



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R78:1979

A149 (657)

**Uppvärmning av ventila-
tionsluft med hjälp av
solfångare**

Förstudie

**Hans Johnsson
Staffan Stillesjö**

Byggforskningen

R78:1979

UPPVÄRMNING AV VENTILATIONS LUFT MED HJÄLP AV SOLFÅNGARE

Förstudie

Hans Johnsson
Staffan Stillesjö

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 770507-4 från Statens råd för byggnadsforskning till Ingenjörfirman Orrje & Co AB, Stockholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R78:1979

ISBN 91-540-3050-1
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1979 954776

INNEHÅLL

| | |
|--|----|
| BETECKNINGAR | 4 |
| 1 BAKGRUND | 5 |
| 2 PRINCIPUTFÖRANDE | 6 |
| 3 TEORETISKA BERÄKNINGAR | 7 |
| 3.1 Beräkning av verkningsgrad | 7 |
| 3.1.1 Härledning av det allmänna uttrycket för beräkning av förvärmningstemperaturen | 7 |
| 3.1.2 Beräkning av totala inre värmeövergångstalet | 9 |
| 3.1.3 Beräkning av värmeövergångstalet på grund av konvektion | 13 |
| 3.1.4 Övriga storheter som behövs vid beräkning av verkningsgraden | 16 |
| 3.2 Beräkning av tryckfallet | 17 |
| 3.3 Beräknade värden på verkningsgrad, tryckfall, m m. | 17 |
| 3.4 Beräkning av energivinsten | 22 |
| 3.5 Jämförelse med tidigare genomförda undersökningar | 24 |
| 4 UNDERSÖKNING AV ANVÄNDBARHETEN FÖR SOLFÅNGAREN | 26 |
| 4.1 Möjlig energibesparing | 26 |
| 4.2 Solfångaren i kombination med värmeåtervinning | 27 |
| 4.3 Inverkan av olika placering av solfångaren | 29 |
| 4.4 Skillnaden i lufttemperatur mellan söder- och norrfasaden | 31 |
| REFERENSER | 33 |
| SAMMANFATTNING | 35 |

BETECKNINGAR

| | | |
|-------------------|--|-----------------------|
| A | yta | (m ²) |
| a | absorptionstal | dim.löst |
| b | bredd | (m) |
| c _p | luftens specifika värme | (Ws/kg) |
| d _h | hydraulisk diameter | (m) |
| I | solintensitet vinkelrätt mot solfångaren | (W/m ²) |
| l | längd (= höjd vid vertikal orientering) | (m) |
| \dot{m} | luftens massflöde | (kg/s) |
| P | effekt | (W) |
| p | tryck | (Pa) |
| s | spaltbredd | (m) |
| t _{abs} | absorbatorplätens temperatur | (°C) |
| t _{förv} | förvärmningstemperatur | (°C) |
| t _{luft} | luftens temperatur i solfångaren | (°C) |
| t _{vägg} | väggens temperatur | (°C) |
| t _{ute} | utetemperaturen | (°C) |
| T | absoluta temperaturen | (K) |
| v | lufthastighet | (m/s) |
| α_i | totala värmeövergångstalet från absorbator till luft | (W/m ² ·K) |
| α_k | värmeövergångstal på grund av konvektion | (W/m ² ·K) |
| α_v | värmeövergångstal från absorbator till omgivningen | (W/m ² ·K) |
| ϵ | emissionstalet | dim.löst |
| ρ | luftdensitet | (kg/m ³) |

1 BAKGRUND

I byggnader med FT-ventilationssystem, dvs system med både från- och tilluftfläktar, åtgår ofta ca 35-50 % av byggnadens energiförbrukning till att värma upp uteluften.

Vid placering av uteluftintaget strävar man efter att sommartid få så låg temperatur som möjligt på uteluften. Detta för att undvika övertemperaturer i byggnaderna under denna tid. Uteluftintaget placeras därför normalt på norrfasaden eller, vilket också är vanligt, på taket.

Genom att förvärma uteluften med en, helst på söderfasaden, placerad solfångare kan uppvärmningsbehovet för tilluften reduceras. Av ovan nämnda skäl bör det göras möjligt att koppla bort solfångaren och ta in uteluften från norrfasaden eller taket.

Solfångaren kan göras mycket enkel och ändå få hög verkningsgrad genom att temperaturhöjningen på det uppvärmda mediet (luften) är betydligt lägre än vad som vanligen gäller för andra typer av solfångare. Uteluften behöver ju normalt endast värmas till ungefär samma temperatur som inomhusluften. Även om verkningsgraden hos solfångaren är hög, kommer dock den totala procentuella energibesparingen för uppvärmning av uteluften att bli förhållandevis liten. Anledningen är att solinstrålning långa tider är låg och att möjlighet till lagring av energi saknas i detta system. I många fall behövs dock ingen lagringsmöjlighet, eftersom byggnader med FT-ventilation ofta endast utnyttjas under dagtid. Ventilationen stängs då av nattetid. Genom att det totala uppvärmningsbehovet för ventilationsluft är mycket stor, ger även en ganska liten procentuell besparing stora besparingsmöjligheter absolut sett. Detta i kombination med mycket låg investeringskostnad, gör denna typ av solfångare väl motiverad i många fall.

2 PRINCIPUTFÖRANDE

Solfångaren placeras lämpligen vertikalt och orienterad mot söder. Vertikal orientering är i detta fall lämpligare än horisontell orientering, då en vertikal solfångare ger större energivinst då solen står lågt. Detta är fallet under en stor del av uppvärmningssäsongen.

Principutförandet för inkoppling av solfångaren visas i FIG. 2.1.

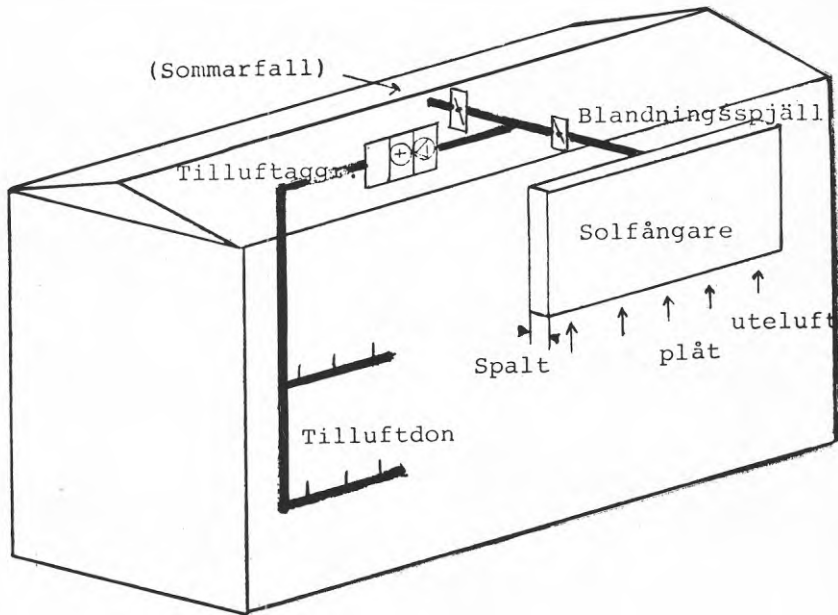


FIG. 2.1 Principutförande för inkoppling av solfångare för förvärmning av ventilationsluft.

Luften tas in i nedre delen av solfångaren, där luften passerar en spalt mellan vägg och den plåt som utgör solfångaren. Då plåten är solbelyst värms den upp och värmer i sin tur upp luften. Den förvärmade luften leds genom en kanal till en blandningsdel till vilken även kanalen från norrfasaden är ansluten. Beroende på temperaturförhållandena kommer en reglercentral att styra blandningsspjällen så att rätt förhållande mellan outhämt uteluft och förvärmad uteluft erhålls.

Extrema driftfall är dels en vinterdag med solinstrålning då all luft kommer att passera solfångaren, dels en varm sommar dag då all luft kommer att tas in via uteluftintaget på norrfasaden.

3 TEORETISKA BERÄKNINGAR

3.1 Beräkning av verkningsgrad

3.1.1 Härledning av det allmänna uttrycket för beräkning av förvärmningstemperaturen

Den solfångare som troligen är bäst lämpad för förvärmning av ventilationsluft består av en solbelyst plåtabsorbator. Absorbatorn kyls från baksidan av ventilationsluften som passerar i spalten mellan absorbator och vägg.

Verkningsgraden för denna typ av solfångare är, förutom av temperaturnivån, till stor del beroende av värmeövergångstalen på plåtens in- och utsida. Värdet på dessa storheter kan variera kraftigt både beroende på dimensionering och driftförhållanden (bl a vindhastigheten). Beräkningen av verkningsgraden är alltså mera komplicerad än vad som gäller för glasade solfångare där verkningsgraden till stor del styrs av värmemotståndet hos glasingen.

I FIG. 3.1. visas solfångaren med beteckningar på de storheter som behövs för att beräkna verkningsgraden.

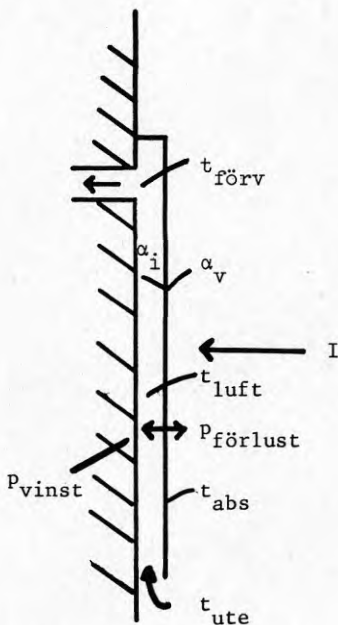


FIG. 3.1 Solfångaren med beteckningar på olika storheter angivna.

- I = infallande solinstrålning vinkelrätt mot solfångaren
 $P_{\text{förlust}}$ = konvektions- och strålningsförluster från utsidan av plåten (W)
 P_{vinst} = till ventilationsluften från plåten tillförd effekt (W)
 α_v = värmeövergångstal från plåt till omgivningen (W/m²·K)
 α_i = värmeövergångstal från plåt till ventilationsluft
 t_{ute} = utetemperatur vilket också är detsamma som ingångstemperatur till solfångaren (°C)
 $t_{\text{förv}}$ = temperatur till vilken ventilationsluften förvärms (°C)
 t_{luft} = förvärmningstemperatur i speciell punkt (°C)
 t_{abs} = absorbatörplåttemperatur i speciell punkt (°C)

Vid beräkning av verkningsgraden gäller att verkningsgraden ej är konstant över solfångaren, utan är högst där uteluften tas in och lägst där luften har förvämts.

$$I \cdot A = P_{\text{vinst}} + P_{\text{förlust}} \quad (1)$$

$$P_{\text{vinst}} = \alpha_i \cdot A(t_{\text{abs}} - t_{\text{luft}}) \quad (2)$$

$$P_{\text{förlust}} = \alpha_v \cdot A(t_{\text{abs}} - t_{\text{ute}}) \quad (3)$$

(2) och (3) insatt i (1) ger:

$$I \cdot A = \alpha_i \cdot A(t_{\text{abs}} - t_{\text{luft}}) + \alpha_v \cdot A(t_{\text{abs}} - t_{\text{ute}})$$

t_{abs} kan nu beräknas varvid följande resultat erhålls:

$$t_{\text{abs}} = \frac{I + t_{\text{ute}} \cdot \alpha_v + t_{\text{luft}} \cdot \alpha_i}{\alpha_i + \alpha_v} \quad (4)$$

(4) insatt i (2) ger:

$$P_{\text{vinst}} = \left(\frac{I + t_{\text{ute}} \cdot \alpha_v + t_{\text{luft}} \cdot \alpha_i}{\alpha_i + \alpha_v} - t_{\text{luft}} \right) \cdot \alpha_i \cdot A \quad (5)$$

för ett delement. dA gäller följande:

$$\frac{dA \cdot P_{\text{vinst}}}{A} = \dot{m} \cdot c_p \cdot dt_{\text{luft}} \quad (6)$$

där dA = ett delement av absorbatören (m²)
 \dot{m} = luftens massflöde (kg/s)

Med (6) insatt i (5) fås:

$$dt_{\text{luft}} = \left(\frac{I + t_{\text{ute}} \cdot \alpha_v + t_{\text{luft}} \cdot \alpha_i}{\alpha_i + \alpha_v} - t_{\text{luft}} \right) \frac{\alpha_i \cdot dA}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (7)$$

Med hjälp av ovanstående differentialekvation kan $t_{\text{förv}}$ beräknas. Integralen kan lösas exakt, men numerisk lösning är enklast. Lösningen fås då genom att solfångarytan delas i ett antal element. Man räknar sedan ut och summerar temperaturhöjningen efter varje element enligt följande:

$$t_{\text{förv}} = t_{\text{ute}} + \sum_{n=1}^{n=N} \left(\frac{I + t_{\text{ute}} \cdot \alpha_v + t_{\text{luft}_n} \cdot \alpha_i}{\alpha_i + \alpha_v} - t_{\text{luft}_n} \right) \frac{\alpha_i \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p \cdot N} \quad (8)$$

där $t_{\text{luft}_{n=1}} = t_{\text{ute}}$

Sluttemperatur $t_{\text{förv}}$ erhålls efter att temperaturhöjningarna över samtliga dellement summerats.

I denna numeriska integration finns givetvis ett fel. Med stegindelningen vald så att temperaturhöjningen över varje steg begränsas till maximalt 1°C blir dock felet försumbart.

3.1.2 Beräkning av totala inre värmeövergångstalet

Beräkningen av det totala inre värmeövergångstalet (α) kompliceras av att värme överförs både genom konvektion och strålning.

En ytterligare komplicerande faktor är att man ändrar värmetransporten genom väggen. Denna påverkan är dock liten och försummas i dessa beräkningar.

I FIG. 3.2 visas värmeflödena från absorbatortill luft.

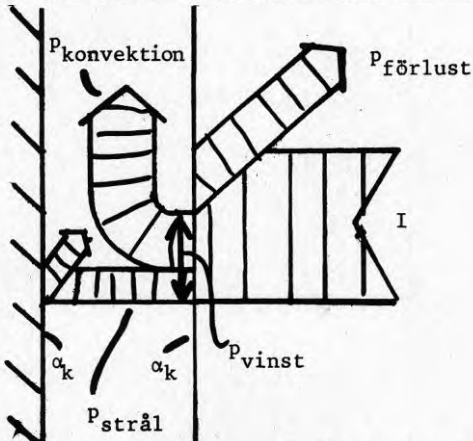


FIG. 3.2. värmeflöden vid absorbatortyta.

$P_{\text{strål}}$ bestäms enligt följande:

$$P_{\text{strål}} = \sigma \cdot F_{12} \cdot A (T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{vägg}}^4) \quad (\text{W}) \quad (9)$$

där σ = Stefan - Boltzmanns konstant $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

F_{12} = geometrisk faktor dim lös

A = absorbatoryta (m²)

T_{abs} = absoluta temperaturen på absorbatorn (K)

$T_{\text{vägg}}$ = absoluta temperaturen på väggen (K)

Formel (9) kan användas i en förenklad form:

$$P_{\text{strål}} = \alpha_s \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{vägg}}) \quad (10)$$

$$\text{där } \alpha_s = F_{12} \cdot \sigma \cdot \frac{T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{vägg}}^4}{T_{\text{abs}} - T_{\text{vägg}}}$$

Geometrisk faktor bestäms enligt följande för två parallella plana ytor:

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{\text{abs}}} + \frac{1}{\epsilon_{\text{vägg}}} - 1} \quad (11)$$

där ϵ är emissionstalen för absorbator respektive vägg.

Emissionstalet är för matt lack ca 0,95. Följande värde för formfaktorn fås därvid.

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{0,95} + \frac{1}{0,95} - 1} = 0,90$$

I aktuellt temperaturintervall fås för de övriga faktorerna som bestämmer α_s ungefär följande värde:

$$\sigma \cdot \frac{T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{vägg}}^4}{T_{\text{abs}} - T_{\text{vägg}}} = 5,6$$

Detta ger följande värde för värmeövergångstalet för strålning:

$$\alpha_s = 0,90 \cdot 5,6 = 5,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

vilket ger:

$$P_{\text{strål}} = 5,0 \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{vägg}}) \quad (\text{W}) \quad (12)$$

$t_{\text{vägg}}$ är dock okänd och måste bestämmas med hjälp av värmebalans för värmeflödena till och från vägg. Strålningseffekten mot väggen skall vara lika stor som värmeöverföringen på grund av konvektion från vägg till luft.

$$\alpha_s \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{vägg}}) = \alpha_k \cdot A (t_{\text{vägg}} - t_{\text{luft}}) \quad (13)$$

Med hjälp av denna ekvation kan $t_{\text{vägg}}$ bestämmas.

$$t_{\text{vägg}} = \frac{\alpha_s \cdot t_{\text{abs}} + \alpha_k \cdot t_{\text{luft}}}{\alpha_k + \alpha_s} \quad (14)$$

Med (14) insatt i (12) samt med tidigare beräknat värde på α_s fås:

$$P_{\text{strål}} = 5,0 \cdot A \left(t_{\text{abs}} - \frac{5 \cdot t_{\text{abs}} + \alpha_k \cdot t_{\text{luft}}}{\alpha_k + 5} \right) \quad (15)$$

Enligt FIG.3.2 är:

$$P_{\text{vinst}} = P_{\text{strål}} + P_{\text{konv}} = P_{\text{konv}} \left(1 + \frac{P_{\text{strål}}}{P_{\text{konv}}} \right) \quad (16)$$

där:

$$P_{\text{konv}} = \alpha_k \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{luft}}) \quad (17)$$

Kvoten $\frac{P_{\text{strål}}}{P_{\text{konv}}}$ har i tabellen på nästa sida beräknats för olika värden på α_k (kvoten är oberoende av t_{abs} och t_{luft}).

| α_k | $\frac{P_{\text{strål}}}{P_{\text{konv}}}$ |
|------------|--|
| 5 | 0,50 |
| 10 | 0,33 |
| 15 | 0,25 |
| 20 | 0,20 |
| 25 | 0,17 |
| 30 | 0,14 |
| 35 | 0,13 |
| 40 | 0,11 |

För normala värden på α_k är kvoten ca 0,15. Detta värde används för att beräkna p_{vinst} enligt (10).

$$P_{\text{vinst}} = P_{\text{konv}} \left(1 + \frac{P_{\text{strål}}}{P_{\text{konv}}}\right) = P_{\text{konv}} (1 + 0,15) = 1,15 \cdot P_{\text{konv}}$$

enligt (2) är:

$$P_{\text{vinst}} = \alpha_i \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{luft}})$$

och enligt (17) är:

$$P_{\text{konv}} = \alpha_k \cdot A (t_{\text{abs}} - t_{\text{luft}})$$

En jämförelse ger nu följande:

$$\alpha_i = 1,15 \cdot \alpha_k \quad (18)$$

3.1.3. Beräkning av värmeövergångstalet på grund av konvektion

Principen för solfångaren är som tidigare nämnts att luften strömmar mellan en plåt och vägg på ett sätt som visar i FIG. 3.3.

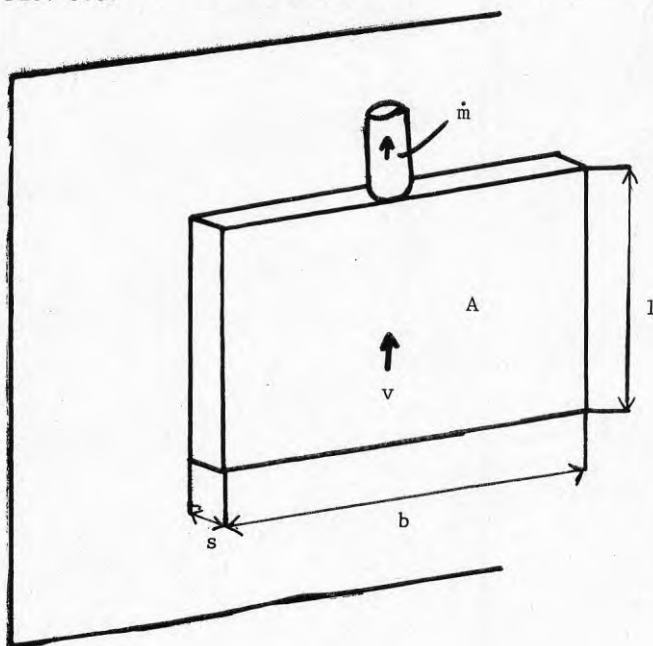


FIG. 3.3. Storheter för beräkning av α_k

Följande beteckningar används:

| | | | |
|------------|---|---|-----------------------|
| s | = | spalttjocklek mellan plåt och vägg | (m) |
| b | = | solfångarbredd | (m) |
| l | = | solfångarens längd (= höjd) | (m) |
| \dot{m} | = | luftens massflöde | (kg/s) |
| v | = | luftens hastighet i spalten | (m/s) |
| α_k | = | värmeövergångstal via konvektion mellan absorbatör och luft | (W/m ² ·K) |

Absorbatorplåten antas vara helt plan. Detta kommer i praktiken troligen ej att vara det lämpligaste utförandet. Någon form av korrugering är troligen bättre, då detta styrvar upp plåten. Är korrugeringen längs med luftströmningsriktningen, så den bildar kanaler där luften passerar, blir värmeövergångstalet ungefär detsamma som för en plan absorbatör. Strömmar luften vinkelrätt mot korrugeringen ökar värmeövergångstalet kraftigt. Även tryckfallet ökar dock kraftigt varför det inte är säkert att detta utförande är att föredra. Dessa frågor har dock ej undersökts närmare i denna rapport, utan här har antagits att absorbatörplåten är plan.

Det allmänna uttrycket för värmeövergångstalet vid turbulent rörströmning är enligt ref (1) följande:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (19)$$

$$\text{Nu} = \text{Nussels tal} = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda}$$

$$\text{Re} = \text{Reynolds tal} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Pr} = \text{Prandts tal} = \frac{\nu}{a}$$

Följande värden på storheter som gäller vid en lufttemperatur av +10°C sätts in i formeln.

$$\text{Pr} = 0,71$$

$$\lambda = \text{värmeledningstalet} = 25,0 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\nu = \text{kinematiska viskositeten} = 14,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Uttrycket kan då förenklas till följande:

$$\alpha_k = 3,4 \cdot v^{0,8} \cdot d_h^{-0,2}$$

$$\text{där } d_h = \text{hydraulisk diameter} = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (\text{m}) \quad (20)$$

$$A = \text{tvärsnittsarean (m}^2\text{)}$$

$$U = \text{omkretsen (m)}$$

enligt figur 2.3. fås i detta fall att:

$$d_h = \frac{4 \cdot s \cdot b}{2 \cdot s + 2 \cdot b}$$

då $s \ll b$ kan detta skrivas:

$$d_h = \frac{4 \cdot s \cdot b}{2 \cdot b} = 2 \cdot s \quad (21)$$

(21) insatt i (20) ger:

$$\alpha_k = 3,0 \cdot v^{0,8} \cdot s^{-0,2} \quad (22)$$

I FIG. 3.4. visas värmeövergångstalet beräknat för olika hastigheter och spaltbredder.

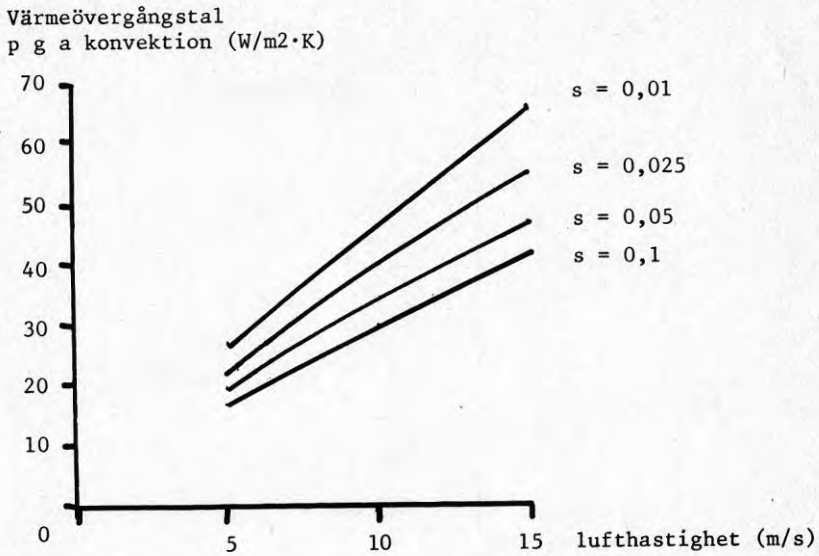


FIG. 3.4. Värmeövergångstalet på grund av konvektion vid olika spaltbredder och lufthastigheter.

I stället för lufthastigheten kan massflödet sättas in i formel (12) och då erhålls:

$$\alpha_k = 3,0 \cdot \dot{m}^{0,8} \cdot (\rho \cdot b)^{-0,8} \cdot s^{-1} \quad (23)$$

med densiteten $\rho_{\text{luft}} = 1,2$ fås:

$$\alpha_k = 2,6 \cdot \dot{m}^{0,8} \cdot b^{-0,8} \cdot s^{-1} \quad (24)$$

och med (18)

$$\alpha_i = 1,15 \cdot \alpha_k$$

fås att:

$$\alpha_i = 3,0 \cdot \dot{m}^{0,8} \cdot b^{-0,8} \cdot s^{-1} \quad (25)$$

3.1.4. Övriga storheter som behövs vid beräkning av verkningsgraden

I formel (8) för beräkning av förvärmningstemperaturen ingick ytterligare två storheter som måste bestämmas.

Med p_{abs} avsågs av absorbatoren mottagen effekt. En viss del av solinstrålningen kommer att reflekteras, varför mottagen effekt är mindre än instrålad effekt.

Mottagen effekt kan beräknas enligt följande:

$$P_{abs} = a \cdot P_{sol} \quad (26)$$

där a = absorbtionstalet
 P_{sol} = instrålad soleffekt vinkelrätt mot ytan (W/m^2)
 P_{abs} = absorberad effekt

Absorbtionstalet är ca 0,90 - 0,95. Här antas 0,90, varför:

$$P_{abs} = 0,9 \cdot P_{sol}$$

Det yttre värmeövergångstalet α_u är kraftigt beroende av vindhastigheten. För normala förhållanden är värdet ca $14 W/m^2 \cdot ^\circ C$. Vid höga vindhastigheter kan dock värdet vara betydligt högre. Detta bör beaktas vid installation av denna typ av solfångare. Placeras solfångaren på ett vindskyddat ställe ökar verkningsgraden.

Samtliga storheter som behövs för att beräkna temperaturhöjning på luften enligt formel (7b) har nu bestämts och kan sättas in i formeln.

$$t_{förv} = t_{ute} + \sum_{n=1}^{n=N} \left(\frac{P_{sol} \cdot 0,9 + t_{ute} \cdot \alpha_v + t_{luft_n} \cdot \alpha_i}{\alpha_i \cdot \alpha_v} - t_{luft_n} \right) \frac{\alpha_i \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p \cdot N} \quad (27)$$

där $t_{luft_{n=1}} = t_{ute}$

$$\text{och } \alpha_i = 1,15 \cdot 2,6 \cdot \dot{m}^{0,8} \cdot b^{-0,8} \cdot s^{-1}$$

Efter att $t_{förv}$ beräknats enligt ovan kan verkningsgraden lätt bestämmas:

$$\eta = \frac{(t_{förv} - t_{ute}) \cdot c_p \cdot \dot{m}}{P_{sol} \cdot 0,9 \cdot A} \quad (28)$$

3.2 Beräkning av tryckfallet

För friktionstryckfallet i en solfångare med plan absorberatorvägg gäller:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot v^2}{d_h \cdot 2} \quad (\text{Pa}) \quad (29)$$

där Δp = friktionstryckfall (Pa)
 λ = friktionstal dim löst
 l = längd (m)
 d_h = hydraulisk diameter (m)
 ρ = densiteten = 1,2 kg/m³
 v = lufthastigheten

Friktionstalet är beroende av ytråheten. Ytråheten kan troligen uppgå till någon millimeter och med aktuella mått på solfångaren ger detta ett friktionstal på ca 0,04. Med detta värde och storheter enligt FIG. 3.3. kan ekv. (29) uttryckas enligt följande:

$$\Delta p = \frac{0,0083 \cdot l \cdot \dot{m}^2}{s \cdot b^2} \quad (30)$$

där l = solfångarens längd i strömningsriktningen

Förutom friktionstryckfallet beräknas enligt ovan tillkommer engångsmotstånd i början och slutet av solfångaren. Genom konstruktiva åtgärder bör dock dessa förluster kunna hållas låga.

3.3 Beräknade värden på verkningsgrad, tryckfall, m m

I det följande redovisas beräknade verkningsgrader, tryckfall och temperaturhöjningar för en solfångare med följande data:

A_{abs} = 20 m² (area)
 b = 5 m (bredd)
 l = 4 m (längd)

Spaltbredd (s), massflöde (\dot{m}), solinstrålning (p) och yttre värmeövergångstal (α_v) har varierats i de följande beräkningarna, FIG. 3.5 - 3.8. Beräkningarna har utförts med dator.

| I N D A T A | | | | B E R Ä K N I N G S R E S U L T A T | | | | | |
|----------------------------------|------------|--------------------------------------|------------------|-------------------------------------|---------------|-------------------------|-----------------|----------------|-----------------------------------|
| α_v (W/m ² ·K) | s (m) | P _{sol} (W/m ²) | \dot{m} (kg/s) | t _{ute} (°C) | η (%) | t _{föörv} (°C) | Δp (Pa) | v (m/s) | α_i (W/m ² ·°C) |
| Yttre värmeövergångstal | Spaltbredd | Solinstrålning | Massflöde | Ute-temperatur | Verkningsgrad | Förvärmnings-temperatur | Tryckfall | Luft-hastighet | Totalt inre värmeövergångstal |
| 7 | 0,025 | 800 | 1,2 | 0 | 80,9 | 9,7 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 14 | 0,025 | 800 | 1,2 | 0 | 67,9 | 8,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 21 | 0,025 | 800 | 1,2 | 0 | 58,4 | 7,0 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 28 | 0,025 | 800 | 1,2 | 0 | 51,2 | 6,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 35 | 0,025 | 800 | 1,2 | 0 | 45,6 | 5,5 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |

FIG. 3.5. Inverkan av olika yttre värmeövergångstal.

| I N D A T A | | | | B E R Ä K N I N G S R E S U L T A T | | | | | |
|---|---------------------|-------------------------------|---|--------------------------------------|----------------------------------|--|------------------------------|-------------------------------|---|
| P_{sol} (W/m ²) Solinstrå- ning | s (m) Spaltbredd | \dot{m} (kg/s) Massflöde | α_v (W/m ² ·K) Yttre värmeöver- gångstal | t_{ute} (°C) Ute- temperatur | η (%) Verknings- grad | $t_{förr}$ (°C) Förräm- nings- temperatur | ΔP (Pa) Tryckfall | v (m/s) Luft- hastighet | α_i (W/m ² ·C) Totalt inre värmeöver- gångstal |
| 200 | 0,025 | 1,2 | 14 | 0 | 67,9 | 2,0 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 400 | 0,025 | 1,2 | 14 | 0 | 67,9 | 4,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 600 | 0,025 | 1,2 | 14 | 0 | 67,9 | 6,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 800 | 0,025 | 1,2 | 14 | 0 | 67,9 | 8,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 1000 | 0,025 | 1,2 | 14 | 0 | 67,9 | 10,2 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |

FIG. 3.6. Inverkan av olika solinstrålning.

| I N D A T A | | | | B E R Ä K N I N G S R E S U L T A T | | | | | |
|---------------------|-------|----------------------------------|--|-------------------------------------|-----------------------------|---|------------------------------|---------------------------|--|
| \dot{m} (kg/s) | s (m) | P_{sol} (W/m ²) | α_v (W/m ² ·K) Yttre värme övergångstal | t_{ute} (°C) Ute-temperatur | η (%) Verkningsgrad | $t_{förv}$ (°C) Temperaturförhöjning | Δp (Pa) Tryckfall | v (m/s) Luft-hastighet | α_i (W/m ² ·°C) Totalt inre värmeövergångstal |
| 0,3 | 0,025 | 800 | 14 | 0 | 39,0 | 18,7 | 7,6 | 2,0 | 12,6 |
| 0,6 | 0,025 | 800 | 14 | 0 | 53,8 | 12,9 | 30,6 | 4,0 | 22,0 |
| 1,2 | 0,025 | 800 | 14 | 0 | 67,9 | 8,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 1,8 | 0,025 | 800 | 14 | 0 | 74,9 | 6,0 | 275,4 | 12,0 | 53,0 |
| 2,4 | 0,025 | 800 | 14 | 0 | 79,2 | 4,7 | 489,5 | 16,0 | 66,7 |

FIG. 3.7. Inverkan av olika massflöde

| I N D A T A | | | | B E R Ä K N I N G S R E S U L T A T | | | | | |
|-------------------------|------------------------------|---|---|---|-------------------------------------|--|---------------------------------|----------------------------------|--|
| \dot{m} Spaltbredd | s (m) Sol- instrålning | P_{sol} (W/m ²) Massflöde | α_v (W/m ² ·K) Yttre värm- övergångs- tal | t_{ute} (°C) Ute- temperatur | η (%) Verknings- grad | $t_{förr}$ (°C) Förvärm- nings- temperatur | Δp (Pa) Tryckfall | v (m/s) Luft- hastighet | α_i (W/m ² ·°C) Totalt inre värmöver- gångstal |
| 0,01 | 1,2 | 800 | 14 | 0 | 79,7 | 9,6 | 1 912,3 | 20,0 | 95,8 |
| 0,025 | 1,2 | 800 | 14 | 0 | 67,9 | 8,1 | 122,4 | 8,0 | 38,3 |
| 0,05 | 1,2 | 800 | 14 | 0 | 54,4 | 6,5 | 15,3 | 4,0 | 19,2 |
| 0,075 | 1,2 | 800 | 14 | 0 | 45,4 | 5,4 | 4,5 | 2,7 | 12,7 |
| 0,1 | 1,2 | 800 | 14 | 0 | 38,9 | 4,7 | 1,9 | 2,0 | 9,6 |

FIG. 3.8. Inverkan av olika spaltbredd.

Som framgår av beräkningsresultatet blir verkningsgraden i de flesta fall mycket hög. Ett normalt driftfall med en lufthastighet av ca 8 m/s och en temperaturhöjning med ca 10°C ger enligt beräkningarna ca 60 % verkningsgrad.

Beräkningarna kan sammanfattas på följande sätt:

- verkningsgraden stiger med ökad lufthastighet,
- verkningsgraden stiger med minskad spaltbredd även om lufthastigheten är densamma,
- verkningsgraden sjunker för en och samma solfångare då massflödet minskas,
- verkningsgraden är oberoende av solinstrålningen,
- verkningsgraden är oberoende av utetemperaturen,
- tryckfallet stiger kraftigt med ökad lufthastighet.

3.4 Beräkning av energivinsten

Månadsmedelvärden för solinstrålningen gällande för Stockholm, mot ytor med olika orientering, finns publicerade i ref (2).

I FIG. 3.9. anges medelsolinstrålningen mot en vertikal yta orienterad mot söder. Månadsmedeltemperaturen ur ref (3) anges också.

| Månad | Solinstrålning kWh/m ² | Medeltemperatur °C |
|-----------|--------------------------------------|-----------------------|
| Januari | 19 | -2,9 |
| Februari | 44 | -3,1 |
| Mars | 88 | -0,7 |
| April | 90 | 4,4 |
| Maj | 90 | 10,1 |
| Juni | 87 | 14,9 |
| Juli | 84 | 17,8 |
| Augusti | 86 | 16,6 |
| September | 82 | 12,2 |
| Oktober | 59 | 7,1 |
| November | 22 | 2,8 |
| December | 12 | 0,1 |

FIG. 3.9. Medelsolinstrålningen mot vertikal söderorienterad yta.

En normal tillufttemperatur är ca 20°C. Förvärmer man uteluften med en solfångare som maximalt höjer tilluftens temperatur med ca 10°C kan därigenom inblåsningstemperaturen, främst under sommaren, överstiga 20°C. Detta undviks genom, som tidigare nämnts, blandning med uteluft från norrfasaden. Den solinstrålning som faller in då utetemperaturen överstiger ca 20°C kommer därigenom inte alls att utnyttjas. Under några sommarmånader brukar man också helt stänga av värmen för tilluften. Denna tid är dock vanligen kortare än den egentliga icke uppvärmnings-säsongen (14/4 - 18/8 för Stockholm).

En mycket intressant aspekt i detta sammanhang är att användningen blir mera motiverad ju längre norrut solfångaren är belägen. I Norrland finns det byggnader där man har ett stort uppvärmningsbehov för ventilationsluften, även under sommaren. Energivinsten ökar därigenom väsentligt. Klimatet har alltså stor betydelse för solfångarens ekonomi och bör därför undersökas närmare.

Den exakta energivinsten är mycket svår att beräkna då detta kräver kännedom om samhörande värden på solinstrålning och utetemperatur och helst även vindhastighet. Systematiserade uppgifter över detta finns ej publicerade och förenklingar är därför nödvändiga.

Följande antaganden görs:

- solinstrålningen under uppvärmningssäsongen, 18/9 - 14/5 utnyttjas,
- medelverkningsgraden under denna tid är 60 %.

FIG. 3.10. anger beräkningsresultatet med dessa antaganden.

| Månad | Energivinst kWh/m ² |
|---------------|-----------------------------------|
| Januari | 11 |
| Februari | 26 |
| Mars | 53 |
| April | 54 |
| Maj | 23 |
| Juni | 0 |
| Juli | 0 |
| Augusti | 20 |
| September | 49 |
| Oktober | 35 |
| November | 13 |
| December | 7 |
| Totalt | 292 |

FIG. 3.10. Beräknad energivinst.

Den totalt beräknade energivinsten är alltså 292 kWh/m² och med ett energipris av 0,08 kr/kWh ger detta ett ekonomiskt utbyte av 23,4 kr/m² · år. Med en annuitet av 10 % får alltså solfångaren totalt kosta maximalt 234 kr/m² med kringutrustning och komplett monterad. Kostnaden för solfångare är svår att beräkna på grund av att en stor del av kostnaden troligen utgörs av den extra kanaldragning som blir nödvändig. Denna kostnad kommer att variera kraftigt i olika fall.

Det är också av intresse att beräkna den procentuella besparingen i uppvärmning av ventilationsluft. I en ventilationsanläggning med drifttiden kl 07 00 - 17 00 måndag t o m fredag, med flödet 1 m³/s går det i Stockholm åt ca 38 000 kWh/år för uppvärmning av denna ventilationsluft om den skall värmas till 20 °C. Med en solfångaryta av 25 m² kommer temperaturhöjningen på uteluften genom solfångaren att vara maximalt ca 10 °C. Med drift under dagtid måndag t o m fredag kommer energivinsten under året att bli:

$$\frac{25 \cdot 292 \cdot 5}{7} = 5\,200 \text{ kWh/år}$$

Den procentuella besparingen blir alltså i detta fall:

$$\frac{5\,200}{38\,000} = 14 \%$$

3.5 Jämförelse med tidigare genomförda undersökningar

Den beräkningsmetod som här använts har testats genom kontrollberäkning avseende den solfångare som undersöks i BFR-rapport R36:1978 (ref 5).

Solfångaren enligt R36:1978 är utförd enligt figur 3.11. Totala ytan är ca 4,4 m². Luftflödet var i ett försök 0,118 m³/s. Detta ger en lufthastighet av 1,5 m/s i kanalen, vilket är ett relativt lågt värde. Värmeövergångstalet blir därför lågt, ca 8 W/m²°C. I denna rapport är lufthastigheten genom den undersökta solfångaren betydligt högre (2-10 m/s), vilket ger högre värmeövergångstal (30 W/m²°C) respektive verkningsgrad.

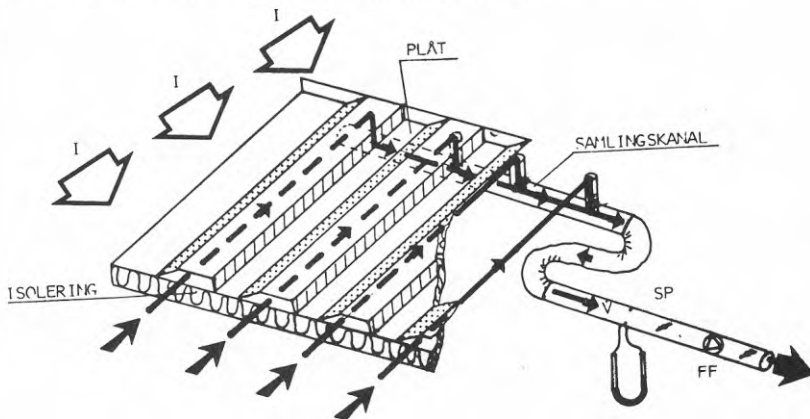


FIG. 3.11.

Temperaturhöjningen på luften för solfångaren enligt R36:1978 var ca 5°C.

Verkningsgraden för den undersökta solfångaren kan beräknas med samma metod som använts i denna förstudie. Resultatet av beräkningarna blir att solfångaren enligt R36:1978 borde ha en verkningsgrad av ca 35 %. Verkningsgraden uppmättes vid försöken till ca 30 %. Överensstämmelsen är alltså god.

Vid beräkningen har antagits att hela solfångarytan utnyttjats effektivt. Som framgår av FIG. 3.11. är dock en del av plåten fäst vid isoleringen och därför ej påblåst av luft. Denna yta, som utgör 20 % av totalytan, utnyttjas troligen bara till hälften. Om den beräknade verkningsgraden reduceras motsvarande detta, erhålls en beräknad verkningsgrad av 31 %, vilket nästan stämmer exakt med den uppmätta.

Beräkningsmetoden är dock troligen inte så noggrann som detta resultat antyder. Det viktiga är att beräkningarna visar att man genom hög lufthastighet på insidan av plåten (högt värmeövergångstal) kan få högre verkningsgrader. Detta visas också av mätresultaten i R36:1978. Om detta gäller även vid relativt låga lufthastigheter är inte helt säkert, enligt undersökningar som utförts vid sektionerna för arkitektur och husbyggnad vid CTH (CTH-A-HB-1978:6) (ref 6).

4. UNDERSÖKNING AV ANVÄNDBARHETEN FÖR SOLFÅNGAREN

4.1 Möjlig energibesparing

I första hand är denna typ av solfångare tänkt att använda i ventilationssystem med FT-ventilation. Givetvis är det möjligt att komplettera självdrags- och frånluftssystem till FT-system. Till detta har ej hänsyn tagits vid denna bedömning.

Nettoenergiförbrukningen för ventilation i befintligt byggnadsbestånd 1972 fördelar sig enligt nedan (ref 4).

| Lokal | Vent totalt TWh/år | Fördelat på | | |
|----------------|--------------------------|-------------|-----|------|
| | | TWh/år | S | F |
| Bostäder | | | | |
| Småhus | 12,0 | 12,0 | - | - |
| Flerfamiljshus | 11,0 | 5,8 | 4,7 | 0,5 |
| Kontor | 4,2 | 1,4 | 0,5 | 2,3 |
| Handel | 4,3 | 2,0 | - | 2,3 |
| Sjukhus | 5,7 | 0,7 | - | 5,0 |
| Skolor | 1,8 | 0,7 | - | 1,1 |
| Verkstadslokal | 5,0 | 1,0 | 2,0 | 2,0 |
| Övriga lokaler | 1,3 | 1,3 | - | - |
| | 45,3 | 24,9 | 7,2 | 13,2 |

Solfångare för förvärmning av ventilationsluft är troligen i de flesta fall ej ekonomiskt motiverad i de system där redan värmeåtervinningssystem finns. Värmeåtervinningssystem är lönsamt i de flesta fall då man har drift dygnet runt. Solfångare är därför troligen ej lämpade i bostäder och vårdinrättningar, där ventilationen oftast är i drift dygnet runt.

Återstår gör då alltså kontor, handel, skolor och verkstadslokaler med ett uppvärmningsbehov för ventilation i FT-system på 7,7 TWh. Även i många av dessa ventilationssystem är värmeåtervinning lönsamt att installera. Vanligt är dock att systemen är så uppbyggda att värmeåtervinning blir mycket dyrt eller praktiskt taget omöjligt att installera. Detta gäller främst då frånluftdelen är uppdelad på många små fläktar. I verkstadslokaler kan också frånluften vara så svårt försmutsad att värmeåtervinning kraftigt fördyras.

Det är givetvis svårt att ange hur många av de system där värmeåtervinning ej är motiverad som är lämpade för installation av solfångare. En grov uppskattning är att ca 20 % av alla lokaler inom kontor, handel, skolor och verkstadslokaler kan vara lämpade.

Under pkt 3.4. beräknat energibehov för uppvärmning av ventilationsluft reduceras med ca 14 % i de fall endast drift under dagtid förekommer. Den totala energibesparingsmöjligheten skulle alltså i befintliga byggnader uppgå till följande:

$$\text{Möjlig besparing} = 7,7 \cdot 0,2 \cdot 0,14 = 0,22 \text{ TWh/år}$$

För att denna besparing skall uppnås, blir det nödvändigt att installera drygt 3 miljoner kvadratmeter solfångare (beräknat med ca 300 kWh/m²·år).

En viktig aspekt i detta sammanhang är om solfångarmöjligheten för förvärmning av uteluft i FT-system kan kombineras med fasadskiktet vid tilläggsisolering av byggnader. Lönsamheten för den kombinerade åtgärden kan då troligen bli bättre än om åtgärderna utförs var för sig.

4.2 Solfångaren i kombination med värmeåtervinning

Flera principiellt olika sätt finns att styra tillufttemperaturen i tilluftaggregatet med värmeåtervinning.

- konstant tillufttemperatur
- utekompenserad tillufttemperatur
- konstant rumstemperatur

Principerna för de olika systemen skall ej redogöras närmare för här. Man kan dock konstatera att reglerprincipen påverkar energivinsten som kan åstadkommas med hjälp av en solfångare. Främst i system med utekompenserad tillufttemperatur (tillufttemperaturen sänks med ökad utetemperatur) är det ofta så att tillufttemperaturen är betydligt lägre än frånlufttemperaturen (differensen kan vara ca 3-8°C). Värmeåtervinningsaggregatet kan då helt utan tillsatsvärme klara hela uppvärmningsbehovet för uppvärmning av ventilationsluft ned till utetemperaturer av i storleksordningen +5°C. Utnyttjningstiden för en solfångare som installeras i ett dylikt system blir mycket kort och energivinsten blir därmed låg.

Även i system med konstant tillufttemperatur minskar energivinsten med solfångare då ventilationssystemet har värmeåtervinning. Detta visas i nedanstående exempel.

Effektbehovet för ett tilluftsystem skall beräknas för fyra fall:

- 1) System utan värmeåtervinning eller solfångare
- 2) System med solfångare
- 3) System med värmeåtervinning
- 4) System med solfångare och värmeåtervinning

Följande data antas:

| | | |
|--|--------|-------------------|
| Luftflöde: | 10 000 | m ³ /h |
| Tillufttemperatur: | 20 | °C |
| Frånlufttemperatur: | 22 | °C |
| Utetemperatur: | 0 | °C |
| Temperaturhöjning i solfångare: | 10 | °C |
| Temperaturverkningsgrad hos värmeväxlaren: | 70 | % |

För fall 1 fås effektbehovet:

$$P_1 = \frac{(t_{\text{till}} - t_{\text{ute}}) \cdot q \cdot \rho \cdot c_p}{3\,600} = \frac{(20 - 0) \cdot 10\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,0}{3\,600} = 66,7 \text{ kW}$$

där t_{till} = tillufttemperaturen ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{ute} = utetemperaturen ($^{\circ}\text{C}$)
 q = luftflödet (m^3/h)
 ρ = densiteten (kg/m^3)
 c_p = specifikt värme ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

För fall 2 fås att effektbehovet reduceras på grund av att solfångaren förvärmer luften från 0°C till $+10^{\circ}\text{C}$. Effektbehovet blir därför:

$$P_2 = \frac{(10-0) \cdot 10\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,0}{3\,600} = 33,3 \text{ kW}$$

För fall 3 måste temperaturen efter värmeväxlaren beräknas. Detta görs enligt följande:

$$t_e = t_{\text{före}} + \eta \cdot (t_{\text{från}} - t_{\text{före}}) \quad (31)$$

där t_e = temperatur efter värmeväxlare ($^{\circ}\text{C}$)
 $t_{\text{före}}$ = temperatur före värmeväxlare ($^{\circ}\text{C}$)
 $t_{\text{från}}$ = frånlufttemperatur ($^{\circ}\text{C}$)
 η = temperaturverkningsgraden

I fall 3 gäller då att:

$$t_e = 0 + 0,7(22 - 0) = 15,4^{\circ}\text{C}$$

vilket ger effektbehovet:

$$P_3 = \frac{(20 - 15,4) \cdot 10\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,0}{3\,600} = 15,3 \text{ kW}$$

I fall 4 kommer solfångaren att först förvärma luften till $+10^{\circ}\text{C}$ och därefter kommer värmeväxlaren att ytterligare värma luften. Denna temperatur kan beräknas enligt (31).

$$t_e = 10 + 0,70(22 - 10) = 18,4^{\circ}\text{C}$$

Effektbehovet blir då:

$$P_4 = \frac{(20 - 18,4) \cdot 10\,000 \cdot 1,2 \cdot 1,0}{3\,600} = 5,3 \text{ kW}$$

Av beräkningsexemplet framgår tydligt att solfångaren ej är lämplig att installera i system som redan har värmeåtervinning.

I systemet utan värmeåtervinning sparar solfångaren i detta exempel:

$$\text{Fall (1)} - \text{Fall (2)} = 66,7 - 33,3 = 33,4 \text{ kW}$$

I exempel med värmeåtervinning sparar solfångaren:

$$\text{Fall (3)} - \text{Fall (4)} = 15,3 - 5,3 = 10,0 \text{ kW}$$

Energivinsten med solfångare för förvärmning av ventilationsluft i system med värmeåtervinning är alltså i detta exempel bara en tredjedel av vinsten i det fall värmeåtervinning ej finns.

Denna minskning av energivinsten kommer givetvis att variera beroende på vilken typ av värmeväxlare och princip för styrning av tillufttemperatur som används. Minskningen av energivinsten till en tredjedel är dock troligen ett ganska typiskt värde. Denna kraftiga minskning av energivinsten då solfångaren kombineras med värmeåtervinning gör att det troligen inte är ekonomiskt motiverat att installera solfångare i dessa fall.

4.3 Inverkan av olika placering av solfångaren

Viktigt för bedömningen av användbarheten för solfångaren är hur placeringen av solfångaren påverkar energivinsten.

Viktigt i detta sammanhang är att solfångaren praktiskt taget inte alls har någon lagringskapacitet. Ventilationssystemet måste alltså vara i drift för att någon energivinst från solfångaren skall erhållas.

Under pkt 3.1 angavs att det troligen är i lokaler där man endast har drift under dagtid som solfångaren kan konkurrera med värmeåtervinning som lämplig energisparåtgärd. Det normala fallet kommer alltså troligen att vara att ventilationssystemet som är försett med solfångare är i drift ca kl 07 00 - 17 00. För en söderorienterad solfångare innebär detta att solfångaren under en ganska stor del av året är något solbelyst även under tider då ventilationssystemet ej är i drift. Det intervall där infallande solinstrålning utnyttjas har streckats i FIG. 4.1. som anger solens läge i Stockholm 1 jan - 15 juni. Den energivinst man går miste om i detta fall, på grund av den begränsade drifttiden, är ganska liten.

En solfångare av denna typ, som är östligt orienterad, utnyttjar en betydligt mindre del av den infallande solstrålningen, vilket visas av FIG. 4.2. Efter ca kl 12 00 är solfångaren obelyst och före kl 07 00 är enligt förutsättningarna ventilationsanläggningen avstängd.

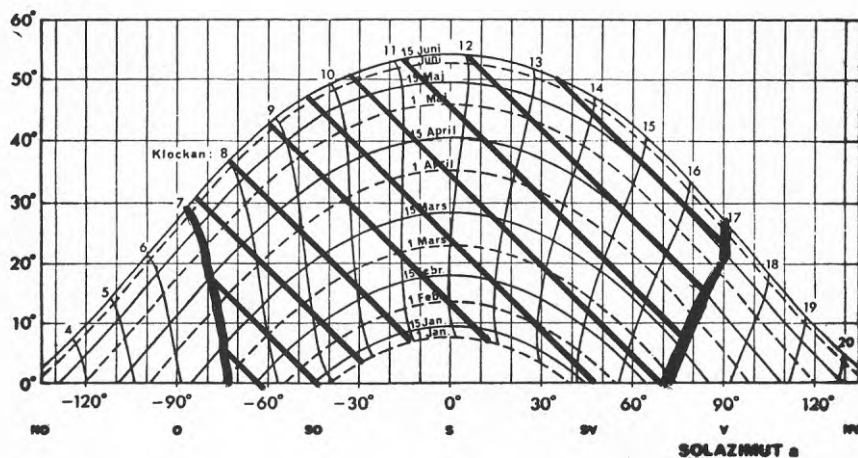
SOLHÖJD h 

FIG. 4.1. Solens läge i Stockholm 1 jan - 15 juni.
 Streckat område anger den tid den söderorienterade
 solfångaren utnyttjar den direkta solstrålningen.

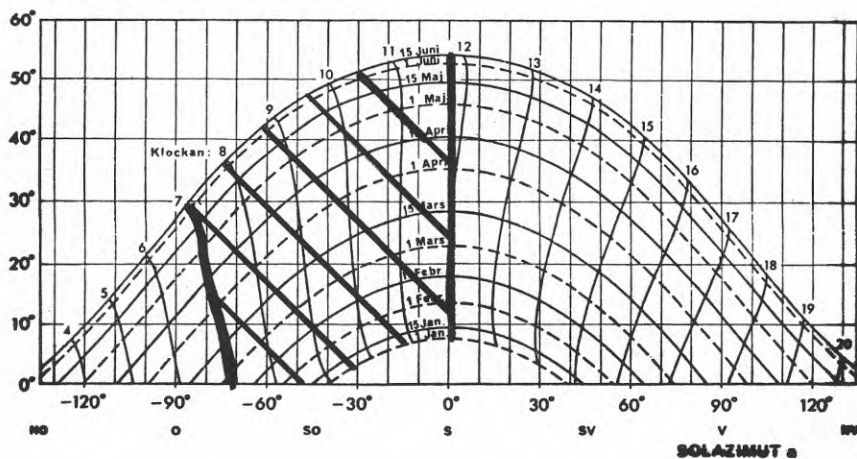
SOLHÖJD h 

FIG. 4.2. Solens läge i Stockholm 1 jan - 15 juni.
 Streckat område anger den tid den östligt oriente-
 rade solfångaren utnyttjar den direkt solstrålningen.

Det är visserligen fördelaktigt att värma den något svalare morgonluften, vilket man gör med den östligt orienterade solfångaren, men den totala energivinsten minskar betydligt. Detta gör att man bör sträva efter en sydlig orientering.

Horisontell orientering är också intressant på grund av att man ofta har stora takytor till förfogande för placering av solfångaren. Under vintern blir dock energivinsten betydligt mindre än för en vertikalt placerad solfångare. Den horisontella solfångaren kommer dessutom vara delvis snötäckt, vilket också minskar energivinsten.

4.4 Skillnaden i lufttemperatur mellan söder- och norrfasaden

Kännedom om de exakta lufttemperaturerna runt en byggnad är nödvändig för att man rätt skall kunna bedöma installationen av solfångaren. Den vanligaste placeringen av uteluftintaget på norrfasaden motiveras av att lufttemperaturen under sommaren där är lägre än på söderfasaden. Denna konstruktionsprincip fördyrar installationen av solfångare för förvärmning av ventilationsluft på grund av att en extra kanal då behövs till söderfasaden.

Skillnaden i lufttemperatur mellan söder- och norrfasad är troligen olika stor för olika typer av byggnader. Vindförhållanden mm har troligen också stor betydelse. Luften värms ej upp direkt av solen (luften absorberar ej solstrålning) utan värms direkt av varma ytor som t ex väggar.

I vissa fall kan troligen denna temperaturhöjning bli betydande. I högt och fritt läge bör dock lufttemperaturen vara obetydligt högre på söderfasaden jämfört med norrfasaden.

Dessa förhållanden bör undersökas närmare då det kan finnas lösningar som gör att man slipper ha två uteluftintag (ett på norrfasaden och ett på söderfasaden) varav bara ett är försett med solfångare. Det kan t ex vara möjligt, att man genom att flytta ut uteluftintaget en bit från väggen kan undvika varma konvektionsströmmar utmed söderfasaden. Därmed skulle ett söderorienterat uteluftintag kanske kunna utnyttjas även under sommaren.

REFERENSER

1. Pierre, B, 1970, Mekanisk värmeteori fortsättningskurs. Föreläsningar vid Tekniska Högskolan, Stockholm.
2. Peterson, F, Ringblom, L, Isfält, E, Solinstrålning från klar och molnig himmel (korrekturupplaga), KTH.
3. VVS handboken, Tabeller och diagram, 1974, Stockholm.
4. Norell, L, 1977, Stora energisparmöjligheter med Ventilationsåtgärder, VVS, 5, 1977, Stockholm.
5. Larsson, T, Försöksanordning för förvärmning och kylning av ventilationsluft, Byggforskningen. Rapport R36:1978, 1977, Göteborg
6. Larsson, B, Energibesparing i befintlig bebyggelse Fasaden som solfångare - värme i luftspalt. Chalmers teknisk högskola, CTH-A-HB-1978:6. 1978, Göteborg

SAMMANFATTNING

Vid Ingenjörfirman Orrje & Co - Scandiaconsult har i en förstudie undersökts förutsättningarna för att värma tilluften i FT-ventilationssystem med hjälp av solfångare.

Principutförande

Den undersökta solfångaren för förvärmning av ventilationsluft består av en plåt placerad en bit från en vertikal vägg så att en spalt bildas, där ventilationsluften värms vid solinstrålning. Under sommaren bör ej uteluften tas in genom solfångaren utan via ett särskilt uteluftintag på norrfasaden. Solfångaren placeras lämpligen vertikalt och orienterad mot söder.

Beräkningsresultat

Formler för beräkning av verkningsgrad, tryckfall, m m, för aktuell typ av oglasade solfångare med luft som uppvärmt media har framtagits. Av dessa framgår att verkningsgraden till största delen beror av förhållandet mellan yttre och inre värmeövergångstal vid absorberplåten samt av temperaturhöjningen för luften. Eftersom tillufttemperaturen vid FT-ventilation normalt inte är mer än ca 20°C kan lufthastigheten vara hög genom solfångaren. Detta medför hög verkningsgrad. Beräknad verkningsgrad för typiska driftfall, då temperaturhöjningen uppgår till ca 10°C, är omkring 60 %. Tryckfallet är kraftigt beroende av lufthastigheten. I typiska driftfall bör tryckfallet ej vara större än vad som gäller för t ex värmeväxlare för värmeåtervinning.

Undersökning av användbarheten

Solfångare för förvärmning av ventilationsluft är främst lämpat för ventilationssystem där det ej är ekonomiskt motiverat att installera värmeåtervinning. Dessa har uppskattats utgöra ca 20 % av det totala antalet FT-system i landet. Med ca 15 % energibesparing i de system där solfångaren installeras ger detta en total besparingsmöjlighet av 0,22 TWh/år.

Ventilationssystemen i skolor, kontor, verkstäder, m m, är normalt endast i drift under dagtid, varför energivinsten från solfångaren ej behöver lagras. Solfångaren kan även utnyttjas för FT-system som är i drift dygnet runt och där värmeåtervinning ej enkelt kan ordnas.

I norra Sverige måste tilluften ofta värmas även utanför uppvärmningssäsongen, dvs sommartid. Detta medför att det undersökta solfångarsystemet med fördel kan utnyttjas även i kalla klimat.

Eventuellt kan solfångarplåten kombineras med fasadskiktet vid tilläggsisolering, varvid lönsamheten för den kombinerade åtgärden blir bättre än om åtgärderna utförs var för sig.

Lönsamheten för solfångarsystemet är mycket beroende av hur kanaldragningen kan ordnas. Det enkla principutförandet innebär dock att investeringen för systemet i många fall bör bli lägre än den uppnådda besparingen.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 770507-4 från
Statens råd för byggnadsforskning till Ingenjörfirman
Orrje & Co AB, Stockholm**

R78:1979

ISBN 91-540-3050-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6600978

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 20 kr exkl moms