

**En granskning av ett  
FTX-ventilerat småhus**

**Arne Lindh  
Per Olof Nylund**

EN GRANSKNING AV ETT FTX-  
VENTILERAT SMÅHUS

Arne Lindh  
Per Olof Nylund

forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen  
innebär intr att rådet tagit ställning till  
åsikter, slutsatser och resultat.

R115:1982

ISBN 91-549-3799-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

# INNEHÅLL

FÖRORD .....	4
SAMMANFATTNING .....	5
BETECKNINGAR .....	7
REFERAT .....	8
1. INLEDNING - URSPRUNGLIG MÅLSÄTTNING OCH RESULTAT .....	9
2. PROJEKTETS UTVIDGNING .....	11
2.1 Ventilationsanläggningen .....	11
2.2 Iakttagelser och resultat .....	12
2.3 Ventilationsförluster - vad är det?...15	
3. VÄRMEFAKTOR COP FÖR FTX-SYSTEM .....	19
3.1 Härledning .....	19
3.2 Känslighetsanalys .....	22
4. AVSLUTNING .....	27
BILAGA 1 Ursprungligt mätprogram och resultat.....	29

## FÖRORD

Denna undersökning möjliggjordes av att ägaren, civilingenjör Ivar Häggbom tillsammans med byggnadsinspektör Arne Gunnarsson, Nacka, under vintern 1980/81 undersökt den då färdigställda villan. De hade konstaterat att den drog mer energi än den borde göra. I april 1981 kopplades TYRÉNS in i bilden.

Vi tackar Ivar Häggbom och Arne Gunnarsson för värdefull medverkan. Vi tackar också vår medarbetare, civilingenjör Gunilla Larsson för värdefull hjälp i beräkningsarbetet.

Rapporten avser BFR-projekt 810463-3.

## SAMMANFATTNING:

Under senvintern 1980/81 gjordes en undersökning av en nybyggd villa, som var uppvärmd men obebodd. Huset är ett enplanshus. Ventilationen från- och tillluftsventilation med värmeväxling (FTX) av typgodkänt fabrikat monterat enligt fabrikantens anvisningar.

Resultatet av undersökningen blev att ventilationsförlusterna eller energin för ventilationen var flera gånger högre än den som beräknades med utgångspunkt från de uppgifter som anges i broschyrmaterialet för systemet. Orsaken var dels temperaturförluster i kanaldragningar på kall vind, dels att den elvärmare som avser utgöra kombinerat frostskydd och tillskottsvärme var inkopplad under stor del av tiden.

Vid det första mättillfället var t ex utetemperaturen +3°C. Temperaturen i huset var +18°C. Temperaturen hos avluften av +24°C. En presentation av iakttagelserna för Statens planverk och Statens provningsanstalt ledde till ändrade temperaturer "ute och inne" vid typprovning.

I arbetet har konstaterats att de data som anges i broschyrmaterialet och tekniska upplysningar är otillfredsställande underlag för beräkning av energiförluster för ventilation för byggnaden.

Därför presenteras för vidare diskussion en härledning av en systemfaktor, COP, som medger beräkning av energibehov på samma sätt som inom värmepumpstekniken.

Systemfaktorn utgår från temperaturverkningsgraden och "adderar" till denna de effekter som fås av temperaturfall i kanaler m m då aggregaten monteras på vind. Beräkningar med variationer av ingångsvärden styrker de observationer som gjordes.

Totalverkningsgraden - systemfaktorn - minskar dramatiskt vid störningar av det nämnda slaget.

Rapporten belyser nödvändigheten av att se hela systemaggregat plus kanaler.

Enbart data för aggregat saknar betydelse för helhetsbedömningen. Detta innebär att typgodkännandet av aggregat inte innebär någon garanti för funktionsdugligheten hos systemet som helhet.

Helst bör man söka se till totalsystemet byggnad + aggregat med kanaler. Detta leder, som redovisats i rapporten, till en annan och mer direkt syn på ventilationsförluster.

Vidare finns det anledning att, bortsett från eventuella ofullkomligheter i aggregat, ställa vissa frågor för helheten - som t ex:

- Bör aggregat och kanaler placeras i kallt vindsutrymme? Installations- och isoleringsarbeten är vanskliga att utföra och att kontrollera.
- Om man accepterar att kanalerna förläggs till vinden, kan man konstatera att dagens normkrav på superisolerade ytterväggar och tak rimmor ganska illa med kravet på några centimeters isolering på kanalerna? För den ständigt cirkulerande rumstempererade luften kommer frånluftskanalen att fungera som kyl-element.

## BETECKNINGAR

Beteckningar och benämningar presenteras i de avsnitt de kommer till användning, varför det knappast krävs en förteckning.

Här påpekas endast att temperaturen anges med bokstaven T och avser Kelvingrader /K/.



## REFERAT

Upprinnelsen till denna rapport var ett FTX-ventilerat småhus, där ägaren iakttog en alldeles för hög energiförbrukning. Rapporten klarar ut varför just detta hus förbrukat så mycket energi genom att peka på fel och brister i ventilationssystemet. Rapporten går också ett steg längre än så och studerar FTX-ventilationssystem generellt. Här definieras en systemfaktor (eller totalverkningsgrad) betecknad COP, som medger beräkning av energibehovet för hela ventilationsanläggningen på samma sätt som inom värmepumpstekniken. Rapporten poängterar att FTX-system skall ses som hela system där typgodkännande av aggregatet inte är någon garanti för att systemet aggregat - rörsystem - byggnad skall fungera tillfredställande. Andra frågeställningar rörande FTX-system som tas upp till diskussion är placeringen av aggregatet, huruvida placering av värmeväxlaraggregat på t ex kallvindar är lämpliga, samt isoleringsbehovet vid rördragningar på kallvindar.

I mars 1981 uppstod en möjlighet att studera en tom enplansvilla, dvs en byggnad utan brukarberoende störningar av energiförbrukning, FOTO 1.

Under 1 1/2 månad hade temperaturer och elförbrukning studerats av ägaren, Ivar Häggbom, som tidigt noterade att den verkliga energiförbrukningen var högre än den teoretiskt beräknade. Han hade i samarbete med byggnadsinspektör Arne Gunnarsson dagligen avläst elförbrukning och temp inne/ute, gjort mätningar av luftflöden och även bestämt värmeväxlarens temperaturverkningsgrad. Ventilationsanläggningen - ett typgodkänt aggregat - är placerad i kallt utrymme på vinden. Likaså kanalerna från och till aggregatet.

Här fanns ett bra tillfälle att studera luftläckningens inverkan på husets energibalans och även kunna jämföra hur luftläckningen varierar mellan ett F-system och ett FT-system.

Våra intentioner var att genom mätningar fastställa energibalanser för veckolånga perioder. Vintern led mot sitt slut. Det gällde att skynda på. Till införande hade vi en mätenhet Modell 88 A, FOTO 2. Denna har ett begränsat antal temperaturgivare (8 st). För dessa temperaturer integreras temperatur x tid.

Det förväntade resultatet var att få en experimentell bekräftelse på att energiförluster av luftläckning vid FT-ventilation är större än vid F-ventilation. Mätenheten installerades så att utetemperatur och sju rumstemperaturer registrerades. Mätprogram och resultat presenteras i BILAGA 1.

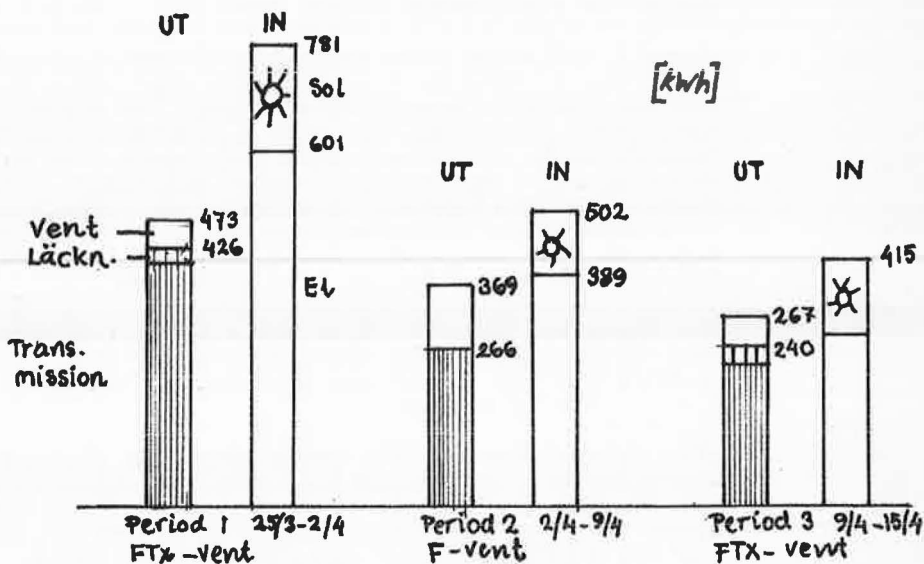
Här redovisas resultatet endast som stapeldiagram, FIGUR 1.

Av obalansen i diagrammen framgår att det måste finnas någon okänd förlustpost. Om t ex utstapeln för den första perioden är korrekt beräknad och återvinningen likaledes rätt, återstår att förklara en okänd förlustpost av  $781 - 473 = 308$  kWh.

Vid beräkning av ventilationsförlusterna för perioderna 1 och 3 med FTX-ventilation har beaktats värmeåtervinning beräknad på det sätt som anges i den tekniska information som presenteras för det aktuella fabrikkatet och typen av ventilationsaggregat.

Den okända förlustposten var så stor att den ursprungliga målsättningen måste överges.

Det var naturligt att söka klarlägga om störningen möjligen orsakades av ventilationsanläggningen, FTX-aggregatet.

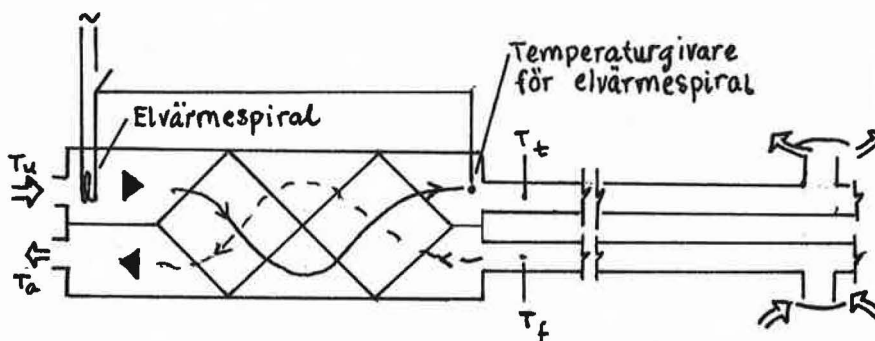


FIGUR 1 ENERGISTAPLAR FÖR TRE MÄTPERIODER. UNDER PERIODERNA 1 OCH 3 HAR HUSET HAFT FRÅN- OCH TILLUFTSVENTILATION. UNDER PERIOD 2 HAR DET HAFT FRÅNLUFTSVENTILATION.

Det beslöts i samråd med BFR att utvidga undersökningen till att omfatta en mer ingående studie av ventilationsanläggningen.

## 2.1 VENTILATIONSANLÄGGNINGEN

FIGUR 2 visar schematiskt värmeväxlaren och dess komponenter. Aggregatet består bl a av två återvinningskassetter, en komponentlåda med elspiral, som avser att vara kombinerat frostskydd och förvärmningskälla. Den regleras av en termostat med känselkropp med placering enligt figuren. Termostaten rekommenderas ställd på  $12^{\circ}\text{C}$  och det innebär att elementet, sätts igång då tilluften från aggregatet har en temperatur lägre än  $12^{\circ}\text{C}$ .



$T_u$  = temperatur uteluft

$T_a$  = " avluft

$T_t$  = " tilluft vid aggregat

$T_f$  = " frånluft " "

FIGUR 2: Schematisk skiss av värmeväxlaren.

### Temperaturverkningsgrad

Temperaturverkningsgraden definieras och anges allmänt i broschyrmaterial etc som förhållandet mellan temperaturförhöjningen hos tilluften och den största möjliga temperatursänkningen hos avluften

$$\eta_t = \frac{T_t - T_u}{T_f - T_u} \quad (1)$$

Vid beräkning av energiförbrukning för ventilation konstaterar man snart att de uppgifter som anges beträffande temperaturverkningsgrad vid varierande flödesförhållanden och flödesstorlek är otillfredsstäl-

lande. De är koncentrerade till enbart aggregatet och ger med tanke på variationsmöjligheter hos övriga delar av ventilationssystemet ett vilseledande intryck av precision när det gäller möjlig återvinning. Det finns ett klart behov av utförlig och korrekt information om systemegenskaperna och om energibehov för ventilation.

Ett förslag till redovisningsform anges i ett senare avsnitt "VENTILATIONSFÖRLUSTER - VAD ÄR DET?"

## 2.2 IAKTTAGELSER OCH RESULTAT

Efter avslutad undersökning enligt den ursprungliga planen inriktade vi oss på att använda den måtenhet vi förfogade över för mätning i ventilationssystemet. Fyra temperaturgivare användes för att mäta temperaturerna  $T_u$ ,  $T_a$ ,  $T_t$  och  $T_f$ . Övriga givare placerades för att mäta rumstemperaturer ett stycke under tak.

### Den allra första avläsningen - Avluften varmare än rumsluften

Direkt efter montering av givare mättes följande temperaturer.

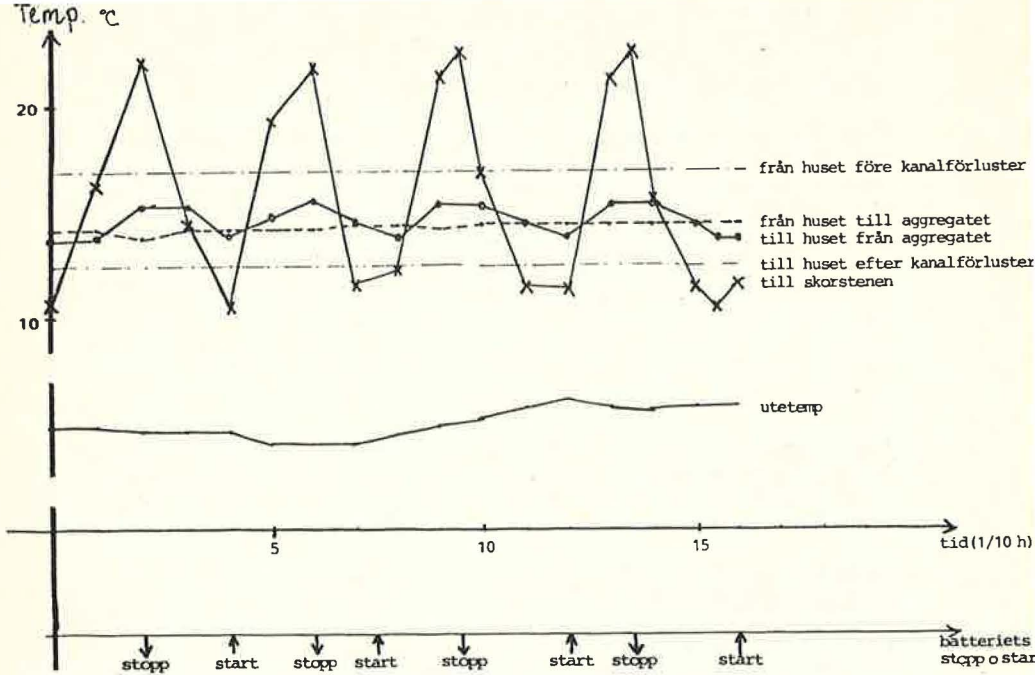
- Temperatur utomhus =  $3^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatur inomhus =  $18^{\circ}\text{C}$ .
- Temperatur hos avluften =  $24^{\circ}\text{C}$ .

Vi kunde således konstatera att ventilationsanläggningen tog in + 3-gradig uteluft och bläste ut +24-gradig avluft.

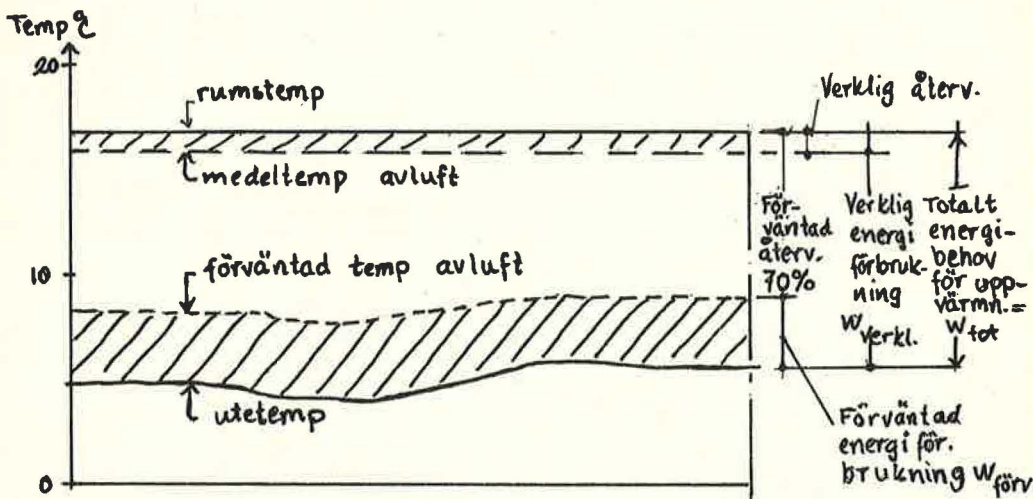
Med anledning av dessa iakttagelser inskaffades ett drifttidsur som registrerade inkopplings- och avkopplings- tid hos förvärmningsspiralen. FIGUR 3a visar resultat från avläsningar under en period av drygt 1 1/2 timme.

Underst anges tidpunkter då elspiralen slagit till och från. Den har varit inkopplad under sammanlagt halva tidsperioden.

Till höger om kurvorna anges vilka temperaturer som avses. FIGUR 3b illustrerar skillnaden mellan förväntad och verklig funktion.



FIGUR 3a: Temperaturvariationer under drygt 90 minuter då förvärmningsspiralen ömsom varit på- och ömsom varit avslagen. Observera att avluftstemperaturen är högre än rumstemperaturen inne i byggnaden då förvärmningen är påslagen.



FIGUR 3b: I figuren redovisas förväntad energiförbrukning, aktuell energiförbrukning samt totalt energi-behov för uppvärmningen av byggnaden.

Det totala energibehövet för uppvärmning av ventilationsluften,  $W_{tot}$  beror av temperaturskillnaden  $T_r - T_u$  är proportionell mot ytan mellan övre och undre begränsningskurvor i FIGUR 3b.

Den förväntade energiförbrukningen beräknad med utgångspunkt från broschyrmaterialet,  $W_{förv}$ , är på motsvarande sätt proportionell mot det undre streckade bandet i figuren.

Den verkliga uppmätta energiförbrukningen,  $W_{verkl}$ , avspeglas av ytan mellan den undre gränskurvan och ett tidsmedelvärde för avluftstemperaturen. Den verkliga återvinningen representeras således av det smala bandet överst i figuren.

Skillnaden mellan förväntad och verklig återvinning är minst sagt anmärkningsvärd. Den reella återvinningen blir några procent av den förväntade.

#### Nattsänkning av innetemperatur ger ökad energiförbrukning

Efter att ha ändrat termostatinställningen för uppvärmningssystemet och höjt inomhustemperaturen med ca 5°C kunde konstateras att förvärmningsanordning inte kopplades in. Aggregatet fungerade som avsett. Utetemperaturen var då - maj 1980 - ganska hög, 0 - +5°C. Vad som skulle ha skett vid låg utetemperatur vet vi inte.

Klart är att en sänkning av innetemperaturen från 23°C till 18°C i stället för energibesparing ger en ökad energiförbrukning. Detta står helt i motsats till vad man har rätt att förvänta sig av en byggnad inklusive ventilationssystem.

#### Iakttagelser av kanalutförande m m

- Bristande värmeisolering. Isolertjockleken på kanalerna var mindre än isolermattans tjocklek. I stället för 5 cm var tjockleken innanför omvirade järntrådar ca 3 cm.

Detta var den enda anmärkning som kunde göras vid en ingående yttre besiktning. För övrigt har husleverantören, som även installerat ventilationsanläggningen, gjort ett gott arbete. (Beställaren är ju heller inte vem som helst.)

- Emellertid gjorde A.Gunnarsson senare flödesmätningar som indikerade otätheter i såväl till- som frånluftkanaler.

Detta jämte förhållandet att vidareutvecklingen bevakades gjorde att leverantören var angelägen om att

rätta till ev brister. Då tidigare isolering revs bort och ersattes med ny och tjockare avslöjades existensen av sådana otätheter.

Dessa har också bidragit till ökade energiförluster.

### Kommentarer

Undersökningen är begränsad till enbart ett hus med ventilationssystem. Sannolikt är det undersökta aggregatet/systemet ett exempel bland många.

Att det upptäcktes berodde på en serie av tillfälligheter. I botten på denna händelsekedja låg husägarens tekniska intresse och kompetens och hans möjlighet att låta huset stå obebott under en längre tid. En tid under det han försökte få klarhet varför energiförbrukningen översteg den förväntade.

Sannolikt finns det många installerade aggregat som fungerar på samma sätt som i det undersökta huset. Chansen att upptäcka felfunktionen - annat än på elräkningen - är liten. Det enklaste sättet att konstatera sådana fall vore att under en stund mäta temperaturen i avluften.

Nu ingår inte denna som storhet i temperaturverkningsgraden. Inte ens en tekniskt intresserad husägare får därigenom någon impuls att göra denna enkla kontroll.

Det förtjänar påpekas att anläggningen är typgodkänd av SP, typprovd av SPA, installerad och inställd (termostaten) enligt anvisningar från leverantören.

## 2.3 VENTILATIONSFÖRLUSTER - VAD ÄR DET?

Några definitioner av grundläggande begrepp och av behovet av systemkaraktäristik.

### Grundläggande synsätt för beräkning av ventilationsförluster

Byggnaden kan uppfattas som en cell med begränsningsyta - klimatskärm - mellan ute- och inneklumat, dvs det värmeisolerade och tätande ytterhöljet. Energitillskott och energiförluster uppstår där kanaliserad - eller icke kanaliserad luft - bryter igenom höljet ut.

(Energiinnehållet per tidsenhet, dvs egentligen effekten  $P$  i en luftström kan uttryckas som

$$P = Q \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{T} \cdot C,$$



där  $Q$  är solflöde,  $T$  är absolut temperatur och  $C$  = värmekapacitet. I enklare form används det för-  
enklade uttrycket  $P = Q \cdot 0,33 \cdot \Delta T$ , där  $\Delta T$  avser  
temperaturhöjning i förhållande till en referens-  
temperatur. I dessa uttryck ingår enbart tempera-  
turberoende andel i energin. Från fuktentalpi bort-  
ses. Denna andel är dock inte försumbar.)

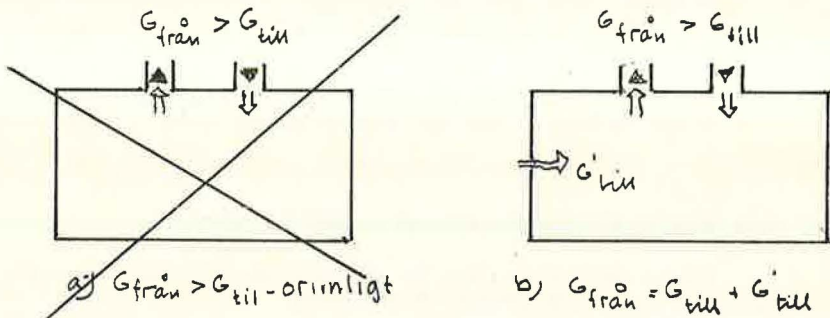
I det närmast följande väljs att representera energi-  
innehållet med entalpi  $E$  och flöde med massflöde  $G$ . På  
så sätt får resonemanget en generellare innebörd men  
framför allt ger det en enklare framställning och enklare  
uttryck. Energiinnehållet  $t$  ex kan skrivas

$$P = G \times E.$$

### Obalans i flöden - en orimlighet i totalsystemet

I broschyr- och katalogdata för FTX-aggregat presenteras  
som tidigare nämnts uppgifter om temperaturverk-  
ningsgrader för varierande flöden och förhållande mel-  
lan från- och tilluftsflöde. Detta kan man göra så  
länge man enbart betraktar aggregaten.

Om man istället ser till helheten - anläggningen in-  
stallerad i ett hus - kan man konstatera att obalans  
är fysikaliskt orimlig, FIGUR 4.

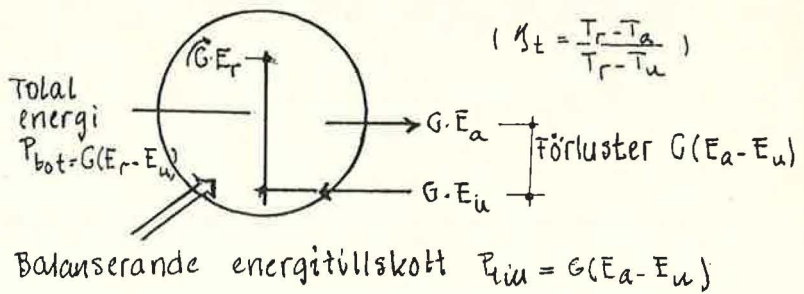


FIGUR 4 I TOTALSYSTEMET FÅR MAN OVILLKORLIGEN  
BALANS MELLAN FLÖDENA.

I och med detta kan vidare härledning förenklas till  
att behandla ett enda massflöde  $G$ .

### Härledning av begreppet systemfaktor

För energikalkyler inom värmepumpstekniken används ett  
praktiskt och hanterligt begrepp - värmefaktorn (COP).  
Här skall presenteras ett analogt begrepp, systemfak-  
tor. FIGUR 5 illustrerar klimatskärmen. Luftflöden  
markeras på olika nivå, där nivån avser energinivå och  
inte höjdläge.



FIGUR 5 SCHEMATISK SYSTEMBESKRIVNING AV NÖDVÄNDIG TOTAL ENERGI FÖR ATT HÖJA ENERGIVNIÅN HOS UTELUFT TILL ATT MOTSVARA KRAV PÅ INOMHUSKOMFORT OCH ENERGIFÖRLUSTER SOM MÅSTE TÄCKAS MED TILLSKOTT AV ENERGI.

Använd energi -  $P_{till}$

Energi in =  $G \cdot E_u$  ( $E_u$  = uteluftens entalpi)

Energi ut =  $G \cdot E_a$  ( $E_a$  = avluftens entalpi)

Energiförlust =  $G (E_a - E_u)$  (2)

Denna energiförlust måste täckas med tillförsel av energi, dvs av  $P_{till}$ .

Nyttiggjord energi -  $P_{tot}$

Energi i inomhusluft =  $G \cdot E_r$  ( $E_r$  = entalpin hos rumsluften)

$G$  = cirkulerande flöde)

Energi i utomhusluft =  $G \cdot E_u$

Energi för att höja energinivån från ute-

till inre komfortnivå =  $G (E_r - E_u) = P_{tot}$  (3)

Nu kan systemriaktorn COP definieras som kvoten mellan uttrycken (3) och (2), varvid massflödet G försvinner genom förkortningen. Vi får

$$\text{COP} = \frac{E_r - E_u}{E_a - E_u} \quad (4)$$

Om vi enbart ser till temperaturberoende entalpi fås

$$\text{COP} = \frac{T_r - T_u}{T_a - T_u} \quad (5)$$

där beteckningarna är desamma som tidigare.

I praktiken är omständigheterna inte lika renodlade som i det idealiserade fallet ovan. Det finns andra förluster som inte är proportionella mot massflödet G.

Det ovan och i FIGUR 5 redovisade synsättet faller sig naturligt när det gäller att skapa en bild av innebörden av ventilationsförluster. Det leder även till en alternativ definition av temperaturverkningsgraden.

Emellertid avser förekommande data den definition som tidigare redovisats, varför härledningen i det följande anpassas till detta. Detta kräver ett något annorlunda synsätt, som illustreras av insprängd skiss i FIGUR 6.

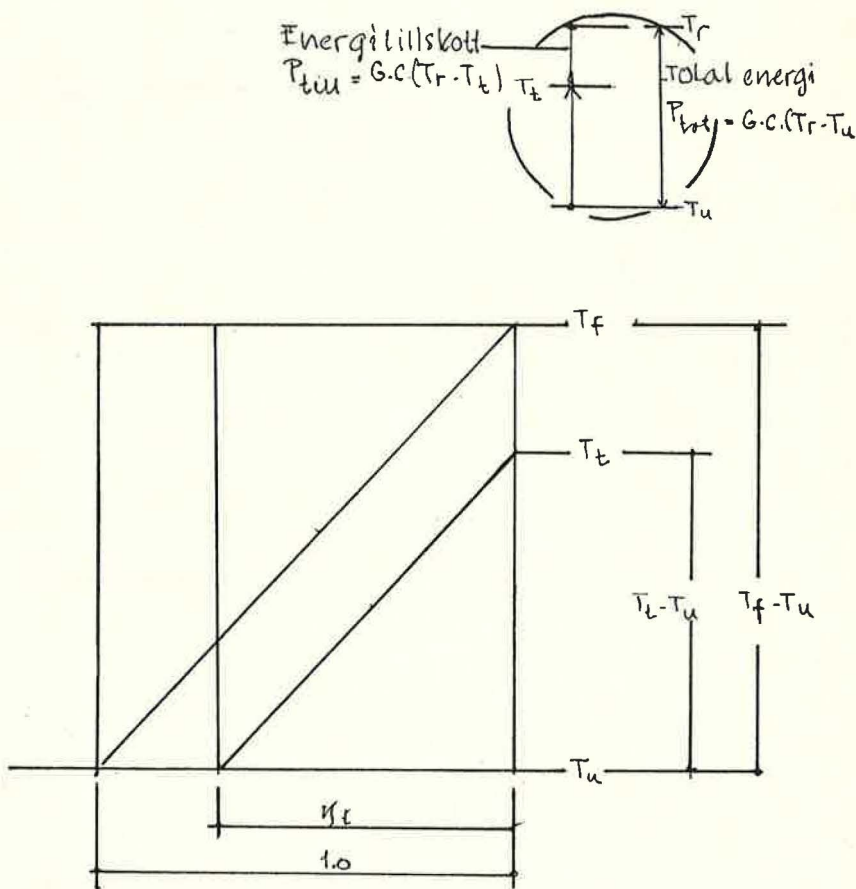
Den inkommande luftens temperatur,  $T_u$  höjs i värmewäxlaren till nivån  $T_t$ . Den energi som ytterligare behövs,  $P_{till}$ , är den som behövs för att höja temperaturen ytterligare till rumstemperaturnivå,  $T_r$ .

## 3.1 HÄRLEDNING

Som utgångspunkt används uttrycket för temperaturverkningsgrad.

$$t = \frac{T_t - T_u}{T_f - T_u}$$

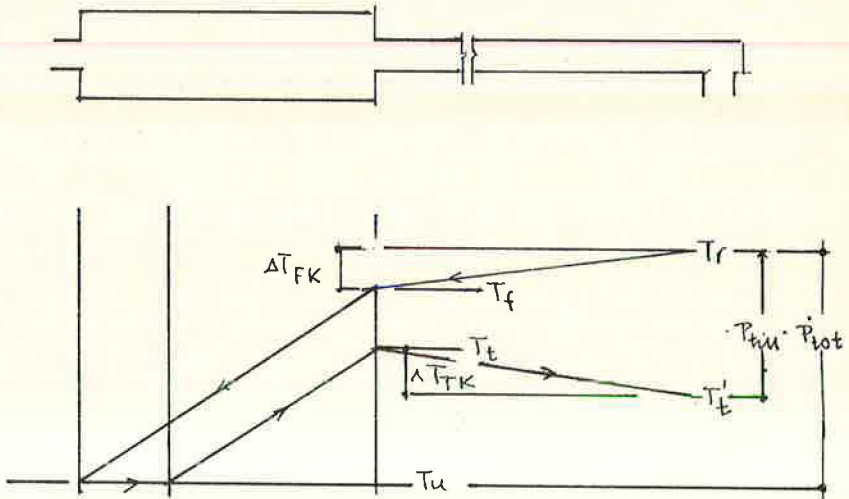
Sambandet kan med fördel illustreras grafiskt, FIGUR 6. De parallella, lutande linjerna avspeglar inte verkliga temperaturgradienter i växlarpaketet. Det är uteslutande en bild som med likformiga trianglar anger det grafiska sambandet mellan temperatur och temperaturverkningsgrad.



FIGUR 6 GRAFISK BILD AV UTTRYCKET FÖR TEMPERATURVERKNINGSGRAD FÖR VÄRMEVÄXLARAGGREGATET

Vi antar därefter att vi, som i FIGUR 2, har anslutande kanaler från aggregat till längre bort belägna till- och frånluftsdon och att vi har temperaturfall i kanalerna. Vi antar vidare att det inte finns något värmebatteri som "spökar".

Vi kan då bygga ut föregående bild av aggregatet till FIGUR 7, som avser systemet. Beteckningarna är desamma som i FIGUR 2.



FIGUR 7 GRAFISK BILD AV SYSTEMET. AGGREGAT + KANALER

Transmissionsförluster i kanaler ger temperaturfall  $\Delta T_{FK}$  och  $\Delta T_{TK}$  för från- resp tillluftskanaler.

$$\text{Totalt nyttiggjord energi} - P_{tot}$$


---

Enligt det föregående gäller

$$P_{tot} = G \cdot c \cdot (T_r - T_u) \quad (7)$$

Vi antar att vi har ett tillstånd som i FIGUR 4b, dvs

$$G_F = G_T + G_T' = G;$$

där F står för frånluft och T för tillluft.

Kanaliserad tilluft  $G_T$  - temperaturen skall höjas från  $T'_t$  till  $T_r$ .  $T'_t$  beräknas i pilarnas riktning i i FIGUR 7.

$$T_f = T_r - \Delta T_{\text{FK}}$$

$$T_t = T_u + \zeta_t (T_f - T_u) = T_u + \zeta_t (T_r - T_u - \Delta T_{\text{FK}})$$

$$T'_t = T_t - \Delta T_{\text{TK}} = T_u + \zeta_t (T_r - T_u - \Delta T_{\text{FK}}) - \Delta T_{\text{TK}}$$

$$T_r - T'_t = (1 - \zeta_t) \cdot (T_r - T_u) + \zeta_t \cdot \Delta T_{\text{FK}} + \Delta T_{\text{TK}}$$

Den energi som används för att höja den kanaliserade tilluftens temperatur till  $T_r$  benämns  $P_T$  till och blir

$$P_T \text{ till} = G_T \cdot c \cdot (1 - \zeta_t)(T_r - T_u) + \zeta_t \cdot \Delta T_{\text{FK}} + \Delta T_{\text{TK}} \quad (8)$$

Utöver detta tillkommer energi som krävs för att värma läckflödet  $G'_T$  som betecknas  $P'_T$  till och utgör:

$$P'_T \text{ till} = G'_T \cdot c \cdot (T_r - T_u) \quad (9)$$

Summering av (8) och (9) och division med  $G \cdot c \cdot (T_r - T_u)$  ger

$$\text{COP} = \frac{1}{1 - \frac{G_T}{G} \cdot \left\{ \zeta_t \left( 1 - \frac{\Delta T_{\text{FK}}}{T_r - T_u} \right) - \frac{\Delta T_{\text{TK}}}{T_r - T_u} \right\}} \quad (10)$$

Med inkopplad och tillslagen värmespiral med placering enligt FIGUR 2 och med effekten  $P_{\text{FV}}$  och en med hänsyn till fläktarnas placering medräknad mekanisk effekt från fläktar,  $P_M$ , fås uttrycket:

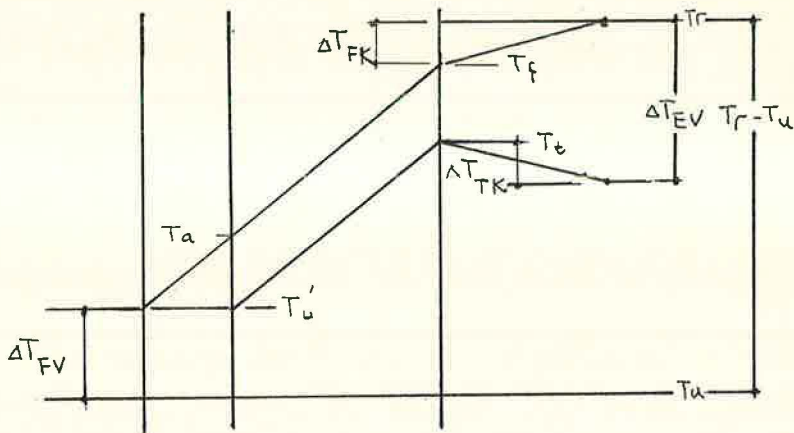
$$\text{COP} = \frac{1}{1 - \frac{G_T}{G} \cdot \left\{ \zeta_t \left( 1 - \frac{\Delta T_{\text{FK}}}{T_r - T_u} \right) - \frac{\Delta T_{\text{TK}}}{T_r - T_u} \right\} + \frac{\zeta_t \cdot P_{\text{FV}}}{P_{\text{tot}}} + \frac{P_M}{P_{\text{tot}}}} \quad (11)$$

Normalt anges nyttan av en värmeväxlare med temperaturverkningsgraden. Denna är beroende av såväl luftflödenas storlek som förhållandet mellan tilluftsflöde och frånluftsflöde. Detta avsnitt avser att belysa den stora betydelse temperaturfall i kanaler har, och att tillskottsvärme för att förhindra frysning i värmeväxlaren nedsätter energiverkningsgraden i oväntat hög grad.

Värmefaktorn eller systemfaktorn är enligt (5):

$$\text{COP} = \frac{T_r - T_u}{T_a - T_u}$$

I det generella fallet verkar en värmeväxlare inte direkt på rumsluften. Många gånger sker temperaturfall under lufttransporten till och från värmeväxlaren. En utökad bild, där såväl dessa temperaturfall tas med som tillförd värme i form av förvärmad uteluft och/eller eftervärmad tilluft, kan ges följande grafiska form.



FIGUR 8

För att få ett enkelt samband som passar känslighetsanalysen införs ytterligare några beteckningar.

$\Delta T_{EV}$  = temperaturhöjning av eftervärmare av tilluft,

$\Delta T_{FV}$  = temperaturhöjning av uteluft för att förhindra frysning,

$T'_u$  = uteluftens temperatur efter förvärmning.

Med dessa beteckningar blir

$$\text{COP} = \frac{T_r - T_u}{\Delta T_{FV} + \Delta T_{EV}}$$

En sådan definition ger möjlighet till närmare studium av olika funktioners betydelse för exempelvis energisparande. Vi skall här belysa vad en höjning av uteluftens temperatur före värmeväxlaren betyder.

Ur FIGUR 8 erhålls:

$$T_f = T_r - \Delta T_{FK}$$

$$T_t = T_r - \Delta T_{EV} + \Delta T_{TK}$$

$$T'_u = T_u + \Delta T_{FV}$$

Med konventionell definition av en värmeväxlarens temperaturverkningsgrad får man uttrycket

$$\eta = \frac{T_t - T'_u}{T_f - T'_u} = \frac{T_r - \Delta T_{EV} + \Delta T_{TK} - T_u - \Delta T_{FV}}{T_r - \Delta T_{FK} - T_u - \Delta T_{FV}}$$

Detta kan utvecklas till

$$T_{FV} + T_{EV} = (1-\eta)(T_r - T_u) + \eta \cdot \Delta T_{FK} + \Delta T_{TK} + \eta \cdot \Delta T_{FV}$$

som insatt i uttrycket för systemverkningsgrad ger:

$$\text{COP} = \frac{T_r - T_u}{(1-\eta)(T_r - T_u) + \eta \cdot \Delta T_{FK} + \Delta T_{TK} + \eta \cdot \Delta T_{FV}} ;$$

Känslighetsanalysen utförs för en temperaturskillnad ute - inne av 18, 20 och 22°C.

För en villa kan vi göra överslagsmässiga beräkningar av temperaturfall i ventilationskanaler. Vid en halv luftomsättning i en ordinär villa om 300 m<sup>3</sup> blir luftflödet 150 m<sup>3</sup>/h.

Om vi antar att kanalens längd är 15 m, att temperaturskillnaden är 20°C och att kanalerna är isolerade med 5 cm mineralull kan följande överslag göras:



Värmeavgivande yta:  $\Pi \cdot 15 \cdot 0,15 = 7 \text{ m}^2$

$$\text{Värmeisolering: } K = \frac{1}{0,15 + \frac{0,05}{0,04}} = \frac{1}{1,4} = 0,7$$

Avgiven effekt

$$\text{från kanalen } E = 20 \cdot 7 \cdot 0,7 = 100 \text{ W}$$

$$\text{från luft till kanal } E = \Delta T_{\text{LUFT}} \cdot 150 \cdot 0,33 \approx 50 \cdot \Delta T_{\text{LUFT}} \text{ W}$$

Sätts dessa lika fås  $\Delta T_{\text{LUFT}} \approx 2^\circ$ .

Vid 3 cm isolering blir motsvarande sänkning  $3^\circ$ .

Vi väljer att räkna med 0, 1, 2, 3 och  $4^\circ$  temperaturfall och sätter för att inte förlora i överskådlig-  
het samma temperaturfall i tilluft och frånluft.

Temperaturverkningsgraden får variera med värdena 0.6, 0.7, 0.8 och 0.9. Vi räknar ut systemfaktorn för en temperaturhöjning av uteluften med 0, 10, 20 och  $30^\circ$ . Resultatet redovisas i nedanstående tabeller.

Man ser att systemfaktorn är i hög grad beroende av temperaturfallet i kanalerna till värmeväxlaren. Värmer man dessutom uteluften före växlaren blir resultatet förödande. Vi tror att många funnit detta vid användningen och i konsekvens härmed stängt av förvärmningen. Vi har däremot inte funnit någon som på teoretisk väg belyst dessa frågeställningar tidigare, vilket är att beklaga, emedan många konstruktionsmisstag då förmodligen skulle kunna ha undvikits.

Vad betyder nu detta? Tre graders temperaturfall är inte ovanligt i en villavärmeväxlare med kanalerna på vinden. En normalvilla med en önskad luftväxling av  $150 \text{ m}^3/\text{h}$  får med ett 1 kW-batteri utelufttemperaturen höjd ca  $20^\circ$ . Har värmeväxlaren 80 % temperaturverkningsgrad finner vi att systemfaktorn, när batteriet är på, är 0,85 vid  $22^\circ$  temperaturskillnad ute - inne. När värmebatteriet ej är på är systemfaktorn 2,24. Om batteriet på grund av frysrisker måste drivas  $\kappa$  timmar per dygn, blir den totala vinsten av värmeväxlaren:

$$v = 1 - \left( \frac{\kappa}{0,85} + \frac{24 - \kappa}{2,24} \right) 24 =$$

$$= 1 - 0,446 - 0,030 \cdot \kappa = 0,554 - 0,03 \cdot \kappa .$$

$$\zeta = 0.6 \quad T_r - T_u = 18^\circ$$

 $20^\circ$ 
 $22^\circ$ 

## TEMPFALL KANALER

FÖRV	0	1	2	3	4	0	1	2	3	4	0	1	2	3
0	2,5	2,05	1,73	1,50	1,32	2,5	2,08	1,79	1,56	1,39	2,5	2,12	1,83	1,62
10	1,36	1,22	1,10	1	0,92	1,43	1,28	1,16	1,06	0,98	1,49	1,34	1,22	1,12
20	0,94	0,87	0,80	0,75	0,70	1	0,93	0,86	0,81	0,76	1,06	0,98	0,92	0,86
30	0,71	0,67	0,63	0,60	0,57	0,77	0,72	0,68	0,65	0,62	0,82	0,77	0,73	0,70

$$\zeta = 0.7$$

FÖRV	0	1	2	3	4	0	1	2	3	4	0	1	2	3
0	3,33	2,54	2,05	1,71	1,48	3,33	2,60	2,13	1,80	1,56	3,33	2,65	2,20	1,88
10	1,45	1,28	1,14	1,03	0,94	1,54	1,36	1,22	1,10	1,01	1,62	1,44	1,29	1,18
20	0,93	0,85	0,79	0,73	0,69	1	0,92	0,85	0,80	0,75	1,07	0,99	0,92	0,86
30	0,68	0,64	0,60	0,57	0,54	0,74	0,70	0,66	0,62	0,59	0,80	0,75	0,71	0,67

$$\zeta = 0.8$$

FÖRV	0	1	2	3	4	0	1	2	3	4	0	1	2	3
0	5,00	3,33	2,5	2	1,67	5,00	3,45	2,63	2,13	1,79	5,00	3,55	2,75	2,24
10	1,55	1,34	1,18	1,06	0,96	1,67	1,45	1,28	1,15	1,04	1,77	1,55	1,38	1,24
20	0,92	0,84	0,78	0,72	0,67	1	0,92	0,85	0,79	0,74	1,08	0,99	0,92	0,85
30	0,65	0,61	0,58	0,55	0,52	0,71	0,67	0,63	0,60	0,57	0,77	0,73	0,69	0,65

$$\zeta = 0.9$$

FÖRV	0	1	2	3	4	0	1	2	3	4	0	1	2	3
0	10	4,86	3,21	2,4	1,91	10	5,13	3,45	2,60	2,08	10	5,37	3,67	2,78
10	1,67	1,42	1,23	1,09	0,98	1,82	1,55	1,35	1,20	1,08	1,96	1,68	1,47	1,30
20	0,91	0,83	0,76	0,71	0,66	1	0,91	0,84	0,78	0,72	1,09	0,99	0,92	0,85
30	0,63	0,59	0,55	0,52	0,49	0,69	0,65	0,61	0,58	0,55	0,75	0,71	0,67	0,63

FIGUR 3

Måste värmebatteriet vara igång 10 h/dygn blir återvinnningen endast 25 % av den energi som används för ventilationsluftens uppvärmning. Sänker man flödet under natten ökar visserligen temperaturverkningsgraden för värmeväxlaren, men man riskerar å andra sidan större temperaturhöjning av uteluften, vilket försämrar värmefaktorn.

I detta avsnitt har en enda studie av systemfaktorn utförts. Givetvis kan andra aspekter tas fram. Så ser man exempelvis i FIGUR 8 att, placeras eftervärmningen omedelbart efter värmeväxlaren, riskerar man ökat temperaturfall i tilluftskanalen. Hur värmekapaciteten, dvs hur påslagsintervallens längd påverkar systemfaktorn har inte heller beaktats. Det vi framför allt vill diskutera i denna artikel är riskerna med att inte göra totalbedömningar vid energisparåtgärder, vare sig dessa planeras till nybyggnad, ombyggnad eller reparation. Vår uppfattning är därvidlag att hela system inkluderande såväl byggnad som fullständig installation måste bedömas och beräknas vare sig delarna däri är typgodkända eller ej.

I inledningen presenterades energistaplar för tre mätperioder som föregick den experimentella undersökningen av FTX-systemet. I FIGUR 3a kan utläsas temperaturförluster i kanaler mellan rum och aggregat. Ca 3°C i frånluftskanaler och 2°C i tilluftskanalerna. Vidare har nämnts att otätheter i kanalerna avslöjades.

I avsnitt 3.2 redovisades i tabellform hur systemfaktorn påverkas av elvärmare och av temperaturförluster i kanalerna. Däremot inte inverkan av tjuvluft genom otätheter i dessa. Om man beaktar ovan nämnda temperaturförluster 3°C resp 2°C och tillslagsfrekvensen hos elspiralen och dessutom genom överslagsberäkning tar hänsyn till tjuvluft, kan obalansen hos energistaplarna förklaras av systemfaktorn. En systemfaktor,  $COP \approx 0,5$ , vilket innebär att man "petat in" dubbelt så mycket energi som den nyttiggjorda.



FOTO 1 DEN UNDERSÖKTA VILLAN



FOTO 2 IVAR HÄGGBOM OCH MÄTENHETEN M'88 A.

URSPRUNGLIGT MÄTPROGRAM  
OCH RESULTAT

MÄTPROGRAM:

1. Registrering av temperaturer ute, inne samt automatisk integrering av temperaturfunktioner (gradtimalt etc).
2. Täthetsprovning
3. Spårgasmätning
4. Termografering
5. Beräkning av solinläckning med hänsyn tagen till detaljerade förutsättningar.
6. Huset bringas för jämförelsens skull att under en period fungera med enbart frånluftsventilation.

Av ovanstående punkter har samtliga med undantag av punkt 3 genomförts.

Temperaturregistreringen gjordes med en mätenhet "Temperaturkontroll, modell 88A". Täthetsprovning utfördes i samband med termografering med hjälp av befintlig frånluftsventilation.

Solinläckningen har beräknats med hänsyn till molnighet och skuggande smyggar.

## RESULTAT:

1. Registrering och avläsning av temperaturfunktioner

Avläsning av integrerade värden för gradtimmar gjordes 2 ggr per dag under mätperioderna. I beräkningarna i det följande är antalet gradtimmar för varje period omvandlat till periodens längd i timmar (h) och medeltemperatur  $\Delta T$ .

2. Täthetsprovning

Undertrycksprovning vid tryck  $\Delta p = -10$  Pa gav flödet  $Q_{10} = 310$  m<sup>3</sup>/h.

Med volymen  $V = 380$  m<sup>3</sup> fås  $n_{10} = 0,81$  som extrapolerat till 50 Pa ger  $n_{50} = 2,1$  à 2,3.

3. Spårgasmätning utfördes inte.

4. Termograferingen

som utfördes av Statens Provningsanstalt visade inga anmärkningsvärda fel och brister i byggnadens isoler och täthetsutförande. De brister som iaktogs utgjordes av lokala otätheter vid bjälklagsanslutningar samt av bristfälliga tätningslister vid ytterdörrarna. Felena bedömdes emellertid ha liten inverkan på byggnadens totala energiförbrukning och inomhusklimat.



Transmission

	A m <sup>2</sup>	k-värde W/m <sup>2</sup> °C	A k W/°C
vägg	111	0.24	26.6
fönster	22.2	1.9	42.2
dörr	5.7	1.0	5.7
port	5.3	1.0	7.5
tak	176	0.101	17.8
platta på mark			31.8
Summa			131.6
			132 W/°C

Hänsyn tas till kortvägig solinstrålning mot fasad med korrigerig för molnighet.

$$\text{Fasad mot SV och SO} \quad I_o = 233 \quad T_s = \frac{I_o a}{\alpha y} \cdot C$$

$$A_{\text{fasad SV,SO}} = 59,6 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Summa } A \times k &= (132 - 0.24 \times 59.6) + 0.24 \times 59.6 = \\ &= [117.7 + 14.3] \end{aligned}$$

Mät punkt 1 - 25/3 - 2/4

$$\text{Molnigheten} = 0.7$$

$$\text{Tid} = 191 \text{ h}$$

$$\Delta T = 17.2^\circ\text{C}$$

$$T_s = 9.4^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{trans}} &= 117.7 \times 191 \times 17.2 + 14.3 \times 191 \times \\ &\quad \times (17.2 - 9.4) = 408 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Ventilation

$$q = 146 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{vent}} = 0.33 \times 146 \times 191 \times 17.2 = 158 \text{ kWh}$$

Läckning

$$q_{\text{läck}} = 17 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{läck}} = 0.33 \times 17 \times 191 \times 17.2 = 18 \text{ kWh}$$

Värmeåtervinning

$$q_{\text{fr}}/q_{\text{till}} = 1.3$$

$$q_{\text{till}} = 112 \text{ m}^3/\text{h} = 31 \text{ l/s}$$

$$= 0.91$$

$$Q_{\text{återv}} = 0.91 \times \frac{1}{1.3} \times 0.33 \times 146 \times 191 \times 17.2 =$$

$$= 111 \text{ kWh}$$

Köpt energi

$$Q_{\text{köpt}} = 601 \text{ kWh}$$

Solenergi

Solenergin är framräknad med korrigeringar för 3-glasfönster, skuggningar (smygar, nockar) och molnighet.

$$Q_{\text{sol}} = 180 \text{ kWh}$$

Mät punkt 2 - 2/4 - 9/4Transmission

$$\begin{aligned} \text{Tid} &= 168 \text{ h} \\ \Delta T &= 12.7^{\circ}\text{C} \\ T_s &= 6.7^{\circ}\text{C} \\ Q_{\text{trans}} &= 117.7 \times 168 \times 12.7 + 14.3 \times 168 \times \\ &\quad \times (12.7 - 6.7) = 266 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Ventilation

$$\begin{aligned} q &= 146 \text{ m}^3/\text{h} \\ Q_{\text{vent}} &= 0.33 \times 146 \times 142.4 \times 12.3 = 84 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Läckning

$$\begin{aligned} q_{\text{läck}} &= 47 \text{ m}^3/\text{h} \\ Q_{\text{läck}} &= 0.33 \times 47 \times 142.4 \times 12.3 = 27 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Värmeåtervinning

$$\begin{aligned} Q_{\text{återv}} &= 0.91 \times \frac{1}{1.3} \times 0.33 \times 146 \times 142.2 \times 12.3 = \\ &= 59 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Köpt energi

$$Q_{\text{köpt}} = 290 \text{ kWh}$$

Solenergi

$$Q_{\text{sol}} = 124.5 \text{ kWh}$$

Resultaten ovan anges i stapeldiagram i FIGUR 1.

Ovan beräknde värden är desamma som redovisas i FIGUR  
1. Kommentarer till resultaten har redovisats i inled-  
ningen.