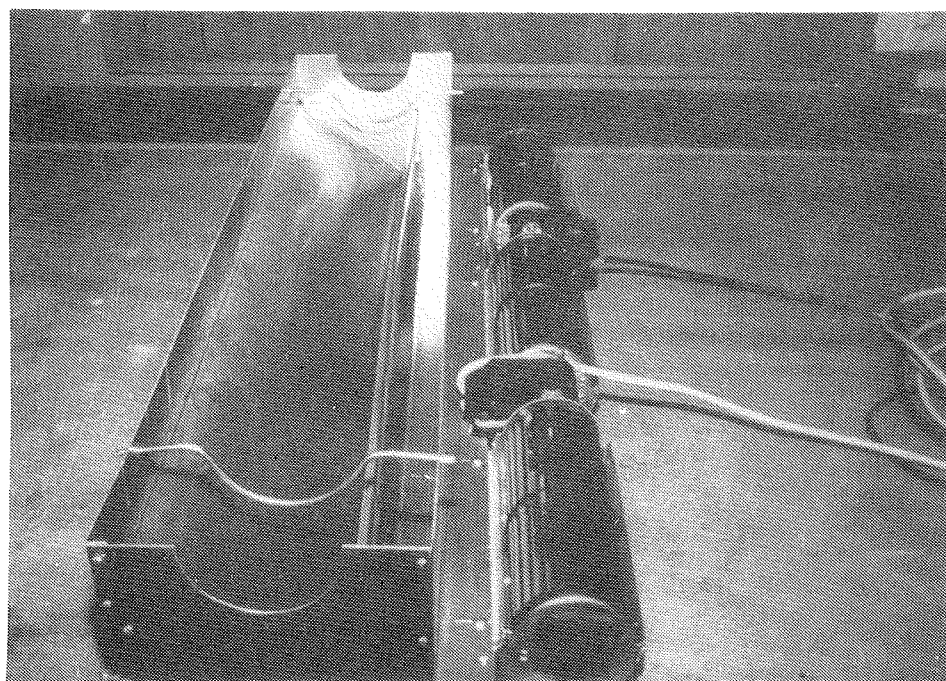


# forøgelse af eksisterende radiatorers varmeafgivelse



jens nørgaard  
thomas lund madsen

laboratoriet for varmeisolering

meddelelse nr. 182

december 1987

Indholdsfortegnelse

|                         |    |
|-------------------------|----|
| Indledning .....        | 2  |
| Forsøgsopstilling ..... | 3  |
| Resultater .....        | 11 |
| Termisk komfort .....   | 23 |
| Konklusion .....        | 28 |
| Summary .....           | 29 |

## INDLEDNING

En af ulemperne ved fjernvarmeanlæg er det store transmissionsvarmetab på ledningerne til og fra forbrugerne. Et tab som naturligvis må dækkes af forbrugerne. Dette skyldes at radiatorsystemerne i centralvarmeanlæg er dimensioneret til en fremløbstemperatur på 80-90 °C. En måde at sænke ledningstabene på, ville være at sænke fremløbstemperaturen, og installere større radiatorer, men en sådan løsning er ikke rentabel.

En anden mulighed er at forøge varmeafgivelsen fra de eksisterende radiatorer. Dette kan ske ved at forøge lufthastigheden op om radiatorens ribber, v.h.a. små støjsvage ventilatorer. På denne måde kan man med en lavere fremløbstemperatur sikre det samme temperaturfald over radiatoren og dermed den samme varmeafgivelse.

Ønsket om lav fremløbstemperatur findes også i forbindelse med varmepumpe- og solvarmeanlæg, hvor nyttevirkningen er meget afhængig af temperaturniveauet.

I denne rapport beskrives en undersøgelse af hvor meget det er muligt i praksis at reducere fremløbstemperaturen ved simple ventilator arrangementer i forbindelse med et par typiske radiatorer. De komfortmæssige konsekvenser af den forøgede lufthastighed er ligeledes undersøgt og vurderet. Undersøgelsen er finansieret af Energiministeriet (EFP 83).

## FORSØGSOPSTILLING

Som vist på fig. 1 består prøvestanden af to rum hvor der i rum A holdes en konstant temperatur på  $-10^{\circ}\text{C}$ , hvilket sikrer et konstant varmetab fra rum B hvor afprøvningen af ventilatorenhederne finder sted. I rum B tilstræbes en temperatur på  $+27^{\circ}\text{C}$ . Begge rum er placeret i en forsøgshal med lufttemperaturer mellem 18 og  $22^{\circ}\text{C}$ .

Rummene er adskilt af en isoleret væg, hvori der er placeret et et-lags vindue med målene:  $1070 \times 1450$ . Valget af kun ét lag glas er begrundet i ønsket om at sikre et stort varmetab fra prøverummet til det kolde rum. Desuden er der som vist på fig. 1 indbygget en ventilator i væggen mellem de 2 rum. Denne ventilator skaber, når den kører, et forøget varmetab, dog uden at give anledning til lufthastigheder over  $0,1 \text{ m/s}$  i opholdszonen.

Forsøgene foregår ved konstant lufttemperatur i målerummet. Derved opnås at energiforbruget er konstant under alle forsøgene. Denne konstante temperatur opretholdes med en fintregulerende termostat, som regulerer de to el-radiatorer. Temperaturen er valgt til  $27^{\circ}\text{C}$  for at sikre, at der ikke bliver så stor varmeafgivelse fra vandradiatoren at temperaturen stiger når den høje fremløbstemperatur og den høje lufthastighed benyttes.

Et 100% konstant varmetab kan ikke opnås, idet såvel det konvektive varmeovergangstal for vinduet, som den lodrette temperaturgradient i rummet vil ændre sig, når de ventilatorer, som er monteret på radiatoren, går i gang.

Sidstnævnte faktor betyder ikke så meget, men temperaturfaldet over ydervæggene vil blive større eller mindre som funktion af højden i rummet. En anden usikkerhedsfaktor for varmetabet er temperaturen af omgivelserne, som varierer mellem 18 og  $22^{\circ}\text{C}$ .

Varmtvandsradiatoren forsynes fra en velisoleret vandvarmer, med nøjagtig regulering, placeret på ydersiden af prøverummet.

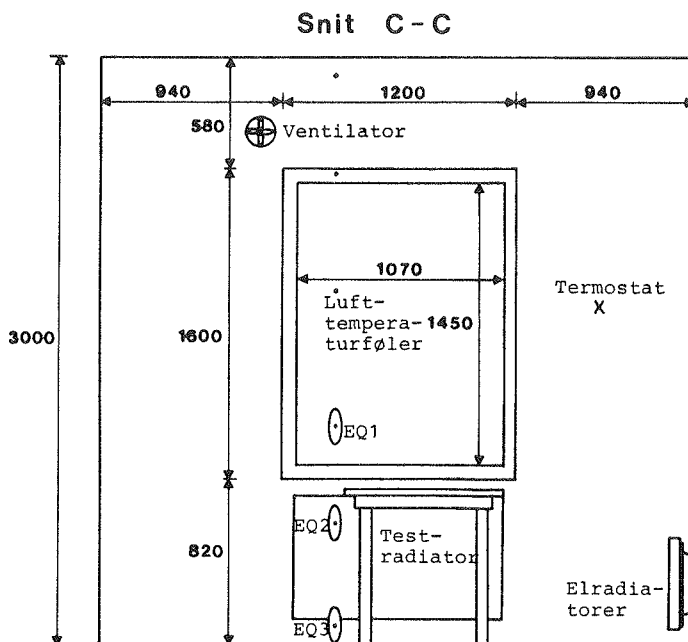
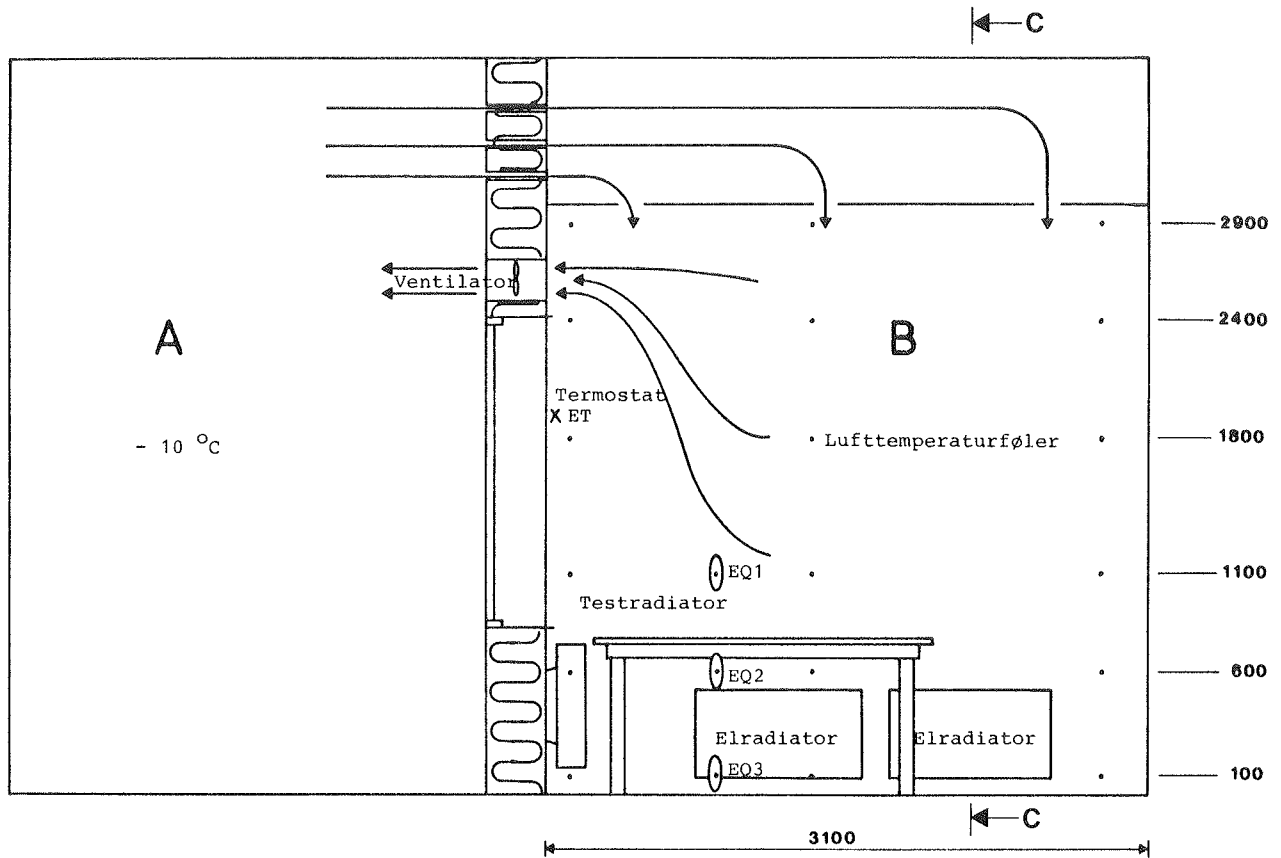


Fig. 1. Forsøgsopstilling med angivelse af radiatorplacering samt angivelse af målepunkter til vurdering af såvel energiforbrug som termisk komfort.

Under forsøgene registreres på datalogger følgende parametre (se fig. 1):

- 1) 18 lufttemperaturer (markeret med prikker).
- 2) Ækvivalenttemperatur i 3 standardhøjder 10, 60 og 110 cm over gulvet i opholdszonen (ISO/DS 7730).
- 3) Tilløbs- og fraløbstemperatur på varmtvandsradiator.
- 4) Overfladetemperatur på el-radiatorer.
- 5) Lufttemperatur i koldt rum.
- 6) Lufttemperatur i omgivelserne (middel af 6 temperaturer).
- 7) El-forbrug til opvarmning af vandradiator.
- 8) El-forbrug til el-radiatorer.

Der registreres hvert 6. minut og forsøgene kører 6 timer ad gangen. Bortset fra ækvivalenttemperaturer og varmemstrømmen, måles alle temperaturer med termoelementer.

To meget almindeligt forekommende radiatorer (se fig. 2) er blevet testet. Riffelradiatoren (type a) er blevet testet med ventilatorerne placeret både for oven og for neden, så konsekvenserne af en luftstrøm både opad og nedad kan vurderes, mens søjleradiatoren (type b) kun er afprøvet med opadgående luftstrøm. Æstetiske hensyn ville gøre montering af ventilatoragregatet umuligt på oversiden.

Riffelradiatoren er ideelt udformet til formålet, idet luftstrømmen går lige op gennem varmeribberne på radiatoren. Som det ses af fig. 3 er monteringen af ventilatorerne også ganske enkel.

Søjleradiatoren er på bagsiden forsynet med en aluminiumsplade som skal lede luften op mellem søjlerne og forhindre en forøgelse af varmeoverføringen til brystningen bag ved radiatoren. Foran er radiatoren åben således at luften kan forlade radiatorerne over et stort areal med deraf følgende lille hastighed.

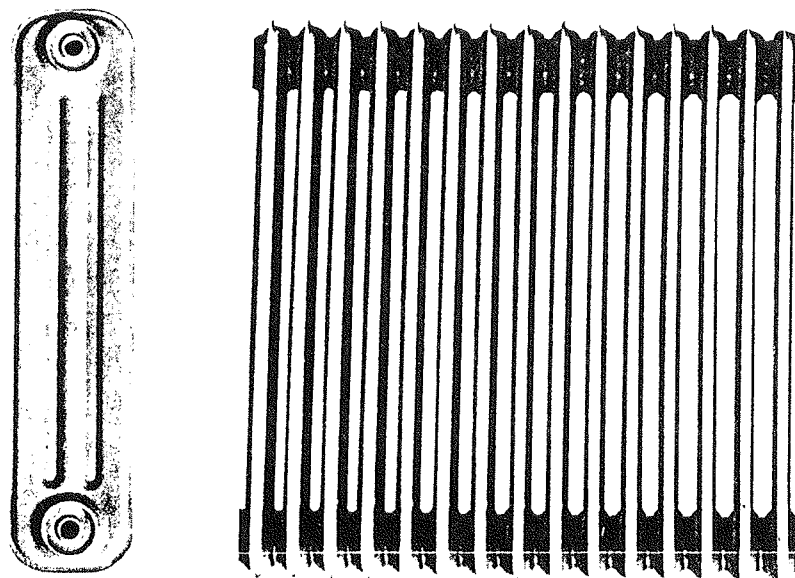


Fig. 2A. Søjleradiator.

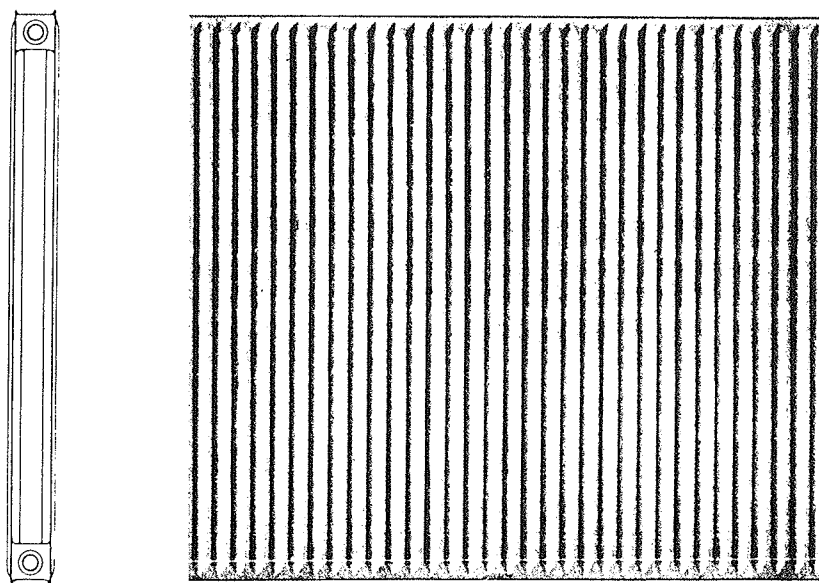


Fig. 2B. Dobbelt planradiator (riffelradiator).

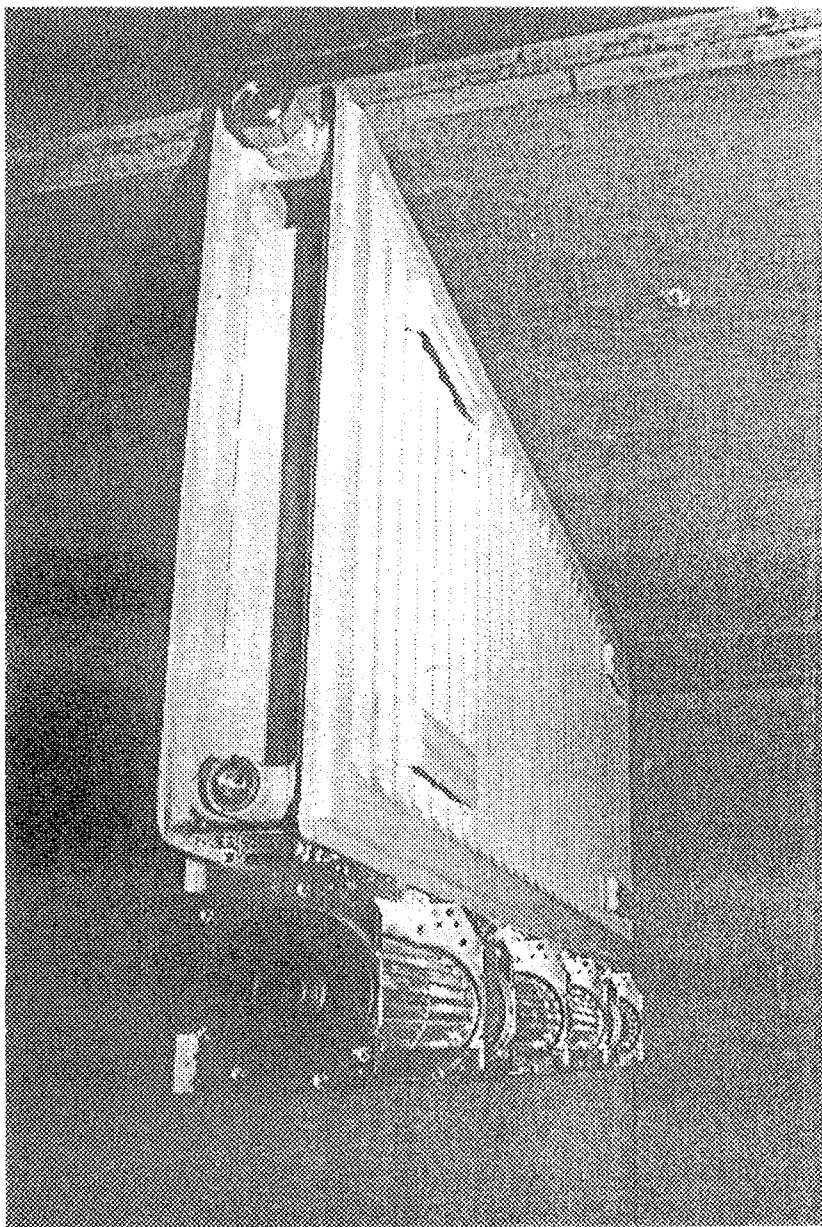


Fig. 3. Riffelradiatoren med ventilatorerne påmonteret.

Der konstrueredes til søjlerradiatoren som vist i fig. 4 og 5 et aggregat til fordeling af ventilatorluften op gennem ribberne. I den lille åbning placeres 3 tværstrømsventilatorer parallelt, og fordelingspladen i midten sikrer en mere jævn hastighedsfordeling over udgangsåbningen.



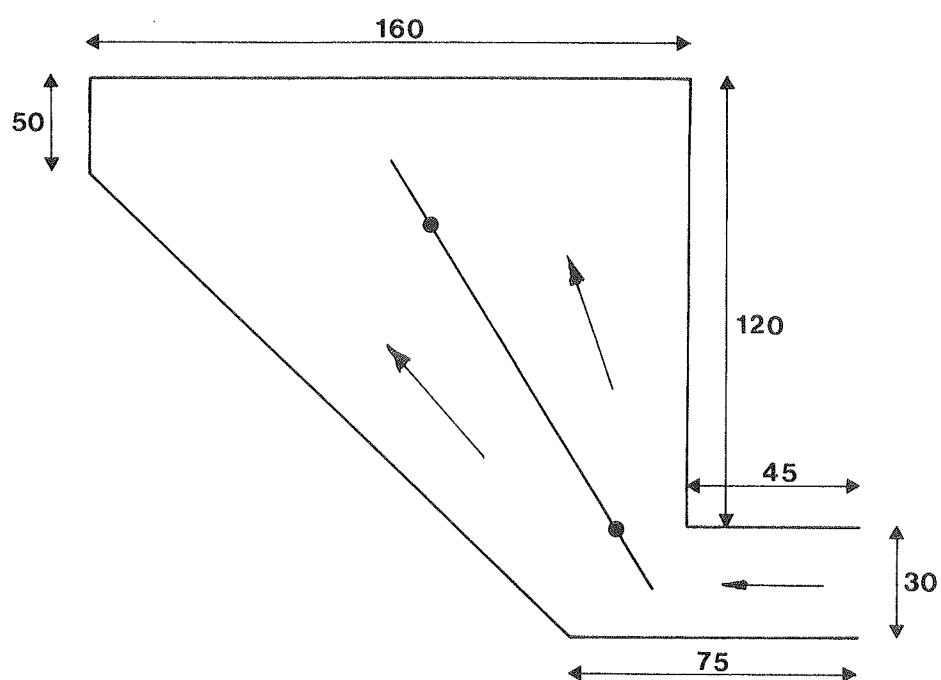


Fig. 4. Skematisk tegning af ventilatoraggregat til søjleradiator.

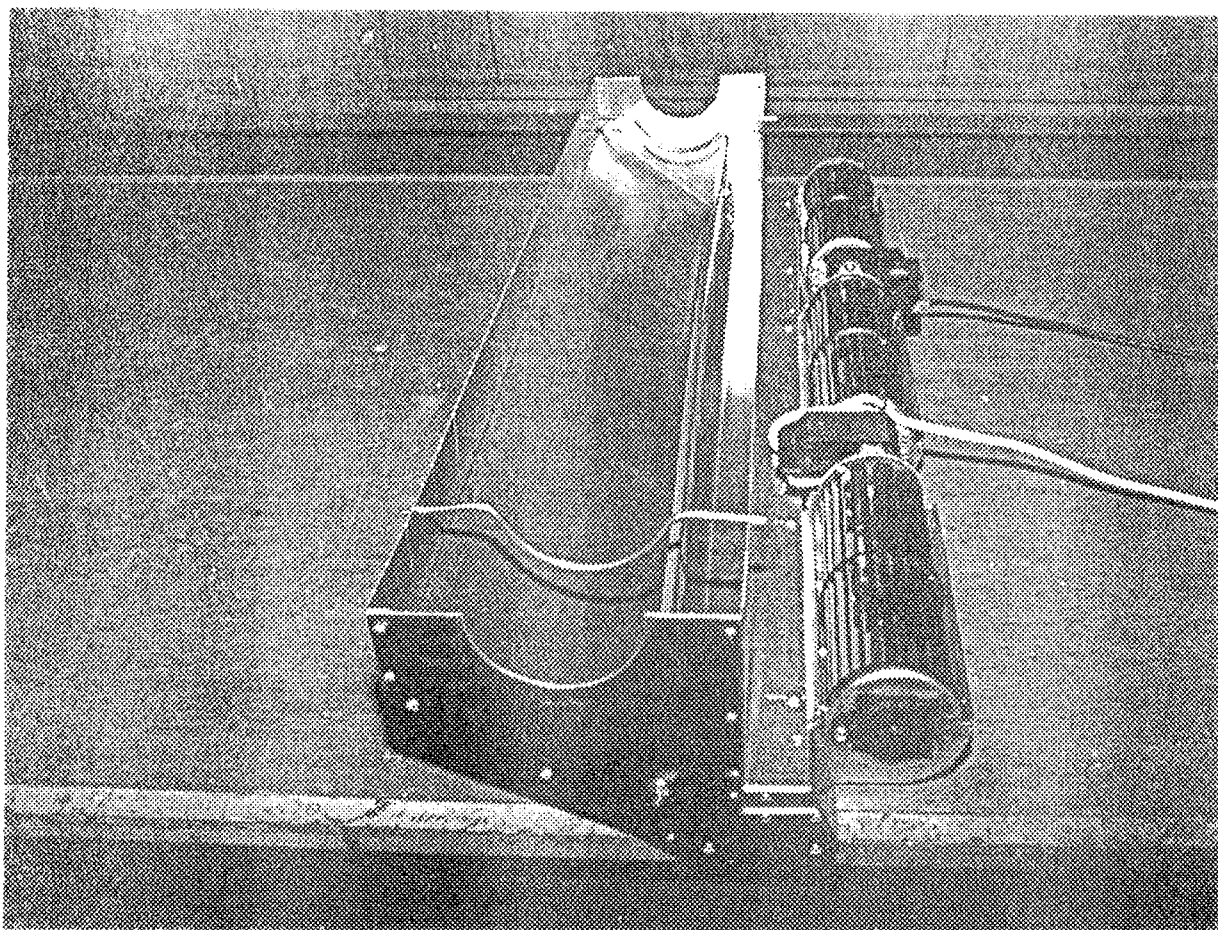


Fig. 5. Ventilatoraggregat til søjleradiator.

Problemet med søjleradiatoren er dels at den ventilerede luft - som før nævnt - ikke nyttiggøres 100%, idet den siver ud gennem ribberne fornedet; dels at forbindelsesfladerne mellem ribberne udgør en forhindring for luften både foroven og fornedet. Dette giver en nedgang i lufthastighed, men også anledning til turbulens i den varme afgangsluft fra radiatoren. I fig. 6 er hastighedsfordelingen for ventilatoraggregatets udgang vist. Det ses at lufthastigheden er størst i siderne, hvilket er hensigtsmæssigt, idet åbningerne op gennem radiatoren netop er ude i siden.

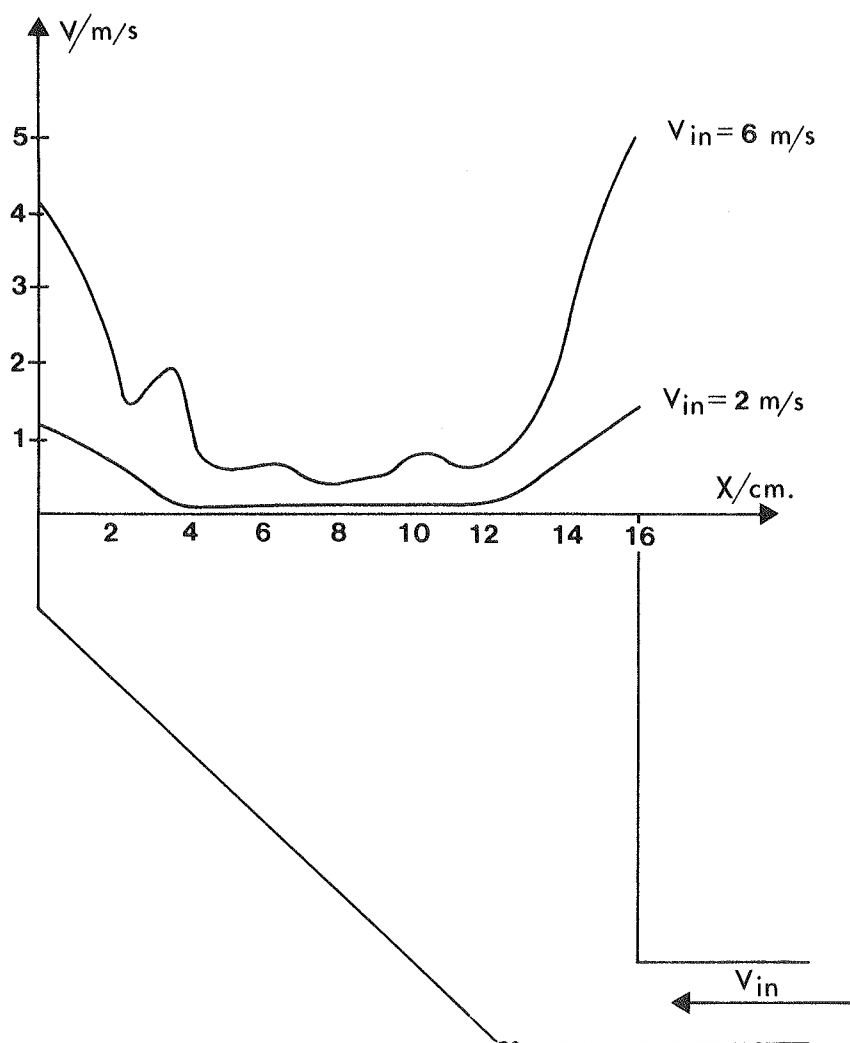


Fig. 6. Hastighedsfordeling for ventilatoraggregat til søjleradiator.

Lufthastighederne for tværstrømsventilatorernes udgange vælges til at have følgende cirka-værdier.

0, 2, 4 og 6 m/sek.

og disse værdier vil indgå i kurver og tabeller, selvom middelhastigheden af den varmetransporterende luft naturligvis har en mindre værdi ved afgang fra radiatoren.

Inden de 2 radiatorer testes, udføres et forsøg hvor radiatoren er erstattet af et velisoleret rør, så tab i beholder og tilledninger kan bestemmes for de forskellige fremløbstemperaturer. Denne faktor skal der kompenseres for, når den forøgede varmeafgivelse fra selve radiatoren skal bestemmes.

Luftskiftet for de 2 radiator typer bestemt som antallet af gange luften i rummet passerer gennem ventilatorerne pr. time, er beregnet til at være de i tabel 1 angivne værdier.

| Hastighed<br>m/sek | Luftskifte<br>(h <sup>-1</sup> ) |           |
|--------------------|----------------------------------|-----------|
|                    | Riffelrad.                       | Søjlerad. |
| 2                  | 7,3                              | 8,4       |
| 4                  | 15,0                             | 15,2      |
| 6                  | 25,4                             | 21,4      |

Tabel 1. Luftbevægelse gennem radiatorer er angivet som luftskifte i afhængighed af ventilatorhastighed.

## RESULTATER

For hvert forsøg med en given kombination af radiator, ventilationshastighed og fremløbstemperatur er alle variable plottet som funktion af tiden for at kontrollere forsøgsgangen for uforudsete forstyrrelser og fejl. Desuden er der beregnet middelværdier, standardafvigelse, min.- og max.-værdier, så alle nøgletal er tilgængelige.

Ved hvert enkelt forsøg er de enkelte energitilførsler bestemt. Disse er

1. Måleinstrument, 148 W
2. Ventilatoreffekt, se tabel 2.

| Riffelradiator |                         | Søjleradiator |                         |
|----------------|-------------------------|---------------|-------------------------|
| Hast.          | Effekt-<br>forbrug<br>W | Hast.         | Effekt-<br>forbrug<br>W |
| 0              | 0.0                     | 0             | 0.0                     |
| 2              | 18.7                    | 2             | 16.8                    |
| 4              | 28.3                    | 4             | 27.2                    |
| 6              | 40.1                    | 6             | 39.4                    |

Tabel 2. Ventilatorernes effektforbrug i afhængighed af lufthastighed.

3. El-radiatorens effekt.

Denne er bestemt ud fra radiatorernes middelloverfladetemperatur ved hjælp af følgende udtryk:

$$P_w = \frac{A}{B + \Delta T} + C \quad (W)$$

hvor  $P_w$  er effektafgivelsen i Watt og  $\Delta T = T_{elrad} - T_{mid}$  er temperaturdifferensen mellem radiatoroverfladen og middelværdien af de 18 målte lufttemperaturer.

Ved ulineær regression over 19 målinger fandtes følgende koefficienter:

$$P_w = \frac{544641,6}{212,8 - \Delta T} - 2555 \text{ (W)}$$

med et residual på 485,3, hvilket er en fin model. På fig. 7 ses regressionslinien samt de målte værdier. På fig. 8 er vist de målte værdiers procentiske afvigelse fra beregningsmodellen.

#### 4. Vandradiatorens afgivne effekt.

Denne bestemmes ved hjælp af en watt-måler med den korrektion for ledningstab m.v. som fandtes ved at erstatte radiatoren med en kraftigt isoleret rørforbindelse mellem fremløb og retur.

Summen af disse fire bidrag er afbildet på figur 9 søjleradiator og fig. 10 riffelradiator. På fig. 11 og 12 er de tilsvarende procentuelle fordelinger vist.

I søjleradiatorundersøgelsen er målingen med samtidig høj fremløbstemperatur (54 °C) og stor ventilationshastighed (6 m/s) ikke brugbar, idet lufttemperaturen blev højere end de 27 °C på grund af for stor varmeafgivelse fra radiatoren.

De parametre som har indflydelse på radiatorernes varmeafgivelse er forskellen mellem radiatorens overfladetemperatur og lufttemperaturen  $\Delta T$  samt lufthastigheden gennem radiatoren  $V_{vent}$ . Der er opstillet en simpel matematisk model, som viser sig at være i god overensstemmelse med de målte værdier. Modellen har formen

$$\theta_{rad} = k \cdot \Delta T (V_{vent} + V_o) p + \theta_o$$

hvor  $k$  er en konstant,  $V_0$  er lufthastigheden gennem radiatoren når ventilatoren ikke kører,  $p$  er en konstant potens og  $\theta_0$  er en konstant basiseffekt.

Ved hjælp af en regressionsanalyse er fundet følgende udtryk for de to radiatorer.

$$\text{Søjleradiator: } \theta_{\text{rad}} = 17,8 \cdot \Delta T (V_{\text{vent}} + 0,98)0,41 + 48,4 \text{ (W)}$$

$$\text{Riffelradiator: } \theta_{\text{rad}} = 18,0 \cdot \Delta T (V_{\text{vent}} + 0,41)0,28 + 16,2 \text{ (W)}$$

På figur 13 og 14 er vist de målte værdier (fuldt optrukken linie) og de tilsvarende værdier beregnet efter modellen (stiplede linier).

I søjleradiatortilfældet er ikke medtaget målepunktet ( $V_{\text{vent}}$ ,  $\Delta T$ ) = (6 m/s, 30 K), idet rumtemperaturen i dette tilfælde overstiger de valgte 27 °C, hvorved den samlede varmebalance forrykkes.

De to modeller gælder for luftbevægelsen i opadgående retning. Forøgelsen i varmeafgivelse ved nedadrettet luftbevægelse var beskeden og den antages derfor at være uden praktisk interesse.

Ved hjælp af de fundne modeller er der optegnet kurvesæt, som angiver effektafgivelsen fra radiatorerne som funktion af lufthastighed og overtemperatur. På fig. 15 A og B ses disse effektafgivelser med lufthastigheden som kontinuert afhængig variabel og overtemperaturen som diskret variabel. På fig. 16 A og B er disse to variable byttet om, således at overtemperaturen er den kontinuerte variabel.

Endelig er på fig. 17 A og B vist den relative effektførøgelse i afhængighed af lufthastigheden ved forskellige værdier af  $\Delta T$ .

Her ses det, at krumningen af de 2 kurvesæt ikke er ens. For begge tilfælde ses det, at den forøgede varmeafgivelse ved  $V_{\text{luft}} = 6,5 \text{ m/s}$  er 120% for en høj overtemperatur, mens forøgelsen ved lavere hastigheder er størst for riffelradiatoren. Ved  $V_{\text{luft}} = 3 \text{ m/s}$  er forøgelsen hhv. 74% for søjle- og 82% for riffelradiatoren.

Selv en beskeden forøgelse af lufthastigheden ses at forøge varmeafgivelsen betydeligt. F.eks. fås en 50% forøgelse for søjleradiatoren ved en hastighed på ca. 2 m/s medens den samme forøgelse nås ved riffelradiatoren allerede ved 1,5 m/s.

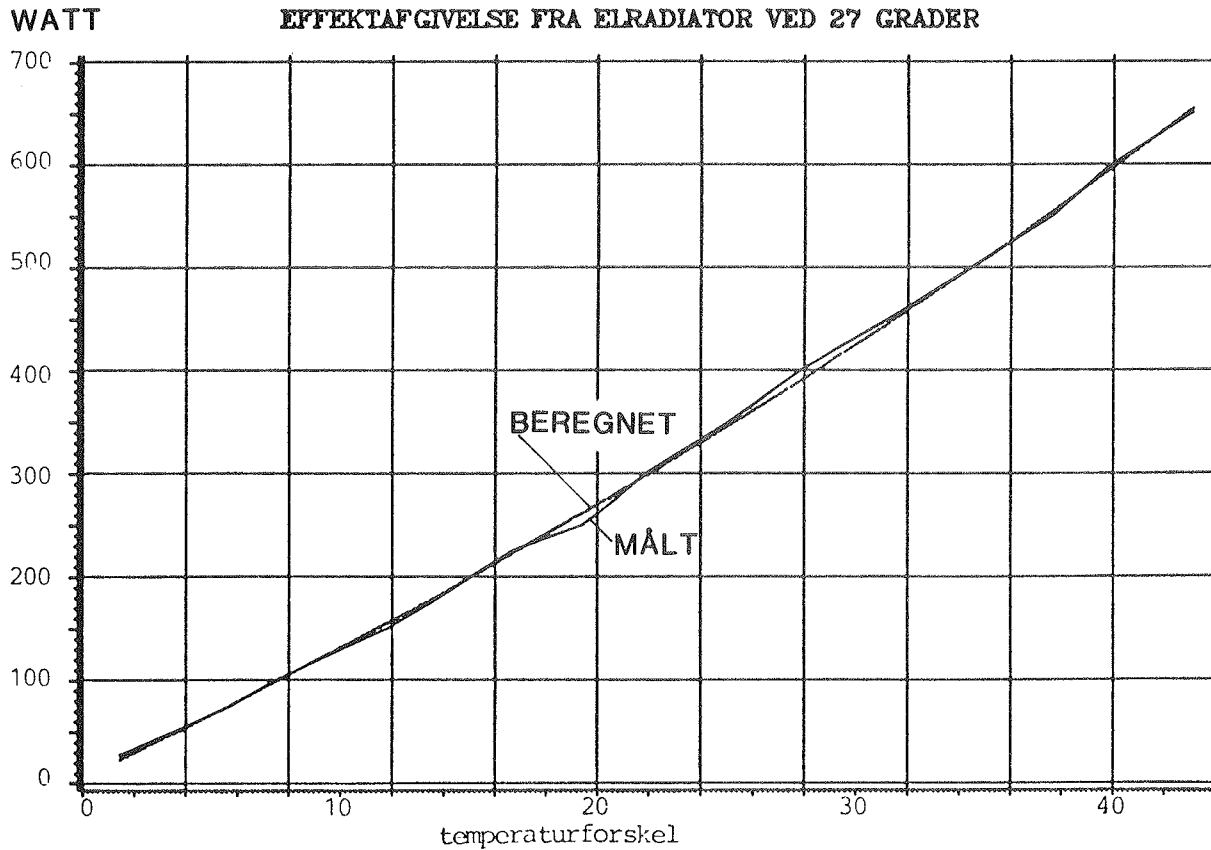


Fig. 7. Målte værdier samt regressionslinie for effektafgivelse fra el-radiator.



Fig. 8. De målte værdiers procentiske afvigelse fra regressionslinien. El-radiator, effektafgivelse, residual = 485,3.



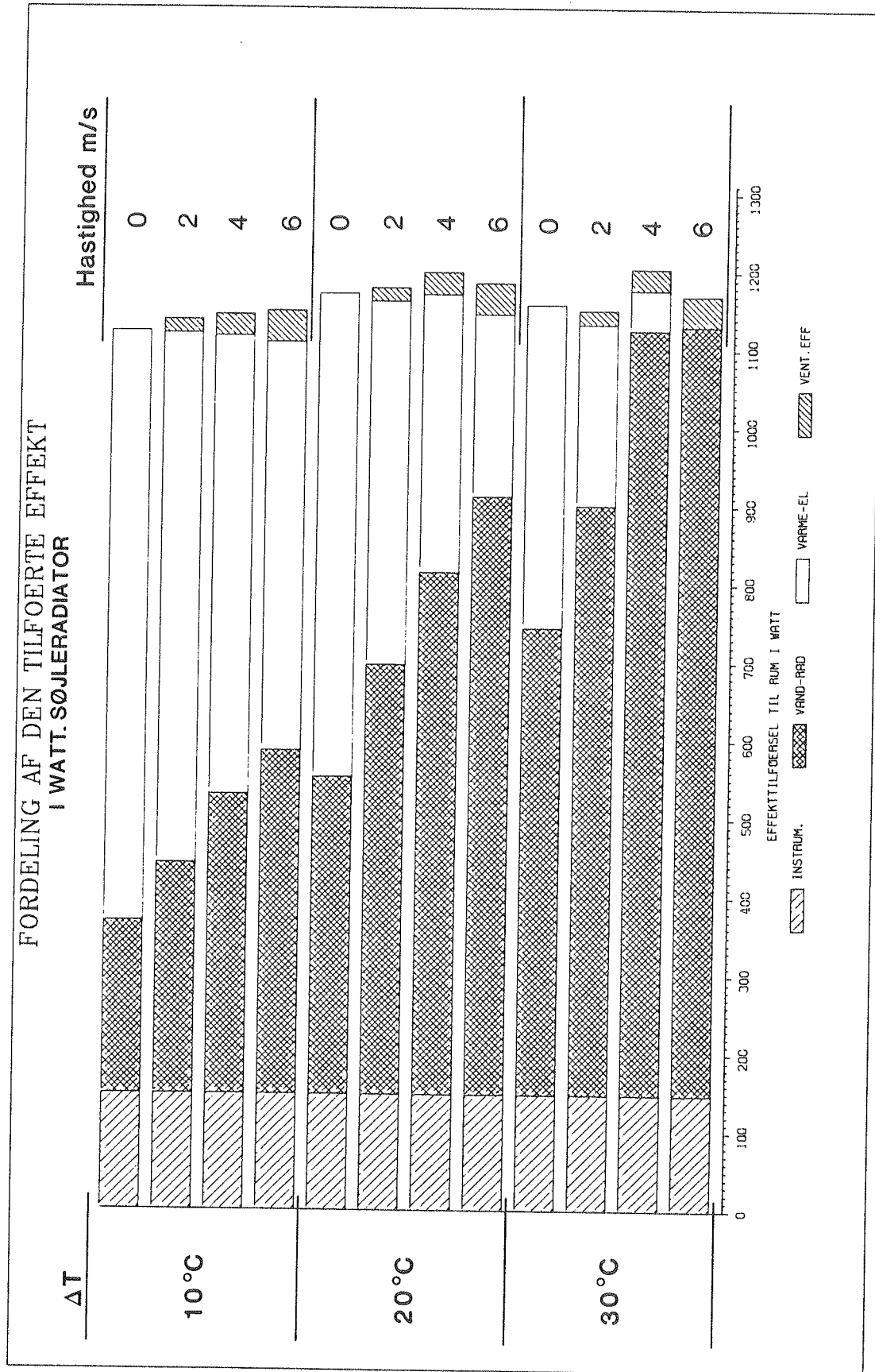


Fig. 9. Fordelingen af effekttilførslen til rummet i afhængighed af søjleradiatorens overtemperatur i forhold til rumtemperaturen samt af den tvungne luft hastighed igennem radiatoren.

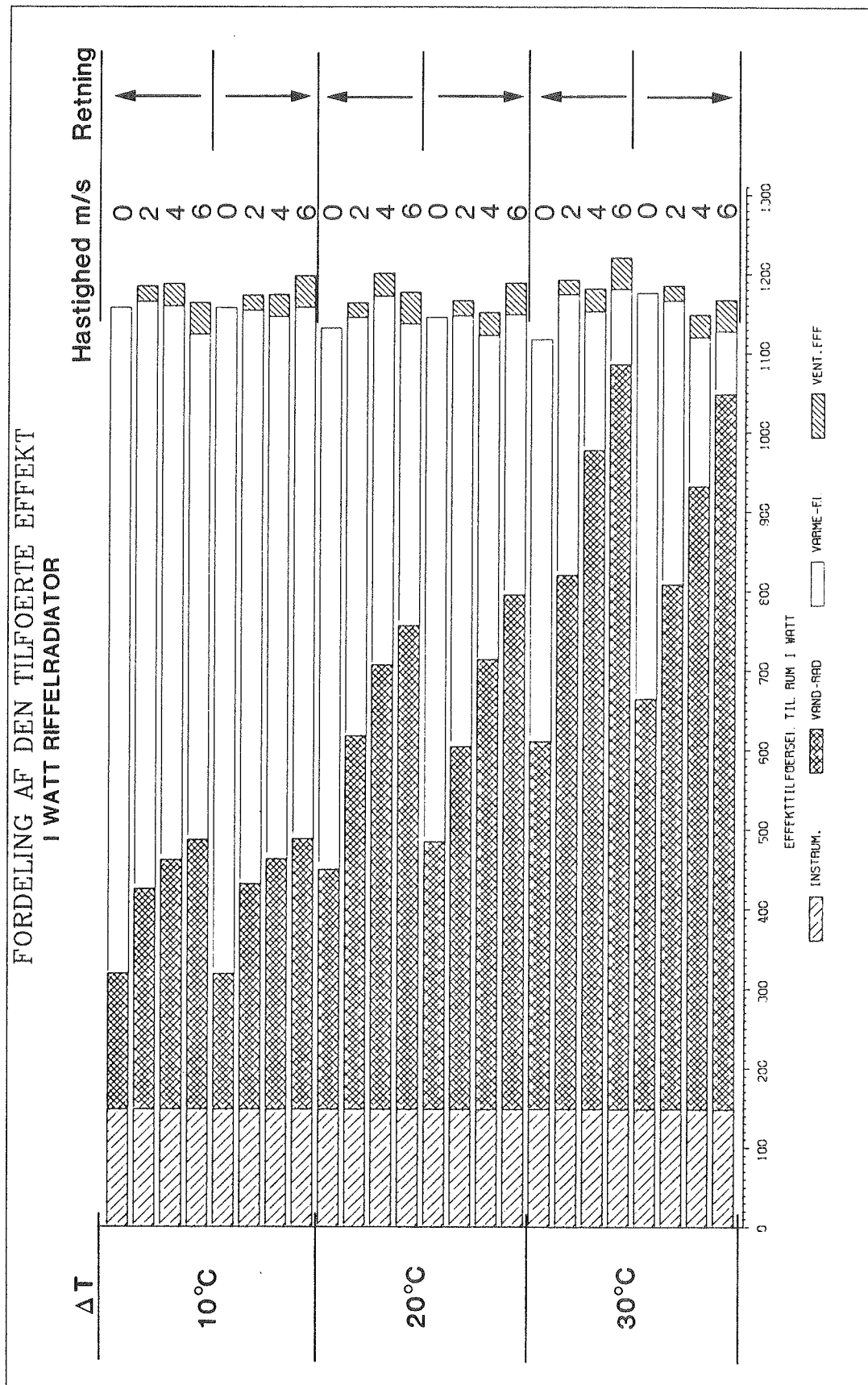


Fig. 10. Fordelingen af effekttilførslen til rummet i afhængighed af riffelradiatorens overtemperatur i forhold til rumtemperaturen samt af luftens hastighed og retning igennem radiatoren.

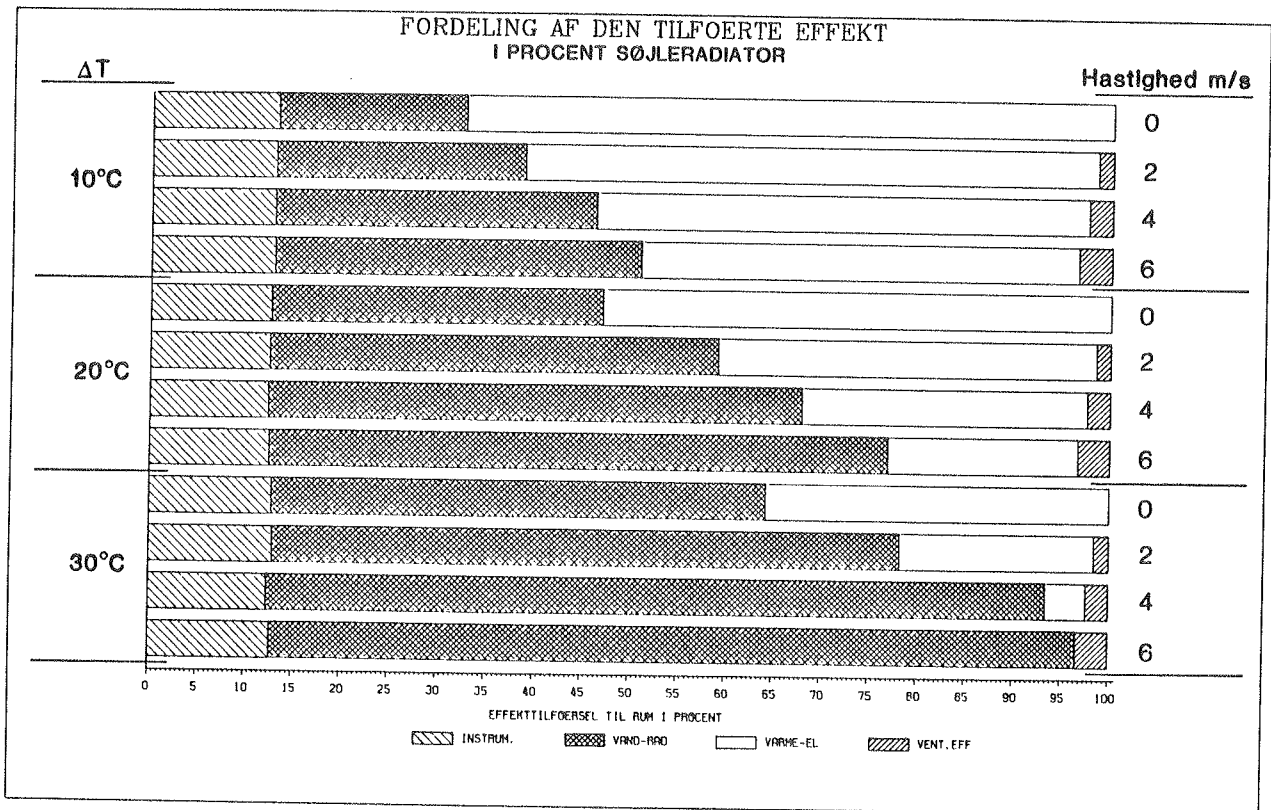


Fig. 11. Procentisk fordeling af de forskellige effekttilførsler til rummet ved brug af søjleradiator.

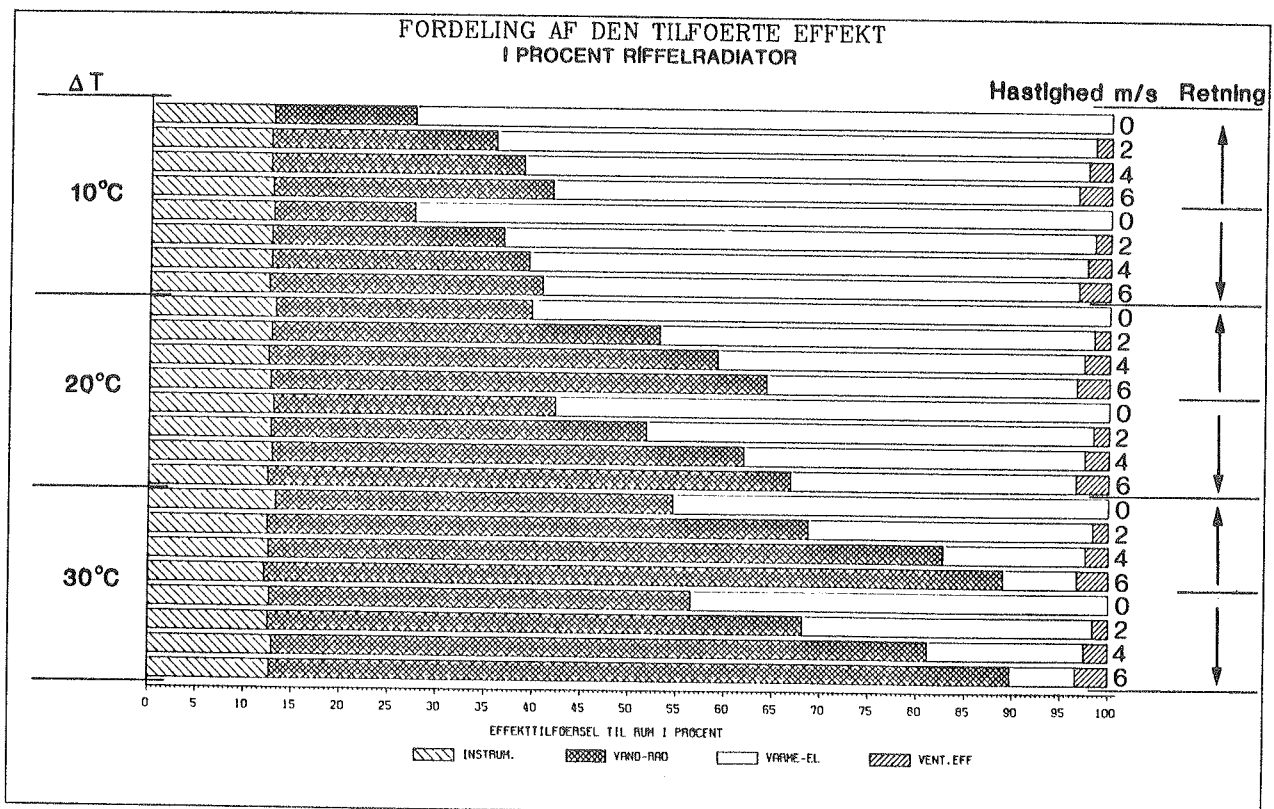


Fig. 12. Procentisk fordeling af de forskellige effekttilførsler til rummet ved brug af riffelradiator.

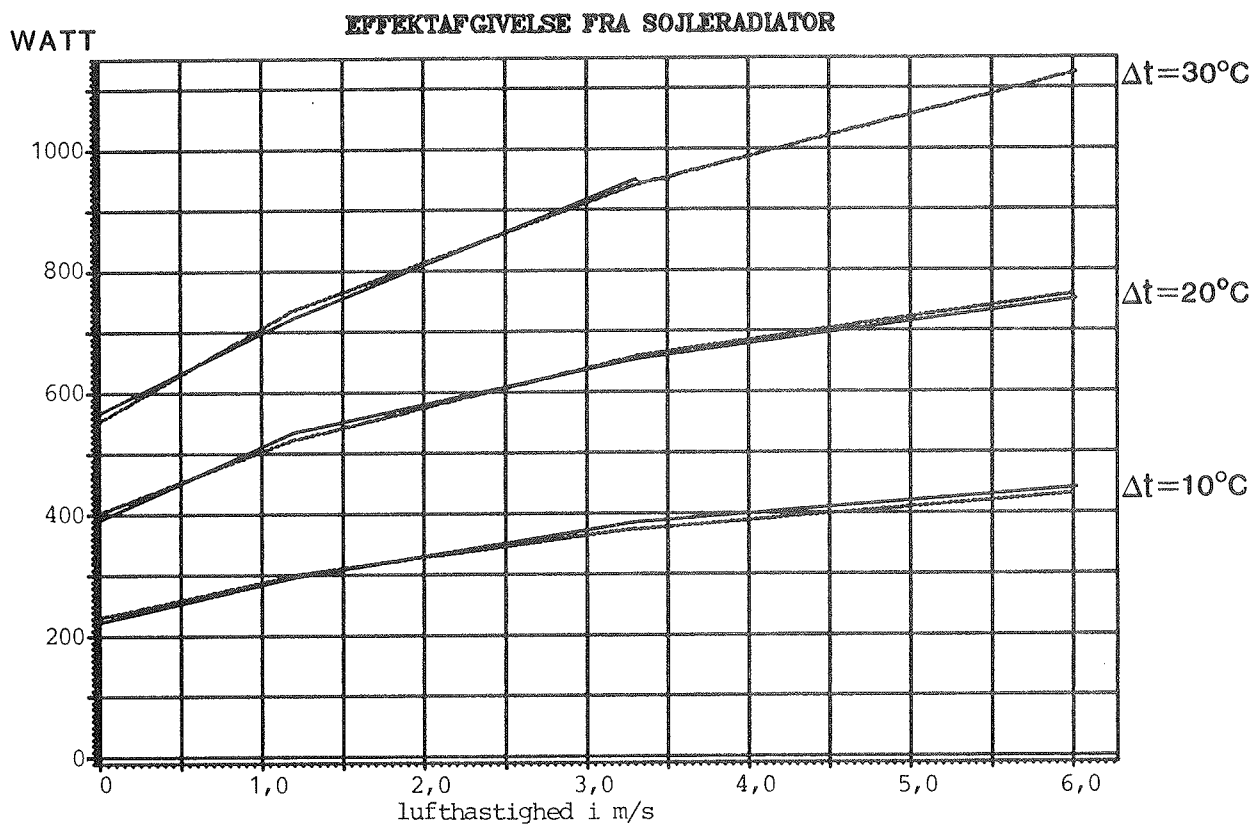


Fig. 13. Målt og beregnet effektafgivelse fra søjleradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur. Målepunktet svarende til 6 m/s og 30° overtemperatur er ikke medtaget, da rumtemperaturen i dette tilfælde var >27 °C.

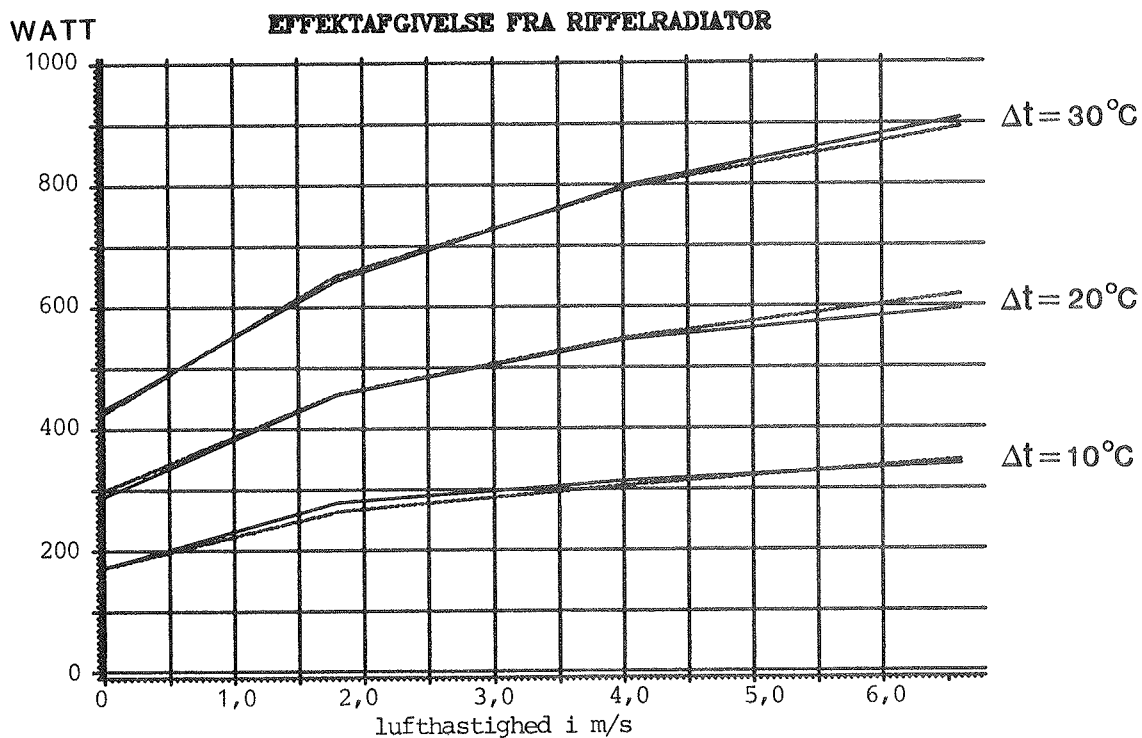


Fig. 14. Målt og beregnet effektafgivelse fra riffelradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur.

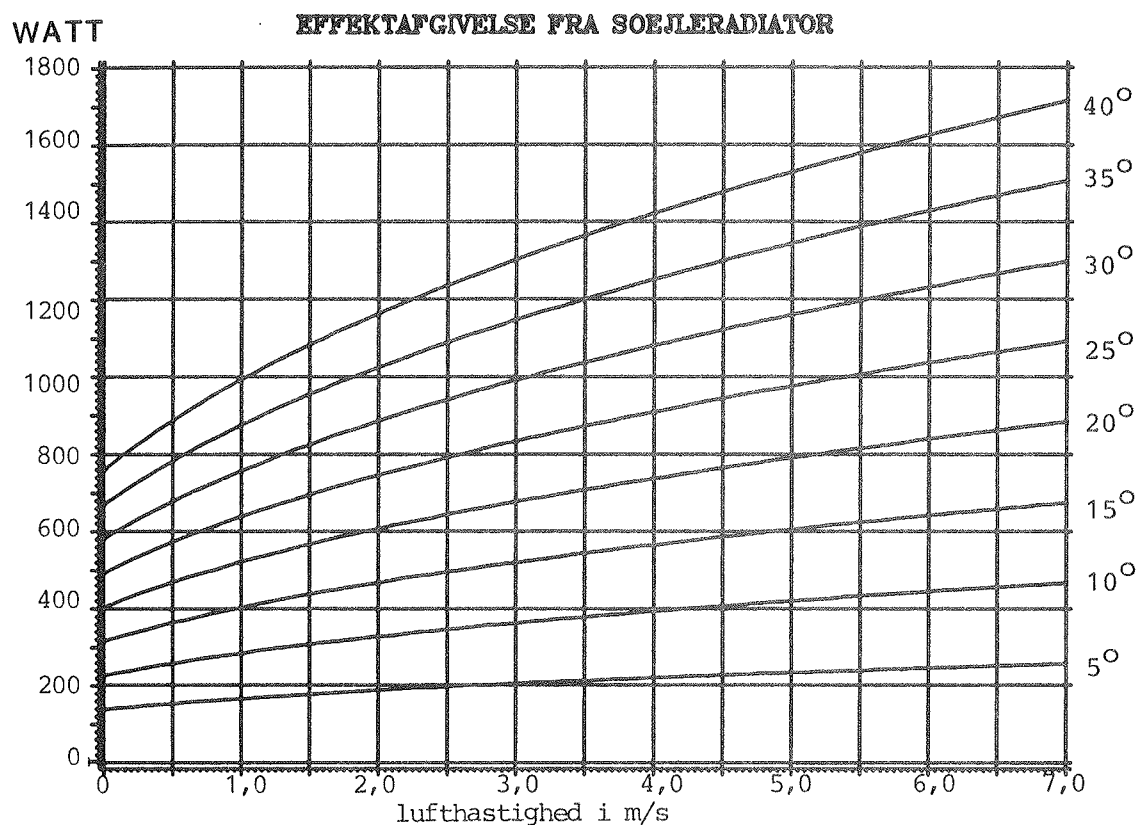


Fig. 15A. Forventede effektafgivelse fra søjleradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur.

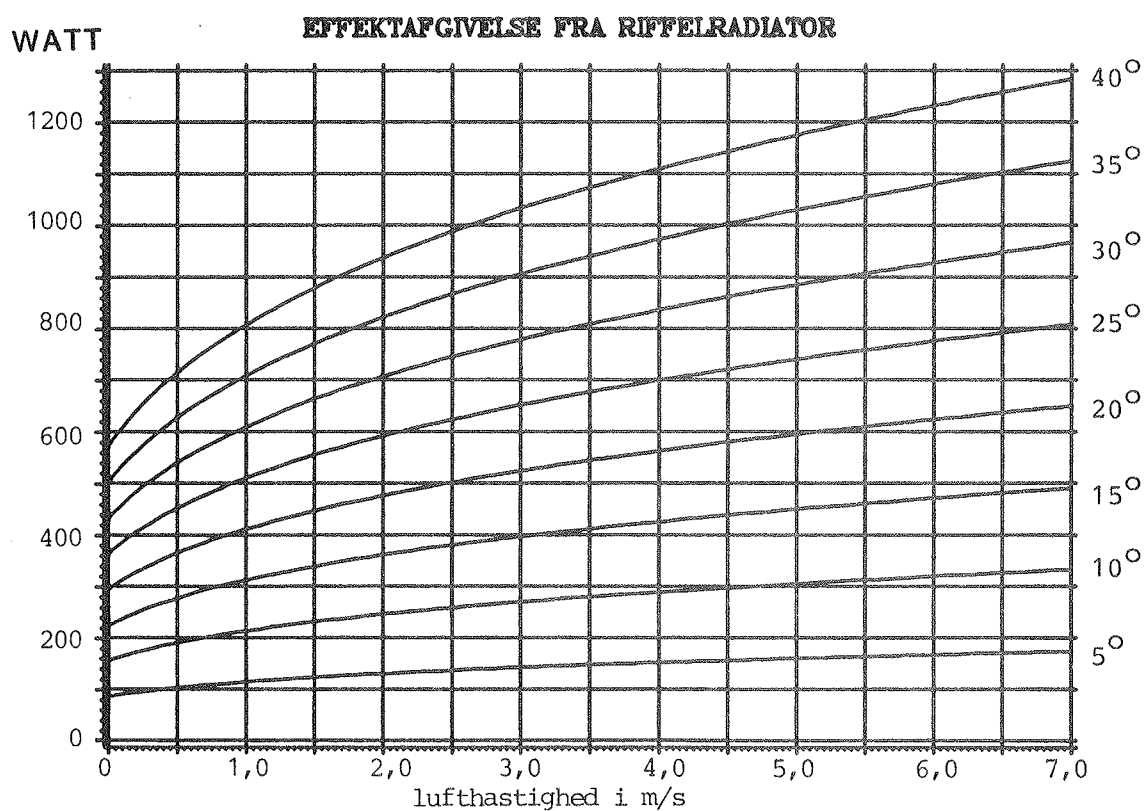


Fig. 15B. Forventede effektafgivelse fra riffelradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur. Luftbevægelsen er opadrettet.

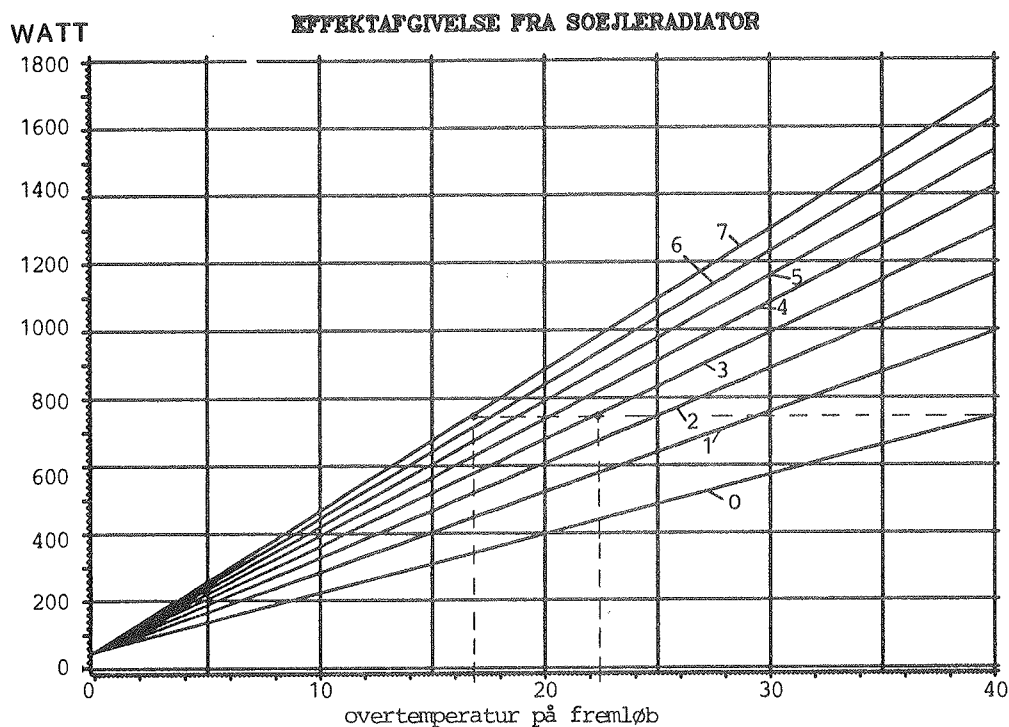


Fig. 16A. Forventede effektafgivelse fra søjleradiator i afhængighed af overtemperatur og luft-hastighed (m/s). De lodrette stiplede linier angiver den forventede reduktion af radiatorens overtemperatur ved lufthastigheder på henholdsvis 3 og 7 m/s gennem ventilatoren.

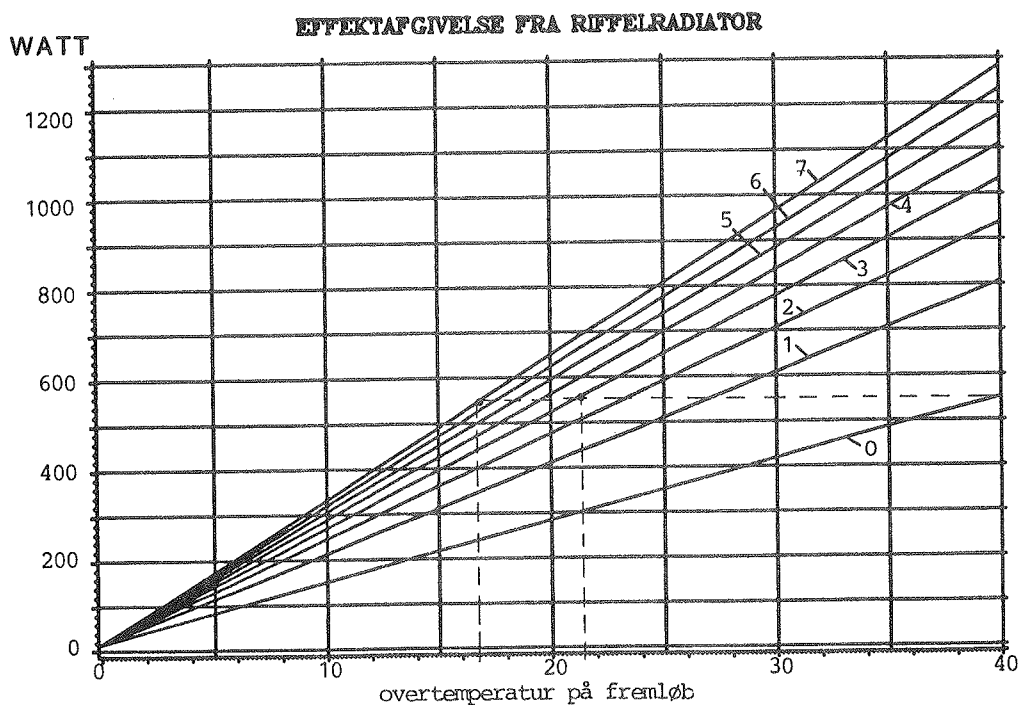


Fig. 16B. Forventede effektafgivelse fra riffelradiatoren i afhængighed af overtemperatur og luft-hastighed (m/s). Luftbevægelsen er opadrettet. De lodrette stiplede linier angiver den forventede reduktion af radiatorens overtemperatur ved lufthastigheder på henholdsvis 3 m/s og 7 m/s gennem ventilatoren.

### RELATIV EFFEKTAFGIVELSE FRA SOEJLERADIATOR

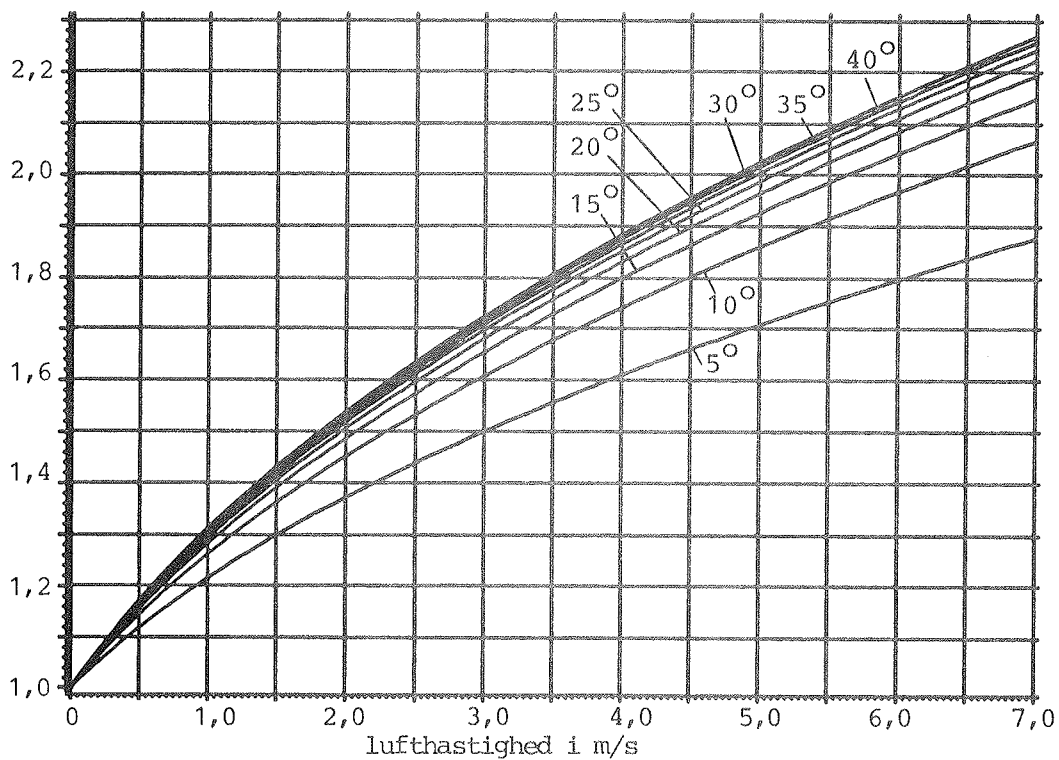


Fig. 17A. Relativ forøgelse af varmeafgivelse fra søjleradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur.

### RELATIV EFFEKTAFGIVELSE FRA RIFFELRADIATOR

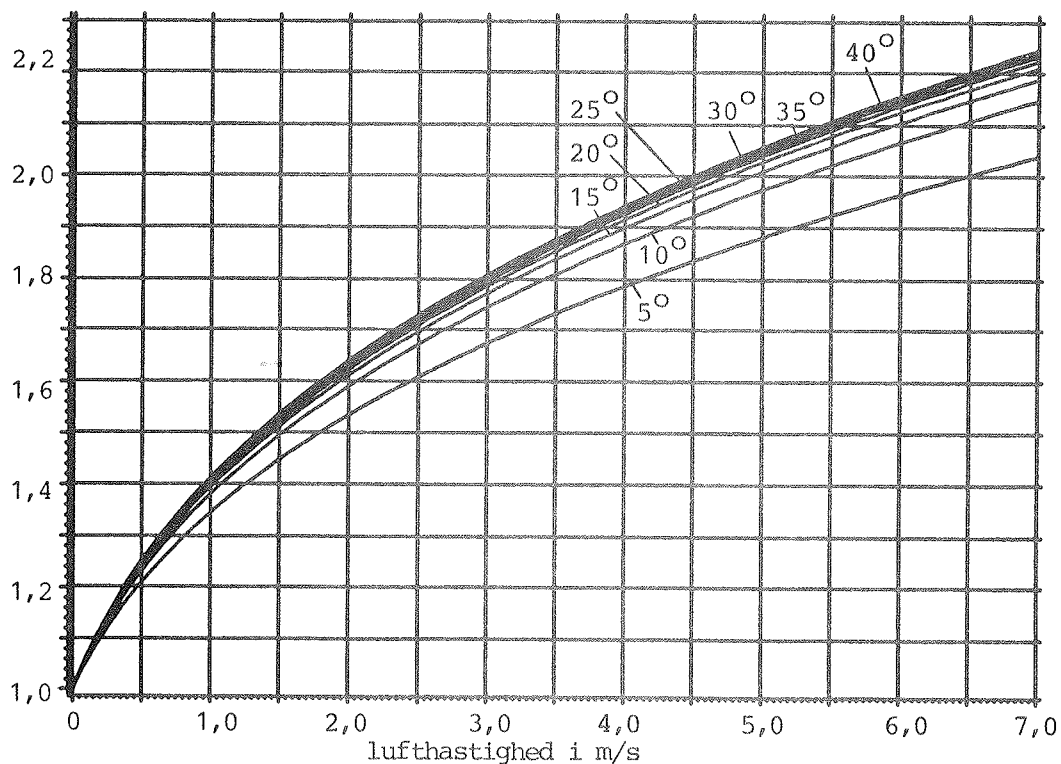


Fig. 17B. Relativ forøgelse af varmeafgivelse fra riffelradiator i afhængighed af lufthastighed og overtemperatur. Luftbevægelsen er opadrettet.

## TERMISK KOMFORT

For at vurdere om den forøgede luftbevægelse, som ventilationen gennem radiatorerne giver anledning til, kan medføre nedsættelse af den termiske komfort, er der foretaget måling af den equivalente temperatur på en typisk plads i opholdszonen ret tæt ved radiatoren (se fig. 1 og 2).

Resultatet af disse målinger fremgår af fig. 18, 19 og 20 A og B, der viser den relative forøgelse af forskellen mellem lufttemperatur og equivalent temperatur i henholdsvis 10, 60 og 110 cm's højde over gulv, som følge af lufthastigheden gennem den pågældende radiator.

En forøgelse af lufthastigheden vil medføre et fald i den equivalente temperatur svarende til at kurverne ligger over 0-linien. I 10 og i 60 cm's højde ses dette at være tilfældet ved søjlerradiatoren, når der køres med lille overtemperatur (10 °C) medens det i 110 cm's højde er tilfældet ved den store overtemperatur (30 °C).

Ved brug af riffelradiatoren bliver equivalenttemperaturen 0,7°-10° lavere end lufttemperaturen i 60 cm's højde ved en overtemperatur på 10 og 30 °C medens der kun er ca. 0,2° forskel ved 20° overtemperatur. Så længe luftbevægelsen er opadrettet, er der ingen problemer i 10 og i 110 cm's højde. Ved nedadrettet luftstrøm er lufttemperaturen i 10 og i 60 cm's højde højere end den equivalente temperatur. Dette skyldes imidlertid, som det fremgår af fig. 21B, at lufttemperaturen er højest nede ved gulvet. Der er altså en negativ lodret temperaturgradient som ved gulvvarme. Dette må forventes at forøge graden af termisk komfort.



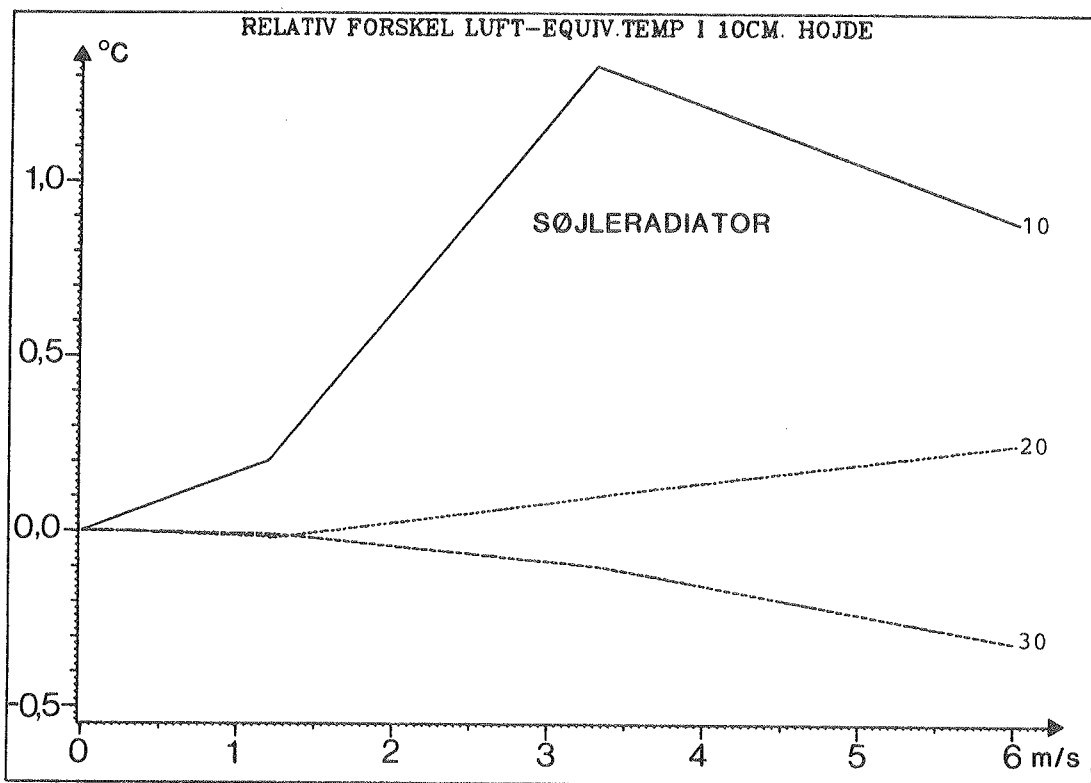


Fig. 18A.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  10 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem søjleradiator.

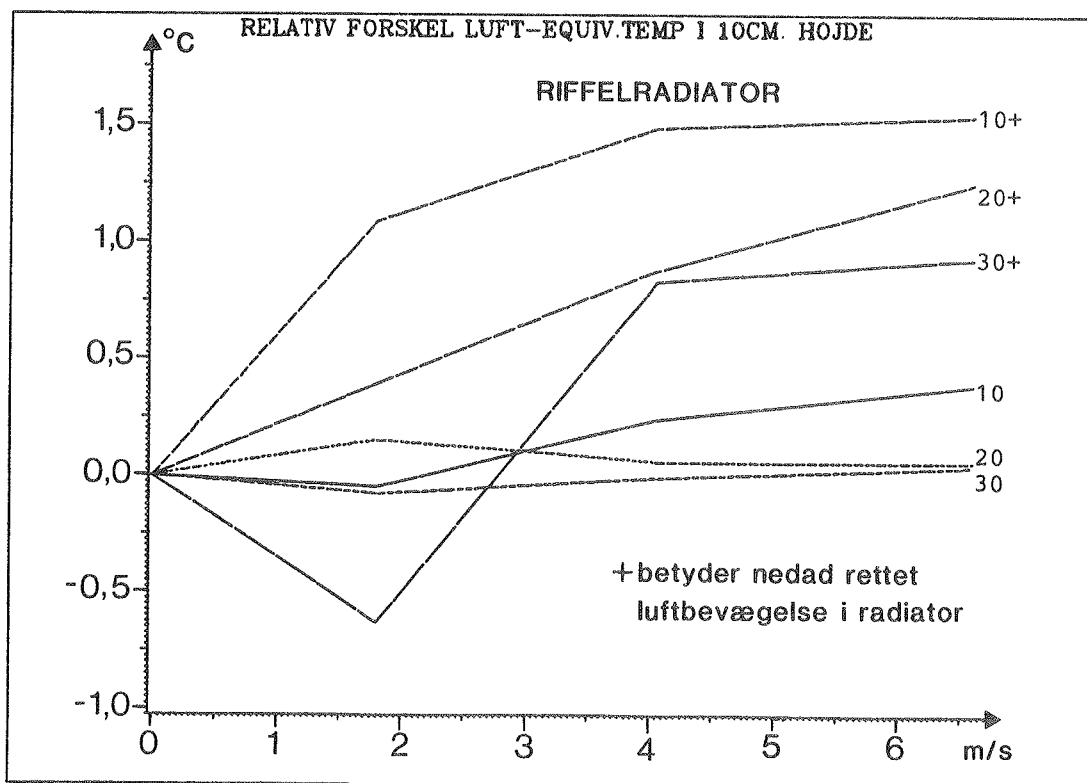


Fig. 18B.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  10 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem riffelradiator.

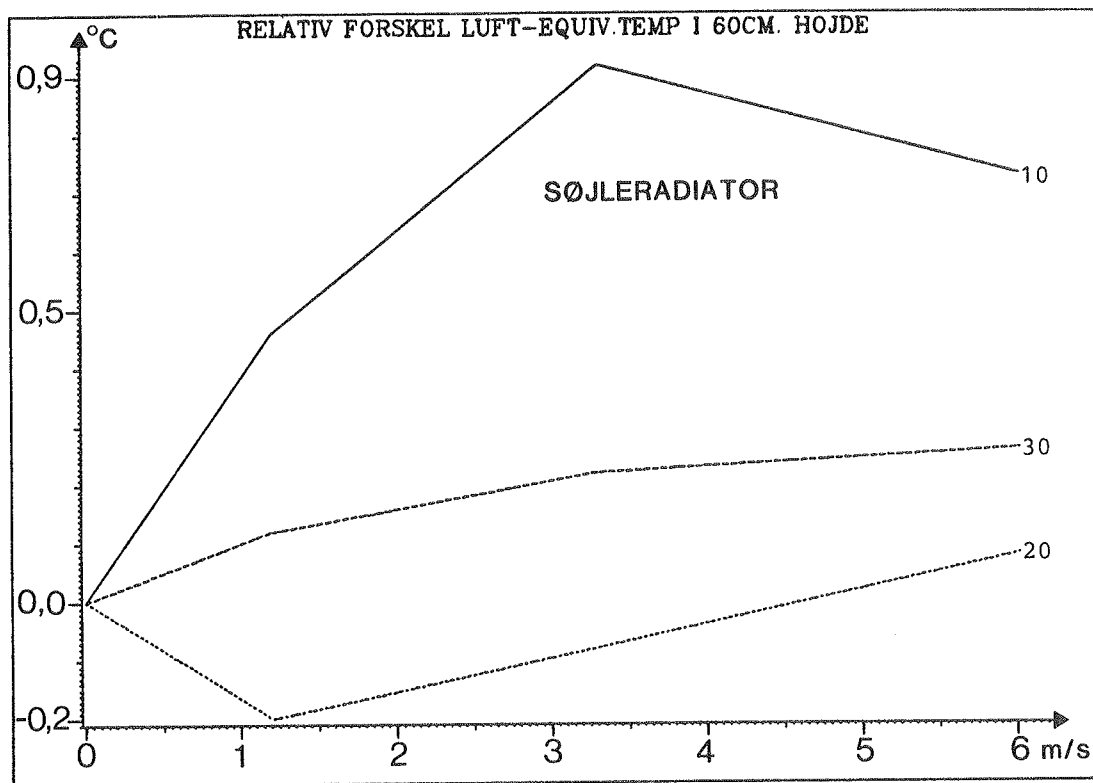


Fig. 19A.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  60 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem søjleradiator.

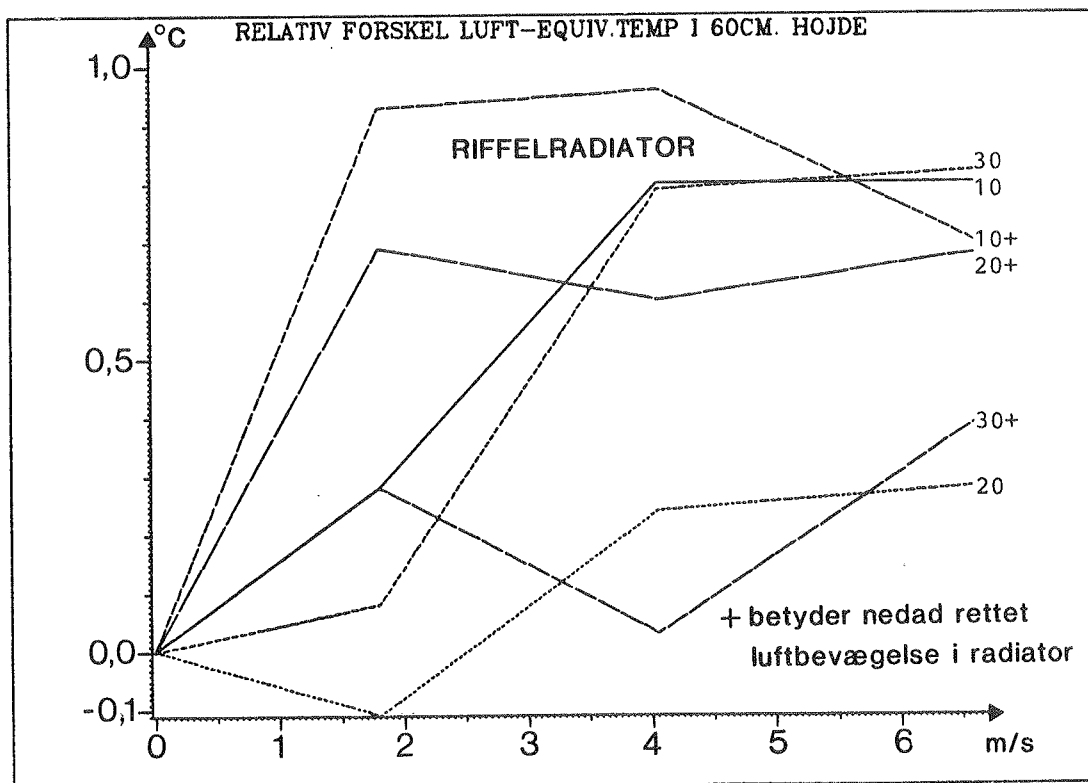


Fig. 19B.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  60 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem riffelradiator.

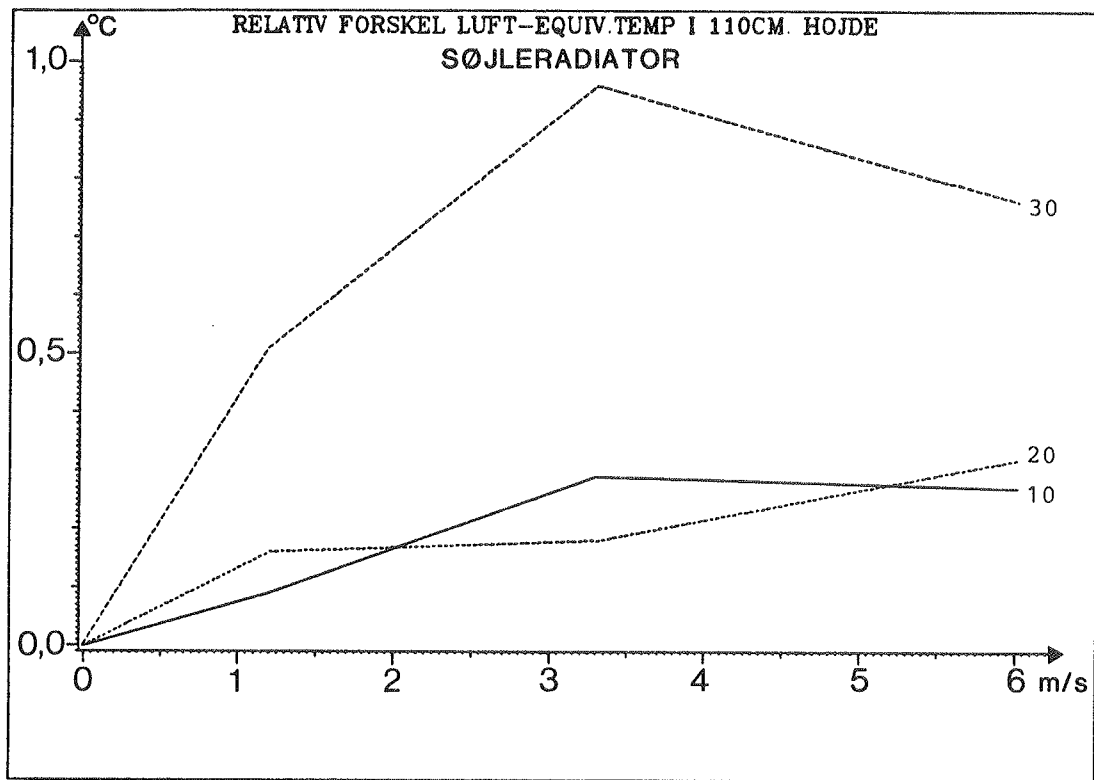


Fig. 20A.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  110 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem søjleradiator.

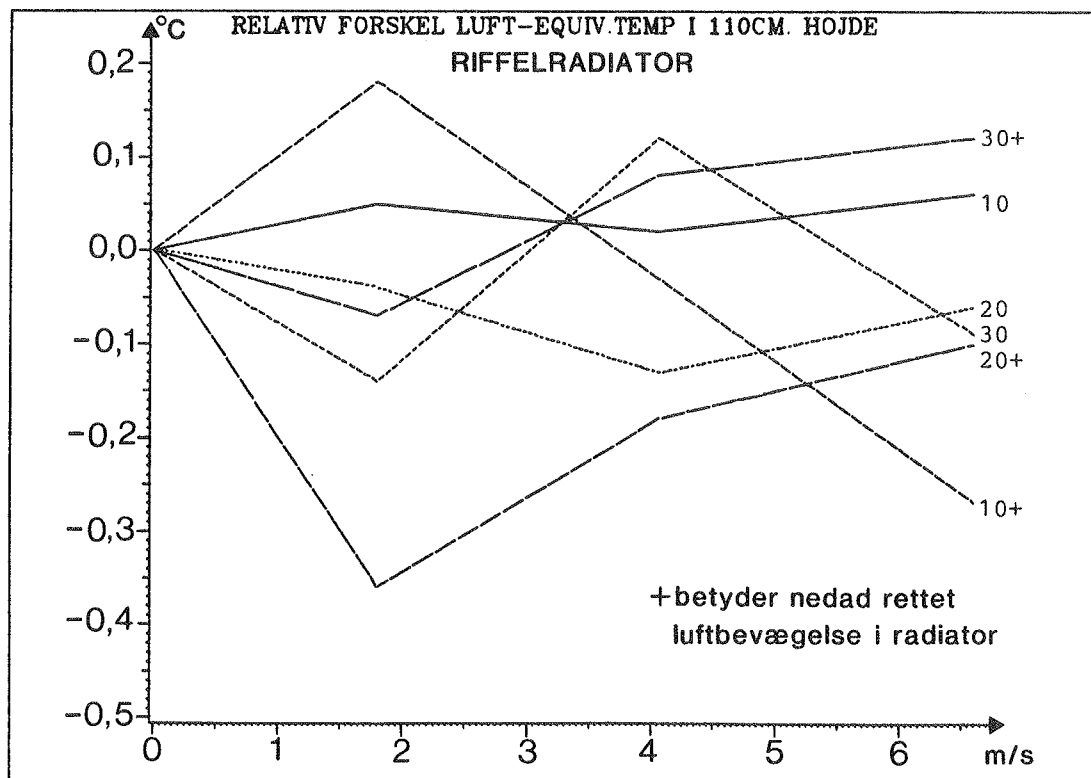


Fig. 20B.  $t_{\text{luft}} - t_{\text{eq}}$  110 cm over gulv som funktion af lufthastighed gennem riffelradiator.

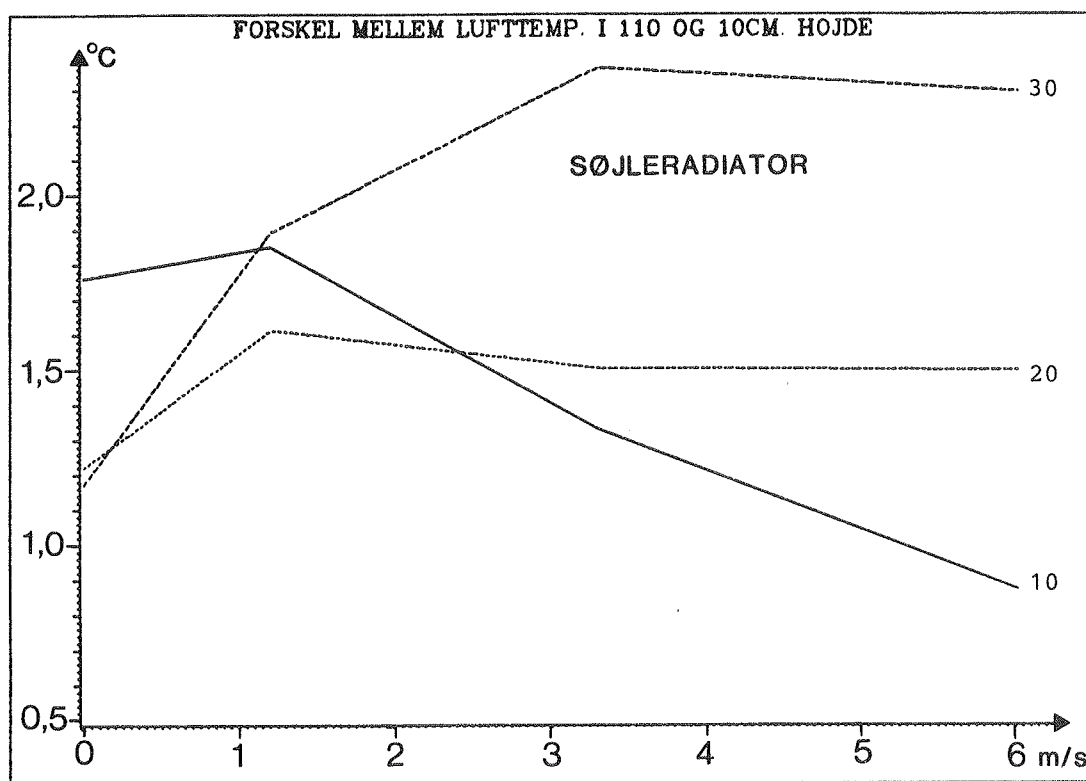


Fig. 21A. Lufttemperaturgradient i opholdszonen som funktion af lufthastigheden gennem søjleradiatoren.

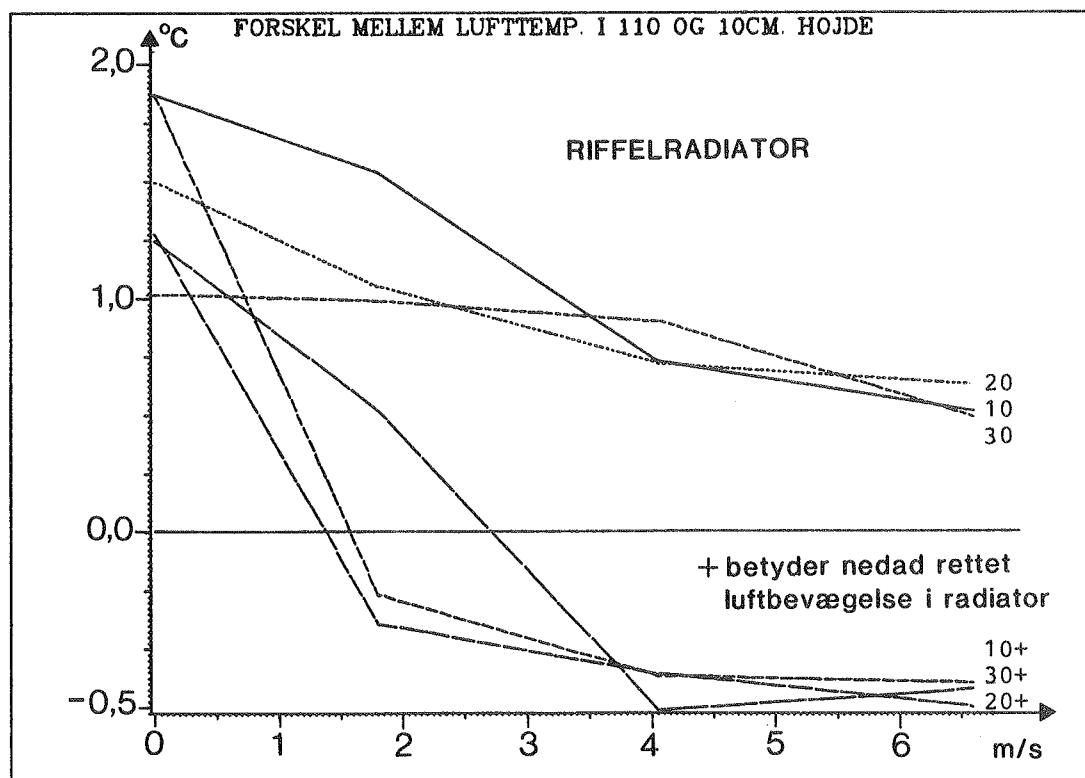


Fig. 21B. Lufttemperaturgradient i opholdszonen som funktion af lufthastigheden gennem riffelradiatoren.

## KONKLUSION

Undersøgelsen viser at det er muligt med enkle midler at fordoble varmeafgivelsen fra eksisterende radiatorer uden at reducere graden af termisk komfort. Eller alternativt - det er muligt at opnå en uændret effektafgivelse fra en eksisterende radiator ved en overtemperatur på ca. 45 % af det som er nødvendigt uden tvungen ventilation (fig. 16A og B). Hvis man af hensyn til den uundgåelige støj ved store lufthastigheder kun vil tillade 3 m/s igennem ventilatoren, fås en reduktion af fremløbstemperaturen for uændret varmeafgivelse på ca. 45% (Fig. 16A og B).

## Summary

When using district heating the considerable heat loss from the pipeline between the heating plant and the consumer is a serious disadvantage. The main reason is the chosen inlet temperature (80-90 °C) used when dimensioning the size of the radiator. If the heat gain from the radiators could be increased the inlet temperature could be decreased and the heat loss from the pipeline would consequently be lower. In the heat pump systems and the solar heating systems there is also a close connection between efficiency and radiator temperature.

The purpose of this investigation was to develop and test some simple ventilator arrangements which could easily be placed on existing radiators and, when used, could increase the heat gain from the existing heating system in order to decrease the water temperature.

Two very commonly used but rather different types of radiators have been tested both of them with a simple ventilator arrangement.

In a test chamber one wall with a window (1.2 x 1.4 m<sup>2</sup>) faces a box with a constant temperature of -14 °C. A constant temperature of 22 °C was, during the test, maintained in the test chamber partly by the water radiator and partly by a thermostat controlled electrical radiator. After each test with different ventilator speeds- or positions the heat gain from the test radiator has been found to be the difference between the total heat loss from the test room and the heat input from lighting, instrumentation and electrical radiator.

The main result was that it is possible to decrease the difference between the radiator temperature and the room temperature to less than 50% of the difference without ventilator. This can be done without any decrease of the expected degree of thermal comfort (PMV-value).

