst vanskligt att skilja mellan vad som är överkapacitet och vad som är reservkapacitet. Således kan en viss säkerhet för att kunna leverera, trots eventuella stopp av enskilda pannor, ses både som en reservkapacitet i form av en eller flera reservpannor och en överkapacitet i form av en onödigt stor total panneffekt.

Senare omtalas säkerhetsfaktorn, varmed det i denna handbok skall förstås en faktor, som anger hur mycket större panneffekten uppskattas behöva vara för att man skall vara på den säkra sidan med hänsyn till anläggningens dimensionering. Då det är pannanläggningens energieffektivisering, som är ämnet för denna handbok, är det överkapaciteten som ställs i fokus. Frågor som gäller reservkapacitet och gardering mot haveri får anses falla utanför ramen för handboken.

Tidigare var det ofta vanligt att bygga värmecentraler med en överkapacitet på 100 %. Vid övergång från en annan energiform till naturgas blev på många fjärrvärmeverk de gamla pannorna med tillhörande oljebrännare kvar tillkopplade så att de kunde sättas in som reserv. Därvid kom kapaciteten att bli långt över behovet. Detta har dock i sig själv ingen negativ effekt på energiförbrukningen men främjar en ökad säkerhet i värmeförsörjningen.

Av en undersökning kring drifterfarenheter med O₂-styrutrustning på gaseldade fjärrvärmeverk (ref.[35]) framgår det från de 80 inkomna svaren utifrån 120 tillfrågade fjärrvärmeverk, att det på dessa 80 verk finns 255 gaseldade pannor. Det är således i genomsnitt ca 3 pannor per verk. Pannornas storleksmässiga fördelning framgår av nedanstående schema.

Q _e _{panna} [MW]	Antal	med O ₂ -styr.	utan O ₂ -styr.	Andel med [%]
<2	20	7	13	35
2-4	54	28	26	52
4-6	46	37	9	80
6-8	51	33	18	65
8-10	46	41	5	84

Q_{panna}^e [MW]	Antal	med O ₂ -styr.	utan O ₂ -styr.	Andel med [%]
10<	38	34	4	90
Totalt	255	180	75	71

Av schemat framgår att det finns många pannor jämnt fördelade i området 2 till 10 MW. Skall man välja ut två typiska storlekar kan det, som framgår av schemat, vara 3,5 och 7 MW. Om man antar att det finns två pannor på de mindre fjärrvärmeverken och i gengäld 4 på de stora - som nämndes tidigare finns det 3 i genomsnitt - så kommer de två typiska existerande storlekarna på fjärrvärmeverk att bli 7 resp 28 MW.

Dessa tal visar, som förväntat, att den installerade effekten på de existerande fjärrvärmeverken är en hel del större (2-3 gånger) än vad som är teoretiskt nödvändigt.

Blockvärmecentralers typiska storlekar

Beräkningen av årsverkningsgraden för blockvärmecentraler skiljer sig från motsvarande beräkning av fjärrvärmeverkens årsverkningsgrader. Det är vanligt att medtaga värmeförlusterna i värmedistributionsnätet vid beräkning av blockvärmecentralernas årsverkningsgrad. Således är gaseldade blockvärmecentralers årsverkningsgrad baserad på den nyttiggjorda energin som tillförs förbrukningsställena (värme levererad till adressen), medan fjärrvärmeverken beräknar årsverkningsgraden som förhållandet mellan den från fjärrvärmecentralen utlevererade värmeenergin och den förbrukade bränsleenergin.

Det finns blockvärmecentraler, som i effektstorlek är större än mindre fjärrvärmeverk, men de flesta är från 120 kW till 1 MW. I nyckeltalsschemat för årsverkningsgraden har använts 300 och 600 kW som exempel på typiska blockvärmecentraler.

För att kunna omräkna från den maximala levererade värmeeffekten till den årligt producerade värmemängden krävs kännedom om dels förhållandet mellan den graddagsberoende och den graddagsberoende förbrukningen (GUF/GAF), och dels huruvida det finns varmvattenbehållare samt storleken av denna. Den nödvändiga vattenvärmareffekten och beredarstorleken antags kunna beräknas enligt metod 1 för VVB i kapitel III. Vidare förutsätts, liksom vid fjärrvärmecentraler, en överkapacitet på 20 % ($S_{f,marg}$).

Med antagande om att det finns en VVB, ett GUF/GAF-förhållande på 0,30 och att $S_{f,marg}$ är 1,2, kommer det att vara möjligt att med en iterativ beräkningsprocedur bestämma den årligen producerade värmemängden (GUF+GAF).

Iterativ beräkning av den årligen producerade värmemängden utgående från Q_{Dim}^e (blockvärmecentraler):

- 1) 1:a gången antas $S_{f,min}$; därefter beräknas den se (2.27)
- 2) $Q_{behov}^e = Q_{Dim}^e / (S_{f,marg} \cdot S_{f,nausänkning} \cdot S_{f,min})$
 $= Q_{Dim}^e / (1,2 \cdot 1 \cdot S_{f,min})$ se (2.28) och (2.30)
- 3) GUF+GAF beräknas se (2.22)
- 4) $N(GUF+GAF)$ se (3.26)
- 5) $P_{eff,VVB}$ beräknas med (3.34) (dock $SAM=0,03$ för $N>300$)
- 6) $\Delta P_{eff} = P_{eff,VVB} - P_{eff,m}$ se (3.28)
- 7) $Q_{behov}^e = Q_{Dim}^e / 1,2 - \Delta P_{eff}$
- 8) fortsätt iterationen genom att upprepa 1-8 tills dess två efter varandra beräknade värden på $S_{f,min}$ är lika (med tre decimaler).

Genom att följa detta schema kan den årligen producerade värmemängden beräknas för de valda storlekarna på blockvärmecentralerna.

Typiska storlekar på naturgaseldade blockvärmecentraler			
Q_{Dim}^e	300	600	kW
GUF+GAF	469	1049	MWh/år

I vart och ett av de två scheman över olika blockvärmecentralers årsverkningsgrad (se avsnitt 3.2) kan inbördes jämförelser omedelbart göras, eftersom alla körningar med datorprogrammet är baserade på samma maximala effekt, GUF/GAF-förhållande och årlig producerad värmemängd.

2.1 Bestämning av den totalt erforderliga panneffekten

Detta avsnitt utgår från behovet. Här kommer att visas olika metoder för att bestämma den erforderade och tillräckliga panneffekten. Några av dessa metoder är baserade på mätningar, som en energirådgivare kan utföra under energirådgivningsuppdraget (se avsnitt 2.1.1). En annan metod för att bestämma den erforderliga panneffekten bygger på den årliga bränsleförbrukningen samt vetskap eller alternativt ett antagande om förhållandet mellan GUF och GAF (se avsnitt 2.1.2). Vid genomgången av varaktighetskurvan

(se avsnitt 2.1.5) anges metoder för att dimensionera pannanläggningen utgående från varaktighetskurvan.

Renovering av existerande pannanläggningar kräver att man fastställer det maximala panneffektbehov (Q^e_{Dim}), som kan vara skilt från den nuvarande kapaciteten ($Q^e_{Dim,före}$), vilken ofta är större. Med Q^e_{Dim} (dimensionerande värmeeffektbehov) menas det nödvändiga maximala panneffektbehovet, som beräknas som medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet - betecknat med Q^e_{behov} - multiplicerad med en säkerhetsfaktor (S_f), som bör uppskattas för varje särskilt fall. Säkerhetsfaktorn bestäms på sådant sätt att anläggningens kapacitet är tillräckligt stor för att kunna svara mot lokaluppvärmningsbehovet i dimensioneringstillståndet samtidigt med det erforderade effektbehovet för tappvarmvattenuppvärmningen (se avsnitt 2.1.4 och 3.1.3 under VVB).

Om ett dygns varmvattenförbrukning kan lagras i VVB, behöver säkerhetsfaktorn endast vara = 1, eftersom den maximalt erforderade panneffekten precis svarar mot medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet.

Sambandet mellan maximal erforderlig värmeeffekt (dimensionerande värmeeffektbehov) (Q^e_{Dim}) och medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet (Q^e_{behov}) är:

$$Q^e_{Dim} = S_f \cdot Q^e_{behov} \quad (2.1)$$

Dimensioneringstillståndet bestäms i Sverige med hjälp av SS 02 43 10 "Dimensionerande utetemperatur - Byggnaders effektbehov" samt "Byggvägledning 3:3 Värme" utgiven av Svensk Byggtjänst. I det följande antags att DUT_{20} , dvs dimensionerande utetemperatur beräknad vid extrema utetemperaturer som underskrids högst en gång per 20 år, är -12 °C. Vid energieffektiviseringar av blockvärmecentraler och fjärrvärmecentraler, som ensamt försörjer ett antal byggnader, kan hjälp hämtas i det följande avsnittet vad avser beräkning av Q^e_{behov} .

2.1.1 Bestämning av värmeeffektbehovet (Q^e_{behov})

I det här avsnittet anvisas en enkel metod för att bestämma medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet vad gäller blockvärmecentraler och fjärrvärmecentraler som inte är kopplade till andra värmecentraler. Metoden beskrivs i tre varianter, varav den enklaste av dessa kan och bör utnyttjas, om pannanläggningen är utrustad med värmemängdsmätare. Om en sådan saknas är det fortfarande möjligt att bestämma Q^e_{behov} , under förutsättning att den existerande värmecentralens brännare inte är av modulerande typ. I de två resterande varianterna anges hur metoden kan användas i värmecentraler, utrustade med antingen 1- eller 2-stegs brännare vid de tillfällen då det endast finns en enda brännare i anläggningen.

Generellt för metoden

Den totalt levererade värmemängden måste vid varje tidpunkt vara tillräcklig för att täcka summan av värmeförbrukningarna och de förluster, som uppstår i samband med distributionen av värme till de enskilda bostadsfastigheterna. Värmeförbrukningen kan uppdelas i en förbrukning, som beror av behovet att kunna upprätthålla lämplig temperatur i byggnaderna, och en förbrukning för uppvärmning av tappvarmvattnet.

Temperaturen i grundvattnet och de djupare liggande jordlagren ligger nästan konstant på samma värde som områdets medeltemperatur under året. För t ex Sydsverige ligger denna temperatur på ca 7 °C under ett normalår, varför grundvattentemperaturen är ca 7 °C. Vattentemperaturen från vattenverket kommer att svänga mellan ca 5 °C på vintern och upp mot 15 °C på sommaren. Uppvärms tappvarmvattnet till t ex 55 °C, är skillnaden mellan den energi som används när kallvattnet är som kallast respektive varmest, endast ca 20 %. Därför kan man, utan alltför stort fel, antaga att den erforderliga effekten för produktion av tappvarmvatten är densamma året runt. Den mest noggranna bestämningen av ett sådant genomsnittligt värmebehov för uppvärmning av tappvarmvatten, kan man göra baserat på mätningar som utförs när temperaturen på kallvattnet är densamma som årets medeltemperatur, dvs lika med grundvattentemperaturen.

Värmeförlusten i samband med fördelningen av värmen till de olika bostadsfastigheterna orsakas av distributionsrörens värmeväxling med omgivningen. Dessa rör är normalt nedgrävda till frostfritt djup, där temperaturvariationen under året ganska liten. Således kan man kalkylera med en konstant värmeförlust från dessa rör året runt. I början av vintern och under slutet av våren, när jordtemperaturen respektive faller och stiger till ca 7 °C, kommer det att finnas tidpunkter när de årliga genomsnittliga värmeförlusterna från de nedgrävda rören kan mätas.

För att kunna täcka behovet av tappvarmvatten och värmeförlusterna i de ofta nedgrävda rören krävs kontinuerligt en effekt, som är oberoende av uteluftens temperaturvariationer. Byggnadernas värmebehov orsakas av dels värmetransmissionsförluster genom klimatskärmen dels ventilationsförluster. Både transmissions- och ventilationsförluster är proportionella mot temperaturdifferensen mellan inne- och utelufttemperatur.

Medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet kan bestämmas, om man genomför undersökningar under två olika dygn. Under båda dessa dygn skall utelufttemperaturen vara konstant under 20 °C, och helst under 17 °C. Det är önskvärt att uteluftens temperaturvariation under loppet av respektive dygn inte är särskilt stor, eftersom det är medeltemperaturen som ingår i beräkningarna. Under sommaren är det stor skillnad mellan dag- och nattemperatur p.g.a. solens uppvärmning under dagtimmarna, men under vinterhalvåret är det ofta endast några få graders skillnad mellan max.- och mintemperatur under

dygnet. Det medför därför inget större fel om man använder medelvärdet av max.- och mintemperatur ($T_{\text{genomsnitt}}$) som dygnets medeltemperatur, om det endast har varit några få graders variation i utelufttemperaturen under loppet av det aktuella dygnet.

Medeltemperaturen definieras som:

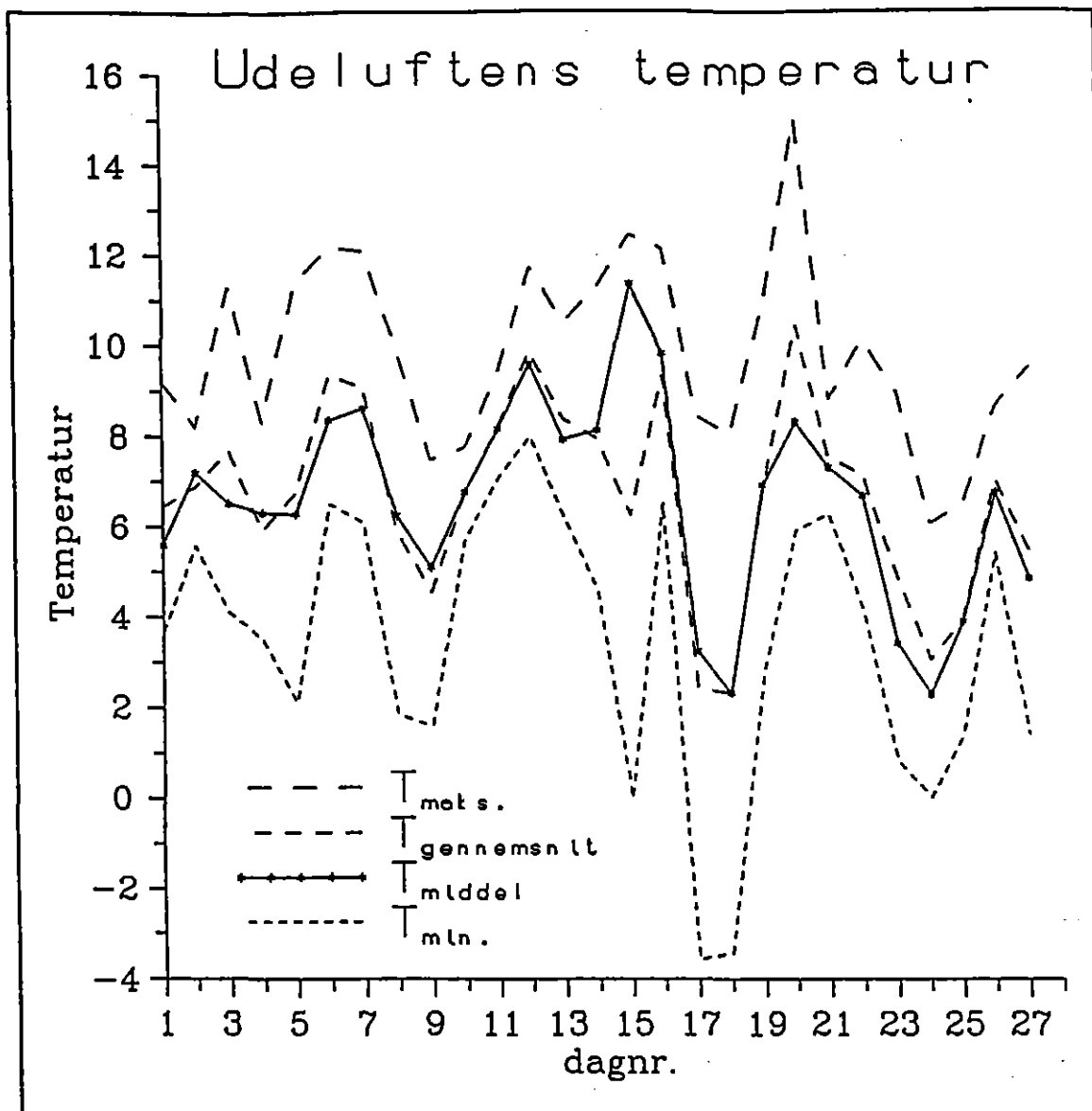
$$T_{\text{medel}} = \frac{1}{24} \cdot \int_{\tau=0}^{\tau=24} T_{\text{ute}}(\tau) \cdot \delta(\tau) \quad (2.2)$$

där τ är tiden mätt i timmar.

I stället för medeltemperaturen används som en förenkling genomsnittsvärdet av max.- och mintemperaturerna, som beräknas enligt formeln:

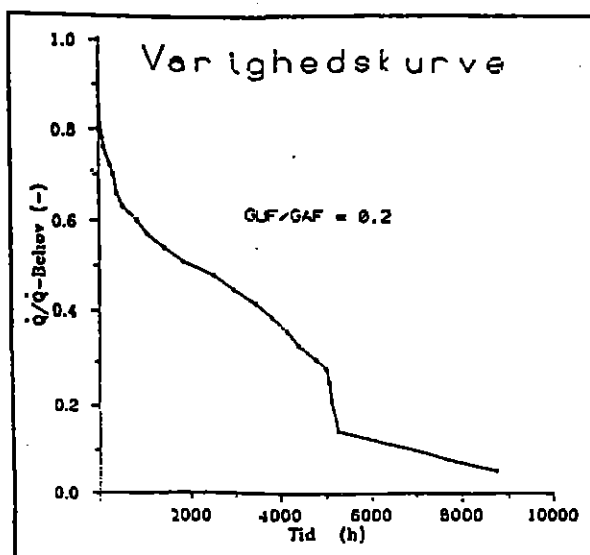
$$T_{\text{genomsnitt}} = \frac{T_{\text{ute,max}} + T_{\text{ute,min}}}{2} \quad (2.3)$$

I Danmark har pågått ett samarbete mellan SEAS (kraftföretag på Själland), Naturgas Själland I/S samt DGC a/s där man löpande mätt upp energiförbrukningen i ett antal el/gashus. I detta sammanhang har utelufttemperaturen blivit registrerad varje minut dygnet genom. I fig. 2.5 visas temperaturförloppet baserat på registreringar under perioden 23 oktober 1992 till 18 november 1992. För vart och ett av dessa dygn finns i diagrammet: T_{max} , T_{min} , T_{medel} och $T_{\text{genomsnitt}}$. Som syns i fig. 2.5 är skillnaden mellan T_{medel} och $T_{\text{genomsnitt}}$ inte stor.

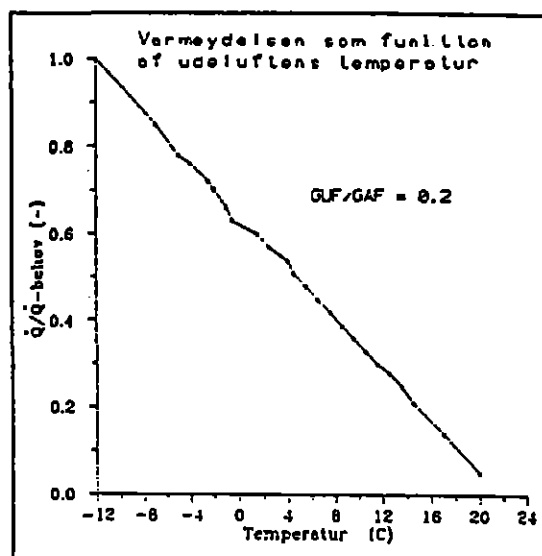


Figur 2.5 Uteluftens temperatur baserat på mätningar från el/gashuset i Nestved under perioden 23 oktober till 18 november 1992.

Effekttabellen, dvs effektbehov som funktion av tid, för ett referensår (ref. [1] tabell 1.1) kan användas till att rita upp en varaktighetskurva (se fig. 2.6). Den årliga värmeförbrukningen utgörs av summan av den graddagsberoende förbrukningen (GAF) och den graddagsoberoende förbrukningen (GUF). Kurvorna i figurerna 2.6 och 2.7 är baserade på att förhållandet mellan GUF och GAF är 0,2 (dvs den graddagsoberoende förbrukningen utgör ca 17 % av den totala förbrukningen $[GUF/(GUF+GAF)]$).



Figur 2.6 Varaktighetskurvan visar hur många av årets timmar ett visst effekt-behov föreligger.



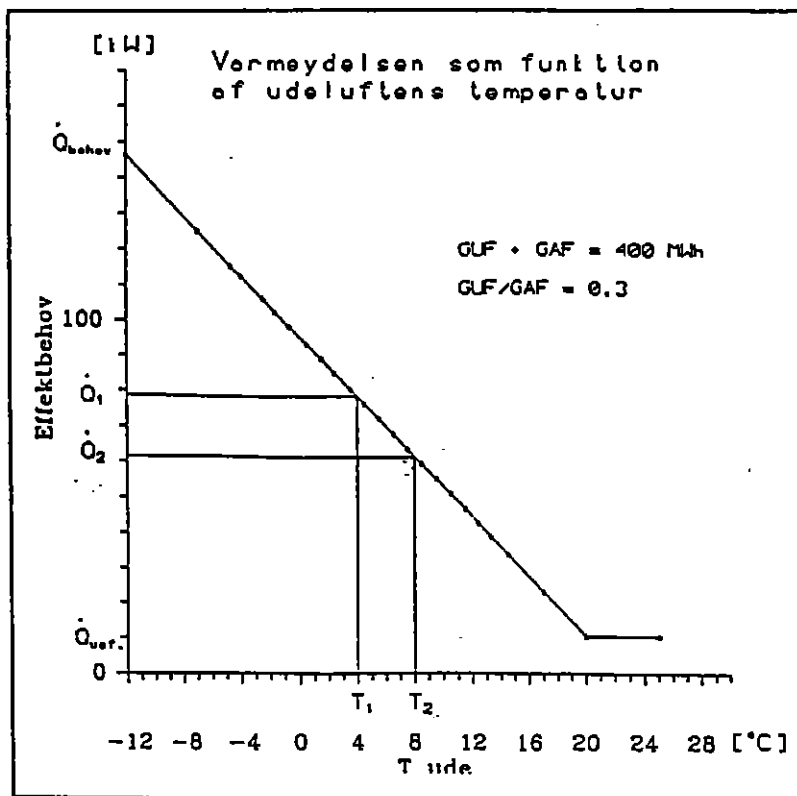
Figur 2.7 Effektbehovet som funktion av utetemperaturen. Baserad på samma grundvärden som figur 2.6.

Blockvärmecentral med värmemängdsmätare

Medeltemperaturen för de två dygn, som utväljs till undersökningen, betecknas med T_1 och T_2 . Dessa två temperaturer bör inte ligga för nära varandra.

Medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet (Q_{behov}^e) kan beräknas, om man känner panncentralens energiproduktion under två oberoende och temperaturmässigt olika dygn. Om centralen är utrustad med en värmemängdsmätare, med vars hjälp det är möjligt att under ett dygn bestämma den från centralen levererade värmen, kan den här beskrivna metoden användas.

Vi utgår i de här beräkningarna från att dimensionerande utetemperatur är -12 °C och inomhustemperaturen är 20 °C . Dessa värden är använda vid konstruktion av kurvan i fig. 2.8, som är baserad på en årlig värmeförbrukning av 400 MWh (GUF+GAF), och att förhållandet mellan GUF och GAF är $0,3$. Detta är ett typiskt värde för blockvärmecentraler (dvs graddagsoberoende förbrukning är 23% av totalförbrukning). Förhållandet är något högre för fjärrvärmecentraler p.g.a. kulvertförluster.



Figur 2.8 Effektbehov vid varierande uteluftstemperatur.

Q^e_1 och Q^e_2 betecknar medeleffektbehovet för motsvarande dygn. Q^e_1 bestäms t ex genom två avläsningar på värmemängdsmätaren, där den sista avläsningen ($E_{\text{efter},1}$) sker 24 timmar efter den första ($E_{\text{före},1}$).

$$Q^e_1 [\text{kW}] = \frac{E_{\text{efter},1} [\text{kWh}] - E_{\text{före},1} [\text{kWh}]}{24 [\text{h}]} \quad (2.4)$$

Medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet beräknas därefter som:

$$Q^e_{\text{behov}} = Q^e_1 + (Q^e_1 - Q^e_2) \cdot \frac{-12 - T_1}{T_1 - T_2} \quad (2.5)$$

Det graddagsoberoende medeleffektbehovet (Q^e_{ober}) kan bestämmas som:

$$Q^e_{\text{ober}} = Q^e_1 + (Q^e_1 - Q^e_2) \cdot \frac{20 - T_1}{T_1 - T_2} \quad (2.6)$$

Exempel 2.1

I oktober månad göres en registrering av utluftens max- och mintemperatur, under en 24-timmarsperiod, till 6 °C respektive 2 °C. Vid starten avläses värmemängdsmätaren till 1000,000 MWh. Efter 24-timmars perioden har värmemängdsmätaren nått till 1001,891 MWh.

En vecka senare utföres motsvarande mätningar, då $T_{ute,max}$ är 9 °C och $T_{ute,min}$ är 7 °C. De två avläsningarna på värmemängdsmätaren är 1015,130 MWh respektive 1016,606 MWh.

Bestäm medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet och det graddagsoberoende medeleffektbehovet.

Lösning:

Med (2.3) får man: $T_{medel,1} = T_{genomsnitt,1} = (6+2)/2 = 4 \text{ °C}$
 $T_{medel,2} = T_{genomsnitt,2} = (9+7)/2 = 8 \text{ °C}$

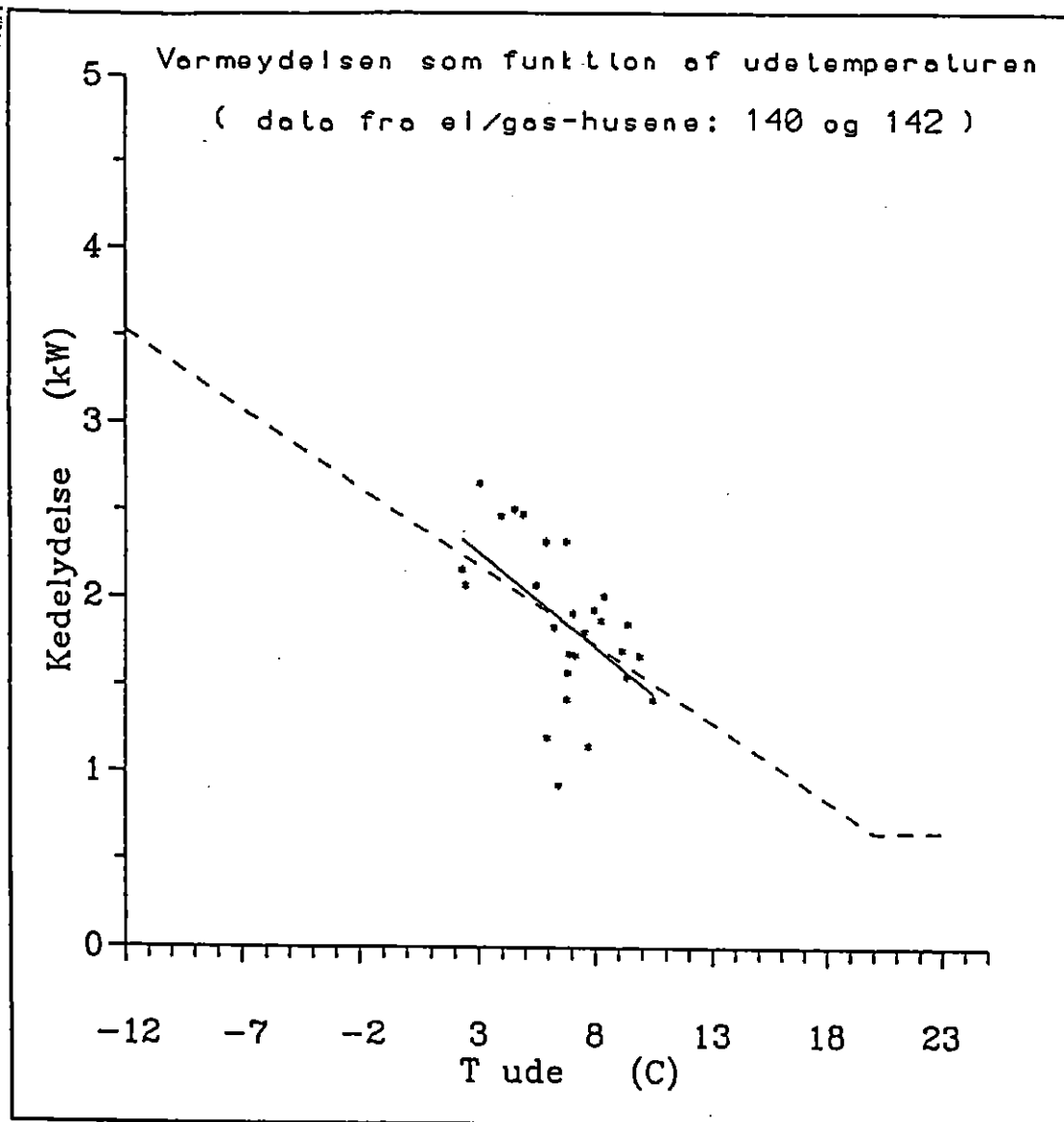
Med (2.4) får man: $Q_{s,1} = (1001891 - 1000000)/24 = 78,8 \text{ kW}$
 $Q_{s,2} = (1016606 - 1015130)/24 = 61,5 \text{ kW}$

Med (2.5) får man: $Q_{s,behov} = 78,8 + (78,8 - 61,5) \cdot (-12 - 4)/(4 - 8) = \underline{148,0 \text{ kW}}$

Med (2.6) får man: $Q_{s,ober} = 78,8 + (78,8 - 61,5) \cdot (20 - 4)/(4 - 8) = \underline{9,6 \text{ kW}}$

Figur 2.9 illustrerar storleken på det fel som begås om man använder $T_{genomsnitt}$ i stället för T_{medel} (i det här fallet 10%). Funktionsvärdena är summan av de registrerade värdena från el/gashusen (samarbetet SEAS, NG Sjølland och DGC) nr 140 och 142 i perioden 23 oktober 1992 till den 18 november 1992. Den heldragna linjen har man fått genom kurvanpassning - ett polynom av första graden - till värmeproduktionen som funktion av $T_{genomsnitt}$, medan den streckade och mer korrekta bestämda kurvan är beräknad på basis av T_{medel} .

Det skall påpekas att resttermerna kan förväntas vara avsevärt mindre om det istället för endast två hus hade ingått ett stort antal bostäder, som t ex vid block- eller fjärrvärmecentraler. I så fall skulle variationer i de enskilda hushållens förbrukningsmönster uppväga varandra, och fluktuationerna i det totala värmeeffektbehovet skulle vara mer utjämnade. Därvid skulle utomhustemperaturen också mer entydigt bestämma den erforderliga värmeeffekten.



Figur 2.9 Värmeeffektbehovet som funktion av utetemperaturen. Den heldragna linjen har man fått genom kurvanpassning som funktion av $T_{genomsnitt}$, medan den streckade är beräknad på basis av T_{medel} .

En panna med on/off brännare

I denna variant av metoden för att bestämma medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet (Q^e_{behov}) används på samma sätt medeltemperaturen för två dygn - T_1 och T_2 . Vidare krävs att man känner till den nuvarande panneffekten ($Q^e_{Dim,före}$). Om denna inte är känd, är det dock möjligt att beräkna den utgående från brännareffekten ($Q^e_{brännare}$) och pannans verkningsgrad (η_{panna}):

$$Q^e_{Dim,före} = \eta_{panna} \cdot Q^e_{brännare} \quad (2.7)$$

Tiden, under vilken brännaren är i gång, betecknas $\tau_{brännare}$. Gångtiden för brännaren mäts under vart och ett av de två dygn, under vilka T_1 och T_2 bestäms. Genom att

koppla en drifttidsmätare till signalen som startar och stoppar brännaren , är det möjligt att få registrerat gångtiderna under de två aktuella dygnen. Summan av gång- och stilleståndstider bör var 24 timmar. Betydelsen av om två perioder är några minuter kortare eller längre än exakt 24 timmar, minskar om man istället för gångtiden använder förhållandet (f) mellan gångtiden och summan av gång- och stilleståndstid. f_1 bestäms tex som:

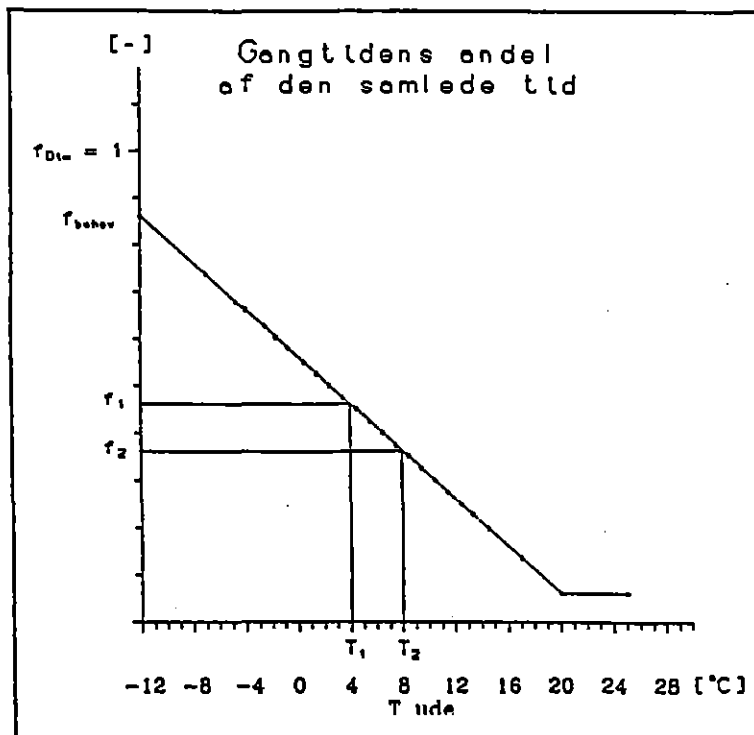
$$f_1 = \tau_{\text{brännare},1} / (\tau_{\text{brännare},1} + \tau_{\text{stillestånd},1}) \quad (2.8)$$

Ett alldeles bestämt gångförhållande (f_{behov}) behövs för att den levererade värmeeffekten skall stämma med medeleffektbehovet (Q^e_{behov}):

$$f_{\text{behov}} = Q^e_{\text{behov}} / Q^e_{\text{Dim,före}} \quad (2.9)$$

Analogt med (2.5) kan f_{behov} uttryckas som:

$$f_{\text{behov}} = f_1 + (f_1 - f_2) \cdot \frac{-12 - T_1}{T_1 - T_2} \quad (2.10)$$



Figur 2.10 Gångtidens andel av den totala tiden vid en on/off brännare.

Genom att använda (2.9) och (2.10) bestäms medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet med hjälp av formeln:

$$Q^e_{\text{behov}} = [f_1 + (f_1 - f_2) \cdot \frac{-12 - T_1}{T_1 - T_2}] \cdot Q^e_{\text{Dim,före}} \quad (2.11)$$

Det graddagsoberoende medeleffektbehovet finner man med formeln:

$$Q^e_{\text{ober}} = [f_1 + (f_1 - f_2) \cdot \frac{20 - T_1}{T_1 - T_2}] \cdot Q^e_{\text{Dim,före}} \quad (2.12)$$

En panna och brännare med stor och liten flamma

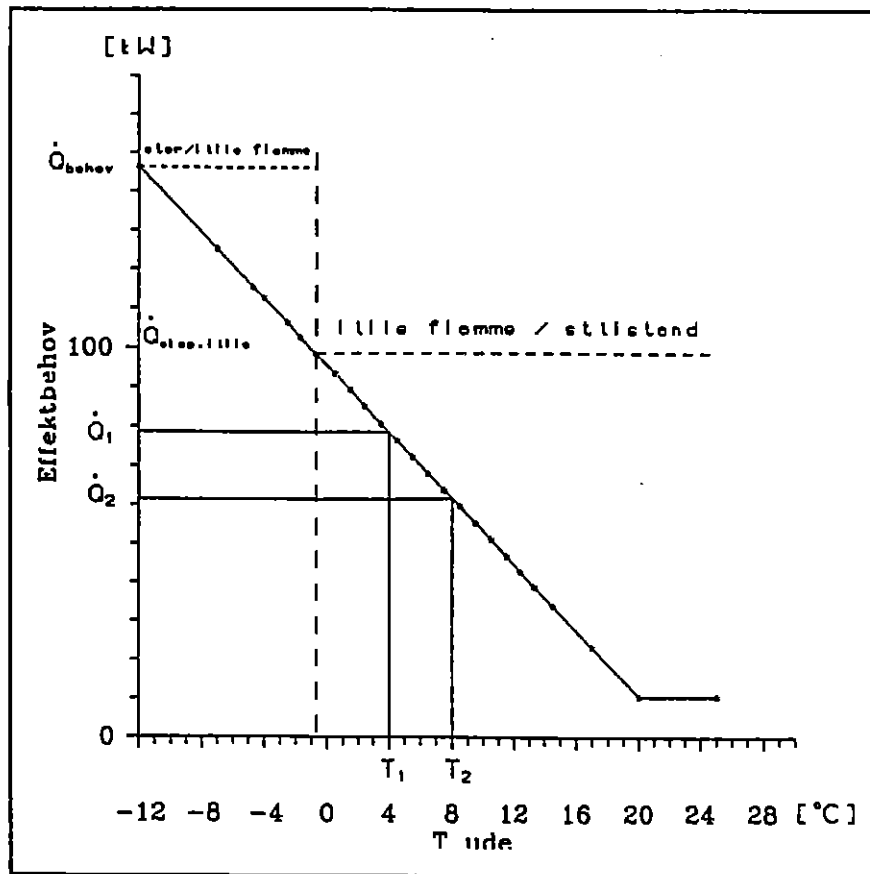
Förutom T_1 och T_2 krävs i denna variant av metoden också kännedom om den nuvarande panneffekten ($Q^e_{\text{Dim,före}}$). Alternativt kan $Q^e_{\text{Dim,före}}$ beräknas från brännareffekten på stor flamma ($Q^e_{\text{brännare,stor}}$) och pannans verkningsgrad på stor flamma ($\eta_{\text{panna,stor}}$):

$$Q^e_{\text{Dim,före}} = \eta_{\text{panna,stor}} \cdot Q^e_{\text{brännare,stor}} \quad (2.13)$$

Förhållandet mellan brännareffekten på stor och liten flamma ($F_{\text{liten/stor}}$), som typiskt är 2/3 för oljebrännare och 1/3 för gasbrännare, ingår tillsammans med pannans verkningsgrader vid liten och stor flamma, i bestämningen av den levererade värmeeffekten vid liten flamma ($Q^e_{\text{lev,liten}}$):

$$\begin{aligned} Q^e_{\text{lev,liten}} &= \eta_{\text{panna,liten}} \cdot Q^e_{\text{brännare,liten}} \\ &= \eta_{\text{panna,liten}} \cdot (F_{\text{liten/stor}} \cdot Q^e_{\text{brännare,stor}}) \\ &= \eta_{\text{panna,liten}} \cdot (F_{\text{liten/stor}} \cdot Q^e_{\text{Dim,före}} / \eta_{\text{panna,stor}}) \end{aligned}$$

$$\Rightarrow Q^e_{\text{lev,liten}} = \eta_{\text{panna,liten}} / \eta_{\text{panna,stor}} \cdot F_{\text{liten/stor}} \cdot Q^e_{\text{Dim,före}} \quad (2.14)$$



Figur 2.11 Vid utetemperatur under $-0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ändras körmönstret från on/off liten flamma till stor/liten flamma.

Vid växling mellan liten flamma och stillestånd

Är effektbehovet under ett dygn konstant mindre än $Q_{\text{lev,liten}}^e$, kommer brännaren att växla mellan stillestånd och liten flamma. Registreras gångtiderna och uteluftens max- och mintemperatur för två sådana dygn, kan man beräkna medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet på motsvarande sätt som vid on/off brännaren ovan, förutsatt att uteluftens temperatur är konstant lägre än $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ under loppet av två dygn.

Medeleffektbehovet vid växling mellan liten flamma och stillestånd finner man med hjälp av (2.14) och formeln:

$$Q_{\text{behov}}^e = [f_1 + (f_1 - f_2) \cdot \frac{-12 - T_1}{T_1 - T_2}] \cdot Q_{\text{lev,liten}}^e \quad (2.15)$$

Vid växling mellan liten och stor flamma

Vid detta driftmönster kommer brännaren, om effektbehovet under den observerade tidsperioden är konstant större än $Q_{\text{lev,liten}}^e$, att växla mellan "on" på liten respektive stor flamma. Registreras under två sådana dygn de samhörande värdena: gångtid på stor

flamma - $f_{stor,1}$ och $f_{stor,2}$ - samt uteluftens max.- och mintemperaturer, är det på samma sätt möjligt att bestämma Q^e_{behov} .

De två dygnens medeleffektbehov (Q^e_1 och Q^e_2) finner man med hjälp av formeln nedan. T_{ex} kan Q^e_1 bestämmas som:

$$Q^e_1 = f_{stor,1} \cdot Q^e_{brännare,stor} \cdot \eta_{panna,stor} + (1 - f_{stor,1}) \cdot Q^e_{brännare,liten} \cdot \eta_{panna,liten} \quad (2.16)$$

Medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet (Q^e_{behov}) kan därefter beräknas med hjälp av formel (2.5), och därefter är det möjligt att med (2.1) beräkna den maximalt erforderliga värmeeffekten (dimensionerande värmeeffektbehovet Q^e_{Dim}).

2.1.2 Beräkning av medeleffektbehovet (Q^e_{behov}) utgående från (GUF+GAF)

Den graddagsberoende förbrukningen (GAF) är den del av den årligen förbrukade värmeenergin, som levereras från panncentralen (Q_{lev}) och tillförs radiatorerna. Den graddagsberoende förbrukningen (GUF) är summan av de energiförbrukningar, som åtgår till uppvärmningen av tappvarmvattnet och värmeförlusterna från de distributionsledningar som leder från panncentralen till bostadsfastigheterna och retur.

Innan en beräkning av det dimensionerande värmeeffektbehovet genomförs, graddagskorrigeras GAF. Eftersom GAF betecknar den graddagsberoende förbrukningen under ett normalår (antal graddagar under normalår för Malmö: 3105), får man:

$$GAF = GAF_{normalår} = GAF_{år,i} \cdot \frac{Graddagar_{normalår}}{Graddagar_{år,i}} \Rightarrow$$

$$GAF = \frac{(GUF+GAF)_{år,i}}{1 + \frac{GUF}{GAF}_{år,i}} \cdot \frac{3105}{Graddagar_{år,i}} \quad (2.17)$$

Den levererade värmeenergin under ett normalår får man ur formeln:

$$Q_{lev} = GUF + GAF \quad (2.18)$$

Under förutsättning att varmvattenberedaren kan rymma ett dygns förbrukning av tappvarmvatten, kommer den erforderliga maximala panneffekten att vara lika med medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet, som kan beräknas med formeln:

$$Q^e_{behov} = \frac{GAF}{3105 \text{ graddagar/år}} \cdot \frac{20^\circ\text{C} - (-12)^\circ\text{C}}{24 \text{ h}} + \frac{GUF}{8760 \text{ h}} \quad (2.19)$$

Genom att sätta in (2.19) i formel (2.18) får man:

$$Q_{lev} = \frac{GUF+GAF}{\frac{32 \cdot GAF}{24 \cdot 3105} + \frac{GUF}{8760}} \cdot Q_{behov}^e \Rightarrow$$

$$Q_{lev} = f\left(\frac{GUF}{GAF}\right) \cdot Q_{behov}^e \quad (2.20)$$

$$\text{där: } f\left(\frac{GUF}{GAF}\right) = \frac{\frac{GUF}{GAF} + 1}{\frac{1 \cdot 32}{3105 \cdot 24} + \frac{GUF}{8760}} \quad (2.21)$$

Eftersom det vid fjärrvärmeverk förekommer betydande värmeförluster från distributionsnätet, kommer GUF/GAF-förhållandet att vara högre för dessa verk än för blockvärmecentraler.

Som ett alternativ till formel (2.21) kan nedanstående tabell användas:

Vägleddande för:	Blockvärmecentral			Fjärrvärmecentral			
GUf/GAf	0,25	0,30	0,35	0,70	0,75	0,80	[-]
f(GUf/GAf)	2730	2804	2876	3338	3398	3457	[kWh/kW _{instal} lerat]

Medeleffektbehovet kan således bestämmas om GUF och GAF är kända, eller alternativt om den totala årliga värmeförbrukningen (GUf+GAf) är känd tillsammans med ett antagande om GUF/GAF-förhållandet.

$$Q_{behov}^e (GUf,GAf) = \frac{GUf+GAf}{f\left(\frac{GUf}{GAf}\right)} \quad (2.22)$$

För beräkning av f(GUF/GAF) används formel (2.21) eller schemat på sid 40.

Energirådgivare kan vid en del tillfällen råka ut för att det på en värmecentral inte finns någon information om den årliga värmeproduktionen. Ändå kan det gå att komma fram, eftersom det så gott som alltid går att skaffa uppgifter om förbrukningen av primärenergi (olja, gas etc). Utgående från ett antagande om den existerande anläggningens årsverkningsgrad och kännedom om värmevärdet hos det använda bränslet (dansk naturgas: 10,879 kWh/m³) får man fram den årliga värmeproduktionen genom att multiplicera dessa storheter med varandra och därefter multiplicera resultatet med den årliga bränsleförbrukningen.

En förutsättning för att Q_{behov}^e skall vara lika med Q_{Dim}^e är att VVB kan innehålla ett dygns förbrukning av tappvarmvatten. Detta är emellertid sällan tillfället, och därför skall man när man bestämmer Q_{Dim}^e lägga ett effekttillskott till Q_{behov}^e . Storleken av detta effekttillskott är den erforderliga vattenvärmareffekten minus medeleffekten till tappvarmvattenproduktionen. (se formel (3.28)). Den erforderliga vattenvärmareffekten beror av antalet lägenheter och av storleken på varmvattenbehållaren (se avsnitt 3.1.3).

Genom att multiplicera medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet med en bestämd säkerhetsfaktor (se avsnitt 2.1.4) får man fram det dimensionerande värmeeffektbehovet Q_{Dim}^e (se formel (2.1)).

2.1.3 Gångtid vid maximal belastning

Relationen mellan det årliga värmeenergibehovet och den maximala panneffekten kan användas för att bestämma den nödvändiga gångtiden vid drift på enbart högsta belastning (h_{max}). En pannanläggning med en panna och en enkel on/off-brännare kommer att ha en gångtid, som just är h_{max} .

Den årliga värmeenergiförbrukningens förhållande till förbrukad bränslemängd kan uttryckas dels genom årsverkningsgraden ($\eta_{\text{år}}$):

$$Q_{\text{år}} = \frac{Q_{\text{lev}}}{\eta_{\text{år}}} \quad (2.23)$$

och dels med hjälp av förbränningsverkningsgraden (η_{panna}):

$$Q_{\text{år}} = \frac{Q_{\text{behov}}^e \cdot S_f}{\eta_{\text{panna}}} \cdot h_{\text{max}} \quad (2.24)$$

Med (2.20), (2.23) och (2.24) får man:

$$h_{\text{max}} = f\left(\frac{\text{GUF}}{\text{GAF}}\right) \cdot \frac{\eta_{\text{panna}}}{\eta_{\text{år}} \cdot S_f} \quad (2.25)$$

2.1.4 Överkapacitet före och efter ombyggnad

Storleken av den totalt levererade värmeeffekten skall naturligtvis vara minst lika stor som medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet. Är den effektiva storleken av varmvattenbehållaren mindre än dygnsförbrukningen av tappvarmvatten, vilket är den normalt förekommande situationen, krävs en ökad värmeeffekt för uppvärmningen av tappvarmvatten. Detta effekttillskott ΔP_{eff} kan man beräkna med formeln:

$$\Delta P_{\text{eff}} = P_{\text{eff}} - P_{\text{eff,med}} \Rightarrow$$

$$\Delta P_{\text{eff}} = P_{\text{eff}} - \frac{0,15 \cdot (G_{\text{UF}} + G_{\text{AF}})}{24 [\text{h/dygn}] \cdot 365 [\text{dygn/år}]} \quad (2.26)$$

P_{eff} , som ingår i formel (2.26), kan man beräkna med den relevanta formeln i avsnitt 3.1.3 under VVB.

Säkerhetsfaktorn (S_f) bör därför minst vara:

$$S_{f,\text{min}} = 1 + \frac{\Delta P_{\text{eff}}}{Q_{\text{behov}}^c} \quad (2.27)$$

Hur mycket större än $Q_{\text{behov}}^c \cdot S_{f,\text{min}}$, som kapaciteten bör vara, blir en uppskattning. Tidigare blev pannanläggningar ibland dimensionerade med en säkerhetsfaktor (S_f) på 2 [ref. [1]]. För blockvärmecentraler måste en sådan kapacitet, som är 100% större än det dimensionerande behovet, anses vara orimligt stor. Å andra sidan är det också fel att kalkulera med att pannanläggningen oavbrutet skall fungera optimalt. Därför bör det finnas en viss, ytterligare säkerhetsmarginal. En säkerhetsmarginal på 1,2 är dock oftast tillräcklig. I samband med nattsänkingsutrustning på en blockvärmecentral är det nödvändigt att kunna forcera effektuttaget på morgonen. För detta krävs en extra kapacitet. Som tumregel kan denna kapacitetsökning uppskattas till ca 30 % ($S_{f,\text{nattsänkning}} = 1,3$). Se i övrigt avsnitt 3.1.2, där nattsänkning behandlas under "Vatten/ångledningar".

En pannanläggnings säkerhetsfaktor kan således bestämmas med hjälp av nedanstående formel:

$$S_f = S_{f,\text{min}} \cdot S_{f,\text{nattsänkning}} \cdot S_{f,\text{marginal}} \quad (2.28)$$

I den här handboken används uttrycket "överkapacitet" till att beskriva en onödig överkapacitet i pannanläggningens totala effektkapacitet. I kapitel II diskuterades under "typiska storlekar för fjärrvärmeverk" skillnaden mellan överkapacitet och reservkapacitet. Uttrycket reservkapacitet kommer här att användas i meningen en eller flera alternativa värmeproducerande enheter, som hålls på en mer eller mindre hög beredskapsnivå, och som är klara att användas vid haveri på den egentliga pannanläggningen. Är en pannanläggning endast försedd med en panna, vars kapacitet långt överskrider det maximalt förekommande behovet, utgör detta inte någon reservkapacitet - enbart en överkapacitet.

Överkapaciteten (Q_{kap}) beräknas som :

$$Q_{kap} = \left(\frac{Q_{behov}^e \cdot S_f}{Q_{Dim}^e} - 1 \right) \cdot 100 \% \quad (2.29)$$

En existerande pannanläggnings överkapacitet beräknas med hjälp av (2.29). Vid ombyggnad till en mer energieffektiv anläggning eftersträvar man att minska en eventuell överkapacitet. Om en ny pannanläggning skall projekteras, bestämmer man det dimensionerande värmebehovet som:

$$Q_{Dim}^e = Q_{behov}^e \cdot S_f \quad (2.30)$$

2.1.5 Varaktighetskurva

En mycket central och viktig del av handboken är de scheman, där årsverkningsgraderna är angivna som nyckeltal för olika utformningar av panncentraler. För att kunna göra jämförelser av energieffektiviteten hos olika panncentraler är det nödvändigt att de alla uppfyller samma funktionskrav. Var och en av de pannanläggningar som ingår i de omtalade nyckeltalsschemorna, måste därför ha samma dimensionerande värmeeffekt. Med andra ord skall de var och en kunna prestera samma maximala panneffekt. Vidare skall den årligen producerade värmemängden också vara lika stor för att alla pannanläggningarna skall vara jämförbara med avseende på energieffektiviteten, och dessutom skall belastningsfördelningen vara lika för samtliga pannanläggningar.

Ett krav på att en pannanläggning vid varje tidpunkt året igenom skall kunna leverera den erforderliga värmeeffekten kommer alltid att gälla, och med mindre man har kopplat en ackumulator till värmecentralen, kommer ett sådant krav att vara liktydigt med att värmeproduktionen sker i takt med och styrs av effektbehovet.

För att kunna bestämma behovet av värmeeffekt under året, är det nödvändigt att fokusera på förbrukningssidan. Det är det löpande effektbehovet, som motsvarar belastningskurvan. Sett från panncentralen är det denna som betecknar den tidsberoende värmenergiproduktionen. Belastningskurvan åskådliggör således den erforderliga totala värmeeffekten som funktion av tiden under året. Denna kan konstrueras från mätningar av samhörande värden på volymflöde och värmecentralens framlednings- och returtemperaturer. Denna kurva kommer naturligtvis att ligga på en högre nivå under vintern, då uteluftens temperatur är låg, än under varma sommardagar, men den kommer också att visa stora variationer under loppet av ett enskilt dygn. Förutom uteluftens temperatur och byggnadernas totala dimensionerande värmebehov, finns det en lång rad faktorer, som påverkar belastningskurvans nivå och variation. Här skall några av de viktigaste nämnas:

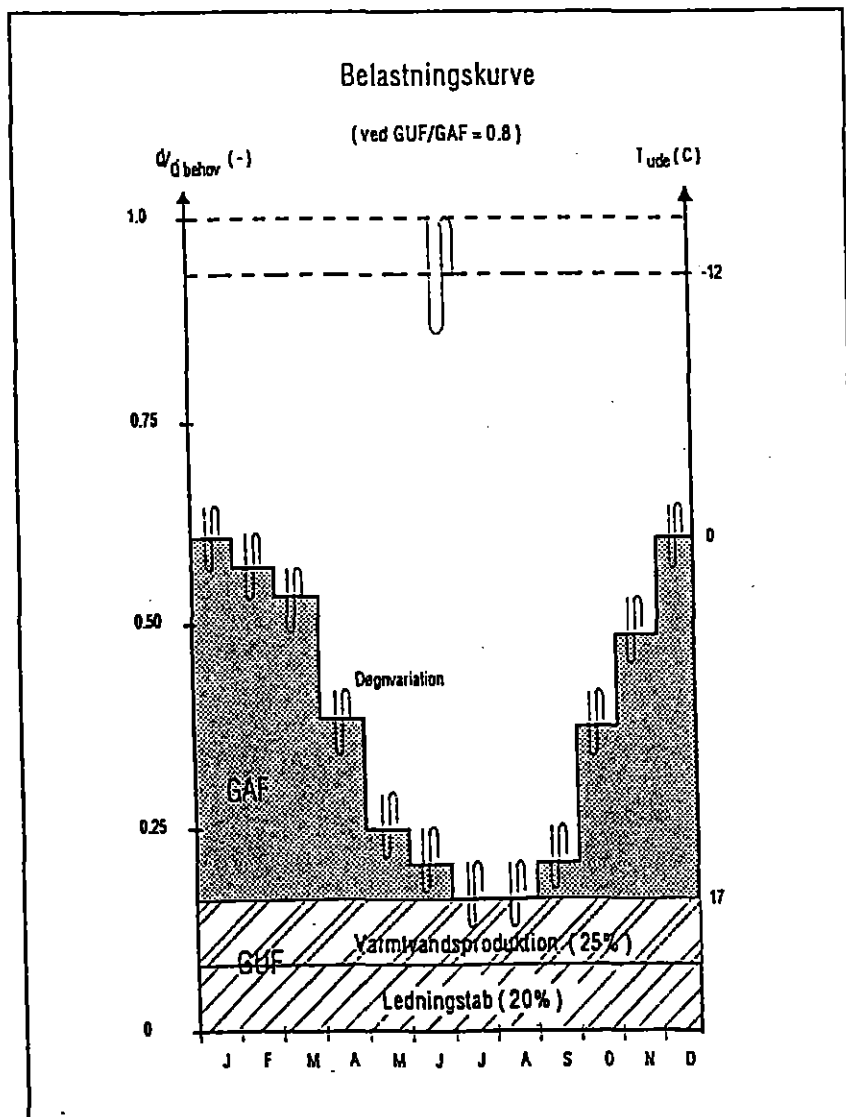
- den aktuella erforderliga vattenvärmareffekten (beror dels av förbrukningsmönster, dels av om det finns genomströmningsberedare eller ackumulerande varmvattenberedare samt storleken på dessa).
- distributionsnätets aktuella framlednings- och returtemperaturer
- distributionsnätets geometri (rördiametrar och -längder)
- distributionsnätets isoleringsstandard
- den aktuella marktemperaturen vid distributionsledningarnas läggningsdjup
- vindhastigheten
- det omgivande landskapets struktur
- byggnadernas geometri (höjd)
- byggnadernas täthet (fönster, dörrar mm)
- solen (solhöjden)
- moln (kan förhindra infallande solstrålning på dagen och minskar byggnadernas utstrålning mot den kalla himlen på natten)
- uteluftens vatteninnehåll (i form av vattenånga, dimma eller/och regn)
- byggnadernas fönsteryta (infallande solstrålning)

Den aktuella belastningen är summan av följande enskilda bidrag: värmeeffekt som beror på byggnadernas värmeförluster, värmeeffekt som kompenserar det tämligen konstanta förlusterna från distributionsnätet och slutligen ett effektbehov för värmning av tappvarmvatten, som fortlöpande avspeglar tappvarmvattenbehovet.

Den graddagsberoende förbrukningen (GAF) används ofta för att beskriva det årliga värmeenergibehovet för lokaluppvärmning. Det finns flera olika graddagssystem, som alla är baserade på utetemperaturen, men där några också kompenserar för vind och/eller sol. Utgående från en uppgift om hur många graddagar som uppmätts för ett bestämt dygn, kan medeleffektbehovet för lokaluppvärmningen beräknas för detta dygn. Det skall understrykas, att det enbart är medeleffekten för det aktuella dygnets uppvärmningsbehov som kan fastställas med uppgift om dygnets graddagstal. Genom att gå från effekt till graddagar tappar man således information om den variation i uppvärmningsbehovet, som förekommer under varje dygn. Emellertid skall man också vara uppmärksam på att varje byggnad har en viss värmekapacitet. Således kommer variationer i olika yttre köld- och värmefaktorer att avspeglas i inomhustemperaturen med en viss tidsfördröjning. Bungaloweffekten är ett exempel på hur en låg värmekapacitet hos klimatskärmen kan förorsaka snabba och stora svängningarna i innetemperaturen. Det sker således både en fördröjning och en utjämning av effektbehovet under dygnet i förhållande till de stora svängningarna i de yttre påverkansfaktorerna. Det är värt att hålla i minnet, att det maximala effektbehovet under loppet av ett dygn naturligtvis är större än det motsvarande medelvärdet.

Den graddagsberoende förbrukningen (GUF) används ofta för att beteckna det årliga behovet av värmeenergi till ledningsförluster och uppvärmning av tappvarmvatten. Både ledningsförlusterna och uppvärmningen av tappvarmvattnet är i stort sett oförändrat från dygn till dygn under året. Att dessa värmeförbrukningar var för sig är de samma under samtliga årets 365 dygn, får emellertid inte tolkas som att bägge dessa effektbehov är konstanta.

Ledningsförlusterna kan antagas vara konstanta, men definitivt inte effektbehovet till uppvärmning av byggnadernas tappvarmvatten. I fig. 2.12 är medelvärde av effektbehovet för årets månader inritat. Man kan se av figuren att det under juli och augusti månader inte har varit något behov av lokaluppvärmning. Energimängderna GAF och GUF är angivna på figuren som ytor, vilket låter sig göra eftersom energi just är effekten integrerad över tiden (effekt $\cdot$ tid). Att en del av den graddagsberoende förbrukningen utgörs av ledningsförluster, beror på att figuren illustrerar värmeproduktionen i ett fjärrvärmeverk.



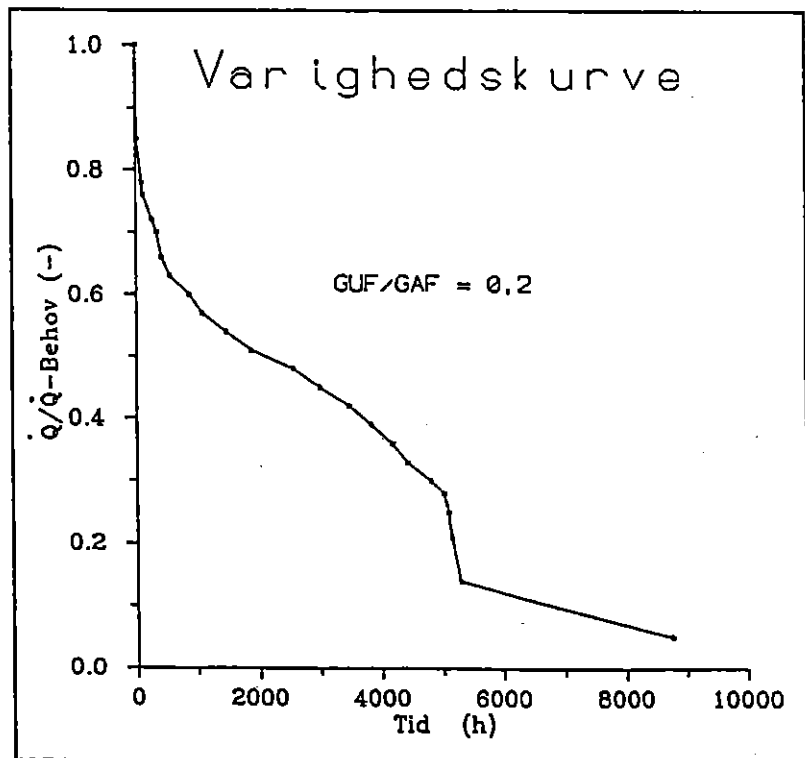
Figur 2.12 Belastningskurva för ett fjärrvärmeverk.

Årets månader är avsatta utefter x-axeln, medan y-axeln anger det dimensionslösa effektbehovet (Q^e/Q^e_{behov}). På den lodräta axeln längst till höger är uttemperaturen avsatt. Anläggningen är dimensionerad så att den uppfyller kravet om tillräcklig lokaluppvärmning vid en utetemperatur av $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, samtidigt med att både ledningsförluster och varmvattenproduktion också täcks av panneffekten. Om alla byggnaderna hade varit utrustade med varmvattenbehållare, som hade haft en effektiv behållarvolym stor nog till att rymma ett dygns förbrukning av tappvarmvatten, skulle man inte haft någon dygnsvariation beroende på varmvattenproduktionen. Varmvattenberedarnas värmare skulle i så fall kunna vara dimensionerade för att avge en konstant effekt till tappvarmvattenvärmningen.

En varaktighetskurva visar effektbehovet över året, och den visar under hur många av årets timmar, som det aktuella värmeeffektbehovet är över en viss storlek. Varaktighetskurvan i fig. 2.13 är en anpassning till det verkliga effektbehovet.

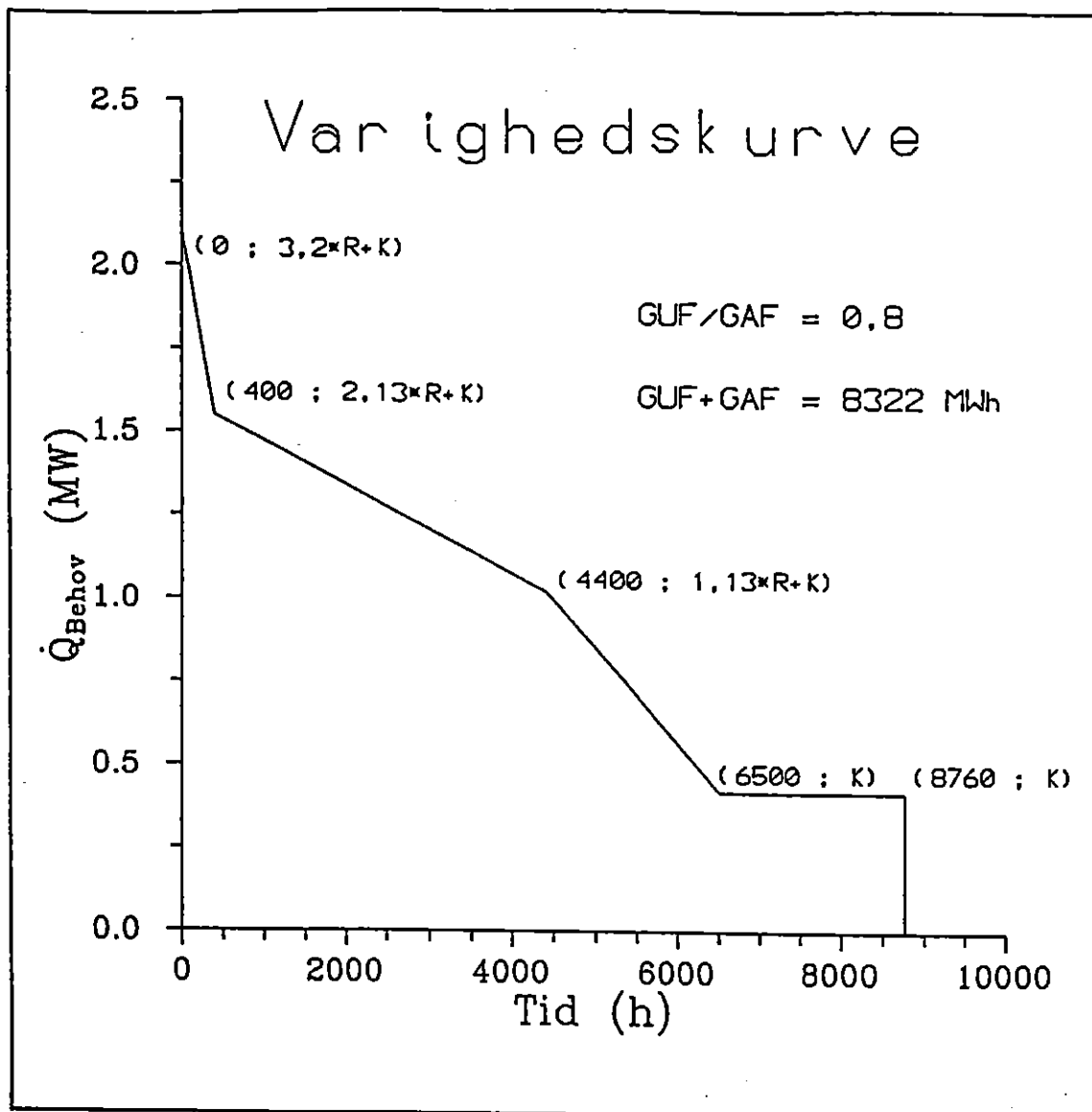
Den här visade varaktighetskurvan är baserad på genomsnittliga effektbehovet för vart och ett av årets dygn.

För varje dygn kan man beräkna det genomsnittliga effektbehovet som en summa av dygnets graddags beroende och oberoende värme behov ($GUF+GAF$) dividerat med dygnets timmar (24 timmar):



Figur 2.13 Varaktighetskurva för blockvärmecentral

En annan modell för varaktighetskurvan, som samtidigt kan användas för att räkna ut det maximala effektbehovet, ses i figur 2.14. Denna modell härrör från den danska Energistyrelsen - "Forsyningskatalog 85". Också i denna modell är uppvärmningsbehovet antaget vara proportionellt mot graddagstalet, medan ledningsförluster och varmvattenproduktion antages vara konstant. Vidare har man antagit en sammanlagringsfaktor på 0,8 - baserat på ett stort antal förbrukare.



Figur 2.14 Varaktighetskurva för fjärrvärmecentral.

De genomsnittliga effektbehoven till uppvärmning och till summan av "konstant-behovet" (ledningsförluster och varmvattenproduktion) betecknas i figur 2.14 med R resp K.

$$R \text{ [MW]} = \frac{GAF \text{ [MWh]}}{8760 \text{ h}} \quad (2.31)$$

$$K \text{ [MW]} = \frac{GUF \text{ [MWh]}}{8760 \text{ h}} \quad (2.32)$$

I brist på kunskap om storleken av GUF och GAF kan dessa beräknas utgående från naturgasförbrukningen samt antagande om dels GUF/GAF-förhållandet, och dels årsverkningsgraden.

$$GUF + GAF = VOL_{NG} \cdot \frac{H_{uNG}}{1000} \cdot \eta_{år} \quad (2.33)$$

$$GAF = \frac{GUF+GAF}{1+\frac{GUF}{GAF}} \quad (2.34)$$

Exempel 2.2

En fjärrvärmeverk har en årsförbrukning på 0,9 milj kubikmeter naturgas

Beräkna det maximala effektbehovet med den modell som beskrivits i figur 2.14

Lösning

med (2.33): $GUF+GAF = VOL_{NG} \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3 \cdot \eta_{br}$
 $= 0,9 \cdot 10^6 \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3 \cdot 0,85 = 832 \text{ MWh}$

med (2.34): $GAF = (GUF+GAF)/(1+GUF/GAF) = 832/(1+0,8) = 462 \text{ MWh}$
 $GUF = GUF+GAF - GAF = 370 \text{ MWh}$

med (2.31): $R = GAF/8760 = 0,53 \text{ MW}$

med (2.32): $K = GUF/8760 = 0,42 \text{ MW}$

$$Q_{behov} = 3,2 \cdot R + K = 3,2 \cdot 0,53 + 0,42 = 2,1 \text{ MW}$$

Exempel 2.3

En blockvärmecentral har ett GUF/GAF-förhållande på 0,2.

Konstruera en dimensionslös varaktighetskurva efter den modell som beskrivits i figur 2.14.

Lösning:

En dimensionslös varaktighetskurva har på y-axeln Q^e/Q_{behov}^e . Kurvan kommer att skära y-axeln i (0,1) eftersom: $Q^e/Q_{\text{behov}}^e (\tau=0) = 1$.

Enligt fig 2.14 är:

$$Q^e/Q_{\text{behov}}^e (\tau=0) = 3,2 \cdot R + K$$

Därför följer att:

$$1 = 3,2 \cdot R + K = (3,2 + K/R) \cdot R$$

$$\Leftrightarrow R = (3,2 + K/R)^{-1}$$

med (2.31) och (2.32):

$$K/R = \text{GUF/GAF} \Rightarrow K = (\text{GUF/GAF}) \cdot R$$

$$R = (3,2 + \text{GUF/GAF})^{-1} = 0,2941$$

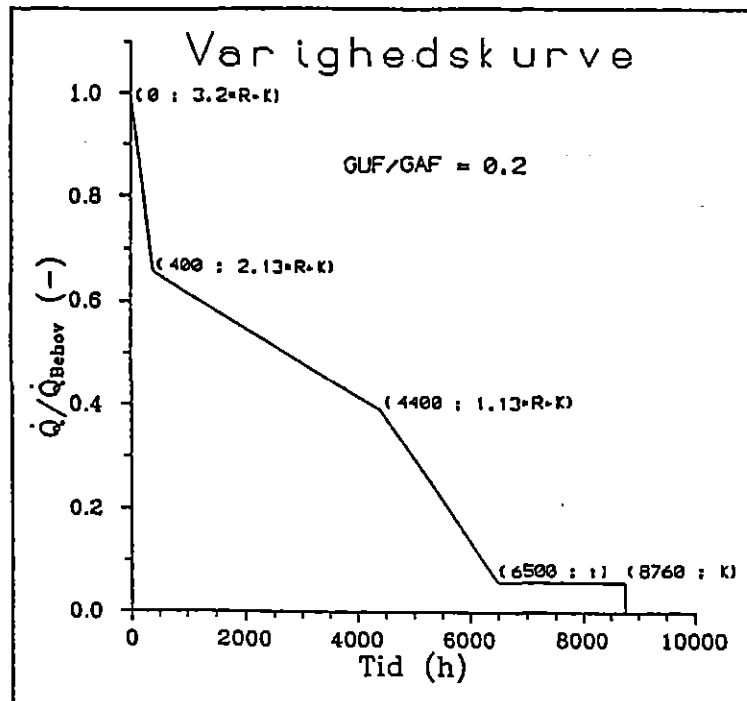
$$K = (\text{GUF} + \text{GAF}) \cdot R = 0,2 \cdot 0,2941 = 0,0588$$

Varaktighetskurvans koordinater är

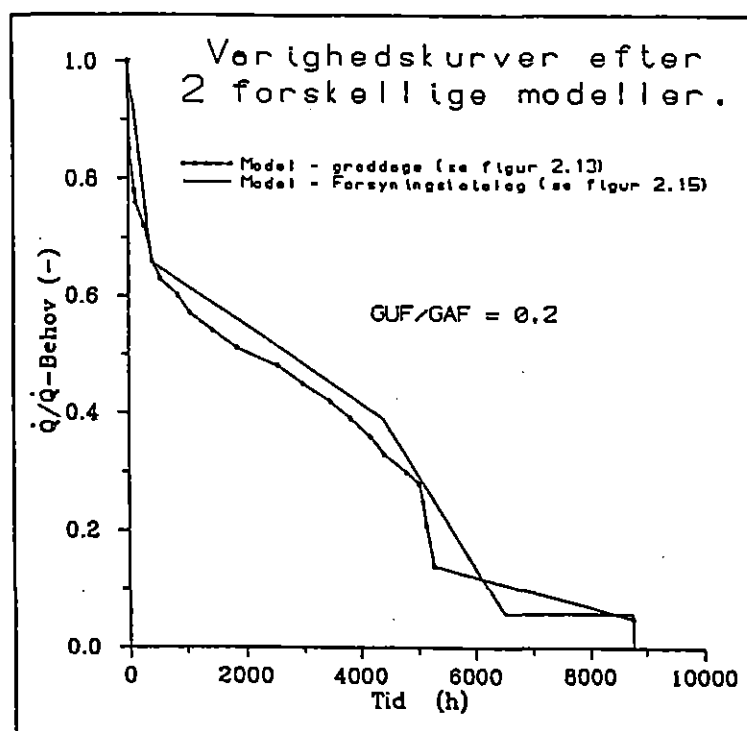
$(0; 3,2 \cdot R + K) =$	$(1; 0)$
$(400; 2,13 \cdot R + K) =$	$(400; 0,685)$
$(4400; 1,13 \cdot R + K) =$	$(4400; 0,391)$
$(6500; K) =$	$(6500; 0,059)$
$(8760; K) =$	$(8760; 0,059)$
$(8760; 0) =$	$(8760; 0)$

Se varaktighetskurvan i figur 2.15, som avbildar denna lösning.

Även vid de tillfällen när varaktighetskurvan är framtagen med hjälp av en löpande registrering av effektbehovet under ett helt år, kommer den ändå endast att vara korrekt för just detta år. Ett annat år kan kanske ha samma antal graddagar, men fördelningen av dessa kan vara annorlunda. I stället för förhållandevis få dygn med många graddagar och många dygn med få graddagar, kan det finnas år då graddagarna fördelar sig mera jämnt. Kort sagt bör energirådgivaren vara uppmärksam på, att varaktighetskurvor endast är rättesnören för hur en panncentral kan förväntas bli belastad under loppet av ett år.



Figur 2.15 Varaktighetskurva för en blockvärmecentral



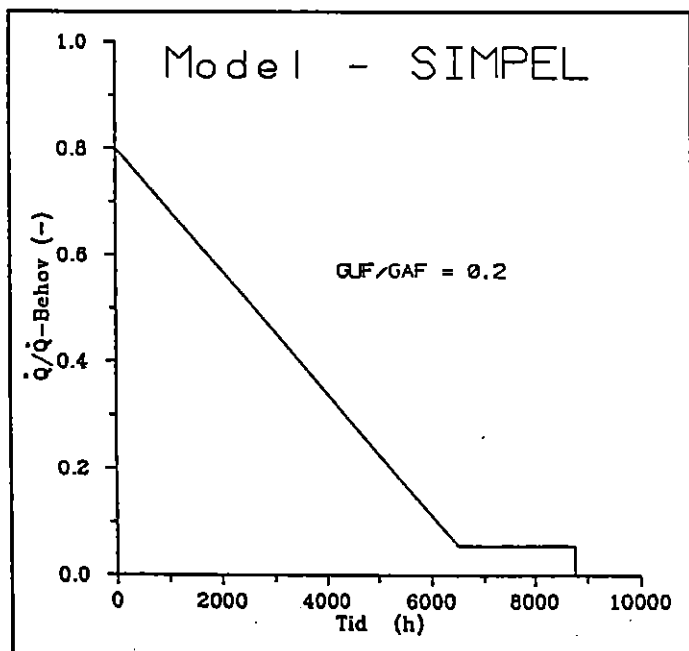
Figur 2.16 Varaktighetskurva för en blockvärmecentral

En jämförelse mellan de två olika modellerna för varaktighetskurvan visar god överensstämmelse.

Modellen för varaktighetskurvan i fig. 2.13 är baserad på att tappvarmvattenproduktionen sker med en konstant effekttillförsel till varmvattnets värmeväxlare. Detta är emellertid en tämligen grov approximation. Finns det många boende, kommer sammanlagringsfaktorn

att bli liten, men även vid fjärrvärmeverk (många boende) kommer man att kunna registrera spetsbelastningar i tappvarmvattenförbrukningen. I de flesta hushållen badar man vid ungefär samma tidpunkt: mest på morgonen, mindre på kvällen och sällan sent på natten. Fluktuationerna i det totala effektbehov, som beror på varmvattenproduktionen, bör därför vara en ingående parameter om man önskar göra upp en mer korrekt och noggrann varaktighetskurva. I förhållande till de varaktighetskurvor, som enbart är baserade på det genomsnittliga effektbehovet under vart och ett av årets dygn, kommer en varaktighetskurva, som dessutom tar hänsyn till effektvariationen under de enskilda dygnet, att vara förskjuten på ett sådant sätt att det kommer att bli fler timmar med ett högre effektbehov och motsvarande färre med ett lägre värmebehov.

Här skall nu konstrueras en alternativ modell för varaktighetskurvan. Detta görs på ett sådant sätt, att förutom graddagarna hänsyn tas till att tappvarmvattenproduktionen inte sker med en konstant effekttillförsel. Kurvan skall förskjutas och vridas på ett sådant sätt att det kommer några fler timmar med ett stort effektbehov och något färre timmar, där kravet är mindre. Den totala värmeenergimängden skall inte ändras.



Figur 2.17 Varaktighetskurva (model - SIMPEL)

Därför bör ytan under den nya varaktighetskurvan naturligtvis vara densamma som motsvarande yta under den gamla. Modellen - kallad SIMPEL - visas i fig. 2.17. Modell SIMPEL är endast en rät linje som går från en dimensionslös effekt på 0,8 ned till en viss minimieffekt. Kurvan har en konstant fallande lutning från tiden $\tau = 0$ h till tiden $\tau = 6500$ h. Därefter fortsätter varaktighetskurvan horisontellt fram till tiden $\tau = 8760$ h. Den här omtalade minimieffekten ($Q_{\min}^e$), beräknas som den konstanta värmeförbrukningen per dygn - $GU_F/365_{\text{dygn}}$.

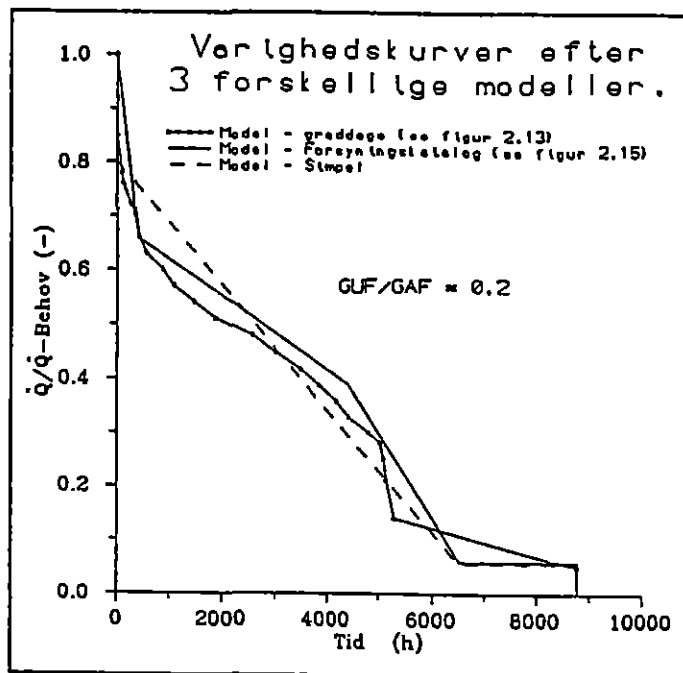
Detta kan man också få fram på ett enkelt sätt ur GU_F/GAF -förhållandet, eftersom:

$$\frac{GU_F}{GAF} = \frac{Q_{\min}^e \cdot 8760}{0,5 \cdot (0,8 - Q_{\min}^e) \cdot 6500} \quad \Leftrightarrow$$

$$Q_{\min}^e = \frac{0,8}{\frac{8760 \cdot 2}{6500 \cdot \frac{GUF}{GAF}} + 1} \quad (2.35)$$

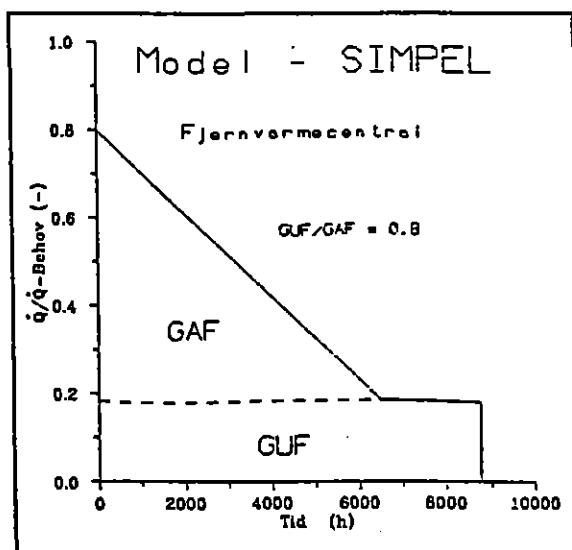
Igen skall det göras en jämförelse, men denna gången mellan modellen SIMPEL och de två tidigare omtalade modellema för varaktighetskurvan.

Resultatet av jämförelsen är precis som önskat: dels en god anpassning, och dels lite fler timmar vid högre effekt och motsvarande färre timmar med lägre effektkrav.

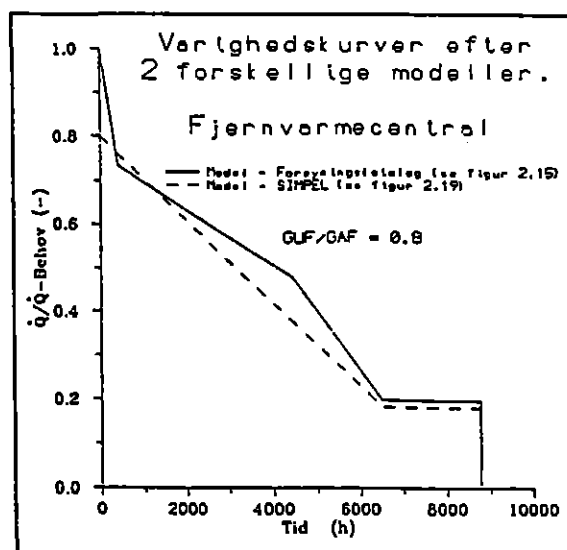


Figur 2.18 Varaktighetskurva för blockvärme-central (GUF/GAF=0,2 för alla modellerna).

Den linjära modellen (SIMPEL) kan emellertid endast användas om den också kan användas för fjärrvärmeverk, vilket testas genom jämförelse med modellen i "Forsyningskataloget" (se fig. 2.20, som är en dimensionslös framställning av kurvan i fig. 2.14). Först visas modellen SIMPEL för ett fjärrvärmeverk, som har ett GUF/GAF-förhållande på 0,8 (se fig. 2.19). I samma figur är energimängderna GUF och GAF illustrerade som ytor.



Figur 2.19 Varaktighetskurva (modell SIMPEL för en fjärrvärme-central).



Figur 2.20 Varaktighetskurvor (GUF/GAF=0,8).

Den förbränningstekniska verkningsgraden är i hög grad bestämd av den aktuella belastningen. Det är därför nödvändigt, att energirådgivaren fastställer hur mycket energi, som produceras vid olika belastningsnivåer. Endast då kommer det att vara möjligt att genomföra en beräkning av årsverkningsgraden.

Med begreppet täckningsgrad (TG) menas hur stor del av den totalt årligen producerade värmeenergin, som levereras av en bestämd panna. Ofta är en panncentral uppbyggd av en grundlast- och en spetslastpanna. Täckningsgraden för grundlastpannan är naturligtvis en funktion av hur stor effektandel den utgör av det maximala effektbehovet. Ett typiskt värde för täckningsgraden för en grundlastpanna, som kan leverera 50 % av det maximala effektbehovet, är 85 %. Finns det förutom grundlastpannan endast ytterligare en panna - spetslastpannan - kommer denna således endast att producera 15 % av energin, medan dess maximala effekt skall vara minst de resterande 50 %, för att bägge pannorna tillsammans skall kunna klara värmebehovet i dimensioneringstillståndet.

Både vid energieffektivisering av en existerande pannanläggning och vid nybyggnad är varaktighetskurvan en utmärkt utgångspunkt för att värdera hur pannanläggningen bör utrustas. I avsnitt 3.1.1 och 3.1.2 används varaktighetskurvan i samband med olika typer av brännare, körstrategier med kaskadkopplade pannor samt pannanläggningens utrustning.

2.2 Ur energiekonomisk synpunkt optimal utformning av anläggningen

För alla de 4 olika typiska storlekarna på värmecentraler kännetecknas den ur energianvändningssynpunkt optimala anläggningen (högsta årsverkningsgrad) av en välisolerad, tät och precist anpassad panna, som är utrustad med kondenserande avgaskylare och O₂-styrning. Förbränningsluften tas från pannrummet och skall helst ha en hög relativ fuktighet. Ett högt fuktinnehåll i förbränningsluften kan man t ex uppnå genom att utnyttja en del av den värme, som avges till pannrummet. Därvid tillförs det förångningsvärme, som är nödvändigt i samband med luftens befuktning. Vidare är det av betydelse att returtemperaturen är låg, så att värmeåtervinningen via den kondenserande avgaskylaren blir så stor som möjligt. Därför utnyttjar man både nattsänkning och framledningskompensering.

I vart och ett av de 4 nyckeltalsschemorna (sidorna 156 - 163) finns i den tjugonde kolumnen angivet en anläggningsutformning, som mycket nära ansluter till den ovan beskrivna optimala pannanläggningen. Längst ned i den tjugonde kolumnen kan man också avläsa den högsta årsverkningsgraden av samtliga de anläggningar, som jämförs i de aktuella schemat.

Tanken är, att de med tiden samlade erfarenheterna skall ingå i underlaget för senare, reviderade utgivningarna av handboken. Dessa justeringar förväntas också att omfatta nyckeltalen för årsverkningsgrader, som beräknas med hjälp av datorprogrammet. Det kommer att eftersträvas, att de empiriska formler, som ingår i datorprogrammets beräkningsprocedurer, fortlöpande ändras i nödvändig omfattning, således att beräkningsresultat för simulerade pannanläggningar på bästa sätt avspeglar de motsvarande värdena på existerande anläggningar. Således kommer noggrannheten av de ovan nämnda nyckeltalen att kunna förbättras, efter hand som beräkningarna får ännu mer förankring till verkligheten.

Gasbolagens energirådgivare, medlemmarna i såväl handbokens som datorprogrammets referensgrupper samt andra medarbetare i gasbolagen, som arbetar med energirådgivning, förväntas att experimentera med datorprogrammet ("Driftoptimering av gasfyrede kädler"). De här nämnda personerna och andra användare av datorprogrammet uppmanas härmed till att försöka finna, dels de anläggningsutformningar, som har de högsta årsverkningsgraderna, och dels värmecentralernas mest optimala utrustnings- och driftstrategier. Bl a genom att föra denna information vidare till Dansk Gasteknisk Center/Svenskt Gastekniskt Center göres den ovan nämnda uppdateringen av handboken möjlig. Rapportschemana på sidorna 170-173 är avsedda för registrering av olika anläggningsutformningar med tillhörande årsverkningsgrader. Som underlag för den löpande datainsamlingen är DGC intresserat av att få sig tillsänt scheman, gärna kopior, i vilka särskilt energieffektiva anläggningar är beskrivna.

Med vänliga hälsningar: Lars Frederiksen, DGC a/

Kapitel III

Nyckeltal för årsverkningsgrader

Vid energieffektivisering av en existerande anläggning är det nödvändigt att veta hur årsverkningsgraden kan förbättras antingen genom att komplettera anläggningen med olika typer av hjälputrustning och/eller att byta ut komponenter till andra mera effektiva. Därför krävs kunskap om årsverkningsgraderna för en lång rad olika utformningar av pannanläggningen. Med ordet "anläggningsutformning" menas i denna handbok både den fysiska sammansättningen av de enskilda konkreta komponenterna, som tillsammans utgör panncentralen, och den valda driftstrategien. I detta kapitel finns översiktsscheman (se avsnitt 3.2), där olika anläggningsutformningars årsverkningsgrader är angivna. Detta är en mycket viktig och central del av hela konceptet.

En pannanläggnings årsverkningsgrad beror, som nämnts ovan, på anläggningsutformningen, men också på det dimensionerade värmeeffektbehovet (Q^e_{Dim}). Allt efter storleken på Q^e_{Dim} kommer det att vara skillnad på, vilka anläggningsutformningar det är ändamålsenligt att ta med i den långa raden av möjligheter. För var och en av de 4 typiska storlekarna på anläggningar - två för fjärrvärmeverk och två för blockvärmecentraler - finns det därför ett schema, i vilket man kan jämföra årsverkningsgraderna för de anläggningsutformningar som är relevanta för denna kategori.

Det är de beräknade värdena, för de 4 typiska anläggningsstorlekarna, som är angivna i schemorna över årsverkningsgraderna (se avsnitt 3.2). Värdena är emellertid endast helt korrekta för dessa anläggningsstorlekar. Ändå kan den information, som finns i schemorna, också användas för att uppskatta årsverkningsgraden för en anläggning, som i storlek är jämförbar med en av de 4 typiska anläggningarna. Man väljer då den av de fyra typiska anläggningarna, vars dimensionerande värmeeffektbehov ligger närmast den aktuella anläggningen. Nyckeltalen för den typiska anläggningen används som ett mått på vad man kan förvänta sig för den aktuella anläggningen.

Det är dessa nyckeltal för årsverkningsgrader, som används för att finna de möjliga lösningarna för hur en existerande anläggning kan energieffektiviseras. Det gäller dock att vara uppmärksam på att ju större skillnaden är mellan det dimensionerande värmeeffektbehovet för anläggningen som skall undersökas, och den "närmaste" av de 4 typiska, desto mindre noggrant kommer nyckeltalen att ange de olika anläggningsutformningarnas årsverkningsgrader.

Vid nyckeltalsundersökningen används de ovan nämnda nyckeltalen för årsverkningsgraden tillsammans med nyckeltal för inköpspriser och installationskostnader. Det kan, som redan nämnts, finnas en viss onoggrannhet förknippad med att använda nyckeltalen för årsverkningsgrader, eftersom dessa inte är kontinuerliga funktioner av det dimensionerande värmeeffektbehovet, men endast kan avläsas i diskreta punkter motsvarande de 4 typiska anläggningsstorlekarna. På samma sätt kommer nyckeltalen för priser endast att kunna ange de faktiska kostnaderna som ett visst närmevärde, eftersom de diagram i vilka dessa nyckeltal kan avläsas (se del 4 kapitel VII), är gjorda utgående från enkla prisfunktioner. Men i detta sista tillfälle - med prisnyckeltalen - kommer dessa emellertid att kunna avläsas som kontinuerliga funktioner av det dimensionerande värmeeffektbehovet.

3.1 Möjliga energieffektiviserande åtgärder

Här kommer de möjliga åtgärder att gås igenom, som kan utföras på en existerande pannanläggning, och som medför att anläggningen blir mera energieffektiv. Frågor som: "Vilka av anläggningens komponenter bör bytas ut för att man skall uppnå en bättre energiekonomi, och i så fall vilka komponenttyper skall användas i stället för de befintliga?" kommer att kunna besvaras med hjälp av informationen i avsnitt 3.1.1. Därefter lämnas upplysningar om den hjälputrustning, som man kan tänkas komplettera en panncentral med. Betydelsen av att isolera panna, rör och varmvattenbehållare beskrivs i avsnitt 3.1.3. Slutligen behandlar avsnitt 3.1.4 besparingen man kan göra genom att reducera överkapaciteten.

Bland de viktiga områden inom vilka man kan göra insatser för att uppnå en energibesparing och/eller mindre miljöbelastning kan nämnas:

- Reduktion av onödig överkapacitet
- Avgaskylning, torr och kondenserande, regenerativ och rekuperativ
- O₂-styrning
- Kaskadreglering av pannor
- Driftsförhållanden
- Isolering av pannor, rör och varmvattenbehållare
- Brännaroptimering

Energistyrning: övervakning, registrering, justering

Bränderudformning: lav NO_x -teknologier, vandindsprøjtning, lang flamme, flertrinsforbrænding, mager forbrænding

Brænderregulering:
driftsstrategi, O_2 -styring
1- og 2-trins og modulerende

Røggaskøling:
Luftforvarmning:
rekuperator, regenerator
Opvarmning af returvand:
kondenserende

Kedel præcist tilpasset

Luftklap på fyr
Brænder

Luft

Gas

konvertering
til NG

Isolering: kedel, rør, ventiler

VVB isolering

VVB

VV fremløb

VV retur

Røggasrecirkulation

Kedel

Renselem

Røggaskøler

Kondensat

Emissioner:

NO_x , CO_2 , CH_4 , O_2 , H_2O

**Varmedefor-
lingsanlæg:**

1- og 2-strengs
fremløbskomp.
lav fremløbst.
natsenkning
radiatorfaktor

fremløb

retur

varmelager
spjældstyring

Skorsten

røgaftæk
skorstenshøjde

kaskaderegulering

Figur 3.1 Möjliga energieffektiviserande och miljöbesparande åtgärder i en pannanläggning

3.1.1 Komponenter och deras prestanda

En pannanläggning innehåller alltid några grundläggande komponenter: panna, brännare, avgaskanal, skorsten samt vatten- och/eller ångledningar. Det kan finnas fler eller färre av var och en av de nämnda komponenterna, men det finns alltid minst en av varje sort. De enskilda komponenterna kan ha mer eller mindre goda prestanda med avseende på att

hålla en låg energiförbrukning i pannanläggningen. Med en komponents prestanda avses i den här handboken hur "energiriktig" en sådan komponent är. Således innebär t ex goda prestanda för en panna, att summan av värmeförlusterna från pannan under drift och stillestånd är minimala. Med undantag för brännaren är det speciellt isoleringsstandarden, som har betydelse för de grundläggande komponenternas prestanda. I det följande redogörs för, hur pannans och vatten- /ångledningarnas prestanda fastställs.

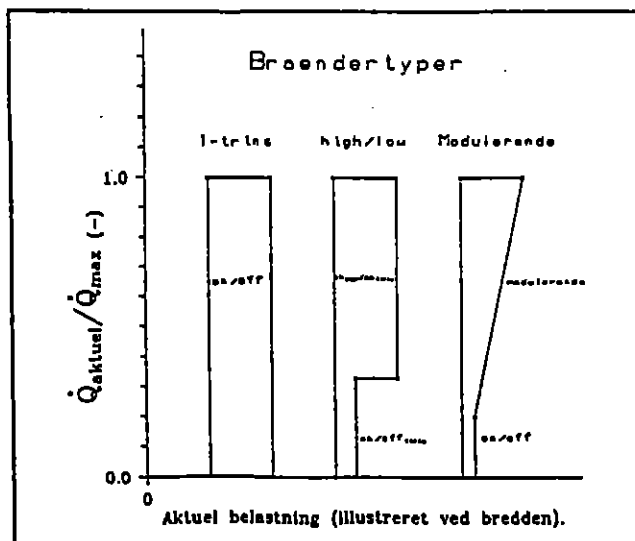
Panna

Om en panna har oisolerade ytor och/eller ytor som inte är vattenkylda kommer värmeförlusterna från pannan att bli stora. Detta förhållande är viktigt att ta med då man bestämmer pannprestanda, som naturligtvis också beror av isoleringstjockleken (avsnitt 3.1.3 behandlar bl a isoleringstjocklekar hos pannor). Vidare skall nämnas att termiskt tunga pannor har en värmeförlust vid stillestånd, och att denna kan överskugga en bra förbränningsteknisk verkningsgrad. På samma sätt bör detta faktum ingå då man fastställer pannprestanda.

Brännare

En brännares prestanda beror av en lång rad parametrar, varav speciellt blandningen av gas och luft samt flambastabiliteten är av betydelse. Vidare är det viktigt att både flamform och flamlängd överensstämmer med pannans geometri. Möjligheten för att kunna variera belastningen är på samma sätt med i bedömningen av brännarprestanda.

Det finns både atmosfärsbrännare och fläktgasbrännare. Båda dessa typer kan vara **modulerande brännare**. Vidare finns 1- och 2-steps brännare (on/off och high/low). De modulerande brännarnas reglerområde, som naturligtvis är brännarspecifikt, är typiskt från 20 % av maxeffekten och upp till 100 % {ref. [1]}.



Figur 3.2 Olika brännartypers reglerområde som funktion av belastning.

För några av de modulerande är den nedre gränsen t o m ända ned till 10 %. Om ett aktuellt värmebehov är lägre än vad som svarar mot en modulerande brännarens minimibelastning, kommer driften att vara intermittent vid denna minimibelastning när brännaren är i drift. En av fördelarna med de modulerande brännarna är de små belastningsvariationerna. Vid värmecentraler finns det också en annan fördel med modulerande drift, eftersom det endast kommer att finnas mycket få drifttimmar, då brännarbelastningen är nära maxgränsen. Detta kan medföra att energiförbrukningen minskar, eftersom pannans verkningsgrad - för en del pannor - minskar med stigande belastning.

Driften av en 1-steps brännare är uteslutande intermittent. En sådan on/off - brännarens drifttid finner man med formel (2.25).

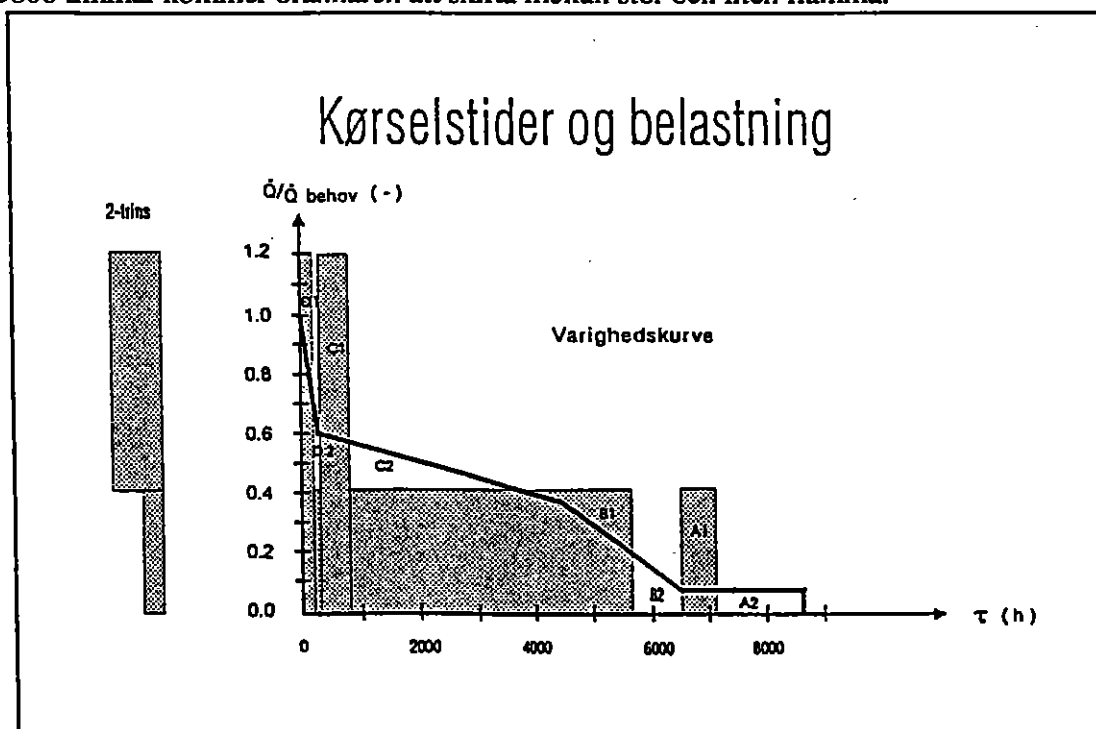
Det skulle vara synnerligen önskvärt att kunna anvisa en förhållandevis enkel metod för att fastställa gångtiderna för stor resp liten flamma. Det är emellertid ganska komplicerat att antingen beräkna de ovan nämnda tiderna, eller vad som måste anses vara fullt tillräckligt: andelen av den årliga gasförbrukningen som förbrukas på liten flamma. I ett diagram i VKO-information nr 29 [ref. [13] figur 9.2] visas just andelen av årsförbrukningen på liten flamma. Dessa värden får man fram som en funktion av förhållandet mellan den graddagsberoende (GUF) och graddagsberoende (GAF) förbrukningen. Det kan vara ändamålsenligt att använda diagrammet, men samtidigt bör man vara uppmärksam på att det givetvis ingår andra storheter än enbart GUF och GAF för att bestämma andelen av årsförbrukningen på liten flamma. Diagrammet kan användas om förhållandet mellan brännareffekten på liten resp stor flamma är $2/3$, vilket är ett typiskt förhållande vid oljeeldning (förhållandet vid gaseldning är normalt väsentligt lägre). På figur 3.2 visas en 2-steps brännare, där brännareffekten är $1/3$ av den maximala brännarbelastningen, vilket ofta gäller. Av andra förutsättningar, som dock ej nämns i VKO-informationen, kan nämnas:

- Storleken av pannanläggningens överkapacitet
- Antalet hushåll, som betjänas med värme från panncentralen
- Storleken på varmvattenbehållaren - VVB

Är förhållandet mellan brännareffekterna på liten resp stor flamma (F) stort, samtidigt med att anläggningen är något överdimensionerad, kan detta medföra att brännaren aldrig kommer att vara i drift på stor flamma. Ett exempel på detta kan vara om en pannanläggning, bestående av en panna med en 2-steps brännare, där F är $2/3$, har en överkapacitet (se avsnitt 2.1.4) på mer än 50 %.

Det är möjligt att utgående från varaktighetskurvan (se avsnitt 2.5) bestämma var och en av de drifttider, som kommer att förekomma vid olika belastningsfördelningar. Det är enkelt att bestämma den drifttid man kommer att få för en panncentral, som endast utgörs av en panna med en 1-stegs brännare. Men problem dyker upp redan då den enda pannan i panncentralen är försedd med en 2-stegs brännare istället för en 1-stegs. I det följande beräknas i ett exempel hur stor andel av värmeproduktionen som sker med liten resp stor flamma. I figur 3.3 visas hur detta kan göras. Panncentralen (jfr vänstra sidan av figur 3.3) är endast utrustad med en panna, som är försedd med en 2-stegs brännare vars förhållande mellan liten och stor flamma är 1/3. Den maximala panneffekten är 20 % större än behovet.

Varaktighetskurvan finns till höger om brännarfiguren och på sådant sätt att det är överensstämmelse mellan panneffekt vid de två olika brännarbelastningarna och y-axeln i det koordinatsystem, där varaktighetskurvan är avbildad. Genom att betrakta figuren kan man nu avgöra att under 3800 timmar kommer den lilla flammen inte ensam att klara effektkravet. Från de 3800 timmarna och året ut (fram till 8760 timmar) kommer värmeproduktionen endast att ske genom intermittent drift på den lilla flammen. Varaktighetskurvan är från tiden $\tau=0$ till $\tau=3800$ timmar konstant högre än den dimensionslösa effekten på 0,4 som motsvarar panneffekten vid drift på liten flamma i detta exempel, eftersom den förbränningstekniska verkningsgraden på stor resp liten flamma antages vara lika (i andra exempel och helt generellt finner man det motsvarande ingångsvärdet till y-axeln som $Q_{\text{lev,liten}}^e/Q_{\text{behov}}^e$ - se formel 2.14 för $Q_{\text{lev,liten}}^e$). Under dessa 3800 timmar kommer brännaren att skifta mellan stor och liten flamma.

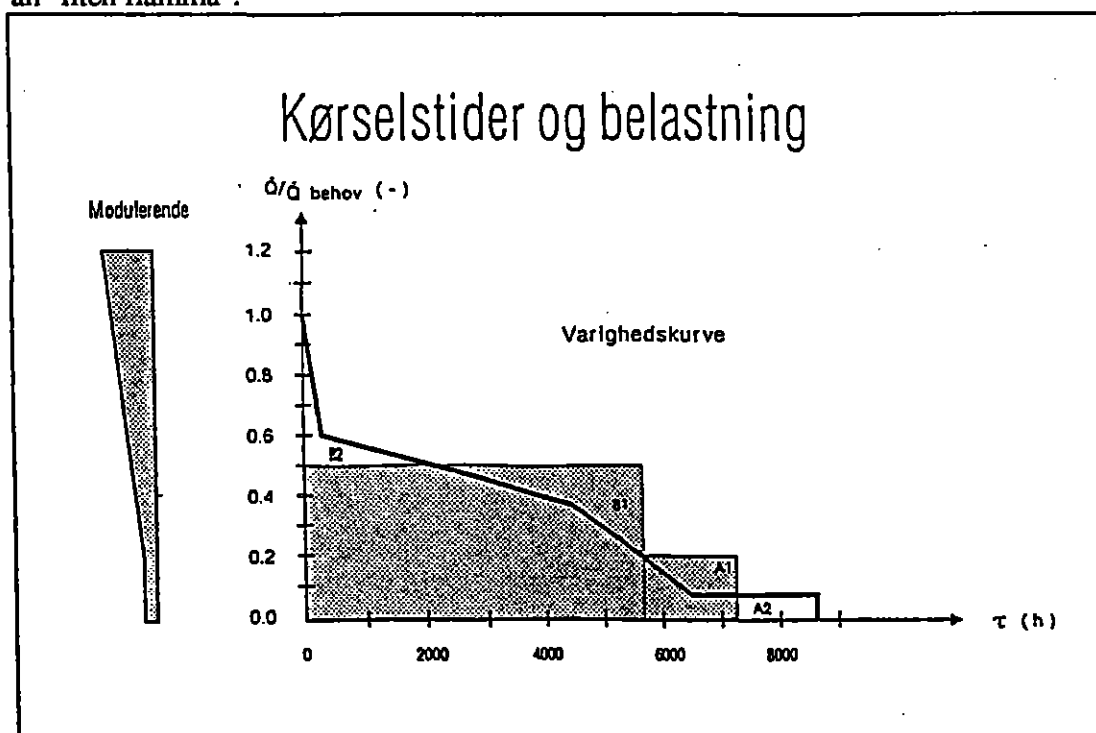


Figur 3.3 Beräkning av drifttid vid stor och liten flamma (en panna, 2-steg, $F=1/3$).

Drifttiderna kan bestämmas genom att betrakta figur 3.3. Eftersom energi är detsamma som effekt multiplicerad med tid, kommer den totala ytan under varaktighetskurvan att

visa årsbehovet av värmeenergi. Genom att låta de gråtonade ytorna över varaktighetskurvan med beteckningarna A1, B1, C1 och D1 var och en vara lika stora som motsvarande vita ytor under varaktighetskurvan - A2, B2, C2 och D2 - kommer den totala gråtonade ytan att vara lika stor som hela ytan under varaktighetskurvan. Den årliga produktionen av värmeenergi (den totala gråtonade ytan) kommer därmed att vara lika med det årliga behovet av värmeenergi (ytan under varaktighetskurvan). Förutom att den gråtonade ytan således är ett mått på den årliga värmeenergiproduktionen, innehåller bredden av de gråtonade ytorna just den sökta informationen gällande drifttider på stor respektive liten flamma. Summan av de två höga rektanglarnas bredder ger drifttiden på stor flamma. På motsvarande sätt kan drifttiden på liten flamma bestämmas som bredden av de övriga gråtonade ytorna.

Med en modulerande brännare - fortfarande endast en panna i panncentralen - blir det något svårare att bestämma hur mycket av den årliga värmeproduktionen som har skett vid olika brännarbelastningar. Den modulerande brännaren kan betraktas som en avart av en 2-stegsbrännare (omvänt kan både 1- och 2-stegs brännarna betraktas som modulerande brännare med modulationsområde noll). Om det aktuella effektbehovet är lägre än den panneffekt, som motsvarar nedre gränsen av brännarens modulationsområde, kommer brännaren att gå intermittent på denna minimeffekt (ca 20 % av brännarens maxeffekt). Detta är helt analogt med en 2-stegsbrännare som går på liten flamma. Den modulerande brännaren har inte endast en, utan många olika möjligheter till större belastningar än "liten flamma".



Figur 3.4 Beräkning av drifttid modulerande brännare (en panna, modulation 20 - 100%)

Det skulle vara en i det närmaste omöjlig uppgift att indela modulationsområdet i många små steg och därefter räkna ut drifttiderna för vart och ett av dessa. Här skall emellertid visas en genväg. Om man antager att förbränningsverkningsgraden är en linjär funktion

av belastningen inom modulationsområdet, är det möjligt att ganska lätt genomföra beräkningarna. Förutom förbränningsverkningsgraden och drifttiden vid intermittent drift på brännarens minlast är det således endast nödvändigt att känna till medelbelastningen vid drift i det modulerande området och motsvarande drifttid. I fig. 3.4 visas hur detta kan beräknas.

Höjderna på de två gråtonade ytorna i fig. 3.4 motsvarar panneffekterna vid respektive medelbelastningen, när brännaren går i modulerande drift, och minbelastningen när brännaren går i intermittent drift. Detta värde, minbelastningen, avläses på Y-axeln i höjd med "knäckpunkten" i den figur som illustrerar panneffekten med den modulerande brännaren (längst till vänster i fig. 3.4). På X-axeln kan man därefter finna det värde (antal drifttimmar med modulerande drift) där brännaren skiftar från modulerande till intermittent drift vid minlast. Medelbelastningen vid modulerande drift bestämmer man med samma metod, som också används vid 2-stegs brännaren, eftersom den vita ytan (B2) under varaktighetskurvan skall vara lika stor som den gråtonade ytan (B1) över varaktighetskurvan. Till sist återstår endast att bestämma drifttiden vid intermitterande drift på minbelastning. Här skall den motsvarande vita ytan (A2) under varaktighetskurvan vara lika stor som den gråtonade ytan (A1) över varaktighetskurvan.

I avsnitt 3.1.2 återfinner man den här typen av drifttidsberäkningar för de olika möjliga belastningssituationerna, men i det efterföljande avsnittet 3.1.2 kommer istället att fokuseras på kaskadlösningar när det gäller beräkningar av drifttider. Således kommer det att finnas mer än en panna, och var och en av dessa pannor kan naturligtvis vara utrustade med olika typer av brännare.

O₂-styrning och luftspjäll kommer inte att tas med i bedömningen av brännarens prestanda i den här handboken, men kommer istället att tas med under rubriken för brännarens "hjälpustrustning" (se avsnitt 3.1.2).

Rökgaskanal, skorsten och vatten- och/eller ångledning

Värmeförlusten från en ledning är förutom av temperaturdifferens, det valda isoleringsmaterialet och dess tjocklek, också beroende av mantelytan: rördiameter och rörlängd. Eftersom rördiametern normalt anpassas till anläggningens storlek kan värmeförlusten för de olika komponenterna: rökgaskanal, skorsten och vatten- och/eller ångledning fastställas på basis av deras längd och isolering.

En god isolering av skorsten och rökgaskanal kommer att öka det termiska lyftet. Därmed sjunker också behovet av elektrisk energi till rökgasfläkten. En sådan elbesparing kan vara betydelsefull i sig men förbättrar inte själva årsverkningsgraden. Samtidigt kommer

ett ökat termiskt lyft - som ett resultat av den bättre isoleringen av skorsten och avgaskanal - att minska kravet på skorstenens höjd. Inte heller detta förhållande kommer att omedelbart förbättra årsverkningsgraden. Det är emellertid möjligt att utnyttja den energibesparing man erhåller när skorstenens och rökgaskanalens värmeutbyte med omgivningen minskar. Om den värmeöverförande ytan, som värmeväxlar rökgasen med pannvattnet, ökas samtidigt med att skorstenens och rökgaskanalens isoleringsstandard förbättras, kommer årsverkningsgraden att bli högre.

Ofta finns det varmvattenbehållare i anslutning till blockvärmecentraler. Dessa skall kunna fylla behovet av tappvarmvatten. Varmvattenbehållaren (VVB) anses i denna handbok vara en del av vattenledningssystemet. I översiktsschemat för årsverkningsgrader finns två rubriker för god respektive normal isoleringsstandard hos VVB. För att kunna bedöma *isoleringsstandarden hos VVB* används informationen i avsnitt 3.1.3, som behandlar isolering av panna, rör, ventiler och VVB.

Det finns också ventiler och pumpar i vattenledningssystemet, som orsakar värmeförluster. *Vatten- och/eller ångledningarnas godhet (isoleringsstandard)* fastställs på basis av en uppskattning av den totala värmeförlusten från dessa ledningar med påmonterade ventiler.

Således är det följande faktorer som skall ingå i denna totalbedömning:

- Längden av vatten- och/eller ångledningarna
- Isoleringstjockleken hos vatten- och/eller ångledningarna
- Det totala antalet ventiler och pumpar
- Antalet oisolerade ventiler

Förutom upplysningar angående isoleringsstandard finns i avsnitt 3.1.3 data gällande ledningslängd och ventilantal allt efter anläggningens totala dimensionerande värmeeffektbehov (Q_{Dim}^e).

Om rökgaskanalen antingen är mycket kort eller isolerad kommer det att finnas en prick (•) vid rubriken "god" under *rökgaskanalens godhet* i översiktsschemat. Om denna prick saknas antages pannanläggningen ha en längre oisolerad rökgaskanal. På motsvarande sätt kan det finnas en prick vid rubriken "god" under *skorstenens godhet* i schemat över årsverkningsgrader.

För att kunna presentera årsverkningsgraderna för de 4 typiska anläggningsstorlekarna på ett överskådligt sätt, är översiktsschemorna i avsnitt 3.2 uppdelade efter grundkomponenter. Var och en av dessa komponenter indelas ytterligare efter godhet och hjälputrustning.

3.1.2 Hjälputrustning

Pannanläggningen kan kompletteras med hjälputrustning av olika slag, som kommer att vara antingen monterad på eller kopplad till en av grundkomponenterna. Det är därför logiskt att gruppera hjälputrustningen efter dess tillhörighet till grundkomponenterna. Således kommer en O₂-styrning att grupperas under brännarna. Ordet "hjelputrustning" kommer emellertid att användas i en bredare betydelse i den här handboken, eftersom det också kommer att omfatta energieffektiviserande åtgärder, som t ex framledningskompensering och kaskadreglering av pannor. De två sistnämnda åtgärderna kommer att finnas i raden av hjälputrustning för vatten/ångledningar respektive pannor.

Pannor

Värmeförlusterna från pannan beror bl a på temperaturskillnaden mellan pannans ytteryta och den omgivande luften, vilken ger upphov till en konvektiv värmeöverföring till luften i pannrummet. På motsvarande sätt finns också en strålningsförlust, som beror på temperaturskillnaden mellan pannans yttre yta och de omgivande väggarna och taket i pannrummet. Till slut förekommer också genomströmningsförluster, som beror på avsaknad av eller otätt rökasspjäll samtidigt med dels otäta rensluckor, dels avsaknad av eller otätt förbränningsluftspjäll eller en kombination av båda. Genomströmningsförluster kan för gaspannor endast förekomma under drift och då vid on/off-drift, eftersom dessa, i motsats till oljepannor, inte behöver varmhållas när de skall stå i driftberedskap. Oljepannornas svavelhaltiga rökgaser kommer att vålla korrosionsproblem om pannans värmeytor ofta blir kallare än rökgasens daggpunkt, ca 45 - 48 °C, eftersom det i så fall kommer att utfällas en förtunnad svavelsyra som avsätts på de av pannans invändiga ytor som är i kontakt med rökgasen. Förvisso är denna svavelsyra kraftigt utspädd, men just vid temperaturer kring 45 °C och under är stålets korrosionshastighet mycket högre än vid temperaturer över 50 °C.

Som redan nämnts beror värmeförlusterna från pannan av pannans godhet - typ och isoleringstandard, men dessutom varierar förlusten med pannstorleken. Det är därför viktigt att anpassa pannkapaciteten till behovet och undvika en *överdimensionerad panna*. Här, i detta avsnitt, är det just valet av den korrekta pannstorleken som är i fokus, således att pannans kapacitet - liksom de övriga grundkomponenterna - anpassas till den dimensionerande anläggningstorleken (jfr avsnitt 2.1). I avsnitt 2.1 gällde det att fastställa den

dimensionerande anläggningsstorleken, som kallas det dimensionerande värmeeffektbehovet (Q^c_{Dim}), medan problemet, som behandlas i det här avsnittet, är själva pannans överdimensionering. Som exempel på hur en överdimensionering av pannan minskar årsverkningsgraden, finns det i en rubrik i översiktsschemat över årsverkningsgraden medtaget det fall då pannstorleken är dubbelt så stor som den nödvändiga pannkapaciteten.

Även vid anläggningar med korrekt anpassad pann- och anläggningsstorlek är det möjligt att reducera den årliga värmeförlusten från pannan ytterligare, om man kan dela upp den nödvändiga pannkapaciteten på flera mindre enheter. Detta kallas kaskadpannor. Vid **kaskadreglering** skall den totala panneffekten kunna täcka värmebehovet, men inte nödvändigtvis vid alla tillfällen. Behovet är störst under de perioder då uteluftens temperatur är mycket låg. Under sådana perioder kommer de pannor, som tillsammans utgör den större delen av den samlade pannkapaciteten, att vara i drift hela tiden medan den mindre delen kommer att vara i drift intermittent. Under sommarperioden, då kravet på panneffekt endast och allenast bestäms av behovet av tappvarmvatten, kommer det att vara möjligt att endast hålla en mindre del av den totala pannkapaciteten igång. Kaskadkopplade pannor kan således resultera i att man får en högre grad av kontinuerlig drift av de vid varje tillfälle inkopplade pannorna. Därigenom förbättras panncentralens verkningsgrad. Samma fördel, vad gäller kontinuerlig drift, kan man uppnå med en anläggning bestående av en enda panna med tillräcklig kapacitet, försedd med en modulerande brännare. I det fallet kommer det emellertid att bli en onödigt stor värmeförlust på årsbasis, eftersom den stora pannan måste vara varm hela året.

Användningen av kaskadkopplade pannor behöver inte endast vara begränsad till att omfatta pannor med 1- och 2-stegs brännare, utan kan också med fördel användas för pannor där några av dessa är utrustade med modulerande brännare. För att man ska kunna tala om kaskadkopplade pannor hör det till sakens natur att det måste vara fråga om minst två pannor. Även om det endast är fråga om två pannor, finns det emellertid många olika sätt på vilka den erforderliga pannkapaciteten kan fördelas mellan de två.

Exempel på sådana fördelningar belyses i det följande.

Från kraftverk är systemet, med att låta en stor enhet köra grundlasten och komplettera med mindre enheter i perioder med spetslast, välkänt. Om man tänker sig denna idé använd på en värmecentral med två pannor, kan fördelningen mellan den stora pannans och spetslastpannans kapacitet bestämmas med hjälp av en varaktighetskurva. I fig. 2.6 är en sådan varaktighetskurva, baserad på ett GUF/GAF-förhållande på 0,2, avbildad. Man kan se i denna figur att behovet endast under några få timmar av året kommer att vara större än ca 64 % av medeleffektbehovet i dimensioneringstillståndet (Q^c_{behov}). Vid de

nämnda 64 % har kurvan en knäckpunkt och fortsätter omedelbart efter denna punkt med en avsevärt mindre lutning. Vidare framgår det av figuren att det endast under ca 5 % av årets timmar finns behov av en panneffekt som är större än 64 % av den maximala effekten. Eftersom det dimensionerande värmeeffektbehovet (Q^e_{Dim}) kommit fram genom att multiplicera behovet (Q^e_{behov}) med en säkerhetsfaktor - här antagen till 1,2 - motsvarar 64 % av det maximala behovet 53 % av det dimensionerande värmeeffektbehovet. Överför man idén om grund- och spetslast från kraft- och kraftvärmeområdet till valet av kapacitetsfördelning mellan en värmecentrals två pannor, kan man med det ovanstående som bakgrund, konkludera: Väljer man två lika stora pannor, som var och en motsvarar 50 % av det dimensionerande värmeeffektbehovet, kommer den ena ensam att kunna täcka behovet under ca 95 % årets timmar. I översiktsschemat över årsverkningsgraden under kaskadreglering finns det bl a exempel som illustrerar den här visade modellen, där den valda kapacitetsfördelningen mellan pannorna är "1:1", och där det finns "pannor i drift efter behov".

Det är värt att notera att i grundlast/spetslast modellen är grundlastpannans kapacitet endast 50 % av det dimensionerande värmeeffektbehovet. Även om det för en del kan tyckas vara en beskedlig storlek på en grundlastpanna, är det inte intressant att söka lösningar som bygger på modeller med ännu större grundlastpannor. Anledningen till detta är att en ökning av grundlastpannans kapacitet kommer att resultera i en motsvarande större värmeförlust från den stora pannan under mer än 95 % av årets timmar, medan värmeförlusten från spetslastpannan förvisso kommer att bli mindre men denna värmeförlust är på årsbasis ändå mycket liten eftersom den endast förekommer under färre än 5 % av årets timmar. Då man således skall söka lösningar som innebär mindre grundlastpannor, är det viktigt att energirådgivaren, vid förslag till bestyckning av panncentraler, tar med exempel där grundlastpannans kapacitet är mindre än hälften av det dimensionerande värmeeffektbehovet. Hur mycket mindre än 50 % som grundlastpannans kapacitet bör vara diskuteras nedan.

Det är möjligt att finna den nedre gränsen för grundlastpannans storlek eftersom denna åtminstone måste kunna klara effektbehovet under sommarperioden. Under sommaren finns det behov av varmt tappvatten och en grundlastpanna måste därför kunna leverera denna effekt plus en effekt, som motsvarar den värmeförlust som sker från VVB och varmvattenledningar. Här antages att medeleffekten för produktion av det graddagsberoende behovet kan användas som en uppskattning av effektbehovet under sommaren.

Medeleffekten för produktion av den graddagsberoende förbrukningen beräknas som:

$$Q^e_{med,GUF} = \frac{GUF}{GUF+GAF} \cdot Q^e_{med,(GUF+GAF)} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{med,GUF}}^e = \frac{1}{1 + \frac{1}{\frac{\text{GUF}}{\text{GAF}}}} \cdot \frac{\text{GUF} + \text{GAF}}{8760} \quad (3.1)$$

Är GUF/GAF-förhållandet 0,25 och säkerhetsfaktorn (S_f) 1,2 får man genom att använda formlerna 2.22 och 2.30:

$$Q_{\text{med,GUF}}^e = 0,20 \cdot \frac{\text{GUF} + \text{GAF}}{8760} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{med,GUF}}^e = 0,20 \cdot \frac{Q_{\text{behov}}^e \cdot f\left(\frac{\text{GUF}}{\text{GAF}}\right)}{8760} \Rightarrow$$

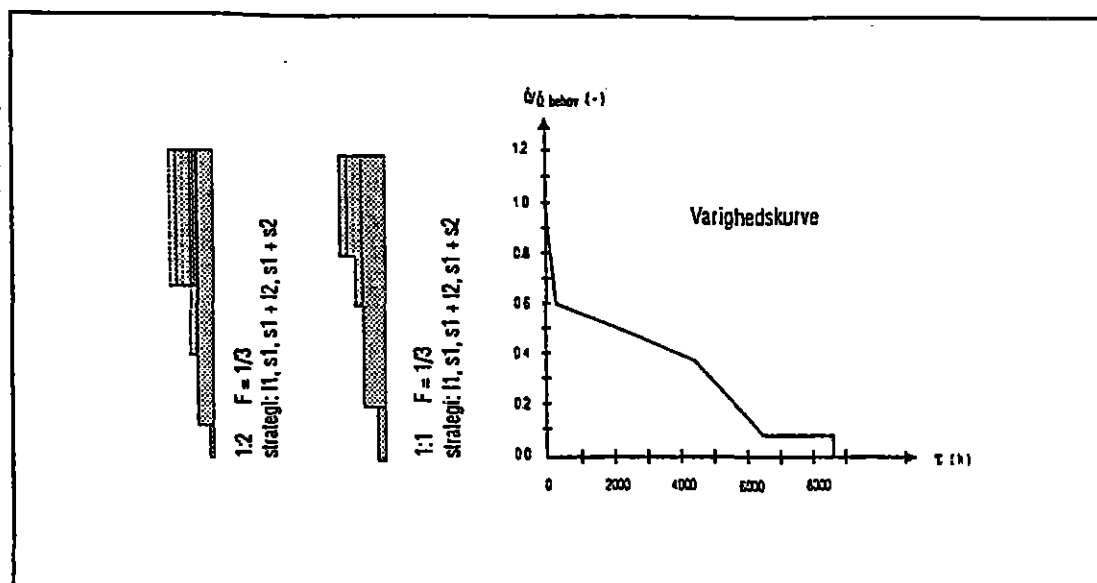
$$Q_{\text{med,GUF}}^e = 0,20 \cdot \frac{\frac{Q_{\text{Dim}}^e}{S_f} \cdot f\left(\frac{\text{GUF}}{\text{GAF}}\right)}{8760} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{med,GUF}}^e = 0,20 \cdot \frac{\frac{Q_{\text{Dim}}^e}{1,2} \cdot 2730}{8760} \Rightarrow$$

$$Q_{\text{med,GUF}}^e = 0,05 \cdot Q_{\text{Dim}}^e \quad (3.2)$$

Således blir den nedre gränsen för grundlastpannans andel av den nödvändiga pannkapaciteten 5 % av det dimensionerande värmeeffektbehovet (se formel 3.2).

Här nedan i fig. 3.5 visas två exempel på grundlast/spetslast bestyckningar med fördelning av pannkapaciteten på resp "1:1" och "1:2".



Figur 3.5 Beräkning av drifttider (två pannor - 1:1 och 1:2 bägge med 2-stegsbrännare)

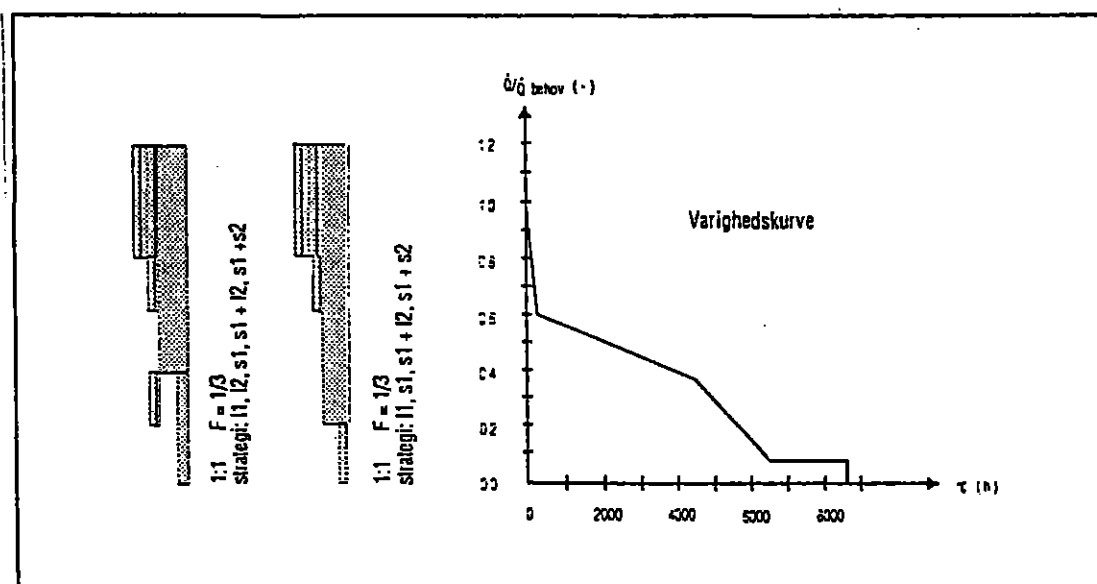
I översiktsschemat för årsverkningsgrader under kaskadreglering finns exempel medtagna, där grundlastpannans kapacitet utgör $1/3$ och den andra av de två pannorna $2/3$ av det dimensionerande värmeeffektbehovet. Den valda kapacitetsfördelningen mellan de två pannorna är i det fallet "1:2". Denna fördelning har man funnit vara lämplig genom att göra många beräkningar med datorprogrammet: "Blokvarmecentraler" (ref. [3]) med olika kapacitetsfördelningar. Vidare finns i översiktsschemat för årsverkningsgrader exempel medtagna med tre kaskadkopplade pannor med fördelningen "1:1:1", där grundlastpannan är densamma som i tidigare kaskadmodell medan den resterande kapaciteten är fördelad på två pannor i stället för på endast en. Därvid kommer det att finnas tre lika stora pannor i den senaste kaskadmodell. Att pannorna är lika stora får anses vara en klar fördel, då detta ger möjligheter till att serva var och en av pannorna på skift utanför spetslasttider.

Nu har tre kaskadmodeller beskrivits: "1:1", "1:2", "1:1:1", som alla är medtagna i översiktsschemat och som alla bygger på idén om grundlast/spetslast. Emellertid skall det uppmärksammas att de tre presenterade kaskadmodellerna inte är resultat av en egentlig optimering med hänsyn till antal pannor och dessas kapacitetsfördelningar. En sådan optimering är endast möjlig om alla övriga anläggningsparametrar hålls konstanta. Den optimala kapacitetsfördelningen för ett bestämt antal pannor som kaskadregleras kommer att vara beroende av de övriga komponenterna i anläggningen, och i synnerhet av om brännarna är modulerande, en-steps eller två-steps. Om brännarna är två-steps, kommer den del som den inmatade bränsleeffekten på liten flamma utgör av brännarnas maximala effekt (stor flamma) också att ha betydelse för kaskadpannornas optimala kapacitetsfördelning.

I översiktsschemat över årsverkningsgrader finns under kaskadreglering en rubrik med namnet *prioriteter*. Det är här möjligt att välja mellan olika körstrategier, som gäller för anläggningar med två eller tre kaskadreglerade pannor. Om det finns två pannor i centralen och båda dessa pannor är utrustade två-steps brännare, kommer det att vara möjligt att följa olika driftsstrategier.

En av dessa driftsstrategier kan beskrivas som: "1_l,s1,1₂,s2". I det här fallet kommer panna nr 1, vid lågt värmebehov, att vara igång med on/off drift på liten flamma. Efterhand som värmebehovet ökar kommer panna 1 - och fortfarande endast panna 1 - att skifta mellan liten och stor flamma. Ytterligare högre krav på värmeproduktion kommer att resultera i en drift där panna 1 är konstant igång på stor flamma och panna två börjar tas i drift. Först kommer panna 2 att vara igång med on/off drift på liten flamma och vid ännu större värmebehov kommer panna 2 att skifta mellan stor och liten flamma. Den inmatade bränsleeffekten på liten flamma i förhållande till brännarens maximala effekt behandlas nedan.

I fig. 3.6 visas två exempel på olika driftsstrategier för två identiska panncentraler. Kapacitetsfördelningen är "1:1". Båda pannorna har två-stegs brännare, där förhållandet mellan de inmatade effekterna på stor och liten flamma är 1/3 ($F=1/3$).



Figur 3.6 Exempel på driftstrategier ("1:1", panna med 2-stegsbrännare, $F=1/3$).

En annan driftstrategi för samma pannanläggning kan beskrivas som: "l1,l2,s1,s2". Här är det emellertid nödvändigt att specificera de inmatade effekterna på liten respektive stor flamma. Är detta förhållande känt - t ex som här fastställt till $F=1/3$ - kommer det att vara möjligt att beskriva de enskilda belastningssituationerna i den följd som de uppstår vid ett ökande behov av panneffekt. Som tidigare startas nerifrån med on/off drift på panna 1 på liten flamma. När detta inte längre är tillräckligt suppleras med on/off drift på panna 2 på liten flamma samtidigt med att panna 1 kör kontinuerligt på liten flamma. Därefter går driften över till att växla mellan stor och liten flamma enbart på panna 1. En ytterligare ökning av effektbehovet kommer att medföra att driften sker konstant med stor flamma på panna 1 samtidigt med on/off drift på panna 2 med liten flamma. I den högsta belastningssituationen kommer panna 2 att växla mellan stor och liten flamma och samtidigt kommer det att vara konstant stor flamma på panna 1.

Brännare

För att slippa en onödigt stor rökgasförlust bör CO_2 -halten i rökgasen vara så hög som möjligt, varvid den motsvarande O_2 -halten i rökgasen kommer att vara så låg som möjligt. En energieffektiv drift kan uppnås genom att ställa in bränsle/luft förhållandet snarast i riktning mot en "fet" än en "mager" blandning.

För att beräkna rökgasförlusten kan såväl CO_2 -halten som O_2 -halten användas. Således kan rökgasförlusten (RT) beräknas utgående från O_2 -halten i den torra rökgasen (ref.[29]).

För rök Gastemperaturer över rök gasens daggpunkt gäller formeln för naturgasförbränning (utan rök gasrecirkulation och vatteninsprutning):

$$RT [\%] = \left(\frac{66}{21 - O_{2,t} \%} + 1 \right) \cdot \left(\frac{t_{rg} - t_{luft}}{100} \right) \quad (3.3)$$

Emellertid kommer ett mycket litet luftöverskott, eller i synnerhet ett understökiometriskt förhållande mellan förbränningsluft och bränsle, som här antages vara dansk naturgas, att resultera i att det bildas en del CO. Därvid kommer den övre gränsen för tillåten CO-emission att överskridas. I NGDN är denna gräns fastställd till 1000 ppm. Av hänsyn till optimeringen av energiförbrukningen bör O₂-halten i rök gasen hållas så låg som möjligt samtidigt som lufttalet är större än ett. Detta kan också formuleras så att O₂-halten i rök gaserna bör vara mycket låg men ändå inte mindre än att förbränningen sker med ett litet luftöverskott. Kravet på att inte överskrida den övre gränsen för CO-emissionen medför att rök gasens innehåll av O₂ måste ha en viss storlek. Denna minsta O₂-halt kommer självklart att bero av brännartyp, men också av den aktuella belastningen. Tendensen är att CO-emissionen avtar med stigande belastning. För en bra brännare kan man förvänta sig att O₂-halten kan sänkas ned till endast ett par procent utan att gränsen för CO-emissionen överskrids.

Vanligtvis inregleras fläktgasbrännare genom att man för varje belastning inställer luftöverskottstalet till ett fast inställt värde, där en given gasmängd alltid svarar mot en bestämd inställning av antingen luftspjället eller fläkteffekten, som är en funktion av varvtalet. I det följande beskrivs hur dessa fasta injusterade värden bestäms för var och en av de möjliga belastningarna.

Det injusterade värdet vid en given inmatad effekt är litet större än en nedre gräns för luftöverskottet vid den aktuella belastningen. Detta nedre gränsvärde för luftöverskottet kommer att vara olika för varje enskild pannanläggning som är utrustad med fläktgasbrännare och kan också vara olika för olika belastningar. Ett av dessa gränsvärden kan konstateras genom att även en mycket liten ändring av luftöverskottet ned under denna nedre gräns kommer att resultera i att förbränningen kommer att ske med en betydande utveckling av CO. Hur mycket luftöverskottet bör vara större än det motsvarande gränsvärdet kommer att bero av det aktuella driftförhållandet i inställningspunkten. Vid inställningen av luftöverskottet eftersträvas att pannanläggningen också vid normalt förekommande variationer i driftförhållandena kan förväntas uppfylla kravet på CO-emission samtidigt med att kravet på energiekonomi uppfylls.

De ingående parametrar, som förutom den aktuella belastningen har betydelse för en korrekt tillförsel av förbränningsluft, är: skorstensdrag, barometerstånd, lufttemperatur,

uteluft, inneluft, luftfuktighet, gastemperatur, Wobbetal, gasens differenstryck och nätspänningen. Har man således *tagit hänsyn till driftparametrarna* vid inställningstidpunkten när man justerat in luftöverskottet (ett för var och en av de möjliga belastningarna) kommer detta att medverka till att man uppnår både en god årsverkningsgrad och en minskning av CO-emissionen i perioderna mellan att service utförs på pannanläggningen.

Den mest optimala driften uppnår man dock när luftöverskottet löpande justeras och man därför försäkras om att O₂-halten i rökgasen hela tiden hålls nära ett minimivärde som gäller för aktuell anläggning och belastning. Detta är precis idén med O₂-styrning där en variation av O₂-halten, som inte beror på en belastningsändring, kommer att resultera i en justering av luftöverskottet så att O₂-halten återförs till tidigare värde.

Rökgasens O₂-innehåll mäts direkt i rökgaskanalen m h a en zirkoniumoxidsond. Sonden mäter en spänningsskillnad, som är en funktion av O₂-innehållet i rökgasen. I en mätomvandlare omvandlas signalen till en O₂-halt. Detta utnyttjas vid O₂-styrning, där en ev skillnad mellan den uppmätta O₂-halten och den önskade O₂-halten utgör ingångssignal till brännarregulatorn. Den önskade regleringen av luftöverskottet kan därefter ske antingen genom justering av gasmängd, luftspjäll eller fläkteffekt.

Zirkoniumoxidcellen gör det möjligt att mäta O₂-halten omedelbart utan tidsfördröjning. CO₂-halten i rökgasen skulle också kunna användas, men en sådan mätning, som tidigare utnyttjades för inreglering av brännare, kräver att man suger ut rökgasprover, som behandlas och först därefter kan CO₂-halten bestämmas.

Den besparing som man kan uppnå genom att installera O₂-styrning varierar beroende på vilka andra komponenter som ingår i pannanläggningen och hur brännaren hittills varit injusterad. För de flesta pannanläggningar med varmvattenpannor kan man rimligen förvänta sig en energibesparing på 1-2 % {ref. [5] och ref. [35]}. För industripannor är den förväntade besparingen något lägre 1/2-1 % {ref. [35]}. O₂-halten - mätt i den våta rökgasen - kan reduceras ca 1 % från 4 till 3 %, när man monterar O₂-styrning på industripannor (ång- eller hetvattenpannor). Ännu större besparingar kan man förvänta sig på kondenserande anläggningar eftersom O₂-styrningen, och det därav följande lägre luftöverskottet, medför att rökgasens daggpunkt höjs. Eftersom en kondenserande rökgaskylare förutom den sensibla värmen också utnyttjar kondenseringsvärmen, kan rökgasförlusten reduceras betydligt p.g.a. den ökade kondensatmängden.

Eftersom det är O₂-halten i den våta rökgasen som mäts i en anläggning för O₂-styrning, visas nedan vilket samband som råder mellan O₂-halten i den våta rökgasen och luftöverskottet {ref. [32]}.

Lufttalet (λ) kan bestämmas utgående från O_2 -halten i den torra rökgasen ($O_{2,t}$):

$$\lambda = 0,1109 + \frac{18,617}{20,94 - O_{2,t} \%} \quad (3.4)$$

(formeln gäller för naturgasförbränning - utan recirkulation och vatteninsprutning)

O_2 -halten i den torra rökgasen kan bestämmas med hjälp av O_2 -halten i den våta rökgasen ($O_{2,f}$):

$$O_{2,t} = \frac{123,461}{1,064 + \frac{100}{O_{2,f} \%}} \quad (3.5)$$

(formeln gäller för naturgasförbränning - utan recirkulation och vatteninsprutning)

För att undgå en genomströmningsförlust genom brännaren finns ofta ett *luftspjäll* monterat vid pannan. Eftersom det fortfarande kommer att vara drag i skorstenen när brännaren under intermitterande drift går från "on" till "off" bör luftspjället stänga under brännarens "off"-perioder. Luftspjället skall självklart kunna täta. Hålls en, av kanske flera pannor, varm, även om den under en tillfällig stilleståndsperiod är tagen ur drift, kommer ett icke tätande luftspjäll att medföra en värmeförlust, som brukar betecknas som en genomströmningsförlust under stillestånd. Ett stängt spjäll i rökgaskanalen kan också förhindra en sådan förlust.

Även från en välisolerad panna och rökgasrör kommer det att uppstå en värmeförlust p.g.a. strålning och konvektion. En sådan förlust kan medföra att pannrummets temperatur blir högre än vad som av komforthänsyn är nödvändigt. En del av denna värme kan användas till en, om dock mycket liten så ändå, förvärmning av förbränningsluften. I stället för att suga in den kalla uteluften direkt som förbränningsluft till brännaren, kan förbränningsluften tas från pannrummet. Vid *luftintag från pannrum* kan förbränningsluften antagas vara 25 °C, vilket också är den förutsättning om temperaturen, som har använts för förbränningsluften i diagrammet över rökgasförlusten (se fig. 3.7) och i schemat över årsverkningsgraden. I de fall uteluften används direkt som förbränningsluft, är det förbränningsluftens medeltemperatur som skall användas. I det följande kommer denna att beräknas.

Förbränningsluftens medeltemperatur är naturligtvis inte densamma som uteluftens årsmedeltemperatur, som i Sydsverige kan antas vara 8,0 °C (gäller för Malmö/Sturup). Förvisso sker den ena delen av värmeproduktionen (GUF - graddagsoberoende ledningsförluster och varmvattenproduktion) jämnt över året. Den andra delen av värmeproduk-

tionen (GAF - gradagsberoende) sker under eldningssäsongen då uteluftens medeltemperatur är:

$$T_{\text{ute,eldningssäsong}} = 17 - \frac{GD_{\text{år}}}{DAGAR_{\text{eldningssäsong}}} = 17 - \frac{3105}{227} \approx 3,3 \text{ °C}$$

Emellertid kan denna kunskap om att medeltemperaturen under eldningssäsongen är 3,3 °C inte användas till något i detta sammanhang. Under mycket kalla vinterdagar används mer luft till förbränning än under dagar i början och slutet av eldningssäsongen när uppvärmningsbehovet är avsevärt mindre.

I stället för medeltemperaturen under eldningssäsongen är det medeltemperaturen på den förbrukade luftmängden till värmeproduktionen (GAF), som kan användas i de vidare beräkningarna. Denna temperatur kan på ett enkelt sätt beräknas med hjälp av den information som finns i systemet med graddagar. Om vi använder ett normalår som gäller för Malmö, definierat som perioden 1961 - 1978, innehåller detta 3105 graddagar. Dessa har beräknats som antal dygn multiplicerade med det antal grader som uteluftens temperatur understiger 17 °C. Medeltemperaturen ($T_{\text{ute,GAF}}$) på den förbrukade uteluften för produktion av värmebehovet blir därför under ett normalår:

$$T_{\text{ute,GAF}} = \sum \left[T_{\text{ute}} \cdot \frac{GD_{\text{månad}}}{GD_{\text{år}}} \right] = \sum \left[\left(17 - \frac{GD_{\text{månad}}}{DAGAR_{\text{månad}}} \right) \cdot \frac{GD_{\text{månad}}}{GD_{\text{år}}} \right] \approx 3,1 \text{ °C}$$

För att beräkna förbränningsluftens medeltemperatur ($T_{\text{förbränningsluft}}$) måste man vikta de två temperaturerna med hänsyn till storleken av GUF resp GAF:

$$T_{\text{förbränningsluft}} = T_{\text{ute,GUF}} \cdot \frac{GUF}{GUF+GAF} + T_{\text{ute,GAF}} \cdot \frac{GAF}{GUF+GAF} \Rightarrow$$

$$T_{\text{förbränningsluft}} = \frac{8,0}{1 + \left(\frac{GUF}{GAF}\right)^{-1}} + \frac{3,1 \text{ °C}}{\frac{GUF}{GAF} + 1} \quad (3.6)$$

Gäller för:	Blockvärmecentral			Fjärrvärmecentral			
GUF/GAF	0,20	0,25	0,30	0,70	0,75	0,80	[-]
$T_{\text{förbränningsluft}}$	3,9	4,1	4,2	5,1	5,2	5,3	[°C]

I schemorna över årsverkningsgrader har dessa beräknade medeltemperaturer på förbränningsluften använts i de fall uteluften har använts direkt som förbränningsluft.

Rökgaskanal/skorsten

En väsentlig andel av värmeinnehållet i avgaserna från skorstenen kan utnyttjas om man låter den varma rökgasen värmeväxlas mot antingen den tillförda friskluften eller mot returvattnet. För luftförvärmning används antingen en *rekuperator* eller en *regenerator*. Skillnaden mellan dessa är att i en regenerator värmeväxlas rökgasen och förbränningsluften via ett värmelager, medan processen i rekuperatorn sker som en normal värmeväxling. Ordet rekuperator används företrädesvis i samband med industribrännare, som är konstruerade för att uppnå en mycket hög förbränningstemperatur. Som ett exempel på en "simpel" värmeväxling kan nämnas det balanserade drag, som ofta används i naturgaseldade villapannor för att förvärma förbränningsluften. Här leds förbränningsluften i det yttersta av två koncentriska rör till eldstaden samtidigt som rökgasen förs ut via det innersta röret, som utgör rökgaskanal och skorsten. Detta system utgör i princip en motströmsvärmeväxlare.

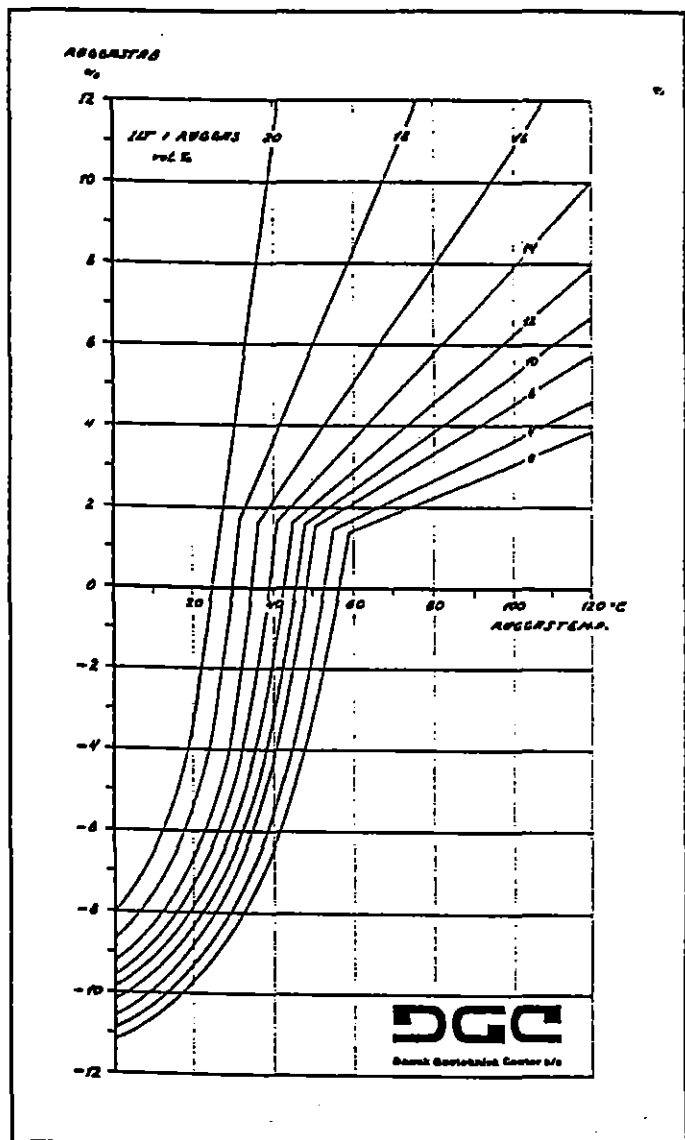
I regeneratoren fungerar ett fast material som värmelager, som oftast är tillverkat av metall i en porös och perforerad struktur i vilken små kanaler förbinder de enskilda hålrummen. Metallen uppvärms genom att rökgasen genomströmmar hålrummen och de små kanalerna. Efter en tid är metallens temperatur nära rökgasens temperatur varvid rökgasen dirigeras om till ett annat motsvarande lager. Samtidigt leds förbränningsluften nu in genom det första värmelagret och tar därvid upp värmen från detta. Genom att på detta sätt låta de två lagren växelvis genomströmmas av rökgas respektive förbränningsluft kan en stor del av rökgasens värmeenergi utnyttjas. Några regenerators använder, istället för det beskrivna systemet med samtidig växling mellan två lager, en långsamt roterande porös och perforerad metallskiva. Metallskivans yttre form och proportioner kan beskrivas som antingen en tjock cirkulär skiva eller en tämligen flat cylinder. Om nu ett segment av skivan uppvärms av rökgasen kommer samma segment efter en rotation på 180 ° att avkylas av förbränningsluften.

Rökgaskylning och samtidig uppvärmning av returvattnet kan indelas efter om det samtidigt sker en utkondensering av vatten eller ej. Om rökgastemperaturen efter värmeväxlingen är över rökgasens daggpunktstemperatur talar man om en vanlig *värmeväxling*. I det andra fallet talar man om en *kondensering*. Man kan även i detta fall skilja mellan två typer, eftersom det finns såväl en indirekt (med värmeväxlaryta) som en direkt (skrubber) kondensering. Med direkt kondensering avses att den varma rökgasen sändes genom en behållare med vatten vari en del av rökgasens vatteninnehåll utkondenseras. Eftersom denna process är tämligen sällsynt i samband med panncentraler kommer den inte att vidare behandlas i denna handbok. När benämningen *kondenserande rök-*

gaskylare används i det följande är det underförstått att med detta avses en kondensering på en värmeväxlaryta.

I kondenserande rökgaskylare utnyttjas såväl rökgasens sensibla värme (rökgasens temperatursänkning) som dess kondens- eller latent värme (p.g.a. kondensering av vattenånga i rökgasen). Eftersom förbränningen av naturgas medför ett högt innehåll av vattenånga i rökgasen kan man uppnå en väsentlig förbättring av förbränningsverkningsgraden om rökgasen avkyles till en temperatur som ligger endast någon grad över returvattentemperaturen. Hålls samtidigt denna låg, t ex genom en hög radiatorfaktor, kommer resultatet ytterligare att förbättras. Är en pannanläggning utrustad med kondenserande rökgaskylare kan man uppnå besparingar ända upp mot 20 %. Den möjliga förbättringen av förbränningsverkningsgraden, genom användning av kondenserande rökgaskylare, är en funktion av rökgasens temperatur före och efter rökgaskylaren, förbränningsluften, luftöverskottet och bränslet. I detta sammanhang är bränslet dansk naturgas. Eftersom rökgasens daggpunkt är en väsentlig parameter med hänsyn till hur stor del av kondensvärmets som kan återvinnas i en kondenserande rökgaskylare, kommer både förbränningsluftens vatteninnehåll och luftöverskottet att ingå som parametrar vid bestämning av vilken förbättring av årsverkningsgraden man kan uppnå (se fig. 3.2). Förbränningsluftens vatteninnehåll är summan av vattenånga och det vatten som finns i vätskeform i förbränningsluften. Detta kan finnas som droppar: dimma, regn eller vatteninsprutning, där det sistnämnda kan ha som mål att reducera NO_x-emissionen, öka rökgasens daggpunkt eller en kombination av bägge delar. En ökning av luftöverskottet kommer att medföra en sänkning av rökgasens daggpunkt. Som nämndes tidigare ingår även rökgasens temperatur före och efter rökgaskylaren som parametrar vid bestämningen av den möjliga förbättringen av årsverkningsgraden.

Rökgasens nedkylning kommer att bero dels av rökgaskylarens effektivitet dels av kylvattnets medeltemperatur. Det är därför önskvärt att returvattnets temperatur hålls på en så låg nivå som möjligt, vilket lättast sker om värmefördelningssystemet har en hög radiatorfaktor och att den är av "två-strängad" typ. Till slut skall nämnas, att eftersom en del av värmeinnehållet i rökgasen återvinns i en kondenserande rökgaskylare, är det storleken av rökgasförlusten baserad på beräkningar utgående från rökgastemperaturen omedelbart före rökgaskylaren, som utgör besparingspotentialen.



Figur 3.7 Rökgasnedkylningen baserad på undre värmevärdet samt på $T_{\text{luft}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

I formel 3.3 kan man se att en rökgasförlust utan kondenserande rökgaskylning är en funktion av O_2 -halten - som igen är beroende av luftöverskottet, rökgastemperaturen och förbränningslufttemperaturen.

I fig. 3.7 är rökgasförlusten - baserad på det undre värmevärdet - åskådliggjord som funktion av O_2 -halten i den torra rökgasen och rökgasens temperatur mätt omedelbart efter rökgaskylaren. Denna figur kan användas både då det förekommer kondensering och då rökgasen endast nedkyls till en temperatur som ligger över rökgasens daggpunkt. I beräkningen av rökgasförlusten ingår förbränningsluftens temperatur. Figur 3.7 är baserad på att förbränningsluftens temperatur är $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Om det inte finns något spjäll i rökgaskanalen, eller om det är otätt, kan det förekomma genomströmningsförluster i pannan såväl vid drift som vid stillestånd. Även om pannan är försedd med tätande luftspjäll kan det förekomma genomströmningsförluster genom

pannan om rensluckorna är otäta. Omvänt kommer täta rensluckor och inget luftspjäll att medföra genomströmningsförluster genom brännaren - fortfarande under förutsättning att det inte finns något tätande rökgasspjäll. Självklart kommer en samtidig avsaknad av bägge spjällen och otäta rensluckor att orsaka särskilt stora genomströmningsförluster. Nedanstående schema illustrerar dessa förluster.

Rökgasspjäll	otätt				Panna för övertrycks- eldning
Luftspjäll	otätt		tätt		
Rensluckor	otäta	täta	otäta	täta	
Genomström- ningsförlust	panna+ brännare	brännare	panna	0	
				0	

Recirkuleras en del av rökgasen kommer NO_x -bildningen att reduceras varvid miljöbelastningen minskar. Man kan emellertid också uppnå andra fördelar genom rökgasrecirkulation. T ex den s k OPTINOX-processen utnyttjar detta.

I OPTINOX-anläggningen leds rökgasen först till en kondenserande rökgaskylare där en del av energin - sensibelt och kondensvärme - avges till returvattnet. Innan rökgasen sändes ut via skorstenen förs den efter rökgaskylaren genom en s k entalpiväxlare, som fungerar som en regenerator med den långsamt roterande perforerade metallskivan (beskriven ovan).

Processen är således fördelaktig genom att den både utnyttjar principerna för rökgaskondensering och för en regenerator och dessutom sker en recirkulation av en del av rökgaserna. När den roterande porösa metallskivan lämnar rökgaskanalen och vrider sig 180° över till inloppskanalen för förbränningsluften kommer det att finnas rökgas i metallskivans hålrum och okondenserad vattenånga på sidorna av dessa hålrum. När rökgasen lämnar den roterande regeneratoren - entalpiväxlaren - är dess vatteninnehåll 6 till 9 gånger högre än vatteninnehållet i den insugna uteluften {ref. [26]}.

Förbränningsluftens vatteninnehåll ökas, dels p.g.a. uteluftens uppblandning med den resterande rökgasen i metallskivans hålrum, dels p.g.a. att en del av det utkondenserade vattnet kommer att förångas vid passagen av uteluften. Vid genomströmningen av entalpiväxlaren uppvärms uteluften och därvid sjunker den relativa luftfuktigheten vilket i sin tur medför att det sker en förångning av en del av det vatten som kondenserat ur rökgasen.

Förbränningsluften med högt vatteninnehåll tillförs brännaren där förbränningen sker på traditionellt sätt. Efter pannan har rökgasen ett högre vatteninnehåll än normalt och därför

är också dagpunkten högre än normalt. Detta utnyttjas så i den kondenserande rök-gaskylaren som på så sätt får högre effektivitet.

Vatten/ångledningar

Den producerade värmeenergin leds, via rör och ventiler, med hjälp av det värmebärande mediet, som kan vara antingen vatten, ånga eller olja, fram till de ställen där värmen skall förbrukas. Härifrån förs det nu något avkylda värmebärande mediet i retur till panncentralen. För värmecentralers vidkommande är det oftast vatten, som således cirkulerar i ett kretslopp mellan panncentral och förbrukningsställen. Värmeförlusten från detta värmetransportsystem beror av den yta som exponeras mot omgivningen: isoleringsstandard och totalyta (rörlängder och -diametrar), vilket kommer att behandlas ingående i avsnitt 3.1.3. Generellt gäller det naturligtvis att en minskning av ytterytan såväl som en förbättring av isoleringen kommer att medföra en reduktion av värmeförlusten från värmetransportsystemet. Förutom dessa vägar att nedbringa värmeförlusten från rör och ventiler är det nog så viktigt att vara uppmärksam på möjligheten att minska temperaturskillnaden mellan det värmebärande mediet och omgivningen. Emellertid kan framlednings- och returtemperaturen inte bara sänkas oberoende av övriga systemet eftersom de båda ingår i den koppling som med nödvändighet måste finnas mellan förbrukningsställena (behovet) och panncentralen (produktionen). En ökning av den cirkulerande vattenmängden samtidigt med att framledningstemperaturen sänks är en teoretisk möjlighet att få ned värmeförlusten från transportsystemet utan att värmeeffekttilförseln till byggnaderna samtidigt sjunker. Om detta är möjligt beror av om värmefördelningssystemet - byggnadens radiatorer och vattenvärmare - kan ta emot och utnyttja värmen vid denna lägre temperaturnivå. Det kommer således att finnas tre krav, som alla skall vara uppfyllda, för att framledningstemperaturen skall kunna sänkas samtidigt med att komforten upprätthålls. För det första skall den värmeenergi, som tillförs förbrukningsstället i varje tillfälle vara tillräckligt stor för att uppfylla behovet. För det andra skall värmen levereras vid en temperaturnivå som är tillräckligt hög för att förbrukningsställets värmeväxlare skall kunna överföra den nödvändiga värmeenergin. Till sist skall framledningstemperaturen vara tillräckligt hög för att tappvarmvattnet skall kunna uppvärmas till minst 55 °C. De tre kraven kan kort beskrivas som: Den levererade värmeeffekten skall i varje ögonblick uppfylla behovet och vidare får framledningstemperaturen inte vara lägre än vad radiatorfaktorn och systemet för tappvarmvattenuppvärmning tillåter.

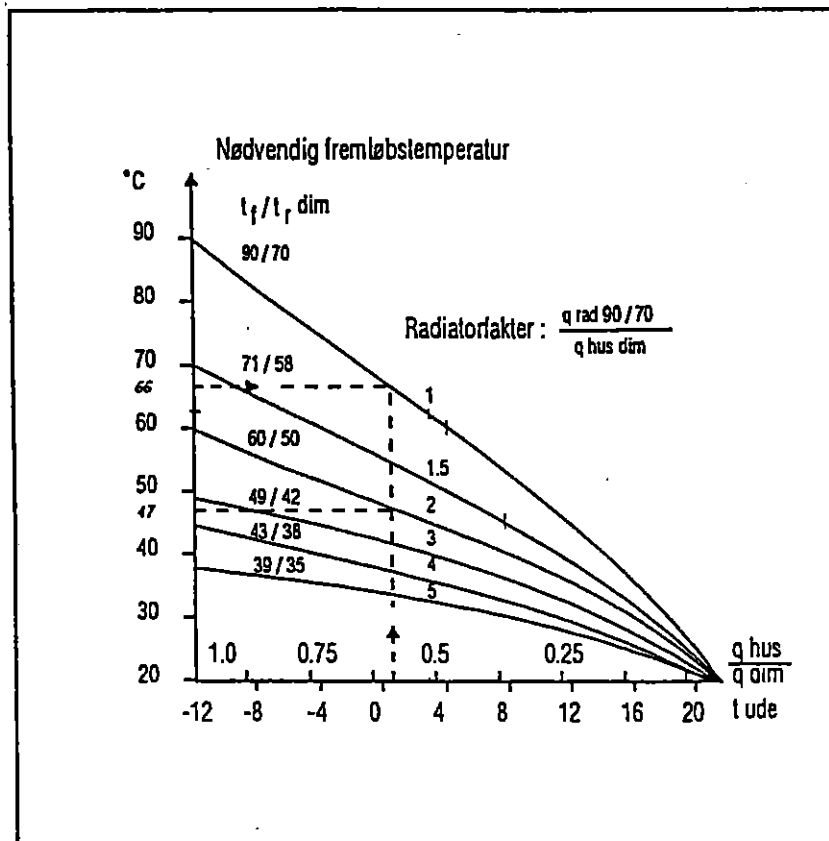
Det nödvändiga effektbehovet för att kompensera för byggnadernas värmeförluster varierar först och främst p.g.a. variationer i väderförhållandena (temperatur, vind och sol), men också p.g.a. att de inneboende inte konstant under dygnets 24 timmar ställer samma krav på inomhustemperaturen. Dessa två nämnda förhållanden kan utnyttjas för att minska värmeförlusterna från värmetransportsystemet. Nedan behandlas framledningskom-

pensering och nattsänkning, som båda är exempel på att man utnyttjar det faktum att värmebehovet kan variera med tiden.

Vid ett reducerat uppvärmningsbehov är det möjligt att sänka framledningstemperaturen. Detta kallas *framledningskompensering*. Hur mycket framledningstemperaturen kan sänkas vid en given utetemperatur beror av radiatorfaktorn. Denna är definierad som förhållandet mellan radiatorernas värmeavgivning - vid en framledningstemperatur på 90 °C och en returtemperatur på 70 °C - och det dimensionerande uppvärmningsbehovet. En energirådgivare bör vara uppmärksam på att många äldre fastigheter har blivit efterisolerade och därvid har radiatorfaktorn höjts. Det är därför ofta rekommendabelt att använda framledningskompensering då uteluftens temperatur tillsammans med radiatorfaktorn utgör basen för den valda aktuella framledningstemperaturen.

I fig. 3.8 är den erforderliga framledningstemperaturen avsatt som funktion av både utetemperatur och radiatorfaktor. De streckade linjerna, som är inritade i diagrammet, kan som exempel användas till att avläsa de erforderliga framledningstemperaturerna (66 °C och 47 °C) vid en utetemperatur på 1 °C för byggnader med en radiatorfaktor på 1 respektive 2. Utan framledningskompensering skulle framledningstemperaturerna vara konstant på 90 °C respektive 60 °C; även i de situationer då utetemperaturen är högre än den dimensionerande - 12 °C.

Det är naturligtvis så att om framledningstemperaturen regleras ned så kommer också returtemperaturen att bli lägre. Hur mycket lägre returtemperaturen blir kan man beräkna. I diagrammet kan således avläsas att istället för en kombination av temperaturer framledning/retur på 90/70 vid en radiatorfaktor på 1, kommer en framledningstemperatur på 60 °C, som är tillräcklig i dimensioneringstillståndet vid en radiatorfaktor på 2, att medföra en returtemperatur på 50 °C.

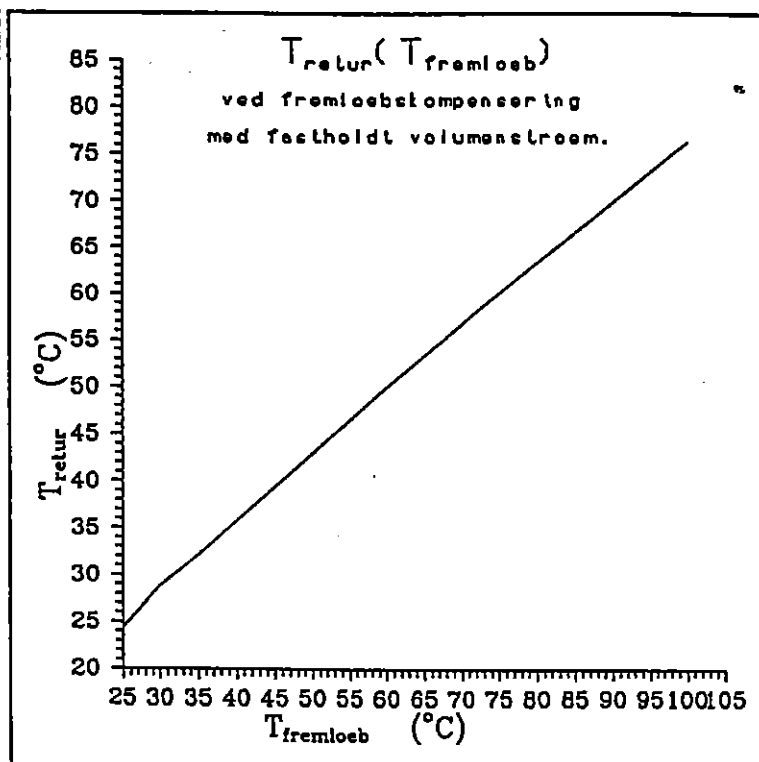


Figur 3.8 Framledningstemperaturen som funktion av utetemperaturen och radiatorfaktor {ref. [13]}.

Om vi nu återvänder till exemplet från tidigare där framledningstemperaturen vid en utetemperatur på 1 °C kunde sänkas till 66 °C, skulle det vara fördelaktigt om den därtill hörande returtemperaturen också kunde bestämmas. Det kan den också, t o m direkt genom interpolation mellan returtemperaturerna för de radiatorfaktorer vars kurvor i fig. 3.8 skär ordinatan just över och under 66 °C. För att inse att detta är korrekt bör man uppmärksamma det faktum att värmeavgivningen från byggnadens radiatorer är en funktion av volymström, framlednings- och innetemperatur. För konstant volymström och innetemperatur kommer en ändring av framledningstemperaturen att resultera i en och endast en möjlig returtemperatur. Byggnaden med radiatorfaktorn 1 kommer vid en utetemperatur på 1 °C att ha samma värmebehov som en byggnad med radiatorfaktorn ca 1,7 (avläst i diagrammet fig. 3.8) i dimensioneringstillståndet. Vid samma värmeavgivning, volymström, framlednings- och innetemperatur för de två byggnaderna måste returtemperaturerna på samma sätt vara lika. Således inser man att energirådgivaren endast behöver göra den omtalade interpolationen för att bestämma returtemperaturen utgående från framledningstemperaturen, som i sin tur vid framledningskompensering är en funktion av utetemperaturen.

I kompendiematerialet: "Varmesystemets opbygning og funktion" (ref. [36]) anvisas en metod för att beräkna returtemperaturen vid ändringar i framledningstemperaturen vid konstant volymström.

Denna metod har använts för att beräkna returtemperaturerna i diagrammet fig. 3.9.



Figur 3.9 Returtemperatur som funktion av framledningstemperatur vid framledningsskompensering.

Storleken på de energibesparingar som man kan uppnå, beror på den möjliga sänkningen av de genomsnittliga framlednings- och returtemperaturerna. Även om kurvorna för de erforderliga framledningstemperaturerna i fig. 3.8 fortsätter ända ned till värdet vid x-axeln (20 °C) kommer det för fjärrvärmeverken inte att vara möjligt att sänka framledningstemperaturen under 60 °C eftersom denna temperaturnivå krävs för produktion av tappvarmvatten. Detta är en väsentlig begränsning av de annars klara fördelarna med att använda framledningsskompensering i fjärrvärmedrift. Av fig. 3.8 kan man se att om en byggnads radiatorfaktor är större än 2 finns det inga fördelar med att använda framledningsskompensering med mindre att tappvarmvattnet uppvärms helt eller delvis med annat media än det varma framledningssvattnet till radiatorerna. För byggnader med radiatorfaktorer mindre än 2 finns det goda möjligheter att kunna minska nettoförlusterna för värmetransportsystemet med hjälp av framledningsskompensering.

Nedan ges ett exempel (3.1) på hur man kan bestämma minskningen av nettoförlusterna.

Exempel 3.1

Besparingar för byggnader med radiatorfaktor 1 som uppvärms med fjärrvärme.

I tidigare avsnitt (3.1.1) beräknades uteluftens medeltemperatur under eldningssäsongen till 3 °C. Under hälften av eldningssäsongens 227 dagar (114 dagar) kommer utetemperaturen att vara lägre än 3 °C. En utetemperatur på 3 °C svarar mot en framledningstemperatur på ca 62 °C (se fig 3.8) för byggnader med en radiatorfaktor på 1. För en sådan byggnad vet man då att framledningstemperaturen kan styras efter uteluftens temperatur under de 114 dagar då utetemperaturen är lägre än 3 °C. Under de resterande 251 av årets 365 dagar måste framledningstemperaturen hållas uppe på 60 °C för att tillgodose kravet på tillräckligt hög temperaturnivå för tappvarmvattenproduktionen.

Medeltemperaturen under den kallaste delen av eldningssäsongen är ca 0°C (början av december till mitten av mars) som svarar mot en framledningstemperatur på 68 °C. Den genomsnittliga framledningstemperaturen finner man nu genom att vikta de två temperaturerna på 60 och 68 °C med 251 respektive 114 dagar. Detta ger ett medelvärde för framledningstemperaturen under året på:

$$(60 \cdot 251 + 68 \cdot 114) / 365 = 62,5 \text{ °C}$$

Den tillhörande genomsnittliga returtemperaturen under året avläses i fig 3.9 till 51,8 °C. För att förenkla beräkningarna tas nu medelvärdet av de genomsnittliga framlednings- och returtemperaturerna, vilket ger:

$$(62,5 + 51,8) / 2 = 57,2 \text{ °C}$$

Om man antar att rören för framledningen och returledningen är lika: samma längd, samma diameter och isoleringsstandard kan minskningen i nettoförlust uppskattas utgående från detta medelvärde av de genomsnittliga framlednings- och returtemperaturerna.

Hade det inte funnits någon framledningskompensering skulle det motsvarande medelvärdet av framlednings- och returtemperaturer varit:

$$90 - (62,5 - 51,8) / 2 = 84,7 \text{ °C}$$

Med en marktemperatur på 8 °C kommer nettoförlusten att kunna minskas med:

$$(1 - (57,2 - 8) / (84,7 - 8)) \cdot 100 \% = \underline{36 \%}$$

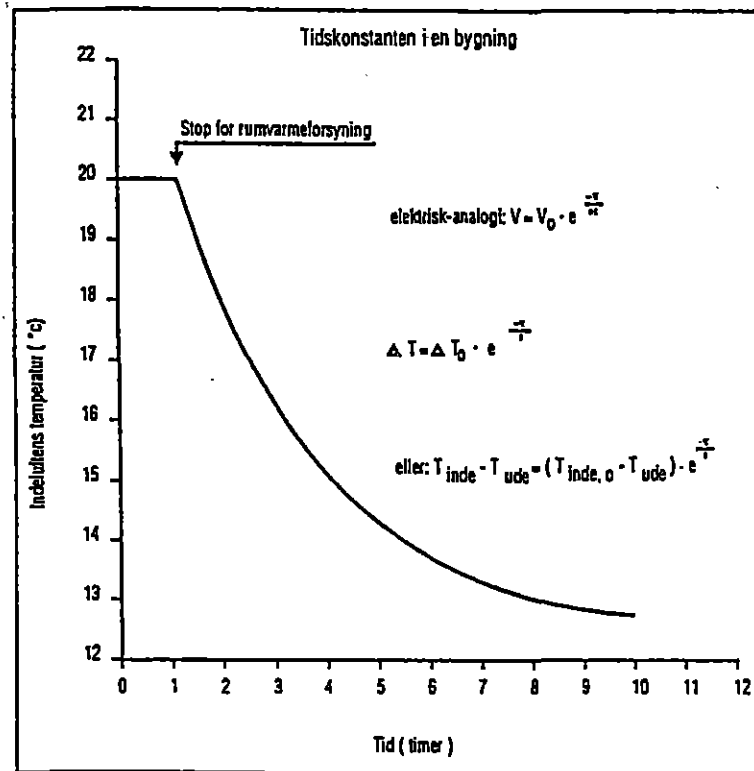
Som man ser av exempel 3.1 kan man, vad fjärrvärmecentraler angår, räkna med en genomsnittlig framledningstemperatur på 63 °C när man använder framledningskompensering. Vid beräkning av nyckeltal för årsverkningsgrad (se avsnitt 3.2) har således använts

en framledningstemperatur på 63 °C för fjärrvärmecentraler med framledningskompensering, istället för 80 °C, som använts vid bestämning av de övriga anläggningarnas årsverkningsgrad.

På motsvarande sätt har för blockvärmecentraler använts en genomsnittlig framledningstemperatur på 50 °C istället för 80 °C. Anledningen till att man kan anta en lägre framledningstemperatur i blockvärmecentraler än i fjärrvärmecentraler är att i dessa sändes det varma, oblandade pannvattnet endast fram till varmvattenbehållaren. Vattentemperaturen i framledningen till bostadsblockens radiatorer kan man därför anta vara uteslutande en funktion av utetemperaturen, eftersom tappvarmvattnet inte värms av detta. Den årliga medeltemperaturen på uteluften är, som tidigare nämnts, ca 8 °C. I diagrammet för framledningskompensering (se fig. 3.8) kan man vid en radiatorfaktor 1 och utelufttemperatur 8 °C avläsa att den nödvändiga framledningstemperaturen är 50 °C. Nyckeltalsvärdena i översiktsschemorna för blockvärmecentralernas årsverkningsgrader är baserade på ett medelvärde för framledningstemperaturen på de ovan nämnda 50 °C om framledningskompensering har använts.

Nattsänkning är ett exempel på en möjlig energibesparing, som beror på att det aktuella värmebehovet är mindre om natten än under dagtimmarna. Besparingen uppnår man genom att värmetransporten ut genom klimatskärmen (byggnaderna) minskar. Motståndet mot värmetransmission genom väggar, dörrar och fönster ändras inte men temperaturskillnaden, som är den drivande kraften, blir mindre p.g.a. att innetemperaturen hålls lägre än de normala 20 °C. Nedsättningen av inomhustemperaturen är tillfällig. Den sker inte plötsligt eftersom klimatskärmen såväl som möbler, luft mm i byggnaden har en viss värmekapacitet. Termiskt lätta byggnader uppvisar en sk bungaloweffekt (se avsnitt 2.1.5). Om värmetillförseln stoppas kommer innetemperaturen i dessa byggnader att sjunka relativt snabbt. Utetemperaturens nivå ingår naturligtvis också som en parameter som påverkar innetemperaturen både vid avkylnings- som återuppvärmningsförloppet.

Ovan nämndes att temperaturskillnaden är den drivande potentialen för en värmetransport (värmeström) ut genom klimatskärmen (motståndet). Här kan man se en analogi mellan elektricitets- och värmeläran. I elektricitetsens värld är det spänningsskillnaden, som är den drivkraft som får en elektrisk ström att gå genom ett elektriskt motstånd.



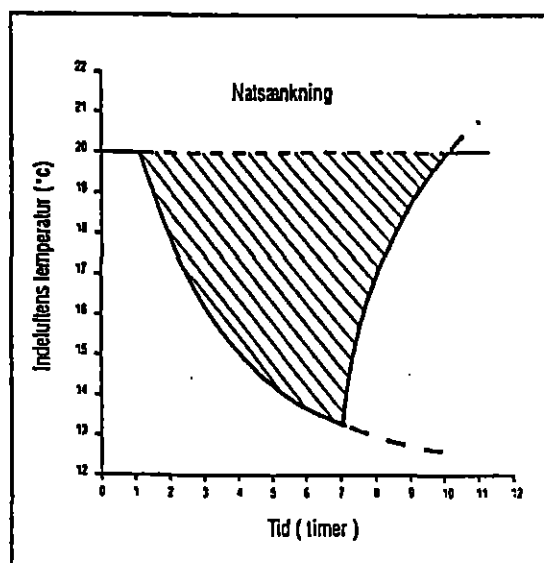
Figur 3.10 Innetemperaturen vid avbruten värmeförsörjning.

En annan och intressant parallell mellan elektricitets- och värmeläran gäller de instationära förhållanden som styr en byggnads avkylnings- och uppvärmningsförlopp. Analogt med detta är ur- och uppladdning av en kondensator genom ett motstånd. Sluter man en kontakt i en strömkrets i vilken det finns en kondensator och ett motstånd, kommer det att ske en urladdning genom motståndet av den elektriska laddning som är lagrad i kondensatorn. I takt med kondensatorns urladdning minskar den spänningsskillnad, som fanns just innan kontakten slöts, och därmed minskas också den hastighet varmed urladdningen sker. På motsvarande sätt kommer en byggnad, då värmeförsörjningen stoppas, att ge ifrån sig sitt värmeinnehåll om det finns en temperaturskillnad mellan in- och utsida. Temperaturskillnaden mellan in- och utsida motsvarar kondensatorns spänningsskillnad. Byggnadens värmekapacitet och isolans motsvarar kondensatorns kapacitans (C) respektive resistansen (R) i det elektriska motståndet. Slutligen motsvarar naturligtvis värmeströmmen den elektriska strömmen. Därmed är analogien klar.

I figur 3.10 är innetemperaturen åskådliggjord som funktion av tiden vid ett plötsligt avbrott i värmeförsörjningen. Spänningsskillnaden vid urladdning av en kondensator genom ett motstånd är känd som en funktion av kondensatorns kapacitans, det ohmska motståndet och tiden. Detta samband visas i fig. 3.10. På samma sätt är en formel för innetemperaturen vid en byggnads avkylning angiven i analogi med den elektriska kretsen. Tidskonstanten för den elektriska kretsen utgörs av reciprokvärdet av produkten av kapacitansen (C) och resistansen (R): $\tau = \frac{1}{R \cdot C}$. På motsvarande sätt har en byggnad en

tidskonstant, som är karakteristisk för den aktuella byggnaden (isolans, värmekapacitet, geometri mm).

Besparingspotentialen vid nattsänkning illustreras i fig. 3.11 med en streckad yta. Den årliga besparingspotentialen kan man omedelbart finna från nattsänkningens tidsperiod och den genomsnittliga temperatursänkningen under denna period. Detta åskådliggörs i följande exempel.



Figur 3.11 Innetemperaturen vid nattsänkning

Uppvärmningsförloppet sker analogt med uppladdningen av en kondensator. Här kan pannanläggningens kapacitet (panneffekten) liknas vid den elektromotoriska kraft, som påläggs den elektriska krets i vilken förutom kondensatorn också, liksom tidigare, ingår ett elektriskt motstånd. (se fig. 3.11).

Om man tänker sig att uppvärmningen skulle fortgå under oändligt lång tid skulle innetemperaturen till slut inte öka mer utan förbli konstant. Ett sådant asymptotiskt värde, som bl a beror av den aktuella utetemperaturen, kan användas för att bestämma hur mycket panneffekten överstiger det verkliga behovet (metoden beskrivs i avsnitt 3.1.4). Vid en utetemperatur på t ex $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ skulle en exakt dimensionerad panncentral precis kunna svara för en uppvärmning där innetemperaturen efter mycket lång tid skulle uppgå till endast några hundra delar under den normala innetemperaturen på $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Exempel 3.2

Nattsänkning sker på en blockvärmecentral med ett GUF/GAF-förhållande på 0,3 under 8 timmar per natt under eldningssäsongens 227 dygn genom att vattentillförseln stoppas. Innetemperaturen är under dagen den normala 20 °C, men tillåtes att falla till 16 °C under natten. Under klara, kalla vinternätter kommer innetemperaturen att snabbt falla till 16 °C, varför det blir nödvändigt att öppna och kort därefter igen stänga för vattnet i framledningen så att den önskade mintemperaturen upprätthålles under nattsänkningsperioden.

Vid en viss tidpunkt, som beror av utetemperaturen, startas på morgonen igen cirkulationen av framledningsvattnet så att byggnadens innetemperatur kommer att nå upp till 20 °C då nattsänkingsperioden är slut. Den genomsnittliga innetemperaturen under nattsänkingsperioden uppskattas till 18 °C. Beräkna den procentuella årliga energibesparingen man uppnår genom att följa den beskrivna strategien.

I förra avsnittet (3.1.1) blev uteluftens medeltemperatur under eldningssäsongen beräknad till 3 °C. Byggnadens värmeförluster är linjärt beroende av skillnaden mellan inne- och utetemperaturen, som utan nattsänkning i genomsnitt över året uppgår till :

$$20 - 3 = 17 \text{ °C}$$

Med nattsänkning, som beskrivits ovan, kommer skillnaden mellan ute- och innetemperatur i genomsnitt över året att vara:

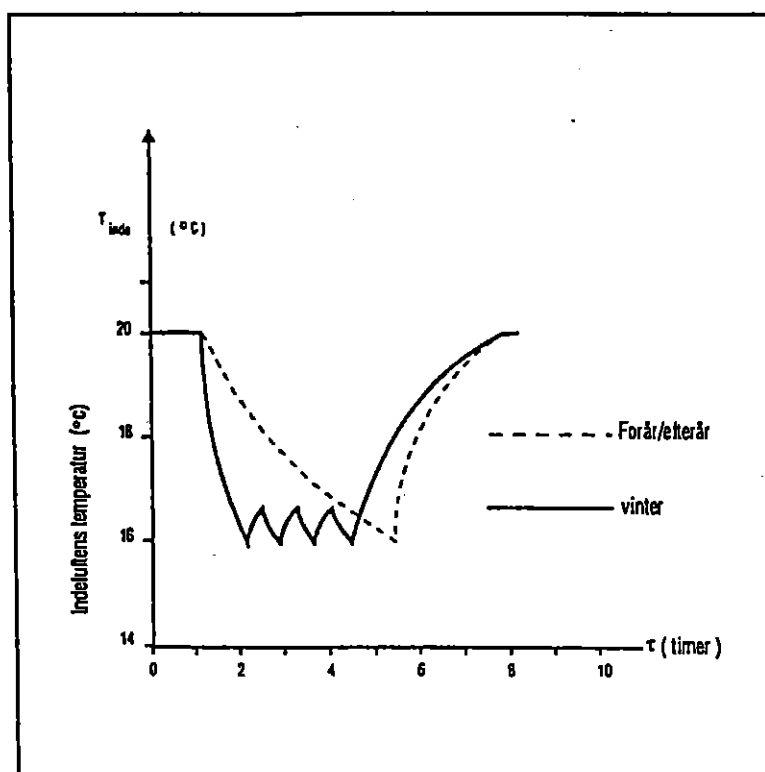
$$20 \cdot 2/3 + 18 \cdot 1/3 - 3 = 16,3 \text{ °C}$$

Den graddags beroende förbrukningen kommer därför att reduceras som förhållandet mellan de två medeltemperaturdifferenserna.

Energibesparingen på årsbasis blir då:

$$\begin{aligned} & (1 - (\text{GUF} + \text{GAF} \cdot 16,3/17,0)) / (\text{GUF} + \text{GAF}) \cdot 100 \% = \\ & (1 - \text{GUF} / (\text{GUF} + \text{GAF}) - \text{GAF} / (\text{GUF} + \text{GAF}) \cdot 16,3/17,0) \cdot 100 \% = \\ & (1 - 1/(1 + (\text{GUF}/\text{GAF})) - 1/((\text{GUF}/\text{GAF}) + 1) \cdot 16,3/17,0) \cdot 100 \% = 3,2 \% \end{aligned}$$

Nattsänkning sker från panncentralen antingen genom att stoppa eller reducera värmetillförseln. Om vattencirkulationen stoppas, stoppas också värmetillförseln till byggnaderna. I förstone kan detta förefalla som en attraktiv metod att använda i fjärrvärmeverk, eftersom nettoförlusten under nattsänkingsperioden är uppåt begränsad av energiinnehållet i värmetransportsystemet. Men en avbruten vattencirkulation kan särskilt i fjärrvärmesystem resultera i oönskade kallproppar, som kan ge upphov till ledningsbrott. Energirådgivaren bör vara klar över att trots de dokumenterade energibesparingarna vid nattsänkning är denna metod inte alltid problemfri i moderna anläggningar.



Figur 3.12 Temperaturförlopp vid nattsänkning vår/höst och vinter.

Reglering av framledningstemperaturen är en annan metod för att genomföra nattsänkning. Denna metod kan kanske mycket påminna om framledningskompensering men skiljer sig från denna genom att det är klockslaget och inte endast utetemperaturen, som är den styrande parametern för framledningstemperaturen. Vid blockvärmecentraler, som inte har separata cirkulationspumpar till de olika bostäderna, är en av nackdelarna med att reducera framledningstemperaturen, att de bostäder som ligger först på värmedistributionsanläggningens ledningssystem inte nödvändigtvis kommer att få nedsatt innetemperatur. Detta gäller för såväl *en-* som *tvåsträngade* system.

En sänkning av framledningstemperaturen kommer att medföra att termostatventilerna på radiatorerna kommer att öppna mer. Härigenom ökas volymströmmen genom radiatorerna i de bostäder som ligger först på ledningssystemet. Dessa radiatorers värmeavgivning kommer därför inte att sjunka så mycket som var avsett. Förvisso kommer det att synas en tendens till minskande effekt p.g.a. den reducerade framledningstemperaturen men detta kommer att motverkas av att den ökade volymströmmen medför en minskad avkylning över radiatorn. Radiatorernas medeltemperatur kommer därför för en given framledningstemperatur att vara högre vid en stor volymström än vid en liten. När temperaturskillnaden mellan radiatorn och inneluften är stor kommer radiatorernas värmeavgivning också att vara stor.

Är värmeavgivningen från de först belägna bostädernas radiatorer större än avsett kommer framledningstemperaturen, till de längre bort belägna radiatorerna på de *ensträngade*

anläggningarna, att kunna vara så låg att det t o m kan vara svårt att upprätthålla minimikravet på innetemperaturen under nattsänkingsperioden.

I de *tvåsträngade anläggningarna* kommer framledningstemperaturen att i stort sett vara den samma för alla radiatorer oavsett var de är placerade i värmningssystemet., men den ökade volymströmmen genom de först placerade radiatorerna kommer att medföra en minskande volymström genom de senare placerade radiatorerna. Detta beror av pumpkarakteristiken. En ökning av volymströmmen (genom de första radiatorerna) resulterar i en reduktion i pumptrycket. Detta blir då inte tillräckligt högt för att övervinna strömningsmotståndet i ledningen fram och åter till de längst bort placerade radiatorerna. Dessa får därför inte tillräcklig vattengenomströmning. Returtemperaturen från dessa radiatorer blir visserligen låg (en god avkylning) men medeltemperaturdifferensen mellan radiator och inneluft blir liten, vilket medför en låg värmeavgivning från dessa radiatorer.

Man kan se möjligheter till energibesparingar såväl genom nattsänkning som framledningskompensering. Detta är dock möjliga energibesparingar som inte motsvaras av högre årsverkningsgrader. Om man jämför olika anläggningars nyckeltal för årsverkningsgrader (se avsnitt 3.2) kan det därför vara möjligt att förbise dessa besparingsmöjligheter.

För att kunna bedöma energibesparande åtgärder, som nattsänkning och framledningskompensering, på samma sätt som energieffektiviserande åtgärder, skissas i exemplen 3.3 och 3.4 en metod där en pseudoårsverkningsgrad konstrueras.

Exempel 3.3

I exempel 3.2 blev energibesparingen vid nattsänkning för en blockvärmecentral beräknad till 3,2 %.

Årsverkningsgraden för den aktuella anläggningen kan utan nattsänkning antas till t ex 92 %. Ta fram ett underlag för jämförelse - baserad på årsverkningsgraden - vid nattsänkning. Verkningsgraden kan populärt definieras som "vad man får" dividerat med "vad man betalar för". Värmebehovet täcks såväl med som utan nattsänkning. "Vad man får" ändras således inte. Eftersom man betalar 3,2 % mindre vid nattsänkning blir pseudoverkningsgraden:

$$100/(100 - 3,2) \cdot 92 \% = \underline{95,0 \%}$$

I nedanstående schema finns en del typiska värden för hur nettoförluster och byggnaders värmeförluster reduceras då nattsänkning sker på fjärrvärmeverk {ref. [37]}.

Typiska energibesparingar vid nattsänkning på fjärrvärmeverk [%]			
		Distributionsnät	Byggnader
Stoppad vattencirkulation		ca 5	4 - 8
Temperatur-sänkning	om natten	0 - 5	0 - 2
	natt och veckoslut		20 - 30

Exempel 3.4

I exempel 3.1 beräknades minskningen av nettoförlusten vid framledningskompensering vid ett fjärrvärmeverk till 36 %.

Årsverkningsgraden och nettoförlusten för den aktuella anläggningen är utan användning av framledningskompensering 88 % respektive 20 %.

Ta fram ett underlag för jämförelse - baserad på årsverkningsgrad - vid framledningskompensering.

Värmebehovet täcks både med och utan framledningskompensering. "Vad man får" ändras således inte.

Eftersom nettoförlusten (20 %) reduceras med 36 %, kommer denna endast att utgöra :

$$(1 - 0,36) \cdot 20 \% = 12,8 \%$$

av den totala värmeproduktionen vid framledningskompensering.

Om man bortser från den mycket lilla förändring som sker i den reella årsverkningsgraden då värmeproduktionen minskar ($20 \% - 12,8 \% = 7,2 \%$), blir pseudoårsverkningsgraden:

$$(80 + 20)/(80 + 12,8) \cdot 88 \% = 94,8 \%$$

Till slut skall också möjligheten till **stopp under sommaren** nämnas. I fjärrvärmesystem medför detta att man måste etablera individuella anläggningar för uppvärmning av tappvarmvatten.

3.1.3 Isolering

Panna

En panna med alla ytterytor vattenkylda, och där dessa dessutom är isolerade med en isoleringstjocklek över 100 mm, får anses vara bland de bästa på marknaden när det gäller att minimera värmeförlusterna från pannan. En dålig isoleringstandard kan kännetecknas av antingen en isoleringstjocklek under 50 mm, allvarligt skadad isolering, större oisolerade ytor eller en kombination av dessa brister.

Värmeförlusten från en panna kan beräknas som:

$$Q^e_{\text{panna}} = q'_{\text{panna}} \cdot (t_{\text{panna}} - t_{\text{pannrum}}) \quad (3.7)$$

För att beräkna q'_{panna} används formeln:

$$q'_{\text{panna}} [\text{W/K}] = \frac{0,12}{\text{OISO} \cdot t_{\text{isolering}} [\text{m}]} \cdot \sqrt{(Q^e_{\text{Dim}} [\text{kW}])} \quad (3.8)$$

där: OISO är 1/2 vid oisolerade icke vattenkylda ytor - annars 1.

Vattenledningar

Värmeförluster från ett rör är generellt beroende av : rörlängden ($l_{\text{rör}}$), värmeförlusten/ (meter och grad temperaturdifferens) ($q'_{\text{rör}}$) och temperturdifferensen mellan det strömmande mediet i röret och rörets omgivning:

$$Q^e_{\text{rör}} = q'_{\text{rör}} \cdot l_{\text{rör}} \cdot (t_i - t_u) \quad (3.9)$$

Eftersom $q'_{\text{rör}}$ är beroende av den invändiga rördiametern måste dock denna först bestämmas som funktion av Q^e_{Dim} . För att kunna beräkna den nominella rördiametern - den invändiga diametern d_i - krävs en del uppgifter. Om man eftersträvar att medelhastigheten för de cirkulerande vattnet är 1 m/s i dimensioneringstillståndet kan d_i bestämmas utgående från Q^e_{Dim} och temperaturskillnaden mellan fram- och returledning. I dimensioneringstillståndet sättes dessa till 90 °C respektive 70 °C.

$$Q^e_{\text{Dim}} = m^e_{\text{vatten}} \cdot c_{p\text{vatten}} \cdot (t_{\text{fram}} - t_{\text{retur}})$$

$$\text{och: } m^e_{\text{vatten}} = 1 [\text{m/s}] \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \rho_{\text{vatten}} \Rightarrow$$

$$d_i = \left(\frac{Q^e_{\text{Dim}} \cdot 4}{\pi \cdot \rho_{\text{vatten}} \cdot c_{p\text{vatten}} \cdot (t_{\text{fram}} - t_{\text{retur}})} \right)^{1/2} \Rightarrow$$

$$d_i [\text{mm}] = 3,9 \cdot \sqrt{(Q^e_{\text{Dim}} [\text{kW}])} \quad (3.10)$$

Formel (3.10) uttrycker varmvattenrörens dimension inne i panncentralen.

I blockvärmecentraler är det dock mer relevant att utgå från en medeldiameter för alla varmvattenrören:

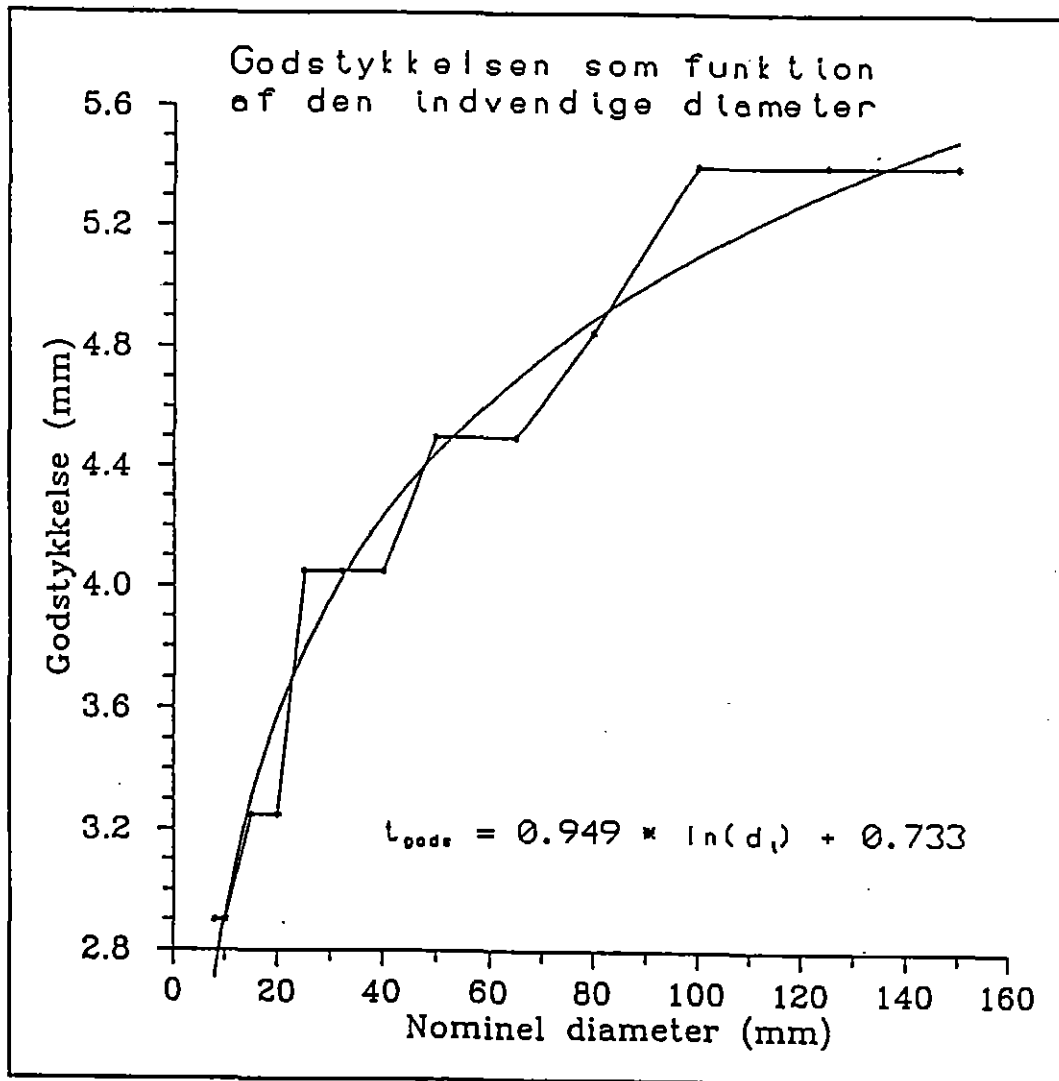
$$d_i [\text{mm}] = 2,6 \cdot \sqrt{(Q^e_{\text{Dim}} [\text{kW}])} \quad (3.11)$$

Tappvarmvattenledningarna beräknas istället enligt nedanstående formel:

$$d_i \text{ [mm]} = 4,1 \cdot (Q_{\text{Dim}}^e \text{ [kW]})^{0,3785} \quad (3.12)$$

Den utvändiga diametern av röret (d) är en funktion av d_i , eftersom rörets godstjocklek kan beräknas med formeln (3.13) (se också fig. 3.13):

$$d \text{ [mm]} = d_i \text{ [mm]} + 2 \cdot (0,949 \cdot \ln(d_i \text{ [mm]}) + 0,733) \quad (3.13)$$



Figur 3.13 Kurvanpassning. Baserad på data från DIN 2441, ISO 65.

Den utvändiga diametern av rör inklusive isolering (d_u) får man ur:

$$d_u \text{ [mm]} = d \text{ [mm]} + 2 \cdot t_{\text{isolering}} \text{ [mm]} \quad (3.14)$$

Isoleringstjockleken för välisolerade rör är större än 60 mm, medan en tjocklek på mindre än 30 mm anses vara otillräcklig och måste betecknas som dålig standard.

Beräkningen av värmeförlusten i Watt/(m • grad temperaturdiff.) görs med formeln:

$$q'_{\text{rör}} = \frac{\pi}{\frac{1}{1000 \cdot d_i [\text{m}]} + \frac{\ln(d_u/d_i)}{2 \cdot 0,045} + \frac{1}{10 \cdot d_u [\text{m}]}} \quad (3.15)$$

Genom att öka redan existerande rörisolering kan värmeförlusterna från dessa rör minskas. Det kan därför vara av intresse att undersöka om den årliga energibesparing man uppnår genom att t ex öka isoleringen med 10 mm kan berättiga kostnaden för merisoleringen.

Exempel 3.5

Varmvattenrören i pannrummet, med en pannanläggning bestående av en panna med en dimensionerande panneffekt på 600 kW, är isolerade med 40 mm. Pannvattentemperaturen är 80 °C och temperaturen i pannrummet är 20 °C. Hur mycket reduceras den årliga energiförlusten per m³ isoleringsmaterial vid en ökning av isoleringstjockleken med 10 mm?

Lösning:

Ur (3.10): $d_i = 3,9 \cdot 600^{1/2} = 95,35 \text{ mm}$

-do- (3.13): $d = d_i + 2 \cdot (0,949 \cdot \ln(d_i) + 0,733) = 105,65 \text{ mm}$

-do- (3.14): $d_{u,\text{före}} = d + 2 \cdot 40 \text{ mm} = 185,65 \text{ mm}$

-do- : $d_{u,\text{efter}} = d + 2 \cdot 50 \text{ mm} = 205,65 \text{ mm}$

-do- (3.15): $q'_{\text{rör,före}} = \pi / (d_i^{-1} + \ln(d_{u,\text{före}}/d)/0,09 + 100/d_{u,\text{före}}) = 0,461 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$

-do- : $q'_{\text{rör,efter}} = \pi / (d_i^{-1} + \ln(d_{u,\text{efter}}/d)/0,09 + 100/d_{u,\text{efter}}) = 0,398 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$

Besparing per år (BES): $BES = \Delta q_{\text{rör}} \cdot (t_{\text{panna}} - t_{\text{pannrum}}) \cdot 8760 \text{ h/år}$
 $= 0,063 \cdot (80 - 20) \cdot 8760 \cdot 10^{-3} \text{ kWh/(år} \cdot \text{m)} = 33 \text{ kWh/(år} \cdot \text{m)}$

Förbrukning av isoleringsmaterial (MAT):

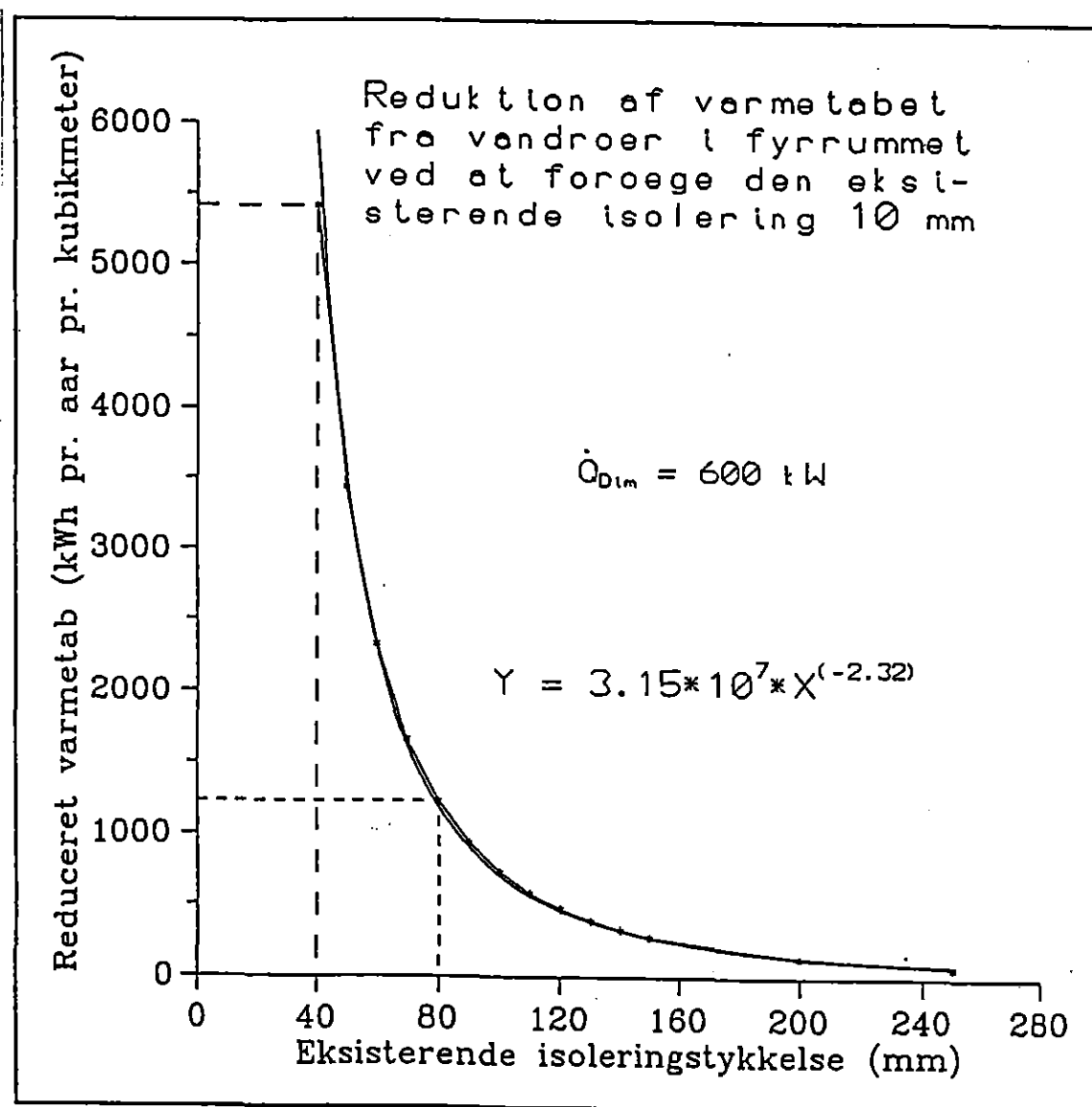
$$MAT = \pi/4 \cdot (d_{u,\text{före}}^2 - d_{u,\text{efter}}^2) = \pi/4 \cdot (0,20565^2 - 0,18565^2) = 0,00615 \text{ m}^3/\text{m}$$

Minskning i värmeförlust per enhet ytterligare förbrukat isoleringsmaterial:

$$BES/MAT = 33 \text{ kWh/(år} \cdot \text{m)} / 0,00615 \text{ m}^3/\text{m} = \underline{5,4 \text{ (MWh/år)/m}^3}$$

Resultatet i exempel 3.5 visar att 40 mm isolering av varmvattenrören i pannrummet är helt otillräckligt.

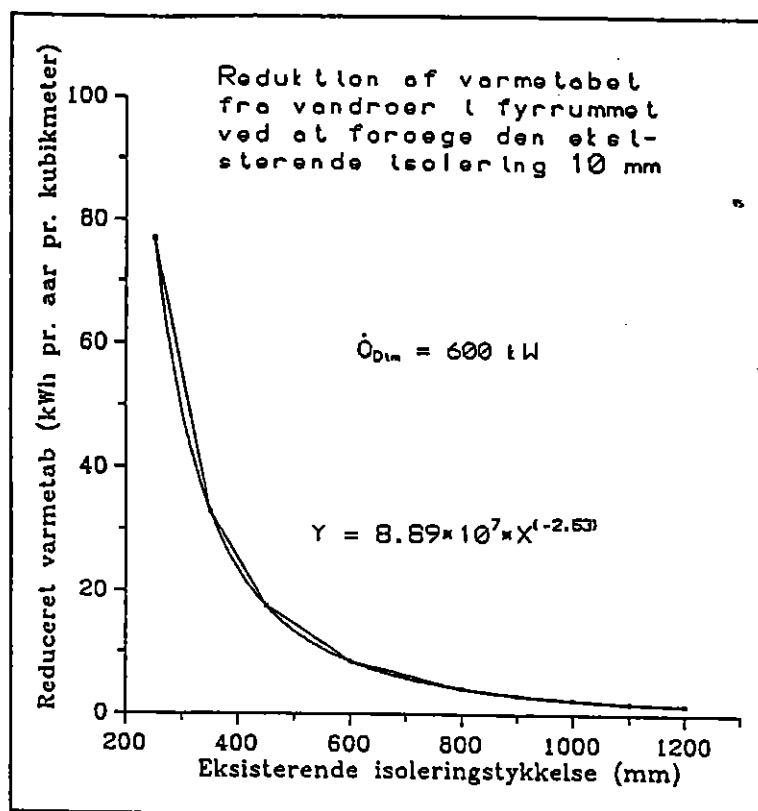
I fig. 3.14 visas sambandet mellan minskning i värmeförluster per kubikmeter isoleringsmaterial och existerande isolering då denna ökas med 10 mm.



Figur 3.14 Besparing vid isolation med ytterligare 10 mm på varmvattenrören i pannrummet. $t_{\text{pannrum}} = 20^\circ\text{C} + t_{\text{panna}} = 80^\circ\text{C}$

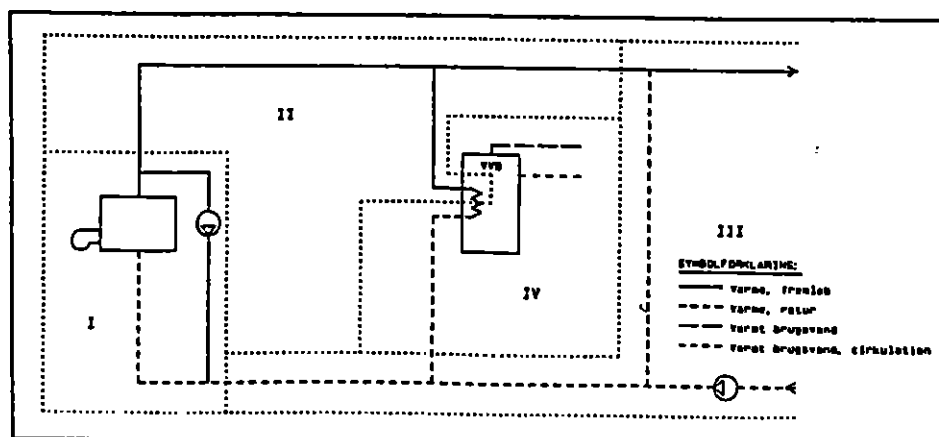
Först vid höga värden på isoleringstjockleken kommer materialpriset att ha betydelse för valet av isoleringstjocklek i pannrummet. Om t ex kostnaden för att producera en kWh värme är 0,30 kr, och isoleringsmaterialet antages kosta 1000 kr/m³, kommer kostnaden för att öka isoleringen från 80 till 90 mm att vara återbetald på mindre än 3 år.

I fig. 3.15 ses samma kurva som i fig. 3.14, men skalan har ändrats så att marginalvärdena vid stora isoleringstjocklekar kan avläsas.



Figur 3.15 Besparing ved isolation med ytterligare 10 mm på varmvattenrören i pannrummet

Även om huvudpunkten i detta avsnitt är betydelsen av att isolera varmvattenrören, är det ändå lämpligt att här beskriva hur rörlängderna kan bestämmas som funktion av Q_{Dim}^e . Därmed kommer allt erforderligt material för att utföra värmeförlustberäkningar för varmvattenrören att samlas i detta avsnitt. Rörlängderna är naturligtvis beroende av hur kompakt centralen är byggd förutom att de är en funktion av Q_{Dim}^e . Det är således möjligt att, utifrån en uppskattning av kompaktheten (KOMP) i anläggningens olika zoner samt Q_{Dim}^e , bestämma rörlängderna. Därmed kan man slippa en tidskrävande mätning av anläggningens rördelar. I figur 3.16 illustreras en indelning i zoner av värmecentraler. Denna indelning kommer att användas i det följande för att bestämma värmeförlusterna från varmvattenrören.



Figur 3.16 Zonindelning av rörsystemet i en värmecentral.

I området zon I, som består av panna och pannshunt:

$$l_{\text{rör,I}} [\text{m/panna}] = 3 + \text{KOMP} \cdot 0,05 \cdot \sqrt{(Q_{\text{Dim}}^e [\text{kW}] / \text{antal pannor})} \quad (3.16)$$

4 vid max rörlängd
där: KOMP = 2 vid medel rörlängd
1 vid min rörlängd

I områden med oblandat pannvatten - zon II:

$$l_{\text{rör,II}} [\text{m}] = 20 + \text{KOMP} \cdot 0,23 \cdot \sqrt{(Q_{\text{Dim}}^e [\text{kW}])} \quad (3.17)$$

4 vid max rörlängd
där: KOMP = 2 vid medel rörlängd
1 vid min rörlängd

Vatten till och från radiatorerna - zon III:

$$l_{\text{rör,III och IV}} [\text{m}] = \text{KOMP} \cdot 10 + 0,6 \cdot \sqrt{(Q_{\text{Dim}}^e [\text{kW}])} \quad (3.18)$$

4 vid max rörlängd
där: KOMP = 2 vid medel rörlängd
1 vid min rörlängd

För beräkning av området som innehåller tappvarmvatten och varmvattenbehållare, inklusive retur från varmvattenbehållarens primärsida, - zon IV - används formel (3.18) ovan.

Exempel 3.6

Varmvattenrören i pannrummet för en panncentral bestående av en panna med dimensionerande panneffekt på 300 kW är isolerade med 45 mm. Pannvattnet är 80 °C och temperaturen i pannrummet är 20 °C. Rörlängderna kan anses vara medellånga, eftersom man uppfattar pannrummets rörmontage som medelkompakt.

Beräkna värmeförlusterna i pannrummet!

Lösning:

Ur (3.10): $d_i = 3,9 \cdot 300 = 67,5 \text{ mm}$
 -do-(3.13): $d = d_i + 2 \cdot (0,949 \cdot \ln(d_i) + 0,733) = 77,0 \text{ mm}$
 -do-(3.14): $d_u = d + 2 \cdot 45 \text{ mm} = 167,0 \text{ mm}$
 -do-(3.15): $q'_{\text{rör}} = \pi / (67,5^{-1} + \ln(167/77)/0,09 + 100/167) = 0,341 \text{ W/(mq}^\circ\text{C)}$
 -do-(3.16): $l_I = 3 + 2 \cdot 0,05 \cdot 300^{1/2} = 4,7 \text{ m}$
 -do-(3.17): $l_{II} = 20 + 2 \cdot 0,23 \cdot 300^{1/2} = 28,0 \text{ m}$

Värmeförlust från rören. $Q_{\text{rör, pannrum}}^e = q'_{\text{rör}} \cdot (l_{\text{panna}} - l_{\text{pannrör}}) \cdot (l_I + l_{II}) =$
 $= 0,341 \cdot (80 - 20) \cdot (4,7 + 28,0) \cdot 10^{-3} \text{ kW} = \underline{0,67 \text{ kW}}$

Temperaturdifferenserna Δt i de olika områdena beräknas ur:

$$\Delta t_{\text{I och II}} = t_{\text{panna}} - t_{\text{pannrum}} \quad (3.19)$$

$$\Delta t_{\text{III}} = 1/2 \cdot (t_{\text{fram}} + t_{\text{retur}}) - t_{\text{rum}=20^\circ\text{C/jord}=8^\circ\text{C}} \quad (3.20)$$

$$\Delta t_{\text{IV}} = 1/2 \cdot (t_{\text{fram,VV}} + t_{\text{retur,VV}}) - t_{\text{rum}=20^\circ\text{C/jord}=8^\circ\text{C}} \quad (3.21)$$

Med de ovanstående formlerna (3.9 - 3.21) är det möjligt att bestämma värmeförlusterna i de enskilda områdena i anläggningen.

Exempel 3.7

Hur mycket reduceras värmeförlusten från varmvattenrören i pannrummet om rört i den i exempel 3.2 omtalade värmecentralen efterisolerar med ytterligare 45 mm

Lösning:

Ur (3.14): $d_u = d + 2 \cdot (45 + 45) \text{ mm} = 257,0 \text{ mm}$

-do-(3.15): $q'_{\text{rör,ny}} = \pi / (67,5^{-1} + \ln(125/77)/0,09 + 100/257) = 0,228 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}$

Reduktion av värmeförlusterna från rören

$$(1 - q'_{\text{rör,ny}} / q'_{\text{rör,före}}) \cdot 100 \% = (1 - 0,228/0,341) \cdot 100 \% = 33 \%$$

Ventiler och pumpar

Om antalet ventiler betecknas med V, kan man beräkna värmeförlusterna q_{vent} [W/°C] från ventilerna med hjälp av nedanstående formel, i vilken den för anläggningen karakteristiska medelrördiametern (3.11) ingår:

$$q_{\text{vent}} = 0,151 \cdot (d_j [\text{mm}])^{0,688} \cdot V_{\text{oisol}} + (V_{\text{total}} - V_{\text{oisol}}) \cdot 0,24 \quad (3.22)$$

Då antalet pumpar och ventiler är ungefär detsamma för alla anläggningsstorlekar kan nedanstående schema vara till hjälp för att bestämma det totala antalet ventiler och pumpar i var och en av zonerna i anläggningen.

Antalet ventiler och pumpar - V_{total}			
	Min	Medel	Max
Zon I per panna	2	3	5
Zon II	10	15	20
Zon III	10	15	20
Zon IV	5	10	15
Antal oisolerade ventiler - V_{isol}			
	God	Medel	Dålig
Zon I per panna	<2	2	>3
Zon II	<5	7	>10
Zon III	<5	7	>10
Zon IV	<5	7	>10

VVB

Observera att siffrvärden för förbrukningar mm under avsnittet VVB beskriver danska förhållanden!

Blockvärmecentraler har för det mesta en centralt placerad gemensam varmvattenberedare (VVB), från vilken tappvarmvatten leds till enskilda lägenheternas tappställen. Då värmeförlusterna från en centralt placerad VVB inte nödvändigtvis bidrar till lägenheternas uppvärmning, men istället minskar den i panncentralen producerade värmeeffekt som levereras till bostäderna, är det viktigt att känna till storleken av denna värmeförlust. Det förhåller sig annorlunda vid fjärrvärmecentraler där varje bostad kan vara utrustad med sin egen, om än betydligt mindre, VVB. Då kan ofta värmeförlusterna från dessa individuella VVB'are ingå som ett komplement till den övriga uppvärmningen.

Eftersom panncentralens årsverkningsgrad minskar, som en följd av värmeförlusten från en gemensam, centralt placerad VVB, måste denna förlust bestämmas.

Värmeförlusten från en varmvattenbehållare beror av temperaturfördelningen i och medeltemperaturen på vattnet i VVB, omgivningstemperaturen där den är placerad, och naturligtvis också av storleken på behållarens mantelyta och isoleringsstandard. Mantelytan är en funktion av geometri och behållarvolym, vilken i sin tur är beroende av förbrukningsmönster och den effekt som skall överföras till tappvarmvattnet.

Värmeförlusten från en VVB (Q^e_{VVB}) kan bestämmas som en funktion av behållarvolymen i liter (VOL_{VVB}) och isoleringstjocklek ($\delta_{isol,VVB}$) i meter:

$$Q_{VVB}^e [W] = q'_{VVB} \cdot (t_{VVB} - t_{pannr\ddot{u}m}) \quad (3.23)$$

För beräkning av q'_{VVB} används {ref. [1] figur 3.13}:

$$q'_{VVB} = (VOL_{VVB})^{0,556} \cdot (-0,17 - 0,111 \cdot \ln(\delta_{isol,VVB})) \quad (3.24)$$

Antal lägenheter bestäms utgående från GUF+GAF:

För en existerande blockvärmecentral känner man storleken av VVB. Om man skall bedöma på vilket sätt en sådan existerande anläggning kan göras mer energieffektiv eller om man skall utforma en ny anläggning, har man behov av att kunna bestämma den nödvändiga behållarvolymen.

I det här avsnittet överhoppas omständiga teoretiska optimeringar, som behandlar hur behållarvolymen och pannanläggningens storlek bör anpassas till varandra med hänsyn till byggnadernas värmebehov, en samtidighetsfaktor och tappningsmönster. I stället söks enkla metoder med vilka värmeackumulatorns storlek kan bestämmas i form av en effektiv behållarvolym utgående från antal lägenheter (N) som försörjes med tappvarmvatten från den gemensamma VVB. Det är därför nödvändigt att först bestämma antal lägenheter, vilket kan göras både utgående från vetskap om den totala värmeförbrukningen (GUF+GAF), och alternativt kan det också göras utgående från den dimensionerande panneffekten tillsammans med ett antagande om förhållandet mellan den graddagsberoende (GUF) och den graddagsberoende (GAF) förbrukningen.

Antalet lägenheter (N) bestäms från uppgifter om den totala årliga förbrukningen (GAF+GUF). Utan vetskap om den totala årliga förbrukningen uppskattas denna från Q_{Dim}^e tillsammans med ett antagande om förhållandet GUF/GAF. Till detta används formlerna (2.23) och (2.29)., varvid den totala årliga förbrukningen fås som :

$$GUF + GAF = f\left(\frac{GUF}{GAF}\right) \cdot \frac{Q_{Dim}^e}{S_f} \quad (3.25)$$

där $f\left(\frac{GUF}{GAF}\right)$ bestäms med hjälp av formel (2.22)

Den genomsnittliga nettoenergiförbrukningen per bostad för uppvärmning av tappvarmvatten har man funnit vara {ref. [28]} 5-6 kWh/dygn för enfamiljshus och 4-5 kWh/dygn för lägenheter. Eftersom varmvattenförbrukningen typiskt utgör 15 % av den totala årliga förbrukningen {ref.[28]}, kan antalet lägenheter, med antagande om en genomsnittlig dygnsförbrukning av 5 kWh per lägenhet, beräknas ur:

$$N = \frac{0,15 \cdot (GUF+GAF)}{5 \cdot 365} \quad (3.26)$$

Vattenvärmareffekt och storlek på VVB:

För lägenheternas vidkommande svarar en medelförbrukning av 5 kWh/dygn mot en volymförbrukning av:

$$\text{VolVV per dygn och lägenhet} = \frac{5 \text{ [kWh]} \cdot 3600 \text{ [s/h]}}{c_{p\text{vatten}} \cdot (t_{\text{varmv.}} - t_{\text{kallv.}}) \cdot \rho_{\text{vatten}}} \quad (3.27)$$

$$\Rightarrow \text{VolVV per dygn och lägenhet} = \frac{5 \text{ kWh} \cdot 3600 \text{ s/h}}{4,187 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \cdot (55 - 10) \text{ K} \cdot 1 \text{ kg/l}} = 96 \text{ l}$$

Om en VVB i en värmecentral försörjer ett antal lägenheter (N) med tappvarmvatten kommer en behållarvolym som är N gånger de ovan beräknade 96 l per lägenhet att vara onödigt stor. Med en behållarvolym av den storleken skulle det vara möjligt att installera en vattenvärmare vars effekt endast är lite större än genomsnittseffekten ($P_{\text{eff,med}}$) för varmvattenproduktionen.

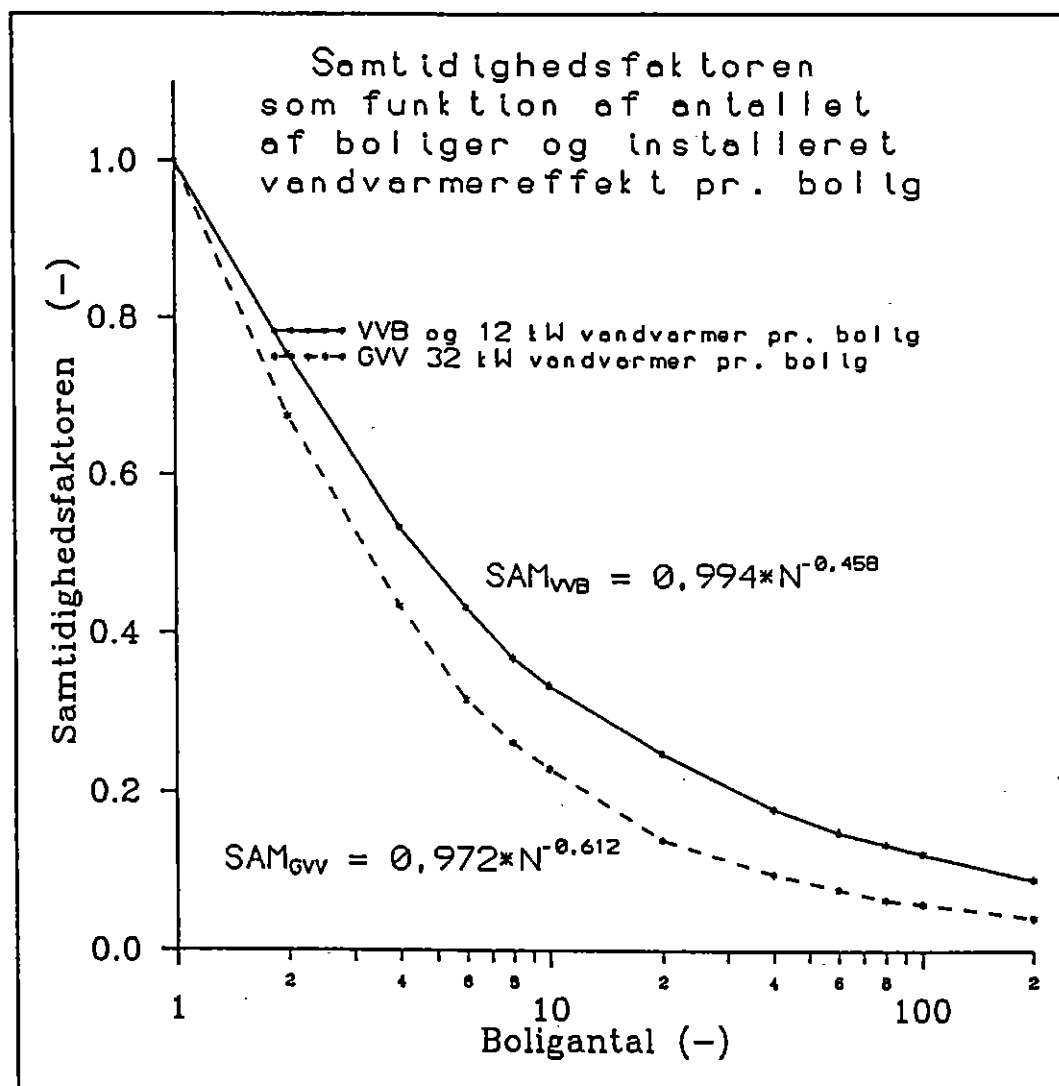
$$P_{\text{eff,med}} = \frac{5 \text{ [kWh]}}{24 \text{ [h/dygn]}} \cdot N = 0,21 \cdot N \text{ [kW]} \quad (3.28)$$

Då det, som redan nämnts, kommer att vara en värmeförlust från en VVB, måste man alltid lägga till denna till effektbehovet för varmvattenproduktionen.

Enligt Vandnormen {ref. [29] fig. 4.29} är kravet på den installerade effekten att det skall kunna förekomma en samtidig tappning från såväl dusch som vid diskbänk. Detta kräver en effekt på 32,3 kW. Finns ingen VVB utan endast en genomströmningsberedare monterad i lägenheten, måste dessa installerade värmeväxlare ha en effektiv vattenvärmareffekt på minst 32,3 kW. Med en sådan anläggning i en enfamiljsbostad (N=1) kommer kravet på uppvärmning av tappvarmvatten oftast att vara den dimensionerande faktorn för pannanläggningens effekt. För blockvärmecentraler utan VVB, men med en gemensam, centralt placerad genomströmningsberedare, blir den erforderliga installerade vattenvärmareffekten något mindre per lägenhet räknat, p.g.a. att den sammanlagringseffekt man får genom skillnader i de enskilda hushållens förbrukningsmönster reducerar det totala effektbehovet.

Den övre och undre gränsen för den installerade vattenvärmareffekten per bostad är de ovan nämnda 32,3 kW för anläggningar med genomströmningsberedare och 0,21 kW som en uppskattning i (3.28) för anläggningarna med en extremt stor VVB.

Utgående från vald installerad effektiv vattenvärmareffekt per bostad och genomsnittstemperaturen i varmvattenbehållaren fastläggs den effektiva behållarvolymen med sammanlagringsfaktorn (SAM) och antal lägenheter. Sammanlagringsfaktorn är naturligtvis en funktion av antalet lägenheter men också av huruvida det finns badkar i lägenheterna eller ej. Sammanlagringsfaktorn är på nedanstående figur 3.17 angiven som funktion av antalet bostäder för anläggningar med genomströmningsberedare respektive anläggningar med VVB (ref. [28]).



Figur 3.17 Sammanlagringsfaktorn angiven som funktion av antalet bostäder för anläggningar med genomströmningsberedare respektive anläggningar med VVB

Nedan anges två metoder för att bestämma den effekt, som pannanläggningen skall kunna leverera till byggnadernas vattenvärmare med hänsyn till storleken på VVB.

Metod 1 - genomströmningsberedare:

Den första metoden, som här skall beskrivas, kan användas vid de tillfällen när det inte finns någon VVB, men genomströmningsberedare är installerade i varje lägenhet med en

effektiv värmareffekt i enlighet med dimensioneringsdiagrammet för vattenvärmare {ref. [29] figur 4.29} på 32,3 kW.

För beräkning av den erforderliga effekten för uppvärmning av tappvarmvattnet används sammanlagringsfaktorn. I figur 3.17 är formlerna för sammanlagringsfaktorn baserade på en genomsnittlig dygnsförbrukning på 6 kWh och en motsvarande maximal timförbrukning på 4 kWh per lägenhet. Den nödvändiga effekten för tappvarmvattenproduktion (P_{eff}) beräknas ur:

$$P_{eff} = N \cdot SAM(N, P_{eff} \text{ per lägenhet, } N=1) \cdot P_{eff} \text{ per lägenhet, } N=1 \quad (3.29)$$

(för $N > 300$ sättes $N=300$ och därmed $SAM=0,030$)

För system med genomströmningsberedare är P_{eff} per lägenhet, $N=1 = 32,3$ kW. Sammanlagringsfaktorn är i fig. 3.17 angiven som funktion av antalet bostäder med genomströmningsberedare (GVV). Därmed kan den totalt erforderliga panneffekten för uppvärmning av tappvarmvatten uttryckas som en funktion endast av antalet bostäder:

$$P_{eff, GVV} = 0,972 \cdot N^{(1-0,612)} \cdot (32 \text{ [kW]}) \quad (3.30)$$

för $N > 300$ används formel 3.29

Med denna formel fastställs den nödvändiga kapacitet, som värmecentralen måste ha för tappvarmvattenuppvärmning. Till slut antages att alla värmeväxlare skall ha en kapacitetsmarginal på ca 20 % för att klara kalkavsättningar i växlaren. Anläggningarna med individuella genomströmningsberedare skall således minst ha effekten 39 kW.

Metod 1 - VVB:

Vidare kan denna första metod också användas för blockvärmecentraler med en centralt placerad VVB, som har en noga bestämd varmvattenvolym per bostad. Den effektiva volymen för denna gemensamma VVB beräknas som summan av storleken på de enskilda lägenheternas VVB om dessa hade varit utrustade med var sin VVB med en installerad värmareffekt på 12 kW. Om man avläser dimensioneringsdiagrammet {ref. [29] figur 4.29} vid en effektiv vattenvärmareffekt på 12 kW kan man se att behovet av varmvattenackumulering (E_{eff}) är 1,14 kWh för en bostad med dusch respektive 2,3 kWh för en bostad med badkar.

Behållarstorleken för en bostad med en installerad effektiv vattenvärmareffekt på 12 kW kan man beräkna med nedanstående formel, där det är gjort ett tillägg på 50 % till den effektiva behållarvolymen p.g.a. uppblandningen med kallvatten i behållaren:

$$VVB_{\text{per bostad}} = \frac{(1+0,5) \cdot E_{\text{eff}} 3600}{\rho_{\text{vatten}} \cdot c_{p\text{vatten}} \cdot (t_{VVB} - t_{\text{kallvatten}})} \quad (3.31)$$

Med vattentemperaturen 55 °C i behållaren och 10 °C på kallvattnet fås:

$$VVB_{\text{per bostad}} [l] = 28,7 \cdot (E_{\text{eff}} [\text{kWh}]) \quad (3.32)$$

Således blir den nominella behållarvolymen 33 liter för en bostad med dusch och det dubbla, 66 liter, om det finns badkar.

Om bostäderna har en gemensam VVB av en storlek som kan beräknas med nedanstående formel kan denna metod också användas för att bestämma vattenvärmarens storlek (P_{VV}). Volymen av VVB bestäms som:

$$VVB [l] = B \cdot N [\text{bostäder}] \cdot 33 [l/\text{bostad}] \quad (3.33)$$

där B är: 1 vid dusch och 2 vid badkar.

För de system där en gemensamt centralt placerad VVB, vars storlek kan beräknas med hjälp av (3.33), är P_{eff} per lägenhet för $N=1 = 12 \text{ kW}$.

Sammanlagringsfaktorn är - som tidigare nämnts - i figur 3.17 angiven som funktion av antalet bostäder med genomströmningsberedare, men också som funktion av antalet bostäder med VVB, där storleken på denna bestämts med utgångspunkt från en individuell vattenvärmareffekt på 12 kW. Därvid kan den totalt erforderliga panneffekten för uppvärmning av tappvarmvattnet uttryckas som en funktion endast av antalet bostäder:

$$P_{\text{eff, VVB}} = N \cdot \text{SAM}(N, P_{\text{eff per lägenhet}}) \cdot (12 [\text{kW}]) \quad (3.34)$$

för $N > 300$ sättes $N = 300$ och därmed $\text{SAM} = 0,073$

för $N \leq 300$ är $\text{SAM} = 0,994 \cdot N^{-0,458}$

Härmed bestäms den erforderliga kapacitet som skall finnas till förfogande i panncentralen för uppvärmning av tappvarmvatten. I de fall det finns en centralt placerad VVB, från vilken de uppvärmda vattnet leds till de enskilda lägenheternas tappställ, kan denna nödvändiga kapacitet för tappvarmvattenuppvärmning samtidigt användas för beräkning av den nominella och dimensionerande storleken på värmeväxlaren för vattnet P_{VV} , VVB . Först skall här till läggas värmeförlusten från VVB, och därefter ytterligare 20 % p.g.a. kalkavsättningar i värmeväxlaren. Anläggningar som är utförda med individuella VVB

skall därför också ha ett tillägg på 20 % då de enskilda värmeväxlarnas dimensionerande storlek beräknas, vilket medför att dessa värmeväxlare skall vara på minst 14,4 kW.

Metod 2 - VVB:

Den andra och alternativa metoden för beräkning av behållarstorleken och vattenvärmar-effekten beskrivs i det följande.

Denna metod kan endast användas för blockcentraler med en centralt placerad VVB. Den här metoden är dock att föredra vid den typen av anläggningar, eftersom det här inte finns något krav på att storleken av VVB skall vara proportionell mot antalet lägenheter, som i metod 1.

Antal lägenheter	Rekommenderad dimensionering				Ändring
	Per lägenhet		Totalt		Ökning av P_{eff} per liter reduktion av V_{eff} [W]
	V_{eff} [l]	P_{eff} [kW]	V_{eff} [l]	P_{eff} [kW]	
4	85	3,3	340	13,2	17
5	78	3,1	390	15,5	16
6	70	2,9	420	17,4	16
8	65	2,7	520	21,6	15
10	60	2,6	600	26,0	14
15	55	2,1	825	31,5	14
20	50	1,7	1000	34	13
30	43	1,5	1290	45	12
50	40	1,4	2000	70	12
75	35	1,3	2625	98	11
100	30	1,2	3000	120	10
150	25	1,1	3750	165	8

Värdena i schemat (ref. [31] och [29]) är beräknade på basis av en varmvattentemperatur på 55 °C och en kallvattentemperatur på 10 °C (ref.[31])

Genom att ställa upp den effektiva behållarvolymen som funktion av antalet lägenheter $V_{eff}(N)$ där N beräknas ur (3.26) och därefter göra en kurvanpassning kan behållarstorleken beskrivas som:

$$V_{\text{eff}} [l] = 127 \cdot N^{0,688} \quad (3.35)$$

Den dimensionerande storleken av behållaren beräknas med ett tillägg på 50 % till $V_{\text{eff}}(N)$ p.g.a. av uppblandningen med kallvatten i behållaren.

På motsvarande sätt beräknas $P_{\text{eff}}(N)$:

$$P_{\text{eff}} [\text{kW}] = 5,1 \cdot N^{0,680} \quad (3.36)$$

Men ännu mer intressant och praktiskt användbart är att P_{eff} kan fås som en funktion av både antalet lägenheter och en effektiv utvald behållarstorlek VVB_{eff} som kan vara skild från den ovan beräknade $V_{\text{eff}}(N)$. Den nödvändiga effekten, som skall överföras från pannvattnet till VVB'ens vattenvärmare, beräknas ur:

$$P_{\text{eff}} (VVB_{\text{eff}}, N) [\text{kW}] = P_{\text{eff}} (N) + (V_{\text{eff}}(N) - VVB_{\text{eff}}) \cdot \Delta P_{\text{eff}} (N) \quad (3.37)$$

$$\text{där: } \Delta P_{\text{eff}} (N) [\text{kW}] = \frac{19,6 - 2,14 \cdot \ln(N)}{1000} \quad (3.38)$$

och där $V_{\text{eff}}(N)$ bestäms med hjälp av (3.35) ; $P_{\text{eff}} (N)$ bestäms med hjälp av (3.36)

För en existerande anläggning antages VVB_{eff} att vara 2/3 av den nominella behållarvolymen. Med formlerna (3.35) till (3.38) beräknas därefter den erforderliga pannkapaciteten, som skall finnas till förfogande för varmvattenproduktionen. Denna kommer att vara $P_{\text{eff}} (VVB_{\text{eff}}, N)$. Försmutsning av värmeväxlarytorna medför att vattenvärmaren bör väljas minst 20 % större än P_{eff} .

Jämförelse av resultat som erhållits med skilda metoder:

I andra och tredje kolumnen i tabellen nedan jämförs resultat av beräkningar av den erforderliga vattenvärmareffekten, som har erhållits genom de två ovan nämnda metoderna. I båda fallen har beräkningarna baserats på en effektiv behållarvolym på 2/3 av 66 l per bostad vid beräkning av P_{eff} . Därmed blir en jämförelse möjlig.

Antal lägen- heter	resultat erhållna med de två metoderna - båda med VVB på 44 l per lägenhet- ackumulerande varmvattenberedare		resultat erhållna med de två metoderna - båda med GVV - genomströmningsberedare	
	Metod 1 P _{eff,VVB} [kW]	Metod 2 P _{eff,VVB} [kW]	Metod 1 P _{eff,GVV} [kW]	Värme ståbi P _{eff,GVV} [kW]
1	11,9	6,7	31,1	37,2
4	25,3	15,6	53,3	52,6
5	28,5	17,9	58,1	56,3
6	31,5	20,0	62,3	59,6
8	36,8	23,7	69,7	65,7
10	41,5	27,0	76,0	71,2
15	51,8	34,3	88,9	83,5
20	60,5	40,7	99,5	94,6
30	75,4	51,5	116,4	114,4
50	99,4	69,2	141,9	149,5
75	123,8	87,5	166,1	188,8
100	144,7	103,4	185,7	225,3
150	180,3	130,8	217,3	293,6

Vid jämförelse av resultaten från metod 1 och 2 med VVB, kan man se att den erforderliga vattenvärmareffekten vid beräkning enligt metod 2 - oavsett antalet lägenheter - endast är 2/3 av motsvarande resultat enligt metod 1. Det finns således, trots faktorn 2/3, en någorlunda överensstämmelse eftersom effekten, som erfordras till tappvarmvattenvärmningen, växer i samma takt beroende med hänsyn till antalet lägenheter för bägge metoderna. Det rekommenderas att man använder metod 2 vid beräkningarna, men samtidigt måste man vara på den säkra sidan med hänsyn till P_{eff} i de vidare beräkningarna.

På motsvarande sätt finns i kolumnerna 4 och 5 resultat från beräkningar för anläggningar med genomströmningsberedare, där det inte finns någon VVB. Här jämförs resultat enligt metod 1 med en beräkningsgång som beskrivs i "Varme ståbien" ref. [29]]. I dessa beräkningarna antages ett vattenflöde till de enskilda lägenheterna, som motsvarar förbrukningen vid samtidig användning av dusch och diskbänk (32,3 kW eller 0,2 l/s).

Det tycks vara mycket god överensstämmelse mellan beräkningsresultaten för genomströmningsberedare.

3.1.4 Reduktion av onödig överkapacitet

Som tidigare nämnts i kapitel 2 skall också i detta avsnitt understrykas vikten av att ha kännedom om den erforderliga och tillräckliga panneffekten. I kapitel 2 anvisades metoder för (se avsnitt 2.1.1 och 2.1.2) hur det är möjligt att fastställa det dimensionerande värmeeffektbehovet (Q^e_{Dim}) i samband med energieffektiviseringar. Orsaken till att det är av betydelse, att man försäkras om att en pannanläggning inte blir större än nödvändigt, är två. För det första kommer en pannanläggning som är precis anpassad till behovet, att ha en mindre värmeförlust från själva pannan än en som är överdimensionerad. Dessutom undviker man mycket intermittent drift. För det andra kommer kostnaderna i samband med en eventuell ombyggnad att bli mindre om hela pannanläggningen är mindre.

Under genomgången av nattsänkning visades i fig. 3.11 ett exempel på innetemperaturns förlopp under nattsänkingsperioden. De två skissade förloppen vid nedkylning respektive återuppvärmning innehåller information om pannanläggningens grad av överdimensionering. De två funktionerna: nedkylning och återuppvärmning som funktion av tiden kan bestämmas genom registrering av innetemperaturen vid olika tidpunkter natten igenom.

I det följande beskrivs en metod, som inte är ett egentligt alternativ för bestämning av en pannanläggnings överkapacitet, men för förståelsens skull belyses sambandet mellan innetemperaturförloppet och pannanläggningens överkapacitet under en nattsänkingsperiod.

Den dimensionerande utelufttemperaturen antages här till $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Om nattsänkingsperioden sker vid den nämnda utetemperatur $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ och inomhustemperaturen kommer upp till de önskade $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ först efter en "oändligt" lång tid är pannanläggningens kapacitet precis anpassad till behovet. Man kan också uttrycka det som: Säkerhetsfaktorn (S_f) är "1". Således inser man att det finns behov för en viss extra panneffekt om man skall kunna företa nattsänkning också vid dimensioneringstillståndet. Det är emellertid tillrådligt att koppla från nattsänkningen när utetemperaturen kommer under en viss nivå. Vänder vi nu tillbaka till bestämningen av pannanläggningens överkapacitet vid utetemperatur $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, inser man att om pannanläggningen har en viss överkapacitet och återuppvärmningen fortsätter efter det att innetemperaturen nått upp till den för bostäder normala $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, kommer innetemperaturen efter mycket lång tid med konstant uppvärmning att anta ett visst värde. Detta asymptotiska värde för innetemperaturen som funktion av tiden och vid konstant uppvärmning kan man använda för att bestämma en pannanläggnings överdimensionering. Detta kan också göras för utemperaturer som är högre än $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (dimensioneringstillståndet).

Bestämning av överkapaciteten via asymptoten är illustrerat i exempel 3.8.

Exempel 3.8

Vid en utetemperatur på 2 °C är det möjligt att med konstant uppvärmning nå upp till innetemperatur på 50 °C i de byggnader som försörjes med värme från en pannanläggning.

Under hela uppvärmningsperioden levererar panncentralen konstant maximal effekt.

Bestäm pannanläggningens överkapacitet (Q_{kap}).

Lösning:

Bestämning av överkapaciteten med hjälp av asymptot (se eventuellt figur 3.11)

$$Q_{kap} = [(T_{inne,max} - T_{ute}) / (T_{inne,normal} - T_{ute,Dim}) - 1] \cdot 100 \%$$

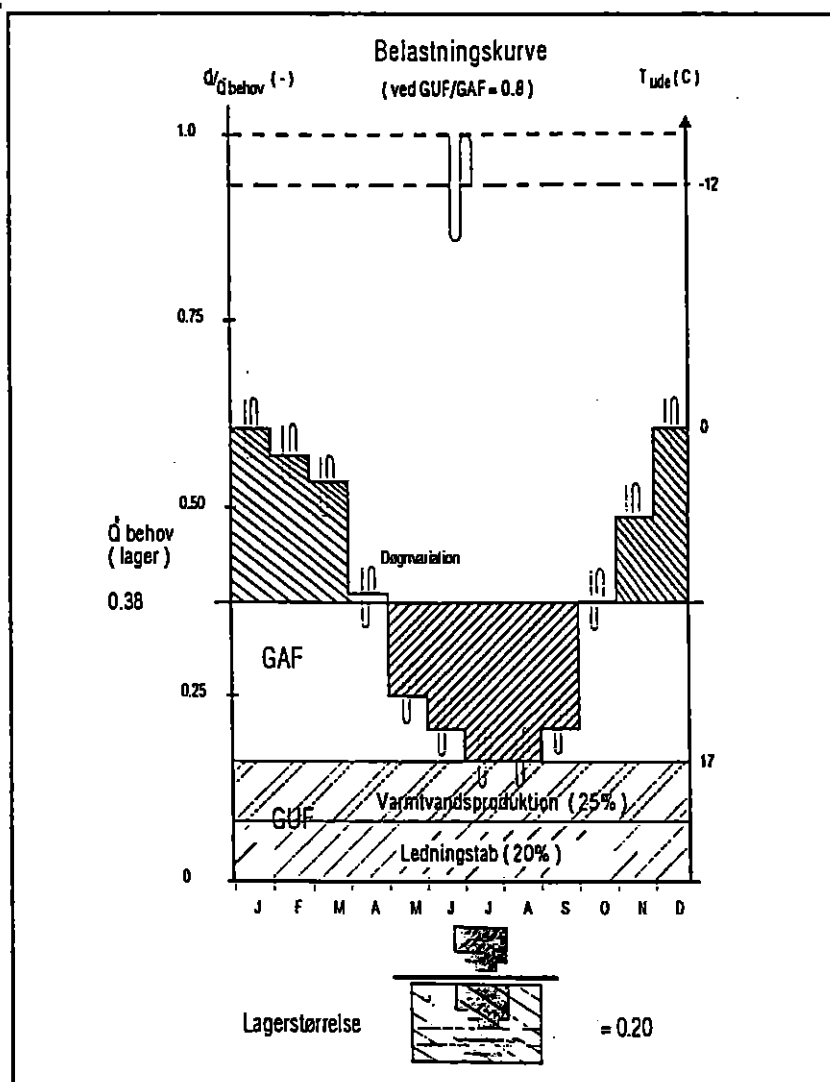
$$\Rightarrow Q_{kap} = [(50 - 2) / (20 - (-12)) - 1] \cdot 100 \% = 50 \%$$

En annan möjlighet att bringa ner det dimensionerande effektbehovet i panncentralen är att använda ett **värmelager**. Ju större lagret är desto mindre blir det dimensionerande effektbehovet. Ett lager kan vara allt från en buffert, som endast kan kapa spetsarna av de högsta effektbehoven under dygnet, till ett säsongslager. Mellan dessa ytterligheter finns lagerstorlekar, som man eventuellt kan beräkna utifrån studier av varaktighetskurvan (se fig. 2.16). Under mindre än 400 av årets 8760 timmar är effektkravet under normalåret mindre än 70 % av det dimensionerande värmeeffektbehovet. Detta faktum kan användas för att bestämma en lämplig lagerstorlek, som kan minska det maximala panneffektbehovet.

Den största utjämningen av värmeproduktionen över året kan man uppnå om man i anknötning till panncentraler etablerar ett säsongslager. Ett sådant säsongslager måste med nödvändighet vara mycket stort men i gengäld kommer pannanläggningen att bli den minsta möjliga och dessutom ha en jämn drift nära sin maximala effekt. För att kunna värdera de ekonomiska konsekvenserna vid etablering och drift av ett lager är det nödvändigt att beräkna dels den nödvändiga lagerstorleken och dels hur mycket mindre kravet blir på det dimensionerande effektbehovet. Detta kommer nedan att beräknas för ett säsongslager.

Från belastningskurvan, som visades i figur 2.12 för en fjärrvärmeanläggning, kan säsongslagrets nödvändiga energiinnehåll beräknas. Säsongslagret skall kunna rymma den överskjutande värmeenergi som produceras under sommarperioden och som kommer att förbrukas under eldningssäsongen som ett komplement till den från panncentralen levererade värmen.

Nedan visas i fig. 3.18 på nytt den omtalade belastningskurvan men denna gång finns i figuren inritad en vågrät linje.



Figur 3.18 Säsongslager vid fjärrvärmecentral (lagerstorlek och reducerad pannkapacitet).

Den vågräta linjen i fig. 3.18 är inritad vid ett värde som beräknats således att arean under linjen är av samma storlek som arean under belastningskurvan. Analogt med detta är att den årliga värmeförbrukningen inte ändras p.g.a. att ett värmelager etableras i anslutning till värmecentralen. Alternativt kan värdet för linjen uttryckas som att ytan under belastningskurvan men över linjen är lika stor som ytan under linjen men över belastningskurvan. Analogt med denna andra formulering är att den överskjutande värmeproduktionen under sommarperioden skall vara lika stor som det nödvändiga tillskottet till pannanläggningens värmeproduktion under vinterperioden.

I fig. 3.18 kan vidare avläsas att det dimensionerande värmeeffektbehovet kan reduceras till 38 % och att säsongslagrets energiinnehåll skall vara 20 % av den årligen producerade värmeenergin (GUF+GAF).

Exempel 3.9

Ett naturgasbaserat fjärrvärmeverk har en belastningskurva som visas i fig 3.18 och en årlig energiförbrukning på 0,9 miljoner m³ naturgas.

Man önskar etablera ett säsongslager och vill därför undersöka hur stort ett sådant lager bör vara.

Värmeenergin skall lagras i form av varmt vatten, som växelvís uppvärms och avkyles.

Vattnets temperaturskillnad antages vara 40 °C.

Lösning:

Lagrets energiinnehåll:

$$\begin{aligned} (G_{UF} + G_{AF}) \cdot 0,20 &= (Vol_{NG/år} \cdot H_{uNG} \cdot \eta_{år}) \cdot 0,20 \\ &= (0,9 \cdot 10^6 \text{ m}^3_{NG} \cdot 39165 \text{ kJ/m}^3_{NG} \cdot 0,85) \cdot 0,20 \\ &\approx 6,0 \cdot 10^9 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Lagrets storlek:

$$\begin{aligned} Vol_{lager} &= 6,0 \cdot 10^9 \text{ kJ} / (\rho_{vatten} \cdot c_{p,vatten} \cdot \Delta T_{vatten}) \\ &= 6,0 \cdot 10^9 \text{ kJ} / (1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,187 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \cdot 40 \text{ K}) \\ &\approx \underline{36000 \text{ m}^3} \quad (\approx 33 \text{ m} \cdot 33 \text{ m} \cdot 33 \text{ m}) \end{aligned}$$

Istället för en stor fjärrvärmecentral kunde samma värmeförsörjning delas upp på flera mindre *decentrala värmecentraler*, som eventuellt var för sig var placerade inne i de aktuella byggnaderna. Därvid skulle ledningsförlusterna, som ofta är ca 20 % (se fig. 3.18), kunna undvikas. De mindre värmecentralerna har kanske lägre årsverkningsgrader än ett stort fjärrvärmeverk, men det kan ändå vara försvarbart att bygga decentral värmeförsörjning. Vid en nettoförlust på t ex 20 % skall den genomsnittliga årsverkningsgraden för de mindre värmecentralerna endast vara större än 80 % av fjärrvärmeverkets årsverkningsgrad för att decentrala värmecentraler skall vara att föredra ur energiekonomisk synvinkel.

I detta och föregående avsnitt har mycket uppmärksamhet ägnats åt att panncentralen skall ha den nödvändiga och tillräckliga kapaciteten och inte vara för överdimensionerad, men energirådgivaren bör också vara uppmärksam på att värmen skall levereras vid passande temperatur så att den kan utnyttjas vid förbrukningsställena. Det är viktigt att understryka att: *Värmeförsörjningsanläggningen och förbrukningsställena är kopplade till varandra*. Denna koppling existerar dels i form av ett värmedistributionsnät, som för värmen fram till värmefördelningssystemet: radiatorer och vattenvärmare, och dels i form av krav på volymström och temperaturer på det värmebärande mediet vid olika belastningssituationer. Som ett exempel på dessa krav kan hänvisas till genomgången av framledningskompensering (se fig. 3.8). För att kunna sänka framled-

ningstemperaturen avhängigt av utetemperaturen är det nödvändigt att känna till byggnadernas radiatorfaktor. Det kan kanske tyckas svårt att skaffa fram upplysningar om radiatorfaktorn, men här bör energirådgivaren vara uppmärksam på "kopplingen" mellan värmeförsörjningsanläggningen och förbrukningstillena, som självklart verkar i båda riktningarna. Byggnadens radiatorfaktor kan man enkelt finna genom att experimentera med en gradvis sänkning av framledningstemperaturen. När de boende börjar klaga över otillräcklig uppvärmning är framledningstemperaturen för låg men just före denna punkt var framledningstemperaturen tillräcklig vid den aktuella utetemperaturen. Radiatorfaktorn kan därefter avläsas i fig. 3.8.

3.2 Årsverkningsgrad kontra anläggningsutformning

De efterföljande schemorna innehåller nyckeltalen för de stora planläggningarnas årsverkningsgrad som funktion av de grundläggande komponenternas godhet, komplement med hjälputrustning, bestyckning och driftstrategi.

Det skall understrykas att de presenterade värdena för de olika anläggningstypernas årsverkningsgrader endast är vägledande. Det kommer helt klart att finnas tillfällen då en anläggning i verkligheten har bättre eller sämre energiekonomi än vad som kan förväntas med utgångspunkt från motsvarande nyckeltal i översiktsschemat. De beräknade nyckeltalsvärdena är självklart behäftade med en viss osäkerhet. Vart och ett av de presenterade nyckeltalen har beräknats med hjälp av datorsimulering av den aktuella anläggningen. Hur exakt det beräknade nyckeltalet avspeglar årsverkningsgraden för den verkligt förekommande pannanläggningen med motsvarande utformning: hjälputrustning bestyckning, driftsstrategi mm, är på nuvarande tidpunkt ytterst vanskligt att avgöra. Efterhand som ett erfarenhetsmaterial byggs upp utifrån gasföretagens och andra energirådgivares återrapportering om användningen av handboken kommer osäkerheten i nyckeltalen att kunna bedömas. Samtidigt kan de inrapporterade erfarenheterna ingå i förändringar som fortlöpande kommer att ske i den empiriska delen av den formelmassa som datorprogrammet bygger på. Då osäkerheten i årsverkningsgraderna inte är känd kan det förefalla märkligt att dessa nyckeltal är angivna med tre siffrors noggrannhet. Två siffror hade varit mer korrekt. Grunden för att ändå tre siffror använts är att det därvid blir möjligt att registrera även små nyansskillnader i energieffektiviteten från den ena anläggningen till den andra. De tre siffrorna får därför inte tas som uttryck för exaktheten i de beräknade nyckeltalen, utan de har uteslutande använts som ett medel för att kunna uppskatta årsverkningsgradens relativa ändring vid olika energieffektiviserande åtgärder.

3.2.1 Specifikationer av beräkningsunderlaget

Som exempel på fyra typiska storlekar av värmecentraler blev i kapitel 2 utvalt 2 storlekar på fjärrvärmeverk och 2 på blockcentraler. För var och en av dessa 4 typiska representanter för storlekar på värmecentraler beräknades också i kapitel 2 de samhörande värdena mellan den årligen producerade energimängden (GUF+GAF) och det dimensionerande värmeeffektbehovet (Q^e_{Dim}). De fyra uppsättningarna av de ovan nämnda värdena baserades alla på att panneffekten skulle vara 20 % större än den maximalt förekommande spetsbelastningen. Om det för en värmecentral skall kunna ske en jämförelse av energieffektiviteten för olika utformningar på anläggningen, bör var och en av dessa anläggningsutformningar dels ha samma maximala panneffekt, och dels uppfylla det samma löpande effektkravet för värmeproduktionen under året. Med andra ord är det förutom en bestämd maximal panneffekt också samma varaktighetskurva som bör ingå i beräkningsunderlaget för energieffektiviteten, om olika anläggningsutformningars energiekonomi skall kunna värderas.

I schemat nedan presenteras de samhörande värdena, för den årligen producerade energimängden och det dimensionerande värmeeffektbehovet, för de 4 typiska storlekarna på värmecentralerna.

Beräkningsunderlag för nyckeltalsschemor					
	Fjärrvärmeverk		Blockvärmecentraler		
	1	2	3	4	
Q^e_{Dim}	3600	8000	300	600	kW
GUF+GAF	8322	18494	469	1049	MWh/år
GUF/GAF	0,8	0,8	0,3	0,3	
S_f	1,2	1,2	1,2	1,2	

Det efterföljande avsnittet innehåller 4 nyckeltalsschema, som är en mycket viktig del av detta verktyg för energirådgivning, och som var för sig är baserat på en av de angivna storlekarna för värmecentralerna på förra sidan. I vart och ett av de 4 nyckeltalsschemorna finns 20 olika anläggningsutformningar, som dock är lika avseende den årligen producerade värmeenergin och det dimensionerande värmeeffektbehovet.

Speciellt för fjärrvärmen

I de två nyckeltalsschemorna för fjärrvärmeverken är värmeförlusterna från fjärrvärmeledningarna ej medtagna. Självklart kommer det att finnas en värmeförlust från distributionsnätet, som speciellt för fjärrvärmeverkens del är stort p.g.a. de långa rörledningarna fram till och i retur från förbrukningsställena. Nyckeltalen för årsverkningsgraden för

fjärrvärmeverken är beräknade som förhållandet mellan den årligen producerade värmeenergin och det undre värmevärdet hos den årligen inmatade naturgasen. Detta är - bortsett från värmeförlusterna från rören i pannrummet - identiskt med årsverkningsgraden baserad på den levererade värmeenergin från verket och det undre värmevärdet. Värmeförlusterna från rören i panncentralen (zon I - se fig. 3.16) är medtagna i några av beräkningarna (se schemat sidan 158 - 159), men utelämnade i andra, så att storleken av dessa värmeförluster kan värderas.

Som varaktighetskurva har modellen SIMPEL (se fig. 2.19) använts eftersom denna har bestämts utifrån det tidigare nämnda förhållandet mellan den graddagsoberoende (GUF) och den graddagsberoende (GAF) förbrukningen för ett fjärrvärmeverk på 0,8. Värmeförlusterna från distributionsnätet utgör tillsammans med värmeförbrukningen för tappvarmvattenproduktion den graddagsoberoende förbrukningen (GUF), vilken därför är förhållandevis större för en fjärrvärmecentral än för en blockvärmecentral. Beräkningen av de två typiska fjärrvärmeverkens dimensionerande värmeeffektbehov gjordes utifrån antaganden om att de hushåll som försörjes med värme från de aktuella verken, inte har varmvattenbehållare men istället är försedda med genomströmningsberedare. De erforderliga maximala panneffekten skulle varit något mindre med VVB i varje enskilt hushåll och/eller decentralt uppställda behållare, men skillnaden är i övrigt inte särskilt stor. Detta beror på att sammanlagringsfaktorn avseende varmvattenförbrukningen är mycket liten om en värmecentral försörjer ett stort antal lägenheter, vilket är kännetecknande för en typisk fjärrvärmecentral. Pannvatten- och framledningstemperaturen är satt till 80 °C. Vid framledningsskompensering har som ett medelvärde istället använts 63 °C (se exempel 3.1). Är framledningstemperaturen i genomsnitt 63 °C och inte 80 °C, kommer nettoförlusten att reduceras till 23 %, vilket kommer att resultera i att en pseudoårsverkningsgrad kommer att vara 1,05 gånger högre än den beräknade årsverkningsgraden för det aktuella fjärrvärmeverket (se exempel 3.4). En pseudoårsverkningsgrad vid nattsänkning kan beräknas på samma sätt. Den årliga energibesparingen vid en genomsnittlig sänkning av innetemperaturen på 2 °C under 8 timmar per dygn kommer vid ett GUF/GAF- förhållande på 0,8 att resultera i en årlig energibesparing på 2,3 % (se exempel 3.2). Därmed blir pseudoårsverkningsgraden i förbindelse med nattsänkning 1,02 gånger årsverkningsgraden (se exempel 3.3).

Speciellt för blockvärmecentraler

I de två nyckeltalsschemorna för blockvärmecentraler är värmeförlusterna från vattenledningarna medtagna vilket är brukligt för dessa värmecentraler. Finns det endast ett enda block som centralen levererar värme till och är pannan dessutom uppställd i samma byggnad kommer en mycket stor del av värmeförlusten från rör och panna fastigheten tillgodo. Årsverkningsgraden baseras på förhållandet mellan den totala årligen levererade

värmeenergin till bostäderna och den inmatade naturgasens undre värmevärde. Därvid kopplas den nyttiggjorda värmeenergin till blockvärmecentralens årsverkningsgrad.

Nyckeltalsberäkningarna för blockvärmecentraler är baserade på modellen SIMPEL (se fig. 2.17) som varaktighetskurva och ett GUF/GAF-förhållande på 0,3. Som nämndes ovan medtas inte värmeförlusterna från transmissionsnätet och varmvattenbehållaren som en del av den nyttiggjorda värmeenergin, och ingår därför heller inte i blockvärmecentralernas graddagsoberoende förbrukning (GUF).

Vid beräkningen av de två typiska blockvärmecentralernas dimensionerande värmeeffektbehov har antagits att dessa pannanläggningar är utrustade med en varmvattenbehållare. Den effektiva behållarstorleken och den erforderliga maximala vattenvärmareffekten är bestämd med hjälp av metod 2 för VVB (se formlerna 3.35 och 3.37).

Framledningstemperaturen är också för blockvärmecentralerna satt till 80 °C, men vid framledningskompensering kan det finnas möjligheter för en något lägre medeltemperatur (50 °C). Pannvattentemperaturen är satt till 65 °C. En lägre temperatur för pannvatten och framledning medför att blockvärmecentralens årsverkningsgrad förbättras eftersom en sänkning av värmeförlusten från rör och panna ingår i nyckeltalsberäkningen. Det är således inte nödvändigt att arbeta med en pseudoårsverkningsgrad vid framledningskompensering för blockvärmecentralerna. Emellertid ställer sig saken annorlunda vid nattsänkning. Den årliga energibesparingen, vid en genomsnittlig sänkning av innetemperaturen med 2 °C under 8 timmar/dygn, kommer vid ett GUF/GAF-förhållande på 0,3 att resultera i en årlig energibesparing på 3,2 % (se exempel 3.2). Därmed blir pseudoårsverkningsgraden, i förbindelse med nattsänkning, 1,03 gånger årsverkningsgraden (se exempel 3.3).

Nyckeltalsberäkningarna för blockvärmecentralerna inkluderar värmeförlusterna från vattenledningarna. Omgivningens temperatur antages till 25 °C utom i zon III (se fig. 3.16), där den är satt till 15 °C. Temperaturen på tappvarmvattnet i varmvattenbehållaren och framledningen från denna till tappställena är antagen till 55 °C.

Omfattningen av rördragningen i blockvärmecentralerna är satt till "medel" (KOMP = 2) vid alla beräkningarna. Dessa är också baserade på ett ventilantal för var och en av pannanläggningens områden (zoner - se fig. 3.16), som framgår av nedanstående tabell (se också sidorna 101 och 102).

Antagande om ventilantal i pannanläggningens olika zoner								
Zon	I		II		III		IV	
Antal ventiler	V _{total}	V _{isol}	V _{total}	V _{isol}	V _{total}	V _{isol}	V _{total}	V _{isol}
God	3	1	15	2	15	2	10	2
Mellan	3	2	15	7	15	7	10	7
Dålig	3	3	15	12	15	12	10	10

För både fjärrvärmeverk och blockvärmecentraler

Nyckeltalsschemorna innehåller två kolumner: "Data" och "Beräknat med", i vilka beräkningsförutsättningarna är definierade. T ex efter "Panna", som är en av de grundläggande komponenterna, är angivet olika möjligheter för isoleringsstandarden på pannan. Detta är verbalt beskrivet under "Data" och specificerat som isoleringstjocklek under "Beräknat med".

Under kaskadreglering finns möjlighet att välja mellan olika driftstrategier, antal pannor och den storleksmässiga fördelningen mellan dessa. Om driftstrategin kan beskrivas som: l1, s1, l2, s2, ..., li, si, l(i+1), s(i+1), ..., anges därmed att raden av kaskadpannor är utrustade med tvåstegsbrännare. Mot bakgrund av några senare angivna förutsättningar rörande modulerande brännare kommer i detta speciella fall det beräknade värdet på årsverkningsgraden att vara identiskt med motsvarande värde som skulle kunna beräknas för samma kaskadpannor men istället för de nämnda 2-stegsbrännarna med modulerande brännare. Driftstrategin för de modulerande brännarna skulle i så fall kunna beskrivas som: m1, m2, ..., mi, m(i+1), ...

I de rader, som i nyckeltalsschemorna innehåller brännarspecifikationerna, finns det möjlighet för att välja mellan modulerande och 2-stegs brännare. Om det inte finns någon prick varken i raden för "Modulerande" eller ""-stegs", indikerar detta att beräkningen av årsverkningsgraden i detta tillfälle är utförd med en 1-stegs brännare.

Om uteluft används direkt som förbränningsluft används de temperaturer som finns i avsnitt 3.1.2. Vid luftintag i pannrum är förbränningsluftens temperatur satt till 25 °C.

Rökgastemperaturen är antagen till 150 °C på liten flamma och 180 °C vid max belastning. På samma sätt är O₂-halten i den våte rökgasen antagen till 5 respektive 4 %; vid O₂-styrning är den antagen till 2 %. Beräkningstekniskt är de modulerande brännarna behandlade som 2-stegs brännare där belastningar upp till 20 % av maxeffekten sker som på 2-stegs brännare på liten flamma. Vid större belastningar - i modulationsområdet

- antages rökgastemperatur och O_2 -halt att vara linjärt beroende av belastningen upp till maxeffekten, där både rökgastemperaturen och O_2 -halten antages vara desamma som för stor flamma på en 2-steps brännare. Har anläggningen rökgaskylare är rökgastemperaturen (konstant) antagen till $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, om det inte sker kondensering, respektive $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ i samband med en kondenserande rökgaskylare.

Vid några tillfällen finns det istället för en "•" i nyckeltalsschemat markerat med "B". Detta betyder att förbränningsluften har befuktats till en relativ fuktighet på 90 % vid de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (svarande till $0,018\text{ kgvatten/kg torr luft}$), som är den antagna pannrumstemperaturen.

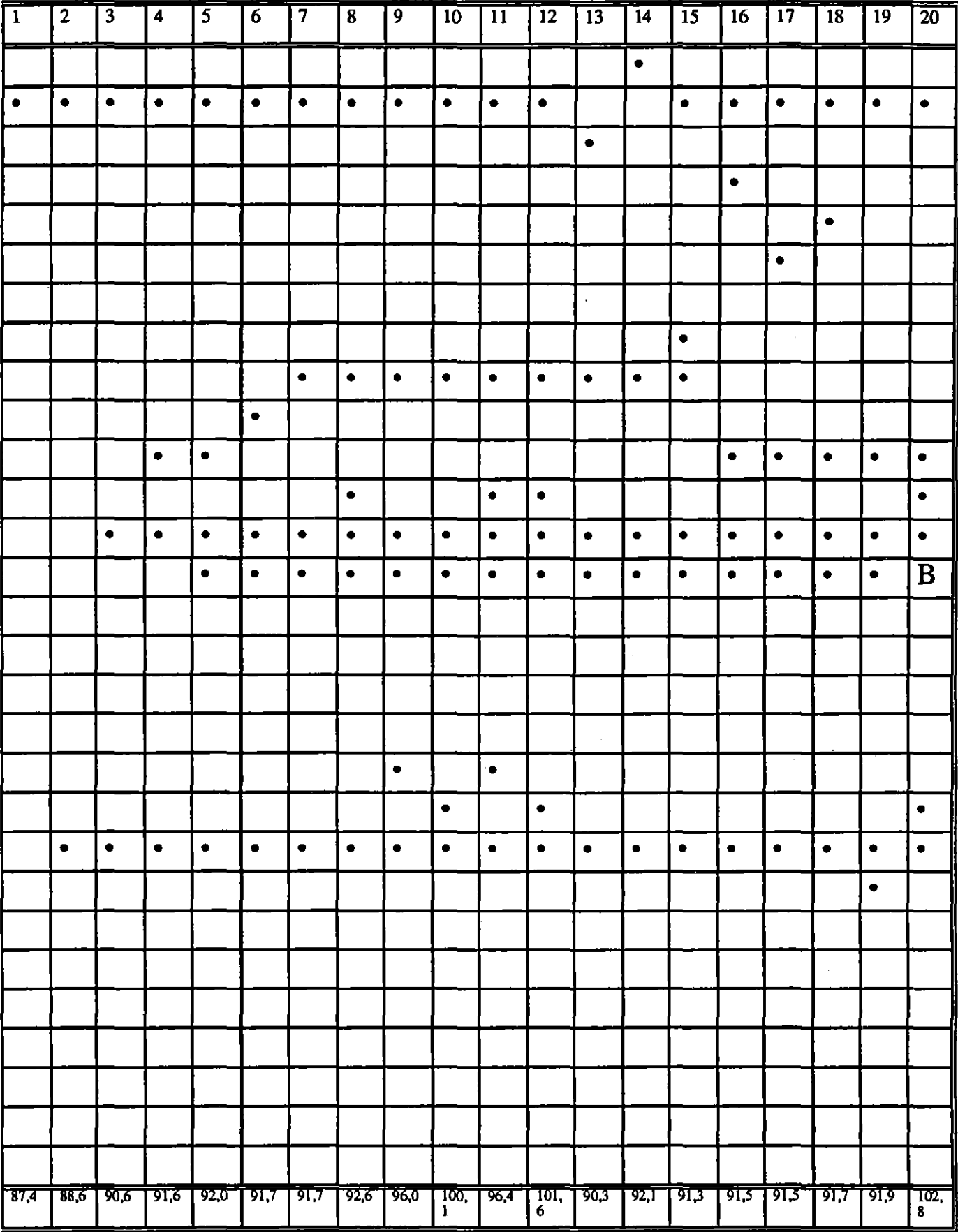
3.2.2 Nyckeltalsscheman för årsverkningsgrader

De följande 8 sidorna innehåller 4 nyckeltalsscheman för årsverkningsgrader, som funktion av vald utformning av anläggningen. Det finns två schema för fjärrvärmeverk och två för blockvärmecentraler.

I	Fjärrvärmeverk	($Q_{\text{Dim}}^e = 3,6\text{ MW}$):	sida	122 - 123
II	Fjärrvärmeverk	($Q_{\text{Dim}}^e = 8,0\text{ MW}$):	sida	124 - 125
III	Blockvärmecentral	($Q_{\text{Dim}}^e = 300\text{ kW}$):	sida	126- 127
IV	Blockvärmecentral	($Q_{\text{Dim}}^e = 600\text{ kW}$):	sida	128 - 129

Nyckeltal för årsverkningsgrad

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	11,s1,l2,s2	2 pannor (1:1)
			11,l2,s1,s2	
		prioriteter (3 pannor)	11,s1,...,s3	3 pannor (1:1:1)
			11,l2,...,s3	
Panna överdimensionerad	2 gånger		$Q^e_{\text{panna}} = 2 \cdot Q^e_{\text{Dim}}$	
Brännare	Modulerande			F: från 20 till 100 %
	2 - stegs	hög/låg		$F = 1/5$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,62$
				$F = 1/3$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,90$
	O ₂ - styrning	$\lambda_{\text{stor o liten}}=1,116$ (annars 1,26/1,346)		O _{2,f} = 2%; (O _{2,f,stor} =4%; O _{2,f,liten} =5%)
	Spjäll förbränningsluft	tätt		
	Luftintag från pannrum	$X_{\text{luft}}=0,0055\text{kg/kg}$; t_{luft} :		25 °C (annars 5,6 °C)
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick $t_{rg,stor} = 180\text{ °C}$) (utan prick $t_{rg,liten}=150\text{ °C}$)	luftför- värmning	rekuperator	$t_{\text{luft}} = 100\text{ °C}$; $t_{rg} = 120\text{ °C}$
			regenerator	$t_{\text{luft}} = 50\text{ °C}$; $t_{rg} = 55\text{ °C}$
		returvatten	värmväxlare	$t_{rg} = 80\text{ °C}$
		uppvärms	kondensor	$t_{rg} = 50\text{ °C}$
	Spjäll i rökgaskanal	Drag vid stüllestånd		50 Pa
	Rökgasrecirkulation	10 % recirkuleras		
	Nattsänkning	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,02 \cdot \eta_{\text{år}}$		
	Framledningskompensering	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,05 \cdot \eta_{\text{år}}$		
Vattenledningar (blockvärme- centraler)	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP = 2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid $Q^e_{\text{Dim}} = 3,6\text{ MW}$ (GUF/GAF = 0,8; S _f = 1,2; 0,9 millioner m ³ /år) $\eta_{\text{år}}$:				



Nyckeltal för årsverkningsgrad

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	m1, m2	2 pannor (1:1)
				2 pannor (1:4)
		prioriteter (flera pannor)	m1, m2,	5 pannor (1:1:1:1:1)
		...,mi,...	10 pannor (1:1:1:.....:1)	
Panna överdimensionerad	2 gånger		$Q^e_{\text{panna}} = 2 \cdot Q^e_{\text{Dim}}$	
Brännare	Modulerande			F: från 20 till 100 %
	2 - stegs	hög/låg		$F = 1/5$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,58$
				$F = 1/3$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,86$
	O ₂ - styrning	$\lambda_{\text{stor o liten}}=1,116$ (annars 1,26/1,346)		O _{2,f} = 2%; (O _{2,f,stor} =4%; O _{2,f,liten} =5%)
	Spjäll förbränningsluft	tätt		
	Luftintag från pannrum	$X_{\text{luft}}=0,0055\text{kg/kg}$; t_{luft} :		25 °C (annars 5,6 °C)
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick $t_{\text{rg,stor}} = 180\text{ °C}$) (utan prick $t_{\text{rg,liten}}=150\text{ °C}$)	luftför- värmning	rekuperator	$t_{\text{luft}} = 100\text{ °C}$; $t_{\text{rg}} = 120\text{ °C}$
			regenerator	$t_{\text{luft}} = 50\text{ °C}$; $t_{\text{rg}} = 55\text{ °C}$
		returvatten	värmeväxlare	$t_{\text{rg}} = 80\text{ °C}$
		uppvärms	kondensor	$t_{\text{rg}} = 50\text{ °C}$
	Spjäll i rökgaskanal	Drag vid stillestånd		70 Pa
	Rökgasrecirkulation			10 % recirkuleras
	Nattsänkning	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,02 \cdot \eta_{\text{år}}$		8 tim/dygn under eldningssäsong
	Framledningskompensering	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,05 \cdot \eta_{\text{år}}$		$t_{\text{fram}} = 63\text{ °C}$ (annars 80 °C)
Vattenledningar -zon 1 endast i pannrum (medtagen om "•")	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP =2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid $Q^e_{\text{Dim}} = 8,0\text{ MW}$ (GUF/GAF = 0,8; S _f = 1,2; 2,0 millioner m ³ /år) $\eta_{\text{år}}$:				

Nyckeltal för årsverkningsgrad

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
			.															.	
.	.	.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.			.
												.					.		
																.	.	.	
													.						
														.					
															.				
			.			.	.	.	.	.	.	.	.	.	.				.
					.														
				.												.	.	.	
						.				.	.								.
		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
			.			.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	B
								.		.									
									.		.								.
		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
		.	.			.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.			.
	.		.			.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
				.	.														
87,1	87,0	91,0	92,2	91,8	91,4	92,0	92,9	96,3	100,5	96,8	102,0	91,7	91,5	91,7	91,3	91,9	91,1	92,0	103,2

Nyckeltal för årsverkningsgrad

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	m1, m2	2 pannor (1:1)
				2 pannor (1:2)
		prioriteter (3 pannor)	m1, m2, m3	3 pannor (1:1:1)
				3 pannor (1:3:9)
Panna överdimensionerad	2 gånger		$Q^e_{\text{panna}} = 2 \cdot Q^e_{\text{Dim}}$	
Brännare	Modulerande			F: från 20 till 100 %
	2 - stegs	hög/låg		$F = 1/5$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,75$
				$F = 1/3$; $f_{\text{vid en panna}} = 0,97$
	O ₂ - styrning	$\lambda_{\text{stor o liten}}=1,116$ (annars 1,26/1,346)		O _{2,f} = 2%; (O _{2,f,stor} =4%;O _{2,f,liten} =5%)
	Spjäll förbränningsluft	tätt		
	Luftintag från pannrum	$X_{\text{luft}}=0,0050\text{kg/kg}$; t_{luft} :		25 °C (annars 4,6 °C)
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick $t_{\text{rg,stor}} = 180\text{ °C}$) (utan prick $t_{\text{rg,liten}}=150\text{ °C}$)	luftför- värmning	rekuperator	$t_{\text{luft}} = 100\text{ °C}$; $t_{\text{rg}} = 120\text{ °C}$
			regenerator	$t_{\text{luft}} = 50\text{ °C}$; $t_{\text{rg}} = 55\text{ °C}$
		returvatten	värmeväxlare	$t_{\text{rg}} = 80\text{ °C}$
		uppvärms	kondensor	$t_{\text{rg}} = 50\text{ °C}$
	Spjäll i rökgaskanal	Drag vid stillestånd		30 Pa
	Rökgasrecirkulation			10 % recirkuleras
	Nattsänkning	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,03 \cdot \eta_{\text{år}}$		8 tim/dygn under eldningssäsong
	Framledningskompensering			$t_{\text{fram}} = 50\text{ °C}$ (annars 80 °C)
Vattenledningar (blockvärme- centraler)	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP =2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid $Q^e_{\text{Dim}} = 300\text{ kW}$ (GUF/GAF = 0,3; $S_f = 1,2$; 0,05 millioner m ³ /år) $\eta_{\text{år}}$:				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
																		.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.			.	.	.	.	.	.	.		
									.	.				.					
														.					
															.				
																.			
										.							.		
					.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
						.													
												.	.						.
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
						.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	B
											.		.						.
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
			.	.															
.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	.																		
77,3	77,0	80,1	82,1	78,2	81,1	80,8	81,2	84,4	79,9	77,0	92,1	85,3	93,6	84,8	84,9	85,0	84,8	86,0	96,4

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	m1, m2	2 pannor (1:1)
				2 pannor (1:3)
		prioriteter (4 pannor)	m1, m2, m3,	4 pannor (1:1:1:1)
			m4	4 pannor (1:2:3:4)
Panna överdimensionerad	2 gånger		$Q^e_{\text{panna}} = 2 \cdot Q^e_{\text{Dim}}$	
Brännare	Modulerande			F: från 20 till 100 %
	2 - stegs	hög/låg		F = 1/5; $f_{\text{vid en panna}} = 0,60$ F = 1/3; $f_{\text{vid en panna}} = 0,88$
	O ₂ - styrning	$\lambda_{\text{stor o liten}} = 1,116$ (annars 1,26/1,346)		O _{2,f} = 2%; (O _{2,f,stor} = 4%; O _{2,f,liten} = 5%)
	Spjäll förbränningsluft	lätt		
	Luftintag från pannrum	X _{luft} = 0,0050 kg/kg; t _{luft} :		25 °C (annars 4,6 °C)
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick t _{rg,stor} = 180 °C) (utan prick t _{rg,liten} = 150 °C)	luftför- värmning	rekuperator	t _{luft} = 100 °C; t _{rg} = 120 °C
			regenerator	t _{luft} = 50 °C; t _{rg} = 55 °C
		returvatten	värmeväxlare	t _{rg} = 80 °C
		uppvärms	kondensor	t _{rg} = 50 °C
	Spjäll i rökgaskanal	Drag vid stüllestånd		30 Pa
	Rökgasrecirkulation			10 % recirkuleras
	Nattsänkning	$\eta_{\text{pseudo}} = 1,03 \cdot \eta_{\text{år}}$		8 tim/dygn under eldningssäsong
	Framledningskompensering			t _{fram} = 50 °C (annars 80 °C)
Vattenledningar (blockvärme- central)	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP = 2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid $Q^e_{\text{Dim}} = 600 \text{ kW}$ (GUF/GAF = 0,3; S _f = 1,2; 0,11 millioner m ³ /år) $\eta_{\text{år}}$:				

Nyckeltal för årsverkningsgrad

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
			•															•	•
•		•		•	•	•	•	•			•	•	•	•	•	•	•		
	•								•	•									
														•					
															•				
																•			
																	•		
•									•	•									
							•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
						•													
					•														
													•						•
		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
					•	•	•	•	•	•	•	B	•	•	•	•	•	B	B
																		•	
													•						
											•		•					•	•
		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
				•	•	•	•	•		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
			•																
•		•		•	•	•	•	•		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
	•								•										
•		•	•	•	•	•	•	•		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
	•								•										
81,5	72,2	84,4	87,4	86,4	87,8	87,4	87,4	87,5	77,4	82,3	95,5	91,5	91,0	87,6	87,7	87,5	87,3	98,5	99,3

3.2.3 Jämförelse mellan olika anläggningsutformningar

I överensstämmelse med numrering i föregående avsnitt kommer de följande jämförelserna att refereras till genom att deras inbördes kategori och nummer ("kategori", "nummer"). En anläggningsutformning angivs tex (II, 15). På sidorna 123-124 finns nyckeltalsschemat: kategori II, som innehåller de beräknade årsverkningsgraderna för fjärrvärmeverk med en dimensionerande effekt på 8,0 MW. I kolumn nr 15 på sidan 124 är markerat en del prickar ned genom raderna, som tillsammans anger denna speciella anläggningsutformning. Denna är en kaskadlösning med två pannor, där "panna 2" är fyra gånger större än "panna 1". Båda pannorna är täta och med normal isoleringstjocklek. På pannorna är där monterat modellerande brännare etc., etc. avslutningsvis är där i den nedersta raden beräknat den årsverkningsgrad för denna anläggningsutformning.

Ännu en gång bör det understrykas att osäkerheten i de beräknade värdena i nyckeltalsschemat kan vara långt större, än vad de tre siffrorna antyder, dock är den relativa skillnaden mellan de beräknade årsverkningsgraderna inte stor. Betydelsen av detta visas med ett förklarande exempel. Årsverkningsgraden är tex beräknat till att vara 0,9% bättre för ett fjärrvärmeverk med O₂-styrning (II, 8) än motsvarande anläggning utan denna utrustning (II, 7). Även om osäkerheten på årsverkningsgraden skulle vara ett par procent, och man alltså enbart vet att anläggningens årsverkningsgrad ligger mellan 90-94%, vill förbättringen vid användandet av O₂-styrning ligga kring 1% (den relativa förändringen) och detta överskuggas ej av osäkerheten på årsverkningsgraden (osäkerheten angivet som absolut värde).

De två fjärrvärmeverkens standardutformning återfinns i kolumnerna med numret 7. Jämförs dessa: (II, 7) och (I, 7) framgår det att den större 8,0 MW anläggningen har en 0,3% högre årsverkningsgrad än det mindre på 3,6 MW. Förbättringen vid O₂-styrning på 0,9% - enligt ovan : från (II, 7) till (II, 8) kan också konstateras vid det mindre fjärrvärmeverket - se (I, 7) och (I, 8).

Rökgaskylning utan kondensation till en rökgastemperatur på 80 °C beräknas förbättra årsverkningsgraden 4,3% - se både (I, 7) kontra (I, 9) och (II, 7) kontra (II, 9).

Kyls istället rökgasen ned från 80 °C till 50 °C, varvid en del av rökgasens vatteninnehåll kondenseras, kommer förbättringen av årsverkningsgraden att vara i storleksordningen 8,5% - se både (I, 7) kontra (I, 10) och (II, 7) kontra (II, 10).

Ovan angivna exempel visar samtliga de förbättringar av årsverkningsgraden som är möjliga att uppnå genom att enbart genomföra energieffektiviserande åtgärder. I de fall flera energieffektiviseringsåtgärder utnyttjas samtidigt kan dessa samverka med

varandra, men de kan även motverka varandra med hänsyn till pannanläggningens årsverkningsgrad. I de efterföljande exemplen kommer detta att illustreras, informationen hämtas från nyckeltalsschemorna.

O₂-styrningen resulterade i en förbättring på 0,9%. Rök-gaskylning utan kondensation till en rök-gastemperatur på 80 °C gav en förbättring på 4,3%. I de fall anläggningen redan hade rök-gaskylning och den därefter fick monterat O₂-styrning, kommer detta att förbättra årsverkningsgraden med c:a 0,5% - se både (I, 9) kontra (I, 11) och (II, 9) kontra (II, 11). Den energibesparande effekten av att montera O₂-styrning minskar av att rök-gaskylaren ej kondenserar rök-gaserna. Förklaringen är enkel. O₂-styrningen reducerar rök-gasförlusterna medan rök-gaskylaren återvinner energin i rök-gaserna. Är där mindre energi att återvinna - p.g.a. O₂-styrningen - minskar den potential, som rök-gaskylaren kan utnyttja.

Analogt med konstellationen O₂-styrning och rök-gaskylning, som med hänsyn till energieffektiviseringen till viss del motarbetar varandra, kan också nämnas O₂-styrning tillsammans med kondenserande rök-gaskylning. Återigen minskar rök-gasförlusterna och därmed också potentialen för en kondenserande rök-gaskylare, men detta uppvägs av det positiva inflytande som O₂-styrningen har på förhållandena vid kondensationen. Genom att närma sig ett luftöverskottstal på ett, som kännetecknar stökiometrisk förbränning, ökas rök-gasens daggpunktstempertur varvid den kondenserande rök-gaskylarens effekt ökas. Det sistnämnda förhållandet väger tungt med hänsyn till potentialen för en kondenserande rök-gaskylares energiutnyttjande. Utrustas en kondenserande pannanläggning med O₂-styrning kommer detta att ge en förbättring av årsverkningsgraden på 1,5% - se både (I, 10) kontra (I, 12) och (II, 10) kontra (II, 12). I de fall pannanläggningen inte haft en kondenserande rök-gaskylare skulle förbättringen, som tidigare nämnts, enbart uppgått till 0,9%. Detta är alltså ett exempel på energieffektiviseringsåtgärder som har ett positivt inflytande på varandra.

För att förenkla det inledande arbetet med nyckeltalsschemorna lämnas på följande sida en kortfattad beskrivning av 20 olika anläggningsutformningarna refererande till kategori III på sidorna 125 och 126.

Beskrivning av de 20 anläggningsutformningarna för kategori III

- | | |
|-----------|--|
| (III, 1) | Otät panna |
| (III, 2) | Otät - VVB bristfällig isolering |
| (III, 3) | Tät panna |
| (III, 4) | Välisolerade rör och ventiler |
| (III, 5) | Dåligt isolerade rör och ventiler |
| (III, 6) | 2-stegsbrännare |
| (III, 7) | Alternativ 2-stegs brännare |
| (III, 8) | Modulerande brännare (luftintag från pannrum) |
| (III, 9) | Standard (endast för kategori III) |
| (III, 10) | Panna av märket: Old boy |
| (III, 11) | Överdimensionerad (Old boy) |
| (III, 12) | Rökgaskondensering |
| (III, 13) | O ₂ -styrning |
| (III, 14) | Rökgaskondensering + O ₂ -styrning |
| (III, 15) | Kaskad (1:1) DG ₁ =97% - täckningsgrad panna 1; t ₂ =517h - körtid panna 2 |
| (III, 16) | Kaskad (1:2) DG ₁ =96% - täckningsgrad panna 1; t ₂ =840h - körtid panna 2 |
| (III, 17) | Kaskad (1:1:1) DG ₁ =91%; t ₂ =840h; DG ₃ =0% |
| (III, 18) | Kaskad (1:3:9) DG ₁ =65%; t ₂ =5513h; DG ₃ =0%; DG ₂ =33%; t ₃ =1087h |
| (III, 19) | Panna av märket: Moderne |
| (III, 20) | Befuktning + Moderne + rökgaskondensering + O ₂ -styrning |

Läsaren uppmanas att ingående studera nyckeltalsschemorna och konstatera, och konstatera huruvida de olika parametrarna i pannanläggningen påverkar årsverkningsgraden. Lycka till !

3.2.4 Rapportering från datorstödda beräkningar

Ett led i de danska gasbolagens energirådgivningskoncept är att inhämta erfarenheter för att kontinuerligt uppdatera de existerande energirådgivningsverktygen. Det är alltså betydelsefullt att också kommande driftterfarenheter såväl som ny teknik, som är optimal med hänsyn till energieffektivitet, samlas in. Dessa data kommer därefter att ingå i den löpande uppdateringen av denna katalog likväl som det andra sufflerande energirådgivningsverktyg på pannsidan: Datorprogrammet "Driftoptimering av naturgasfyrede kedelcentraler".

Gasbolagens energirådgivare anmodas till att själv använda Driftoptimering av naturgasfyrede kedelcentraler". Som ett stöd för dessa körningar finns på följande sidor några nyckeltalsschemor, som energirådgivaren själv fyller i. I dessa specificeras förutsättningarna, som där är gjort plats till att införa vid "Data" och "Beregnet ved". För varje körning fylls en kolumn in i nyckeltalsschemat. DGC skulle vara intresserad av att del av kopior på de ifyllda nyckeltalsschemorna, att användas vid den kontinuerliga uppdateringen av data. Därvidlag möjliggörs den ovannämnda uppdateringen av denna katalog.

Nyckeltal för årsverkningsgrad

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	11,s1,l2,s2	___ pannor - _:_:_
			11,l2,s1,s2	
		prioriteter (3 pannor)	11,s1,...,s3	___ pannor - _:_:_
11,l2,...,s3				
Panna överdimensionerad	___ gånger			
Brännare	Modulerande	F: från 20% till 100%		
	2 - stegs	hög/låg	F = ___; f _{vid en panna} = ___	
			F = ___; f _{vid en panna} = ___	
	O ₂ - styrning	$\lambda_{stor \text{ o liten}} = \frac{\text{___}}{\text{(annars 1,26/1,346)}}$	O _{2,f} = ___%; (O _{2,f,stor} =4%; O _{2,f,liten} =5%)	
	Spjäll förbränningsluft	t _{lu}		
	Luftintag från pannrum	X _{luft} =0,00 ___ kg/kg; t _{luft} :	___ °C (annars ___ °C)	
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick t _{rg,stor} = 180 °C) (utan prick t _{rg,liten} =150 °C)	luftför- värmning	rekuperator	t _{luft} = ___ °C; t _{rg} = ___ °C
			regenerator	t _{luft} = ___ °C; t _{rg} = ___ °C
		returvatten uppvärms	värmeväxlare	t _{rg} = ___ °C
			kondensor	t _{rg} = ___ °C
	Spjäll i rökgaskanal			Drag vid stillestånd ___ Pa
Rökgasrecirkulation			___ % recirkuleras	
	Nattsänkning	___ h/dygn i eldningssäsong		$\eta_{pseudo} = 1,0 \times \eta_{år}$
	Framledningskompensering	t _{fram} =___ °C (annars ___ °C)		$\eta_{pseudo} = 1,0 \times \eta_{år}$
Vattenledningar (blockvärme- centraler)	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP =2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid Q ^e _{Dim} = ___ MW (GUF/GAF = 0,___; S _f = 1,___; ___ millioner m ³ /år) $\eta_{år}$:				

87,4	88,6	90,6	91,6	92,0	91,7	91,7	92,6	96,0	100, 1	96,4	101, 6	90,3	92,1	91,3	91,5	91,5	91,7	91,9	102, 8
------	------	------	------	------	------	------	------	------	-----------	------	-----------	------	------	------	------	------	------	------	-----------

Nyckeltal för årsverkningsgrad

Komponent	Godhet/hjälputrustning	Data		Beräknat med
Panna	God	vattenkylda, välisolerade ytor		110 mm isolering
	Mellan	normal isoleringstjocklek		60 mm isolering
	Dålig	icke vattenk., oisolerade ytor		50 mm isolering
	Kaskadreglering (mer än en panna)	prioriteter (2 pannor)	11,s1,l2,s2	__ pannor - :.:_
			11,l2,s1,s2	
		prioriteter (3 pannor)	11,s1,...,s3	__ pannor - :.:_
11,l2,...,s3				
Panna överdimensionerad	__ gånger			
Brännare	Modulerande	F: från 20% till 100%		
	2 - stegs	hög/låg		F = __; f _{vid en panna} = __
				F = __; f _{vid en panna} = __
	O ₂ - styrning	λ _{stor o liten} =____ (annars 1,26/1,346)		O _{2,f} = __%; (O _{2,f,stor} =4%; O _{2,f,liten} =5%)
	Spjäll förbränningsluft	tät		
	Luftintag från pannrum	X _{luft} =0,00__ kg/kg; t _{luft} :		__ °C (annars __ °C)
Skorsten	God	skorsten inomhus eller välisol.		
Rökgaskanal	God	isolerad och/eller kort kanal		
	Rökgaskylning (utan prick t _{rg,stor} = 180 °C) (utan prick t _{rg,liten} =150 °C)	luftför- värmning	rekuperator	t _{luft} = __ °C; t _{rg} = __ °C
			regenerator	t _{luft} = __ °C; t _{rg} = __ °C
		returvatten uppvärms	värmeväxlare	t _{rg} = __ °C
			kondensor	t _{rg} = __ °C
	Spjäll i rökgaskanal			Drag vid stillestånd __ Pa
Rökgasrecirkulation			__ % recirkuleras	
	Nattsänkning	__ h/dygn i eldningssäsong		η _{pseudo} = 1,0_ x η _{år}
	Framledningskompensering	t _{fram} =__ °C (annars __ °C)		η _{pseudo} = 1,0_ x η _{år}
Vattenledningar (blockvärme- centraler)	God	välisol. rör/vent.; medellängd		90 mm isolering; KOMP =2
	Mellan	normal isol. och längd på rör		45 mm isolering; KOMP = 2
	Dålig	dåligt isolerade rör/ventiler		25 mm isolering; KOMP = 2
	Varmvattenbehållare (Utan prick: genomströmningsb.)	god isolering		90 mm isolering
		isolering under medelstand.		45 mm isolering
Årsverkningsgrad i % vid Q ^e _{Dim} = __ MW (GUF/GAF = 0,.; S _f = 1,.; __ millioner m ³ /år) η _{år} :				

[illegible]

REFERENSER

- [1] Otto Paulsen, Børge Jørgensen, Ejvind Løgberg, Bjarne R. Andersen: "Optimal anvendelse av naturgas på blockvarmecentraler". Teknologisk Institut og Birch & Krogboe. Teknologisk Instituts forlag. 1989.
- [2] Per Eeholt, Otto Paulsen, Børge Jørgensen: "Optimal gasanvendelse i blokvarmecentraler". Teknologisk Institut, Energiteknologi og Dansk Gasteknisk Center. 1990.
- [3] Per Pedersen: EDB-program for optimal gasanvendelse i blokvarmecentraler. Dansk Gasteknisk Center. 1992.
- [4] Jan de Wit, Otto Paulsen: "Kondenserende røggaskølere på naturgasfyrede blokvarmecentraler". Teknologisk Institut, Varme- og Installationsteknik. EM-journal nr. 22642-412. TI/Tryk. 1.udg., 1.oplag 1987.
- [5] Jan de Wit: "Energøkonomi på kedelcentraler". Dansk Gasteknisk Center. December 1988.
- [6] Jan Jensen, Jan de Wit, Lars Peter Bigum: "Optimal virkningsgrad - minimal NO_x-emission". Dansk Gasteknisk Center og Air Frölich Aps, Marts 1992.
- [7] Jørgen K. Nielsen: "Kursus i optimal anvendelse af naturgas på blokvarmecentraler". Dansk Gasteknisk Center. November 1989.
- [8] VKO-kompndie: "Oliefyrede varmeanlæg over 120 kW". Teknologisk Institut, Varme- og Installationsteknik. TI/Tryk. 1.udg., 1.oplag 1986.
- [9] Bjarne Spigelhauer: "VKO-konsulenter". Kompendium til supplering for VKO-konsulenter i gasfyrede varmeanlæg. Teknologisk Institut, Varme- og Installationsteknik. TI/Tryk, Tåstrup. 3.udg., 1.oplag 1985.
- [10] VKO-information nr 22. VKO-sekretariatet. Marts 1987.
- [11] VKO-information nr 23. VKO-sekretariatet. Maj 1987.
- [12] VKO-information nr 26. VKO-sekretariatet. Oktober 1988.
- [13] VKO-information nr 29. VKO-sekretariatet. September 90.

- [14] VKO-information nr 30. VKO-sekretariatet.
- [15] VKO-information nr 31. VKO-sekretariatet. September 91.
- [16] Otto Paulsen: Radiatoranlæg for lavtemperatur. Teknologisk Institut".
- [17] Henrik Lawaetz: "Radiatordimensionering". Teknologisk Institut, Varme- og Installationsteknik. Notat 2/84.
- [18] Fjernvarmetilslutningsanlæg - Terminalkrav. DTI/NBA. 2. august 1991.
- [19] Lavtemperaturdrift og kedelkonstruktion. Dansk VVS 7/90.
- [20] Per Pedersen: "Skorstensberegninger". Brugervejledning til EDB-program. Dansk Gasteknisk Center.
- [21] Energi-Spareudvalget: "Energistyringshåndbogen". Foreningen for Energistyring. Grafisk Service Center. 1.ugd., 1990.
- [22] Gasreglementet. Afsnit B-4. Danmarks Gasmateriel Prøvning. Ministeriet for offentlige arbejder. 5. oktober 1984.
- [23] Energi 2000. Handlingsplan for en bæredygtig udvikling. Energiministeriet, april 1990. Herman & Fischer.
- [24] Sören Dahlin: "Rekuperative och regenerative brännare i industrielle processer". Stiftelsen för Värmeteknisk Forskning". Lunds Universitet. Driftstekniska Högskolan i Malmö. 22. marts 1988. 5. oktober 1984.
- [25] "Kraftvarmekataloget". Et katalog over decentrale kraftvarmeanlæg. Naturgasselskaberne Version 2.0. Januari 1992.
- [26] Jan Jensen: "Lav NO_x-teknologier for større kedelanlæg". Mødereferat vedr.: GERG PC5 - Arbejdsgruppe. Dansk Gasteknisk Center a/s. 31. marts 1992.
- [27] "Håndbog i energirådgivning". Danske Elværkers Forening. Januar 1992. Frede Rasmussens Bogtrykkeri.

- [28] Henrik Lawaetz: "Samtidighedsforhold ved vandopvarmning i boliger". Teknologisk Institut, Varme- og Installationsteknik. Notat 2/85.
- [29] Varme ståbi. 2. udgave, 1.opl., Teknisk Forlag A/S 1992.
- [30] Kaj Ovesen, Viggo Nielsen, Finn Schmidt-Jørgensen og Jørn Ole Lind: "Naturgasinstallationer - Små Anlæg". SBI-Anvisning 145. Statens Byggeforskningsinstitut 1985.
- [31] Finn Schmidt-Jørgensen og Kaj Ovesen: "Vandinstallationer". SBI-Anvisning 118. Statens Byggeforskningsinstitut 1979.
- [32] "GAS - DATA". Dansk Gasteknisk Center. Oktober 1992.
- [33] Energiprisorientering-statistik. El prisUdvalget. Gas- & VarmeprisUdvalget 1992.
- [34] Danske Fjernvarmeværkers Forening. "Statistik 1991" 33.årgang.
- [35] Pramod A. Sheth. "Iltstyring af gasfyrede kedler". Energiministeriets Forskningsudvalg for produktion og fordeling af el og varme. EM-journal 1323/88-19. ISBN 87-87607-99-9. dk-TEKNIK. December 1990.
- [36] Lars Frederiksen: "Varmesystemets opbygning og funktion". Kompendie-materiale till instruktørkurset: "Små gasfyrede varmeanlæg". Dansk Gasteknisk Center. September 1992.
- [37] Rasmus Wiuff: "Natsænkning" Energiministeriets energiforskningsprogram. EFP - fjernvarme - 44. August 1987.

Uppgift nr 1 GUF/GAF-förhållandet

En mindre blockvärmecentral är placerad inne i den enda byggnad som värmeförsörjs från denna central.

Värmeförbrukningen till uppvärmning av tappvarmvatten antas utgöra 17 % av den producerade värmeenergin.

Hur är förhållandet mellan den graddagsoberoende och den graddagsberoende förbrukningen: GUF/GAF-förhållandet?

Uppgift nr 2 Varmvattenförbrukning

Hur många liter varmvatten vid en temperatur på 50°C kan produceras med en energimängd på 5 kWh?

Uppgift nr 3 Naturgas- kontra el-uppvärmt tappvarmvatten

Hur mycket mer kostar det att värma 1 liter till en temperatur på 50°C med el i stället för att använda naturgas?

Det antas att den naturgaseldade panncentralens verkningsgrad är 90 %.

Uppgift nr 4 Användning av nyckeltalschema - kaskadpannor

Finn med hjälp av nyckeltalsschemorna hur nyckeltalen för årsverkningsgraden förändras när anläggningens nödvändiga värmeeffektbehov, i stället för att bara vara lagt på en stor värmepanna, är fördelad på resp 2, 3, 4, 5 och 10 lika stora pannor, som utgör panncentralens utrustning

Uppgift nr 5 Nyckeltalschema - flera simultana energieffektiviserande åtgärder

Finn med hjälp av nyckeltalschema III ut hur nyckeltalen för årsverkningsgraden ändras vid kondenserande avgaskylning, O₂-styrning och kondenserande avgaskylning samtidigt med O₂-styrning

Uppgift nr 6 Utrustning

I figur 3.5 på sid 74 är skisserat två olika utrustningar varav den ena är betecknad: "1:1; $F = 1/3$; l_1 , s_1 , s_1+l_2 , s_1+s_2 ".

Finn ett exempel i nyckeltalsschemana hur en sådan anläggning kan jämföras med en motsvarande anläggning, som kan betecknas med: "1; $F = 1/3$; l_1 , s_1 ".

Uppgift nr 7 Driftstrategi

I figur 3.6 visas två värmecentraler som i uppbyggnad är lika men som är olika med hänsyn till driftstrategi.

Finn i nyckeltalsschemat nyckeltalen för årsverkningsgraderna för de två anläggningsutformningarna.

Uppgift nr 8 GUF/GAF-förhållandet

En blockvärmecentral levererar värme till flera olika boendeblock.

Nettoförlusten i de jordförlagda rören mellan blocken och värmecentralen samt emellan blocken inbördes beräknas till 55 MWh/år.

Det är 3 boendeblock med vardera 18 lägenheter.

Hur är förhållandet mellan den graddagsoberoende och den graddagsberoende förbrukningen: GUF/GAF-förhållandet?

Uppgift nr 9 Dimensionerande värmeeffektbehov

En blockvärmecentral har en varmvattenberedare som rymmer ett dygns varmvattenförbrukning. Värmeförlusterna från värmerören mellan blocken inbördes samt mellan blocken och värmecentralen antas vara 10 % av den årligt producerade värmeenergin. Varmvattenförbrukningen är uppmätt till 20 % av den årligen producerade värmeenergin. Gasförbrukningen är 0,2 MNm³ naturgas per år. Beräkna den dimensionerande panneffekten.

Uppgift nr 10 Dimensionerande värmeeffektbehov

I den blockvärmecentral som omnämndes i uppgift 9, önskas nu den dimensionerande panneffekten beräknad igen, men denna gång efter den metod som är skisserad i figur 2.14.

Uppgift nr 11 Varaktighetskurva

Rita varaktighetskurvan för blockvärmecentralen som omtalades i uppgifterna 9 och 10.

Använd den model för varaktighetskurvan som är illustrerad i figur 2.14.

Uppgift nr 12 Värmelager

Den i uppgift 9 omtalade blockvärmecentralen skall värderas avseende möjligheten att etablera ett värmelager.

Utifrån studien av varaktighetskurvan (lösning till uppgift 11) värderas att det maximala värmeeffektbehovet skall kunna reduceras med 30 % till 409 kW vid etablering av ett värmelager, som kommer att vara betydligt mindre än ett säsongsvärmelager.

Om effektkravet skall kunna infrias - också under de 400 timmarna under året då värmebehovet är större än 409 kW - måste värmelagret ha en viss minimumstorlek.

Bestäm den nödvändiga minimumstorleken på ett värmelager för den aktuella blockvärmecentralen, då den maximala panneffekten bara är 409 kW.

Uppgift nr 13 Kaskadpanna

Hur många lika stora kaskadpannor skall det dimensionerade värmeeffektbehovet fördelas på, så att hälften av kaskadpannornas värmeöverföringsytor kommer att vara lika stora eller större än värmeöverföringsytorna i en stor panna, som har en värmeeffekt i storlek med det dimensionerande effektobehovet?

Värmeförlusten från hälften av kaskadpannorna kommer i så fall att kunna antas vara lika stora eller större än värmeförlusten från anläggningen som i stället för många pannor endast har en stor panna.

Uppgift nr 14 Bestämning av rökgasförlust

Bestäm luftöverskottstalet (λ) och rökgasförlusten (RT) när O_2 -procenten i den våta rökgasen är 3,8 % och rökgasens temperatur är $120^\circ C$.

Uppgift nr 15 Värmeförlust från panna, rör och VVB

Beräkna värmeförlusten från rör i zon I och II (se figur 3.16), VVB och panna från en värmecentral med utrustning enligt schema III kolumn nr 1.

Uppgift nr 16 Årsverkningsgrad

För en blockvärmecentral som är utrustad med en 1-stegsbrännare med en maxibelastning på 1 MW är följande storheter bekanta;

Q_{panna}^e 7 kW

$Q_{\text{rörförl}}^e$ 6 kW

$Q_{\text{förl. från ventiler}}^e$ 2 kW

$Q_{\text{förl. från VVB}}^e$ 1 kW

Pannan är tät och det finns således inga genomströmningsförlust

Lufttalet: 1,28

$T_{\text{rök}}$ 160°C

Den årliga naturgasförbrukningen är 200 000 Nm³

Bestäm årsverkningsgraden.

Uppgift nr 17 Bestämning av varmvatteneffekt

Ett mindre fjärrvärmeverk förser ett förortskvarter med värme. Kvarteret består av radhus, några spridda mindre villor och ett större flerbostadshus.

I alla husen och lägenheterna har monterats genomströmningsberedare.

Den producerande fjärrvärmen 3 000 MWh/år.

Nettoförlusten är antagen till 25 %.

Beräkna den totala effekten som behöver produceras för att förse de anslutna fjärrvärmekunderna med tappvarmvatten.

Uppgift nr 18 Dimensionerande värmeeffektbehov

Beräkna det dimensionerande värmeeffektbehovet för det fjärrvärmeverk som är omtalat i uppgift nr 17.

Lösning på uppgifterna

Lösning uppgift 1

Det antas att värmeförlusterna från panna och rör är till fördel för byggnaden.

$$GUF = 0,17 \cdot (GUF + GAF) \wedge GAF = (1 - 0,17) \cdot (GUF + GAF)$$

$$\Rightarrow GUF/GAF = 0,17/(1 - 0,17) = 0,17/0,83 = 0,2084 \simeq \underline{0,20}$$

Lösning uppgift 2

[Se sid.105-106]

$$\{5 \text{ kWh} \cdot 3600 \text{ s/h}\} / \{4,186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot (50-10)^\circ\text{C} \cdot 1 \text{ kg/liter}\} = \underline{107 \text{ liter}}$$

Lösning uppgift 3

Pris för 1 liter eluppvärmt tappvarmvatten:

$$\{5 \text{ kWh}/107 \text{ liter}\} \cdot 0,93 \text{ kr/kWh} = 4,3 \text{ öre}$$

Pris för 1 liter gasuppvärmt tappvarmvatten:

$$\{5 \text{ kWh}/107 \text{ liter}\} \cdot \{4,60 \text{ kr} / (0,90 \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3)\} = 2,2 \text{ öre}$$

Besparing per liter uppvärmt tappvarmvatten: $(4,3 - 2,2) =$

$$\underline{2,1 \text{ öre}}$$

Besparing per år: $2,1 \text{ öre} \cdot 107 \text{ l/dygn} \cdot 365 \text{ dygn/år} = 820 \text{ kr}$

$$\simeq 800 \text{ kr}$$

Lösning uppgift 4

[Se sidorna 124-129]

Antal pannor		1	2	3	4	5	10
Schema III	Kolumn	9	15	17			
	Best	1	1:1	1:1:1			
	$\eta_{\text{år}}$	84,4	84,8	85,0			
Schema IV	Kolumn	8	15		17		
	Best	1	1:1		1:1:1:1		
	$\eta_{\text{år}}$	87,4	87,6		87,5		
Schema I	Kolumn	5	16	17			
	Best	1	1:1	1:1:1			
	$\eta_{\text{år}}$	92,0	91,5	91,5			
Schema II	Kolumn	7	13			14	16
	Best	1	1:1			1:1:1:1	1:1:....:1
	$\eta_{\text{år}}$	92,0	91,7			91,5	91,3

Lösning uppgift 5

[Se sidorna 127-128]

Tilltag		Standard	Kondens	O ₂ -styrning	Kond.+ O ₂
Schema III	Kolumn	9	12	13	14
	$\eta_{\text{år}}$	84,4	92,1	85,3	93,6
	$\Delta\eta_{\text{år}}$	7,7			
	$\Delta\eta_{\text{år}}$	0,9			
	$\Delta\eta_{\text{år}}$	9,2			
	$\Delta\eta_{\text{år}}$		1,5		

Lösning uppgift 6

[Se schema I på sid 122-123]

I kolumn nr 5 är märkt en pannanläggning bestående av en panna med en 2-stegsbrännare med en brännarbelastningsförhållande på 1 till 3 med liten resp stor låga.

En motsvarande anläggning, men med två lika stora pannor är märkt i kolumn nr 16. Vilken av de två pannornas maximala effekt utgör hälften av det dimensionerande effektbehovet. Båda de två lika stora pannorna är försedda med 2-stepsbrännare, där $F = 1/3$.

Lösning uppgift 7

[Se schema I på sid 122-123]

Kolumn nr 16: $\eta_{\text{år}} = 91,5 \%$; Strategi: 11, s1, 12, s2

Kolumn nr 18: $\eta_{\text{år}} = 91,7 \%$; Strategi: 11, 12, s1, S2

Lösning uppgift 8

[Se sid 104]

Den graddagsoberoende förbrukningen består dels av nettoförlusten från värmerören, och dels värmeenergin till produktion av det varma tappvarmvattnet.

Det antas, att $Q_{\text{varmt vatten}}$ dels utgör 15 % av den producerande värmeenergin (GUF+GAF), och dels kan beräknas på basis av storleken 5 kWh per dygn och bostad, således är

$$Q_{\text{varmt vatten}} = 5 \text{ kWh} \cdot (3 \cdot 8) \text{ lägenheter} \cdot 365 \text{ dygn/år} = 99 \text{ MWh/år}$$

Den graddagoavhängiga förbrukningens andel av (GUF+GAF) är:

$$\begin{aligned} \text{GUF}/(\text{GUF}+\text{GAF}) &= (Q_{\text{varmt vatten}} + Q_{\text{nettoförlust}})/(\text{GUF}+\text{GAF}) \\ &= (99 + 55)/99 \cdot 15 \% = 23,3 \% \end{aligned}$$

$$\text{GUF}/\text{GAF} = 23,3/(100 - 23,3) = 0,304 \simeq \underline{0,30}$$

Lösning uppgift 9

[Se sidorna 30 och 46]

$$(GUF+GAF) = 200\,000 \text{ m}^3_{n,NG} \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3_{n,NG} \cdot \eta_{gr} \text{ (antaget: 90 \%)} \\ = 1,96 \text{ GWh} \simeq 2000 \text{ MWh}$$

$$GUF/GAF = (10 + 20) / (100 - 10 - 20) = 0,43$$

$$f(GUF/GAF) = (0,43 + 1) / (1/3013 \cdot 32/24 + 0,43/8760) = 2909 \text{ h}$$

$$Q^e_{Dim} = Q^e_{behov} = (GUF+GAF) / f(GUF/GAF) / 2000/2909 = \underline{688 \text{ kW}}$$

Lösning uppgift 10

[Se sid.54]

$$GAF = (GUF+FAF) / (1+GUF/GAF) = 2000 / (1+0,43) = 1400 \text{ MWh}$$

$$GUF = (GUF+GAF) - GAF = (2000 - 1400) = 600 \text{ MWh}$$

$$R = GAF/8760 = 160 \text{ kW}$$

$$K = GUF/8760 = 69 \text{ kW}$$

$$Q^e_{Dim} = Q^e_{behov} = 3,2 \cdot R + K = \underline{580 \text{ kW}}$$

(vilket är ca 16 % mindre resultatet beräknat i uppgift nr 9)

Lösning uppgift 11

I ett koordinatsystem, där tiden i timmar avsätts på X-axeln, och det aktuella Q^e_{behov} mätt i kW avsätts på Y-axeln, inritas och förbinds följande punkter:

- 1) (0, 580)
- 2) (400, 409)
- 3) (4400, 249)
- 4) (6500, 68)
- 5) (8760, 68)
- 6) (8760, 0)

$$(GUF/GAF = 0,43; (GUF+GAF) = 2000 \text{ mWh})$$

Lösning uppgift 12

[Se sidorna.114-115]

Värmelagret antas bestå av vatten, som vid avkylning från 90°C till 50°C avger energi till returvattnet.

Lagrets energiinnehåll Q_{lager} bestäms:

$$Q_{\text{lager}} = (580 - 409) \text{ kW} \cdot 400 \text{ h} \cdot 1/2 = 34\,200 \text{ kWh}$$

$$VOL_{\text{lager}} = \{34\,200 \text{ kWh} \cdot 3600 \text{ s/h}\} / \{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,187 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot (90-50)^\circ\text{C}\}$$

$$VOL_{\text{lager}} = 735 \text{ m}^3$$

$$\{\simeq 9 \text{ m} \cdot 9 \text{ m} \cdot 9 \text{ m}\} \text{ eller } \{\simeq \pi/4 \cdot (9 \text{ m})^2 \cdot 11,6 \text{ m}\}$$

Lösning uppgift 13

Det antas, att alla pannor, oavsett deras storlek, har samma proportioner och att maximalt värmeeffektbehov är proportionellt med pannans volym. Vidare antas pannorna vara cylinderformade.

Att hälften av ett visst antal kaskadpannors överföringsytor är av samma storlek som en enkel stor pannas, kan uttryckas med ekvation I:

$$\text{I: } n/2 \cdot (\pi/4 \cdot D_n^2 \cdot 2 + \pi \cdot D_n \cdot H_n) = \pi/4 \cdot D_1^2 \cdot 2 + \pi \cdot D_1 \cdot H_1$$

Då pannornas längd - cylinderns höjd - ensamt är en funktion av diametern på grund av antagandet om dess proportioner, kan ekvation I ändras till:

$$\text{I: } n/2 \cdot (\pi/4 \cdot D_n^2 \cdot 2 + \pi \cdot D_n \cdot (\text{konst.} \cdot D_n)) = \pi/4 \cdot D_1^2 \cdot 2 + \pi \cdot D_1 \cdot (\text{konst.} \cdot D_1)$$

$$\Leftrightarrow n/2 \cdot D_n^2 \cdot \{\pi \cdot (1/4 \cdot 2 + \text{konst.})\} = D_1^2 \cdot \{\pi \cdot (1/4 \cdot 2) + \text{konst.}\}$$

$$\Leftrightarrow D_n/D_1 = \sqrt{2/n}$$

Lika stort totalt värmeeffektbehov - lika stor total pannvolym - kan uttryckas i ekvation II:

$$\text{II: } n \cdot (\pi/4 \cdot D_n^2 \cdot (\text{konst.} \cdot D_n)) = \pi/4 \cdot D_1^2 \cdot (\text{konst.} \cdot D_1)$$

$$\Leftrightarrow n \cdot D_n^3 \cdot (\pi/4 \cdot \text{konst.}) = D_1^3 \cdot (\pi/4 \cdot \text{konst.})$$

$$\Leftrightarrow D_n/D_1 = (1/n)^{1/3}$$

$$\text{I+II: } \sqrt{2}/n = (1/n)^{1/3}$$

$$\Leftrightarrow \sqrt{2} = (1/n)^{1/3} \cdot \sqrt{n}$$

$$\Leftrightarrow \sqrt{2} = n^{-1/3} \cdot n^{1/2} = n^{(-1/3 + 1/2)} = n^{1/6}$$

$$\Leftrightarrow n = 2^3 = 8$$

Hälften av kaskadpannornas överföringsytor är lika stora eller större än överföringsytorna för en stor panna, om det är 8 eller fler lika stora kaskadpannor.

Lösning uppgift 14

[Se sidorna 76 och 78]

$$O_{2,t} = 123,461 / (1,064 + 100/3,8) = 4,5 \%$$

$$RT = \{66/(21 - 4,5) + 1\} \cdot \{(120 - 20)/100\} = \underline{5,0 \%}$$

$$\lambda = 0,1109 + 18,617 / (20,94 - 4,5) = \underline{1,24}$$

PS! Alternativt kan rökförlusten bestämmas utifrån CO₂-procenten:

$$RT = \{38/CO_{2,t} + 1\} \cdot \{(T_{\text{rök}} - T_{\text{luf}}) / 100\}$$

Lösning uppgift 15

[Se sidorna.96 och 97]

$$Q^e_{\text{förlust, rör I+II}} = 0,67 \text{ kW (se exempel 3.6)}$$

$$(GUF+GAF) = VOL_{NG,III} \cdot \eta_{\text{år,III,nr 1}} \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3_{NG}$$

$$= 50\,000 \text{ m}^3_{NG}/\text{år} \cdot 0,773 \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3_{NG} = 420\,500 \text{ kWh/år}$$

$$N = \{0,15 \cdot (GUF+GAF)\} / \{5 \text{ kWh} \cdot 365 \text{ dygn/år}\} = 35 \text{ lägenheter}$$

$$VOL_{VVB} = B \cdot N \cdot 33 \text{ liter} = 2 \cdot 35 \cdot 33 \text{ liter} = 2310 \text{ liter}$$

$$q'_{VVB} = (VOL_{VVB})^{0,556} \cdot (-0,17 - 0,111 \cdot \ln(t_{iso})) = 7,2 \text{ W/K (se formel 3.24)}$$

$$Q^e_{VVB} = q'_{VVB} \cdot (55 - 25)^\circ\text{C} = 216 \text{ W} \simeq \underline{0,2 \text{ kW}}$$

$$q'_{\text{panna}} = 0,12 / (1 \cdot 0,060) \cdot \sqrt{3\,0\,0} = 35 \text{ W (se formel 3.8)}$$

$$Q^e_{\text{panna}} = q'_{\text{panna}} \cdot (80 - 25)^\circ\text{C} = 1,93 \text{ kW} \simeq \underline{1,9 \text{ kW}}$$

Lösning uppgift 16

Årsverkningsgraden $\eta_{\text{år}}$ kan uttryckas i:

$$\eta_{\text{år}} = \frac{\text{Vad man får}}{\text{Vad man betalar}}$$

$$\Rightarrow \eta_{\text{år}} = \frac{Q_{\text{gas}} - Q_{\text{förlust}}}{Q_{\text{gas}}} = 1 - \frac{Q_{\text{förlust}}}{Q_{\text{gas}}}$$

där: $Q_{\text{förlust}} = Q_{\text{panna}} + Q_{\text{förlrör}} + Q_{\text{förlventiler}} + Q_{\text{förl VVB}} + Q_{\text{förl rökgas}} + Q_{\text{förlgenomströmning}}$

$$Q_{\text{förlust}} = (7 \text{ kW} + 6 \text{ kW} + 2 \text{ kW} + 1 \text{ kW} + 0 \text{ kW}) \cdot 8760 \text{ h/år} + Q_{\text{förlust rökgas}}$$

$$Q_{\text{förlust}} = 140 \text{ MW} + Q_{\text{förlust rökgas}}$$

Av formel (3.4) fås:

$$Q_{2,t} = 20,94 - 18,617/(\lambda - 0,1109) = 5,0 \%$$

$$RT = \{66/21 - 5,0\} + 1\} \cdot \{160 - 20\}/100\} = 7,2 \%$$

$$Q_{\text{gas}} = 200\,000 \text{ m}^3_{\text{n,NG}} \cdot 10,879 \text{ kWh/m}^3_{\text{NG}} = 2176 \text{ MWh}$$

$$Q_{\text{förlust rökgas}} = Q_{\text{gas}} \cdot 7,2 \% = 157 \text{ MWh}$$

$$\eta_{\text{år}} = 1 - Q_{\text{förlust}}/Q_{\text{gas}} = 1 - (140 + 157)/2176 = 0,86 \approx \underline{86 \%}$$

Lösning uppgift 17

[Se sid.30, 104 och 107]

Den levererade värmeenergin antas utgöra 15 % av uppvärmningen av tappvarmvattnet.

$$N = \{0,15 \cdot (\text{GUF} + \text{GAF}) \cdot (1 - 0,25)\} / \{5 \text{ kWh} \cdot 365 \text{ dygn/år}\}$$

$$= \{0,15 \cdot 3\,000\,000 \cdot (1 - 0,25)\} / \{5 \text{ kWh} \cdot 365 \text{ dygn/år}\} = 185 \text{ hushåll}$$

$$P_{\text{eff}} = N \cdot \text{SAM} \cdot P_{\text{eff per lägenhet}} = 185 \cdot (0,972 \cdot 185)^{-0,612} \cdot 32 \text{ kW}$$

$$= (0,972 \cdot 185)^{(1-0,612)} \cdot 93 \text{ kW} = \underline{236 \text{ kW}}$$

Lösning uppgift 18

[Se sid. 30, 46-50, 105]

$$\text{GUF/GAF} = \{25 + (100 - 25) \cdot 0,15\} / \{100 - 25 - (100 - 25) \cdot 0,15\} = 0,57$$

$$f(\text{GUF/GAF}) = (0,57 + 1) / (1/3013) \cdot 32/24 + 0,57/8760 = 3093 \text{ h}$$

$$Q^{\text{e}}_{\text{behov}} = (\text{GUF} + \text{GAF})/f(\text{GUF/GAF}) = 970 \text{ kW}$$

$$P_{\text{eff. mid.}} = 0,21 \cdot N = 0,21 \cdot 185 = 39 \text{ kW}$$

$$\Delta P_{\text{eff. mid.}} = P_{\text{eff.}} - P_{\text{eff. mid.}} = 236 \text{ kW} - 39 \text{ kW} = 197 \text{ kW}$$

$$Q^{\text{e}}_{\text{dim}} = Q^{\text{e}}_{\text{behov}} + \Delta P_{\text{eff.}} = 970 \text{ kW} + 197 \text{ kW} = 1167 \text{ kW} \simeq \underline{1,2 \text{ MW}}$$

95-08-18

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
001	Systemoptimering vad avser ledningstryck	Apr 91	Stefan Grudén TUMAB	100
002	Mikrokraftvärmeverk för växthus. Utvärdering	Apr 91	Roy Ericsson Kjessler & Mannerstråle AB	100
004	Krav på material vid kringfyllnad av PE-gasledningar	Apr 91	Jan Molin VBB VIAK	50
005	Teknikstatus och marknadsläge för gasbaserad minikraftvärme	Apr 91	Per-Arne Persson SGC	150
006	Keramisk fiberbrännare - Utvärdering av en demo-anläggning	Jan 93	R Brodin, P Carlsson Sydkraft Konsult AB	100
007	Gas-IR teknik inom industrin. Användnings- områden, översiktlig marknadsanalys	Aug 91	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	100
009	Läcksökning av gasledningar. Metoder och instrument	Dec 91	Charlotte Rehn Sydkraft Konsult AB	100
010	Konvertering av aluminiumsmältugnar. Förstudie	Sep 91	Ola Hall, Charlotte Rehn Sydkraft Konsult AB	100
011	Integrerad naturgasanvändning i tvätterier. Konvertering av torktumlare	Sep 91	Ola Hall Sydkraft Konsult AB	100
012	Odöranter och gasolkondensats påverkan på gasrörssystem av polyeten	Okt 91	Stefan Grudén, F. Varmedal TUMAB	100
013	Spektralfördelning och verkningsgrad för gaseldade IR-strålare	Okt 91	Michael Johansson Drifttekniska Instit. vid LTH	150
014	Modern gasteknik i galvaniseringsindustri	Nov 91	John Danelius Vattenfall Energisystem AB	100
015	Naturgasdrivna truckar	Dec 91	Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	100
016	Mätning av energiförbrukning och emissioner före o efter övergång till naturgas	Mar 92	Kjell Wanselius KW Energiprodukter AB	50
017	Analys och förslag till handlingsprogram för området industriell vätskevärmning	Dec 91	Rolf Christensen AF-Energikonsult Syd AB	100
018	Skärning med acetylen och naturgas. En jämförelse.	Apr 92	Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	100

95-08-18

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
019	Läggning av gasledning med plöjteknik vid Glostorp, Malmö. Uppföljningsprojekt	Maj 92	Fallsvik J, Haglund H m fl SGI och Malmö Energi AB	100
020	Emissionsdestruktion. Analys och förslag till handlingsprogram	Jun 92	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
021	Ny läggningsteknik för PE-ledningar. Förstudie	Jun 92	Ove Ribberström Ove Ribberström Projekt. AB	150
022	Katalog över gastekniska FUD-projekt i Sverige. Utgåva 4	Aug 92	Svenskt Gastekniskt Center	150
023	Läggning av gasledning med plöjteknik vid Lillhagen, Göteborg. Uppföljningsproj.	Aug 92	Nils Granstrand m fl Göteborg Energi AB	150
024	Stumsvetsning och elektromuffsvetsning av PE-ledningar. Kostnadsaspekter.	Aug 92	Stefan Grudén TUMAB	150
025	Papperstorkning med gas-IR. Sammanfattning av ett antal FUD-projekt	Sep 92	Per-Arne Persson Svenskt Gastekniskt Center	100
026	Koldioxidgödsling i växthus med hjälp av naturgas. Handbok och tillämpn.exempel	Aug 92	Stig Arne Molén m fl	150
027	Decentraliserad användning av gas för vätskevärmning. Två praktikfall	Okt 92	Rolf Christensen AF-Energikonsult	150
028	Stora gasledningar av PE. Teknisk och ekonomisk studie.	Okt 92	Lars-Erik Andersson, Åke Carlsson, Sydkraft Konsult	150
029	Catalogue of Gas Techn Research and Development Projects in Sweden (På engelska)	Sep 92	Swedish Gas Technology Center	150
030	Pulsationspanna. Utvärdering av en demo-anläggning	Nov 92	Per Carlsson, Åsa Marbe Sydkraft Konsult AB	150
031	Detektion av dräneringsrör. Testmätning med magnetisk gradiometri	Nov 92	Carl-Axel Triumf Triumf Geophysics AB	100
032	Systemverkn.grad efter konvertering av vattenburen elvärme t gasvärme i småhus	Jan 93	Jonas Forsman Vattenfall Energisystem AB	150
033	Energiuppföljning av gaseldad panncentral i kvarteret Malörten, Trelleborg	Jan 93	Theodor Blom Sydkraft AB	150
034	Utvärdering av propanexponerade PEM-rör	Maj 93	Hans Leijström Studsvik AB	150

95-08-18

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
035	Hemmatankning av naturgasdriven personbil. Demonstrationsprojekt	Jun 93	Tove Ekeborg Vattenfall Energisystem	150
036	Gaseldade genomströmningsberedare för tappvarmvatten i småhus. Litteraturstudie	Jun 93	Jonas Forsman Vattenfall Energisystem	150
037	Verifiering av dimensioneringsmetoder för distributionsledningar. Litt studie.	Jun 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
038	NOx-reduktion genom reburning med naturgas. Fullskaleförsök vid SYSAV i Malmö	Aug 93	Jan Bergström Miljökonsulterna	150
039	Pulserande förbränning för torkändamål	Sep 93	Sten Hermodsson Lunds Tekniska Högskola	150
040	Organisationer med koppling till gasteknisk utvecklingsverksamhet	Feb 94	Jörgen Thunell SGC	150
041	Fältsortering av fyllnadsmassor vid läggning av PE-rör med lägningsbox.	Nov 93	Göran Lustig Elektro Sandberg Kraft AB	150
042	Deponigasens påverkan på polyetenrör.	Nov 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
043	Gasanvändning inom plastindustrin, handlingsplan	Nov 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
044	PA 11 som material ledningar för gasdistribution.	Dec 93	Thomas Ehrstedt Sydkraft Konsult AB	150
045	Metoder att höja verkningsgraden vid avgaskondensering	Dec 93	Kjell Wanselius KW Energiprodukter AB	150
046	Gasanvändning i målerier	Dec 93	Charlotte Rehn et al Sydkraft Konsult AB	150
047	Rekuperativ aluminiumsmältugn. Utvärdering av degelugn på Värnamo Pressgjuteri.	Okt 93	Ola Hall Sydkraft Konsult AB	150
048	Konvertering av dieseldrivna reservkraftverk till gasdrift och kraftvärmeprod	Jan 94	Gunnar Sandström Sydkraft Konsult AB	150
049	Utvecklad teknik för gasinstallationer i småhus	Feb 94	P Kastensson, S Ivarsson Sydgas AB	150
050	Korrosion i flexibla rostfria insatsrör (Finns även i engelsk upplaga)	Dec 93	Ulf Nilsson m fl LTH	150

95-08-18

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
051	Nordiska Degelugnsprojektet. Pilot- och fältförsök med gasanvändning.	Nov 93	Eva-Maria Svensson Glafo	150
052	Nordic Gas Technology R&D Workshop. April 20, 1994. Proceedings.(På engelska)	Jun 94	Jörgen Thunell, Editor Swedish Gas Center	150
053	Tryckhöjande utrustning för gas vid metallbearbetning -- En förstudie av GT-PAK	Apr 94	Mårten Wärnö MGT Teknik AB	150
054	NOx-reduktion genom injicering av naturgas i kombination med ureainsprutning	Sep 94	Bent Karll, DGC P Å Gustafsson, Miljökons.	100
055	Trevägs-katalysatorer för stationära gasmotorer.	Okt 94	Torbjörn Karlelid m fl Sydkraft Konsult AB	150
056	Utvärdering av en industriell gaseldad IR-strålare	Nov 94	Johansson, M m fl Lunds Tekniska Högskola	150
057	Läckagedetekteringssystem i storskaliga gasinstallationer	Dec 94	Fredrik A Silversand	150
058	Demonstration av låg-NOx-brännare i växthus	Feb 95	B Karll, B T Nielsen Dansk Gasteknisk Center	150
059	Marknadspotential naturgaseldade industriella IR-strålare	Apr 95	Rolf Christensen Enerkon RC	150
060	Rekommendationer vid val av flexibla insatsrör av rostfritt i villaskorstenar	Maj 95	L Hedeén, G Björklund Sydgas AB	0
061	Polyamidrör för distribution av gasol i gasfas. Kunskapssammanställning	Jul 95	Tomas Tränkner Studsvik Material AB	150
062	PE-rörs tålighet mot yttre påverkan. Sammanställning av utförda praktiska försök	Aug 95	Tomas Tränkner Studsvik Material AB	150
063	Naturgas på hjul. Förutsättningar för en storskalig satsning på NGV i Sverige	Aug 95	Naturgasbolagens NGV- grupp	150
064	Energieffektivisering av större gaseldade pannanläggningar. Handbok	Aug 95	Lars Frederiksen Dansk Gasteknisk Center	200
A01	Fordonstankstation Naturgas. Parallellkoppling av 4 st Fuel Makers	Feb 95	Per Carlsson Göteborg Energi	50
A02	Uppföljning av gaseldade luftvärmare vid Arlövs Sockerraffinaderi	Jul 95	Rolf Christensen Enercon RC	50

95-08-18

RAPPORTFÖRTECKNING

SGC Nr	Rapportnamn	Rapport datum	Författare	Pris kr
A03	Gasanvändning för färjedrift. Förstudie (Konfidentiell)	Jul 95	Gunnar Sandström Sydkraft Konsult	0
A04	Bussbuller. Förslag till mätprogram	Jun 95	Ingemar Carlsson Ecotrans Teknik AB	50



Svenskt Gastekniskt Center AB

Box 19011, 200 73 MALMÖ
Telefon: 040- 37 55 90
Telefax: 040- 37 55 96

KFS AB, LUND