

SLUTRAPPORT

890523-6

7761

STATENS INSTITUT
FÖR BYGGNADSFORSKNING
Klimat och installationer
Mats Sandberg, Claes Blomqvist
Henry Larsson, Anders Mellin

1991-06-04

ANKOM

1992 -01- 07

Besv.....

Provningsrapport från laboratoriet för
uppvärmnings- och ventilationsteknik

TOTAL KARTLÄGGNING AV LUFTRÖRELSER
I ETT KONTORSRUM

Av
Mats Sandberg

I samverkan med
Claes Blomqvist, Henry Larsson, Anders Mellin

TOTAL KARLÄGGNING AV LUFTRÖRESLER I ETT KONTORSRUM

Projekt nr SIB: 5290141-0

Projekt nr BFR: 890523-6

Uppdragsgivare: Byggnadsstyrelsen
100 43 STOCKHOLM
genom Stefan Sandesten

INNEHÅLL

- **Sammanfattning av resultat**
Mats Sandberg
- **Luftföringsprinciper - en teoretisk och praktisk bakgrund**
Mats Sandberg
- **Case Studies**
Mats Sandberg
- **Research Item 1.16**
Measurements of testcase B (Forced Convection, Isothermal)
Claes Blomqvist
- **Research Item 1.17**
Measurements of Testcase E (Mixed Convection, Summer Cooling)
Claes Blomqvist
- **Jämförelse mellan mätningar och beräkningar**
Henry Larsson & Mats Sandberg

Sammanfattning av resultat från projektet - Total kartläggning av luftrörelser i ett kontorsrum"

Mats Sandberg

Inledning

Projektets syfte var att:

1. Genomföra detaljerade mätningar av hastighets- och temperaturfält i ett normalt kontorsrum med bakkantsinblåsning vid olika driftsfall.
2. Genomföra datorsimuleringar av motsvarande fall.
3. Jämföra resultat erhållna från mätningar respektive simuleringar.

Mätningarna har genomförts vid Statens Institut för Byggnadsforskning (SIB) vid Laboratoriet för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik. Simuleringarna har genomförts av Henry Larsson med det kommersiella programmet Phoenix.

Henry rapporterar sina resultat (punkt 2 ovan) i rapporten "Simulering av bakkantsinblåsning".

Denna redovisning innehåller resultaten från punkt 1 och 3 ovan. Projektet har ingått som svenskt bidrag i IEA projektet; Annex 20 "Air Flow Patterns within Buildings." Inom IEA projektet har representanter från flera länder genomfört både mätningar och numeriska simuleringar på ett rum som är identiskt lika med detta rum. I denna rapport rapporteras endast resultaten från mätningarna genomförda vid SIB. Sammanställning av resultat och slutredovisning från hela det internationella IEA projektet Annex 20 kommer under hösten 1991. Denna slutredovisning kommer att ge ett bättre underlag för att kunna bedöma med vilken precision man kan beräkna hastigheter i rum med hjälp av simuleringsprogram.

Resultatredovisning

Resultatet från projektet redovisas i följande delredovisningar:

- [1] Luftföringsprinciper - en teoretisk och praktisk bakgrund.
Mats Sandberg
- [2] Case Studies.
Mats Sandberg

- [3] Research Item 1.16.
Measurements of testcase B (Forced Convection, Isothermal).
Claes Blomqvist
- [4] Research Item 1.17.
Measurements of Testcase E (Mixed Convection, Summer Cooling).
Claes Blomqvist
- [5] Jämförelse mellan mätningar och beräkningar.
Henry Larsson & Mats Sandberg

Försöksrum och ventilationssystem

Försöksrummets volym var 37.8 m^3 och hade följande mått:

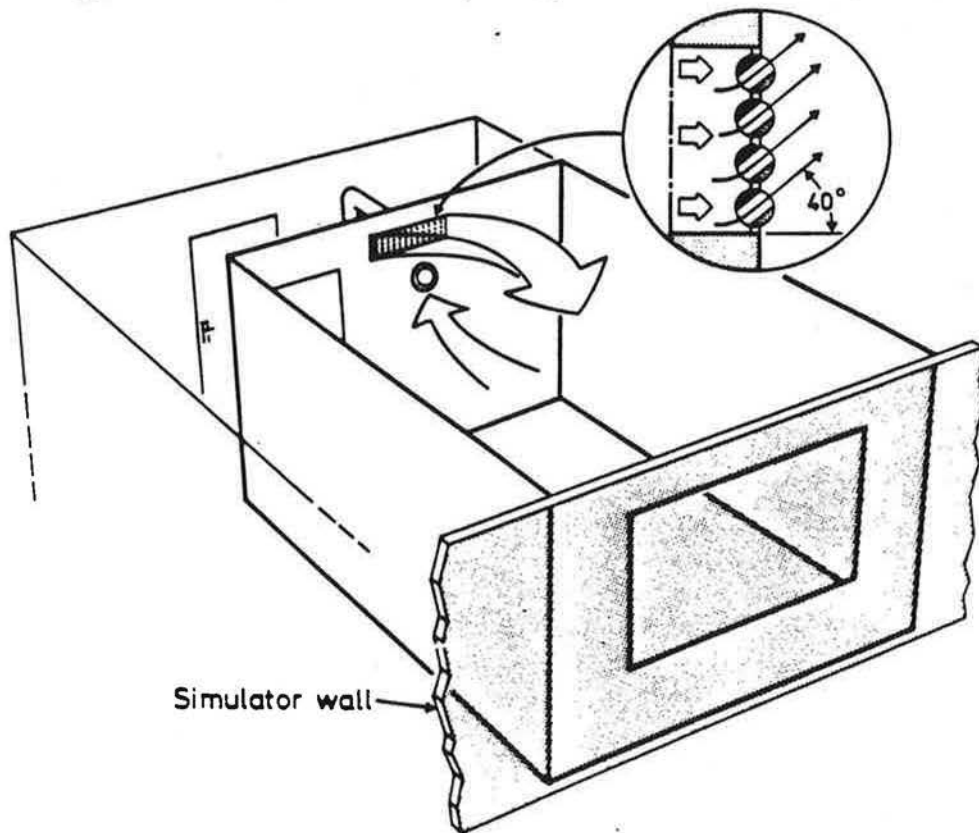
Längd: 4.2 m

Bredd: 3.6 m

Höjd: 2.5 m

Fönstret hade bredden 2.0 m och höjden 1.4 m. Ventilationen var arrangerad som en konventionell bakkantsinblåsning med tilluftsdonet placerat på bakkantsväggens centrumlinje. Avståndet mellan tak och överkant donet var ca 0.2 m. Tilluftsdonet var av fabrikatet HESCO och var försett med 84 ställbara dysor (diam mm) placerade i fyra rader. Dysorna riktades 40° uppåt räknat från horisontalplanet.

Vid placeringen av frånluftsdonet frångicks den konventionella placeringen och frånluftsdonet placerades på bakkantsväggens symmetrilinje men under tilluftsdonet. Bakgrunden till detta var att de som skulle genomföra numeriska simuleringar önskade att ha båda donen placerade på rummets centrumlinje. Förhoppningen var att med denna donplacering man skulle få ett symmetriskt luftströmningsmönster i rummet. På så sätt skulle man bara behöva göra simuleringar för ena halvan av rummet.



Figur 1 Försöksrum

Försöksfall

Inom programmet för IEA projektet gjordes försök med isothermisk inblåsning och med inblåsning av undertempererad tilluft (Sommarfall). De olika försöksfallen framgår av nedanstående tabell:

IEA-beteckning	Luftflöde (rumsvol/tim)	Tilluftstemperatur [°C]	Fönstertemperatur [°C]
B2	3	Isotermiskt	
B3	6	Isotermiskt	
B4	2	Isotermiskt	
B5	4.5	Isotermiskt	
E1	1.5	10	30
E2	3.0	15	30
E3	6.0	15	30

Kompletterande försök genomfördes även med varmluftsinblåsning. Dessa redovisas i [1] och [2].

Sammanfattning av resultaten

Isotermisk inblåsning

- Strömningsbilden i rummet överensstämmer med den man får vid "korta" rum, dvs jetstrålen följer hela tiden rumsytorna, se Fig. 7 i [1] eller Fig 4 i [2]. Maxhastighet i vistelsezonen inträffar ca 0.7 m från fönsterväggen. Luftströmningsbilden uppvisar en struktur som man kan beskriva som att efter varje riktningsändring vid hörnen så startar en ny jetstråle. Det är därför tveksamt om man kan betrakta förloppet som kontinuerlig väggstråle som följer rumsytorna. Detta innebär att det också är tveksamt om man kan använda storheter som kastlängd för att beräkna hastigheter i vistelsezonen.
- Hastighetsavtagandet i jetstrålen följer *ej* de "klassiska" formlerna som gäller för fria jetstrålar i en stillastående omgivning, se Fig. 8 i [1] eller Fig. 5 i [2]. Den troliga förklaringen till avvikelsen är att strålen utbreder sig i ett begränsat rum och detta påverkar strålen på två sätt:
- Jetstrålen genererar sekundära luftströmmar i rummet och den utbreder sig följaktligen i en icke stillastående omgivning.
- Jetstrålens expansion i sidled påverkas av sidoväggarna.
- Vid isotermisk inblåsning och tillräckligt höga inblåsningshastigheter ökar den maximala medelhastigheten i vistelsezonen linjärt med inblåsningshastigheten, se Fig. 9 i [1] eller Fig. 6 i [2]. Vid låga hastigheter har man *ej* detta enkla linjära samband. Orsaken till detta är troligen att strömningen vid låga hastigheter befinner sig i ett övergångsområde mellan icke-turbulent och turbulent strömning.
- Beräkningarna ger större maximal medelhastighet i vistelsezonen än mätningarna, se Fig. 1 i [5].

Kylfall (sommarfall)

Kylfallet kan ge både en symmetrisk och en icke symmetrisk strömning i rummet. När den varma uppåtgående luftströmmen från fönsterväggen möter den undertempererade jetstrålen kan de båda motriktade luftströmmarna tvinga varandra åt sidan. Det är därför helt felaktigt att vid simulering förutsätta att man har en symmetrisk strömningsbild i rummet. Hela rummet måste därför tas med i simuleringarna.

Vid tillräckligt låg undertemperatur släpper strålen från taket och slår ned i vistelsezonen, se Fig. 11 i [1] eller Fig. 10 i [2]. Mätningarna och beräkningarna ger överensstämmande resultat för avståndet från donet där strålen släpper.

Varmluft (vinterfall)

Luftströmningsmönstret i rummet är nu en direkt funktion av Arkimedes tal (=förhållandet mellan uppdriftskraften i strålen på grund av övertemperaturen och strålens impuls kraft, se Fig. 8 i [2]). Vid stora Arkimedes tal (stor övertemperatur) vänder strålen innan den kommer ned till golvet, se Fig. 10 i [1] eller Fig. 7 i [2]. För att få en godtagbar cirkulation i rummet krävs att Arkimedes tal understiger ett visst kritiskt värde.

Rekommendationer för fortsatt arbete

Det har visat sig svårt att utgående från donegenskaper i form av kastlängd kunna uppskatta maxhastigheten i vistelsezonen. Vid redovisning av dons egenskaper bör på något sätt även inverkan av rummet tas med. Dessutom baseras utnyttjande av jetstrålar för komfortventilation på användande av väggjetstrålar och ej av fria jetstrålar som är underlaget för bestämning av kastlängd. Ett förslag är att införa ett nytt provningsförfarande för don där man genomför mätningar i ett brett rum utan sidväggar och mäta maxhastigheten vid golvnivå vid motstående vägg. Genom detta förfarande mäter man hastigheten i vistelsezonen som genereras av en väggstråle och man får även med inverkan av den avlänkning av jetstrålen som sker i hörnen tak-vägg och vägg-golv. Med användande av teori och erfarenhet kan denna provinformation sedan överföras till andra rum.

Kriterier saknas för vilka villkor som skall vara uppfyllda för att nedslag av kalluft skall ske. Med tillgång till den mätteknik som idag finns tillgänglig bör sådana kriterier kunna tas fram. Vidare bör orsakerna till och villkoren för instabil strömning vid kylning närmare studeras.

Vid varmluftsuppvärmning bör för undanvikande av kortslutning det kritiskt värde på Arkimedes tal anges.

Mats Sandberg
Statens Institut för Byggnadsforskning (SIB)

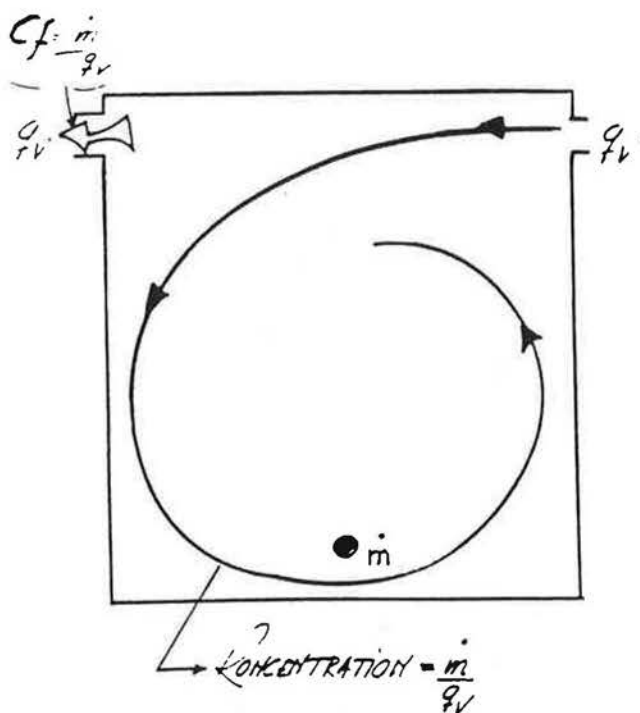
Luftföringsprinciper en teoretisk och praktisk bakgrund

Med utgångspunkt från typ av luftströmning och fördelning av ventilationsluften i rummet kan man göra en indelning i tre *huvudprinciper*:

Luftströmningsmönster	Princip	Luftkvalite	Luftutbyteseffektivitet
Envägsströmning	Borttransport	Tillluftsförhållanden	>50 %
Omblandande ventilation	Utspädning	Frånluftsförhållanden	~50 %
Kortslutning	-	Sämre än frånluftsförhållanden	<50 %

Kraftig kortslutning, dvs tilluften strömmar direkt mot frånluften utan att passera visteleonen, är naturligtvis oacceptabelt.

Syftet med omblandande ventilation är att som ordet säger att skapa likformighet över hela rummet, dvs att skapa lika temperatur och koncentration över hela rummet. Likhet överallt innebär att man har samma förhållanden som i frånluften. Därför kan man karakterisera omblandade ventilation som en ventilationsprincip med vilken man eftersträvar att åstadkomma frånluftsförhållanden, se Fig 1.



Figur 1 Iden bakom omblandande ventilation

I det *ideala* omblandande systemet ges koncentrationen, C , i en godtycklig punkt i rummet av den välkända utspädningsekvationen.

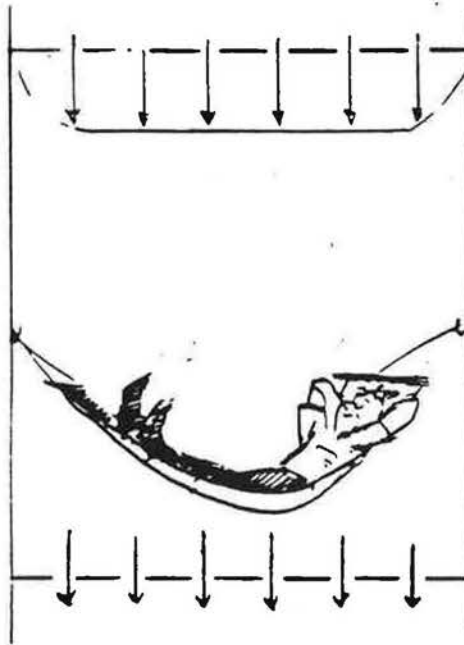
$$C = \frac{\dot{m}}{q_v} \quad (1)$$

\dot{m} = Föroreningsalstringen per tidsenhet

q_v = Ventilationsluftflödet

Observera innebörden av (1), ekvationen säger att varje punkt i rummet har tillgång till det tillförda ventilationsluftflödet. Detta kan alternativt uttryckas så att det *renande flödet*, se Appendix, överallt är lika med tilluftsflödet. Nackdelen med fullständig omblandning är att detta även medför fullständig *spridning* av föroreningar.

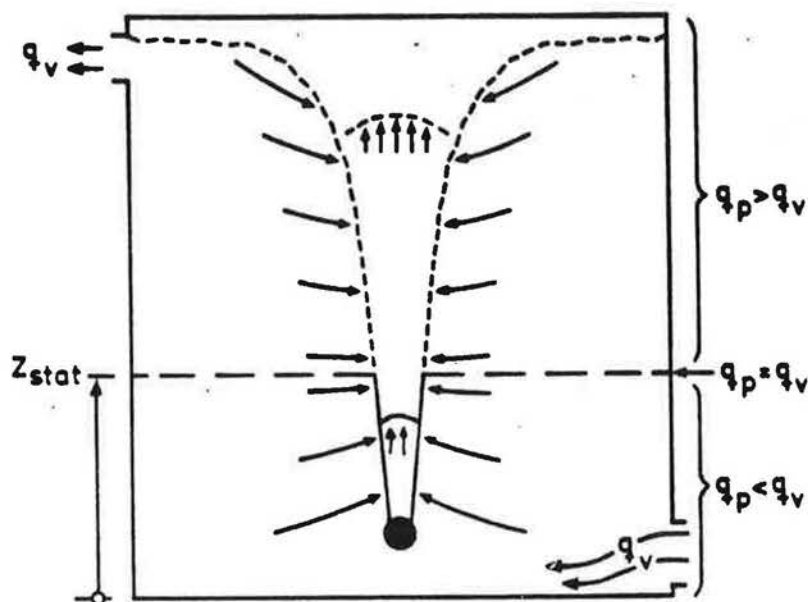
Den andra principen *envägsströmning*, se Fig 2, baseras på att man genererar en luftström som går enbart i en riktning och därför snabbt borttransporterar föroreningarna från rummet.



Figur 2 Envägsströmning

I en ventilationskanal har man en envägsströmning. I rena rumstekniken gör man rummet till en fortsättning av tilluftskanalen. Stora luftmängder tillföres rummet fördelat över hela takytan. Lufthastigheterna är större än de som genereras av värmekällor i rummet. Denna teknik är mycket dyr och exklusiv.

En billigare variant är att utnyttja egenskaperna hos de plymer (konvektionsströmmar) som värmekällor i rummet genererar. Det vill säga att man använder sig av *termiskt styrd* strömning som i den nedre delen av rummet genererar envägsströmning. Denna princip kallas även för *deplacerande ventilation*, se Fig 3.

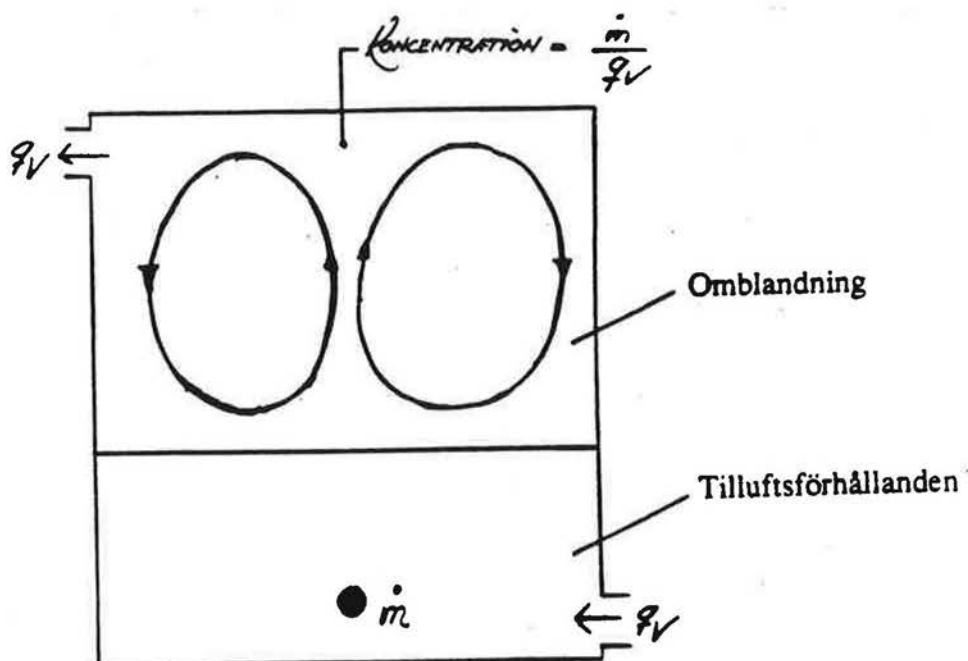


Figur 3 Deplacerande ventilation genom termiskt styrd strömning

Deplacerande ventilation = Av värmekällor termiskt styrd strömning

Donplacering: Tilluft i golvnivå-Frånluft i taknivå

Slutresultatet är att man får två zoner i rummet, se Fig 4.



Figur 4 Två zoner vid deplacerande ventilation

En nedre zon med tilluftsförhållanden och en övre zon med ombländning. I många fall fullständig ombländning i den övre zonen. Gränslinjen mellan de båda zonerna ligger på den nivå, Z_{slat} (se Fig 3), vid vilken luftflödet i plymen (q_p) är lika med ventilationsluftflödet.

Förtjänsten ur luftkvalite synpunkt med deplacerande ventilation är att föroreningar förhindras att transporteras från den övre till den nedre zonen.

Deplacerande ventilation behandlas mera i detalj senare¹ och vi går därför tillbaka till ombländande ventilation.

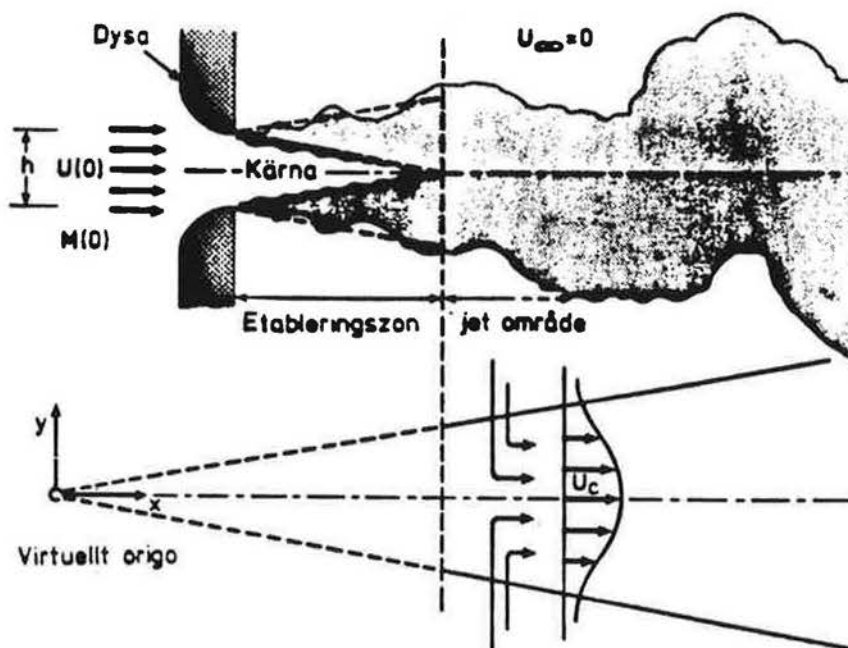
Ombländande ventilation kan man skapa på i princip två sätt:

- Tillförsel av ventilationsluft i form av jetstrålar	- Höghastighetsteknik
- Tillförsel av kyld ventilationsluft i taknivå	- Termiskt styrd luftströmning

I det senare fallet är tilluften kallare än omgivande luft och faller därför ned och är i den meningen termiskt styrd. Den avgörande skillnaden mot deplacerande ventilation är nu att det är ventilationsluften som styr strömningen i rummet och ej värmekällorna. Därför får man nu enbart en zon med ombländning i rummet.

1. Nya erfarenheter och studier...

Omblandande ventilation baseras på egenskaperna hos den turbulenta jetstrålen, se Fig 5.

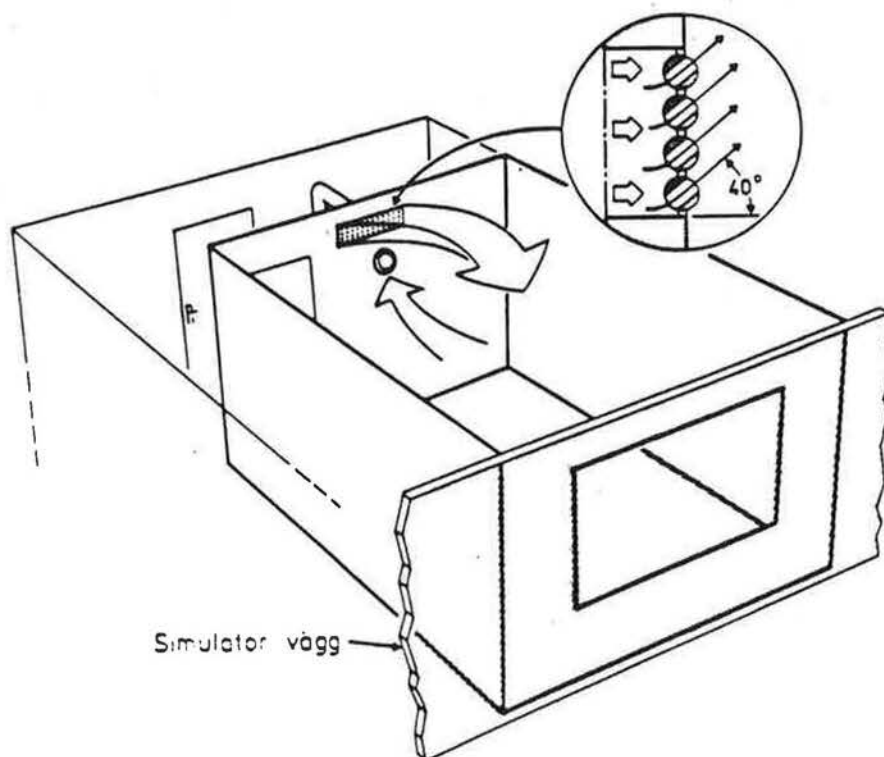


Figur 5 Turbulent jetstråle.

En turbulent jetstråle har följande egenskaper

- (1) Flödet ökar med avståndet från donet (medejektering)
- (2) Hastigheten avtar med avståndet från donet
- (3) Stora hastighetsfluktationer (turbulens) skapas

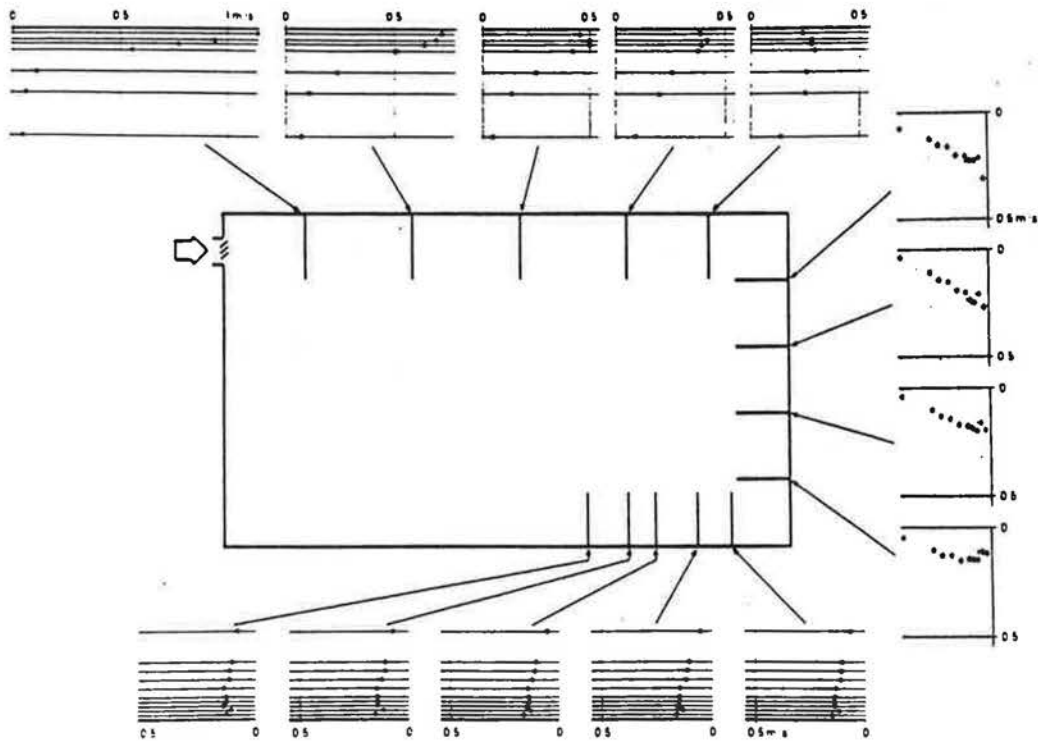
Egenskapen (1) skapar stora luftströmmar i rummet vilket i sin tur skapar omblandning i rummet. Vi skall titta närmare på hur omblandande ventilation fungerar genom att titta på ventilationen av ett kontorsrum (Volym 38 m^3 , takhöjd 2.5 m). Fig 6 visar rummet.



Figur 6 Skiss av provrum

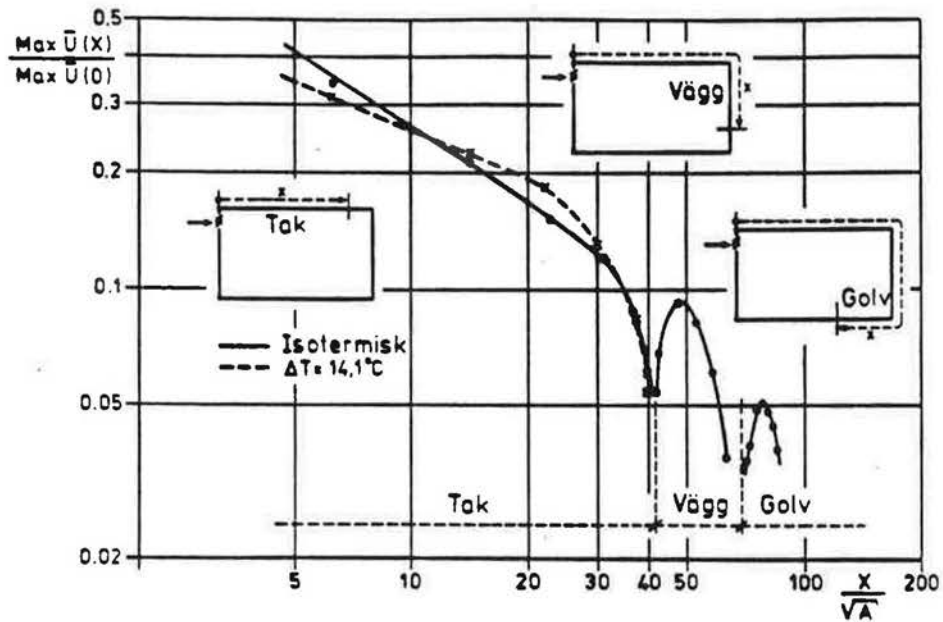
Isotermisk inbläsning

Fig 7 visar uppmätt hastighet i ett vertikalsnitt genom donet vid luftflödet 3 rumsvolymer per timme. Inloppshastighet $U(0)$ ungefär 3.3 m/sek.



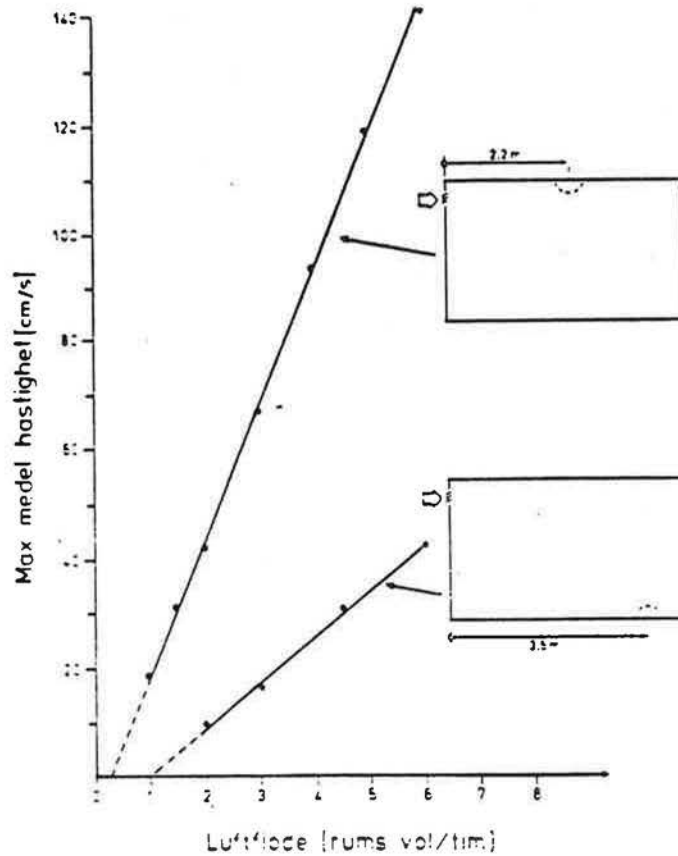
Figur 7 Uppmätt hastighet i ett vertikalsnitt genom donet

Fig 7 visar hur ett korrekt dimensionerat omblandande system uppför sig. Jetstrålen följer rummets begränsningsytor och hastigheten i strålen avtar, enligt egenskap (2), så att när strålen anländer till vistelsezonen har dess hastighet reducerats till en komfortmässigt acceptabel nivå. Fig 8 visar maximal hastighet i jetstrålen som funktion av avståndet från donet. Den maximala hastigheten har dividerats med inloppshastigheten. Avståndet från donet, X , har gjorts dimensionslöst genom att dividera med donets fria öppningsarea A .



Figur 8 Uppmätt maximalhastighet

Av Fig 8 framgår att när strålen kommer fram till rummets övre hörn bromsas den upp för att efter hörnet återigen accelerera nedför väggen och når maximal hastighet. När strålen närmar sig rummets nedre hörn bromsas den åter upp. Slutligen accelereras den igen när den kommer ut på golvet. På golvet uppnås den maximala hastigheten i vistelsezonen. För korrekt dimensionering ur komfortsynpunkt är kännedom om den maximala hastigheten i vistelsezonen av största betydelse. Fig 9 visar maximal hastighet i vistelsezonen som funktion av luftflödet.

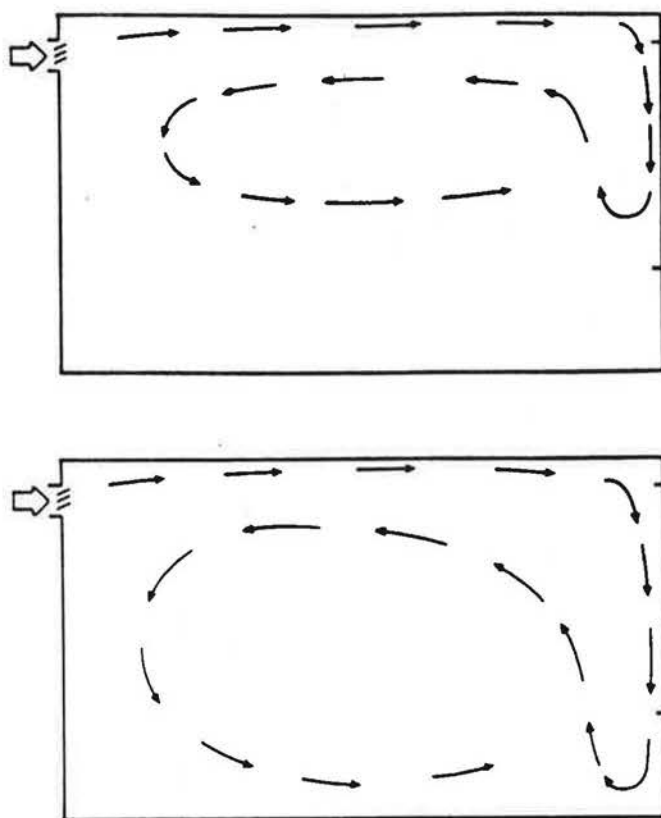


Figur 9 Maximal hastighet i vistelsezonen som funktion av luftflödet

Vi ser att hastigheten, för tillräckligt stora luftflöden, ökar linjärt med luftflödet. Vid låga luftflöden har man ej ett linjärt samband mellan tilluftsflöde och maximal hastighet i vistelsezonen, den räta linjen går ej genom origo. Detta faktum gör att det med matematiska modeller är svårt att beräkna den maximala hastigheten i vistelsezonen.

Varmluftsinsblåsning

I detta fall blåses uppvärmd luft in för att kompensera för värmeförlusten från fönstret. En skiss av förloppet baserat på visualisering med rök visas i Fig 10.

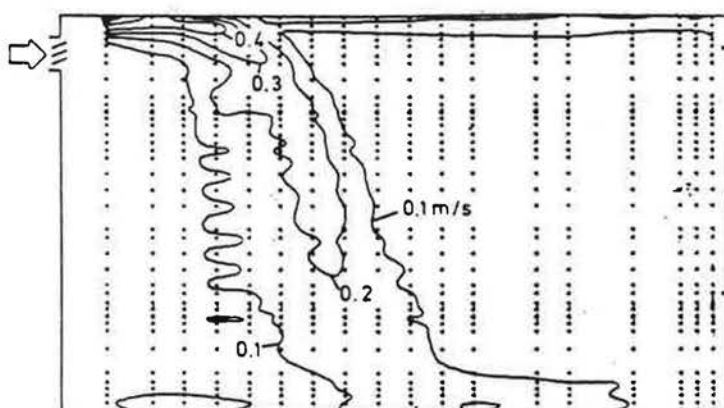


*Figur 10 Varmluftsuppvärmning. Skiss av strömningsmönster
Övre bilden. Stor övertemperatur
Undre bilden. Mindre övertemperatur*

Från donet och fram till det övre hörnet uppför sig den uppvärmda jetstrålen ungefär som den isothermiska jetstrålen. Emellertid när strålen börjar röra sig nedåt motverkas dess rörelse av den uppåtriktade lyftkraften som verkar på den uppvärmda luften. Därför vänder luften när den rörelseenergi som strålen hade vid rummets övre hörn helt har omvandlats till lägesenergi. Efter att strålen har vänt sker den motsatta processen lägesenergi omvandlas till rörelseenergi och man får den strömningsbild som visas i figuren. Förloppet är analogt med vad som händer när en fjäder trycks ihop och sedan sträcks.

Inblåsning av kyld luft

I detta fall har vi ett värmetillskott genom fönstret som skall kylas bort. Fig 11 visar vad som kan inträffa vid inblåsning av kall luft i taknivå.



Figur 11 Kallluftsnedslag. Uppmätta hastigheter



Figur 12 Simulering av kallluftsnedslag i modellförsök med vatten som strömningsmedium

I fallet som redovisas i Fig 11 var strålens tilluftstemperatur för låg i förhållande till kraften i strålen och därför separerade tilluftsstrålen från taket. Den kylda tilluften möter den varma konvektionsströmmen från fönstret. Dessa två luftströmmar blandar sig ej med varandra utan tvingar varandra åt ena sidan av rummet. Resultatet blir att tilluftsstrålen slår ned snett i rummet. På vilken sida av rummet strålen slår ned kan ej förutsägas.

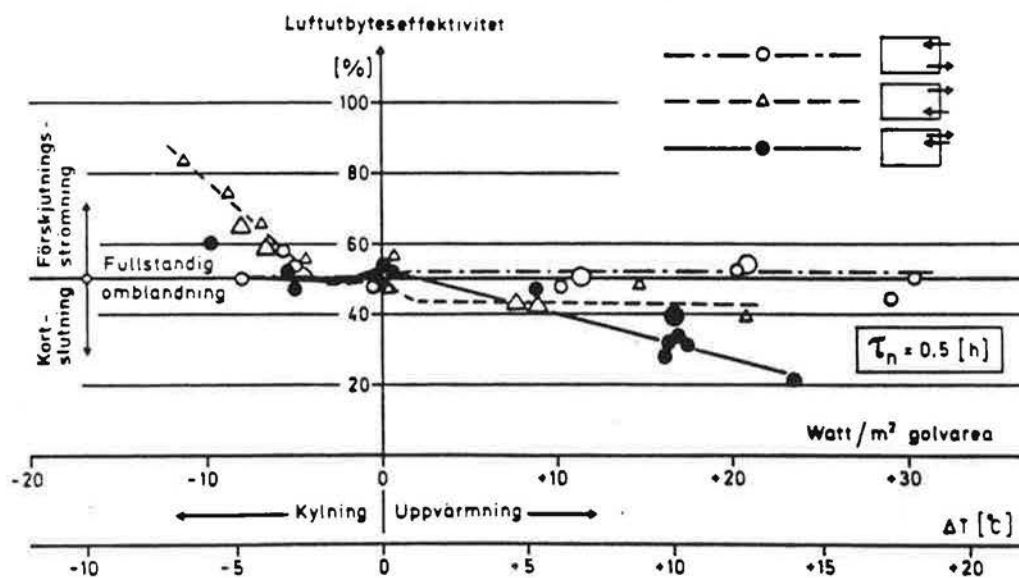
Enligt erfarenhetsregler skall för att undvika drag, tilluftsstrålen tränga in minst 2/3 av rummets längd innan separation sker.

Luftutbyteseffektivitet vid olika driftfall

Luftutbyteseffektivitet vid olika strömningsförhållanden:

Luftströmning	Luftutbyteseffektivitet ϵ_a
Ideal kolvströmning	100 %
Deplacerande	$50\% < \epsilon_a < 100\%$
Omblandande	$\sim 50\%$
Kortslutning	$\epsilon_a \ll 50\%$

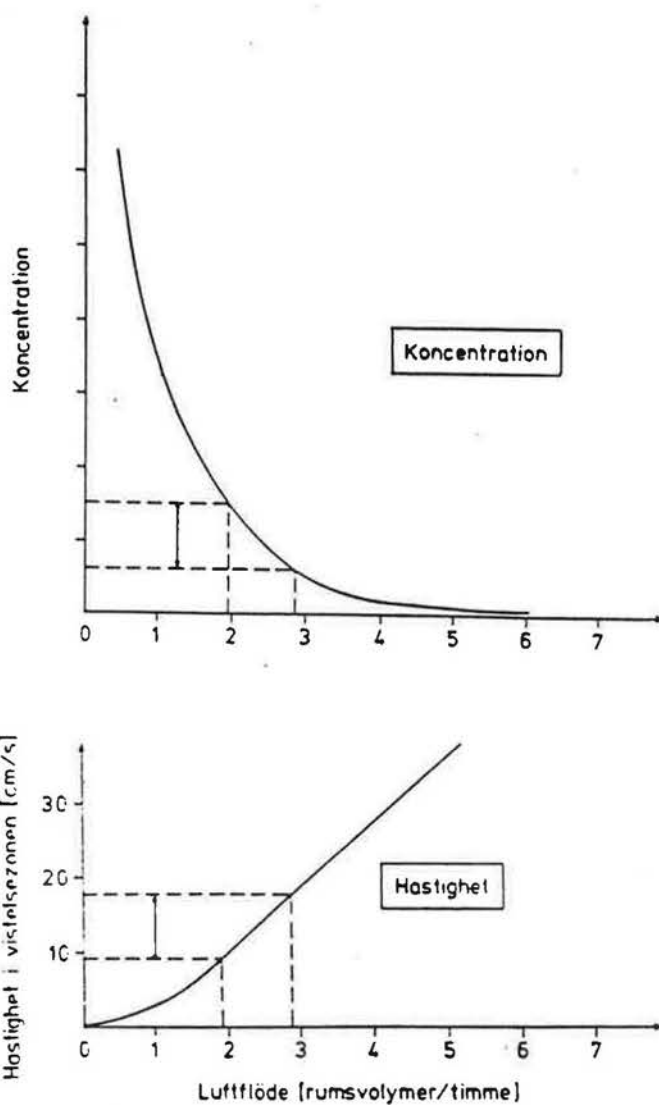
De olika luftströmningsmönster som uppträder vid olika driftförhållanden ger klart utslag i uppmätta luftutbyteseffektiviteter, se Fig 13.



Figur 13 Exempel på uppmätta luftutbyteseffektiviteter vid olika donplaceringar och driftförhållanden.

Sammanfattning

Funktionen hos det ideala omblandande systemet sammanfattas i Fig 14.



Figur 14 Det ideala omblandande systemet

Funktionen hos det omblandande systemet kan sammanfattas enligt följande:

- Hastigheten i vistelsezonen ökar linjärt med tilluftsflödet
- Koncentrationen avtar exponentiellt med ökande tilluftsflöde

En slutsats av ovanstående är att en ökning av ventilationsluffflödet endast marginellt sänker koncentrationen medan däremot den maximala hastigheten i vistelsezonen snabbt ökar.

Fördelar	Nackdelar
Utnyttjar maximalt ventilationsluftflödet för utspädning	Sprider föroreningar
Renande flödet = Ventilationsluftflödet	
Relativt stora värmelaster kan kylas bort	Risk för kallluftsnedslag

Tilkännagivande

Bilderna 6-12 är hämtade från det av BFR och Byggnadsstyrelsen stödda projektet "Nogrann uppmätning av hastigheter i kontorsrum". Syftet med projektet är att göra jämförelse mellan uppmätningar och beräkningar.

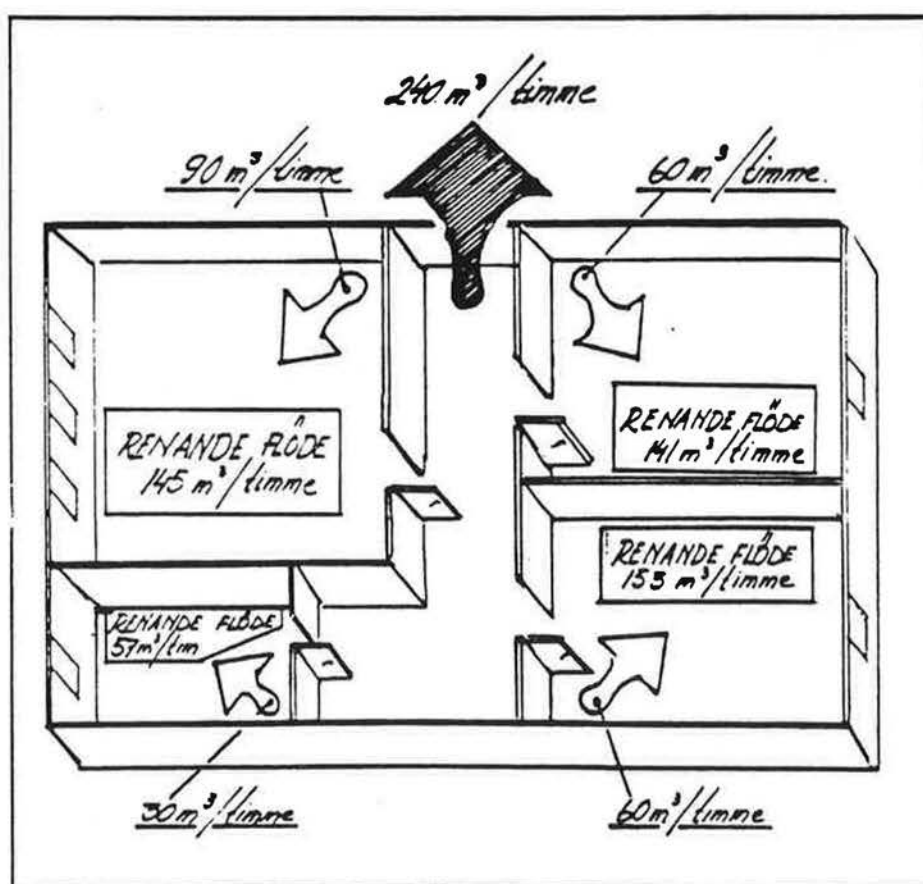
APPENDIX

Renande flödet

Luftflöderna inom ett rum är normalt mycket större än tilluftsflödet, speciellt gäller detta omblandande system, och bidrar ej till utspädning och borttransport av föroreningar. De åstadkommer bara en rundgång av föroreningarna. *Den luftmängd som verkligen ventilerar är det renande flödet.* Man skulle också kunna kalla det för nettoflödet. Det renande flödet kan naturligtvis ej bli större än det totala tilluftsflödet av uteluft.

Exempel

Fig 1 visar ett antal cellkontor med dörrar till en gemensam korridor (M Sandberg & H Stymne, Energi & Miljö 1990). Varje rum har individuell tilluft och luften evakueras via överluftsdon, från den gemensamma korridoren. Det totala tilluftsflödet är $240 \text{ m}^3/\text{timme}$.



Figur 1 Cellkontor med öppna dörrar

Vi ser att det renande flödet i varje rum blir större än det direkta tilluftsflödet. Förklaringen till detta är att rummen ur luftströmningssynpunkt står i kontakt med varandra. Emellertid blir det renade flödet ej i något rum lika med totala tilluftsflödet. Slutsatsen är att vi ej har fullständig omblandning.

Mats Sandberg

Case studies

Air movements in room are very complicated and in order to gain an understanding of various phenomena that will occur we will look at some examples of both isothermal supply and nonisothermal supply in the same room. The room we will consider is a typical office room with both the supply and extract of air located at the backwall, see Fig. 1.

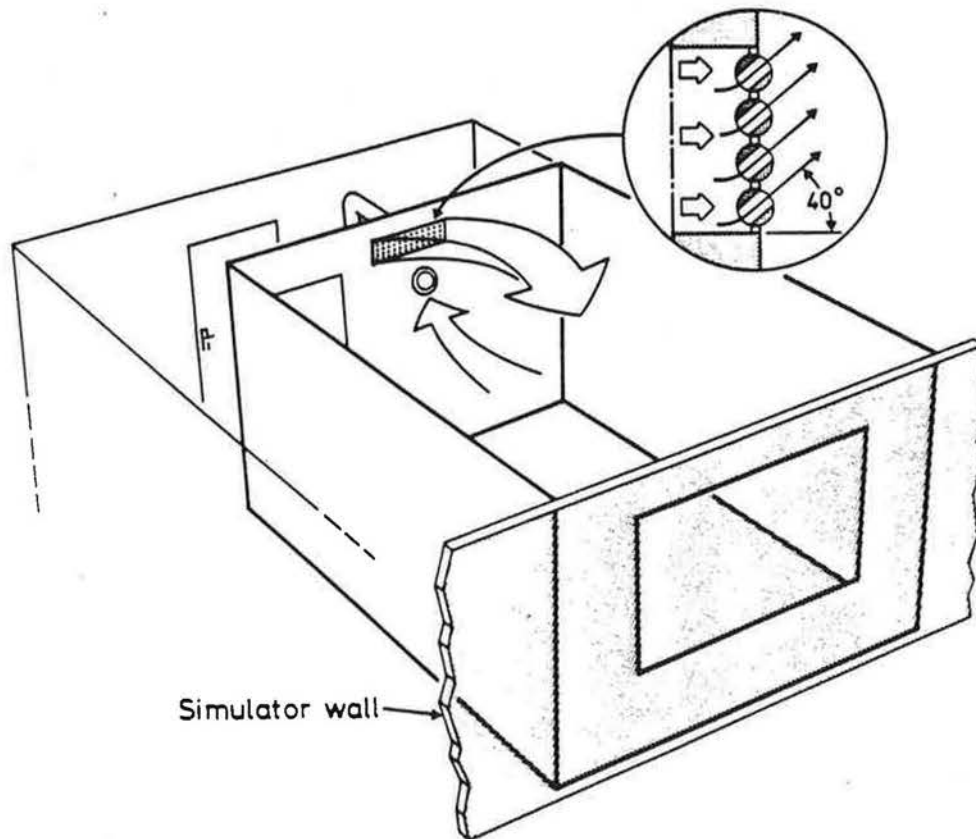


Figure 1 Test room

The volume of the room amounts to 37.8 m^3 . Room height is 2.5 m. The length to height ratio A_L is equal to 1.68 and therefore we should expect the room to behave as a "short room". Width to height ratio A_W is equal to 1.44.

Supply air terminal

The terminal consists of a manifold of 84 nozzles arranged in four rows and directed upwards, see Fig. 1. The total geometrical opening area A_s of all nozzles amounts to 0.0095 m^2 (nominal area) which gives a characteristic dimension $\sqrt{A_s}$ equal to 0.00975 m .

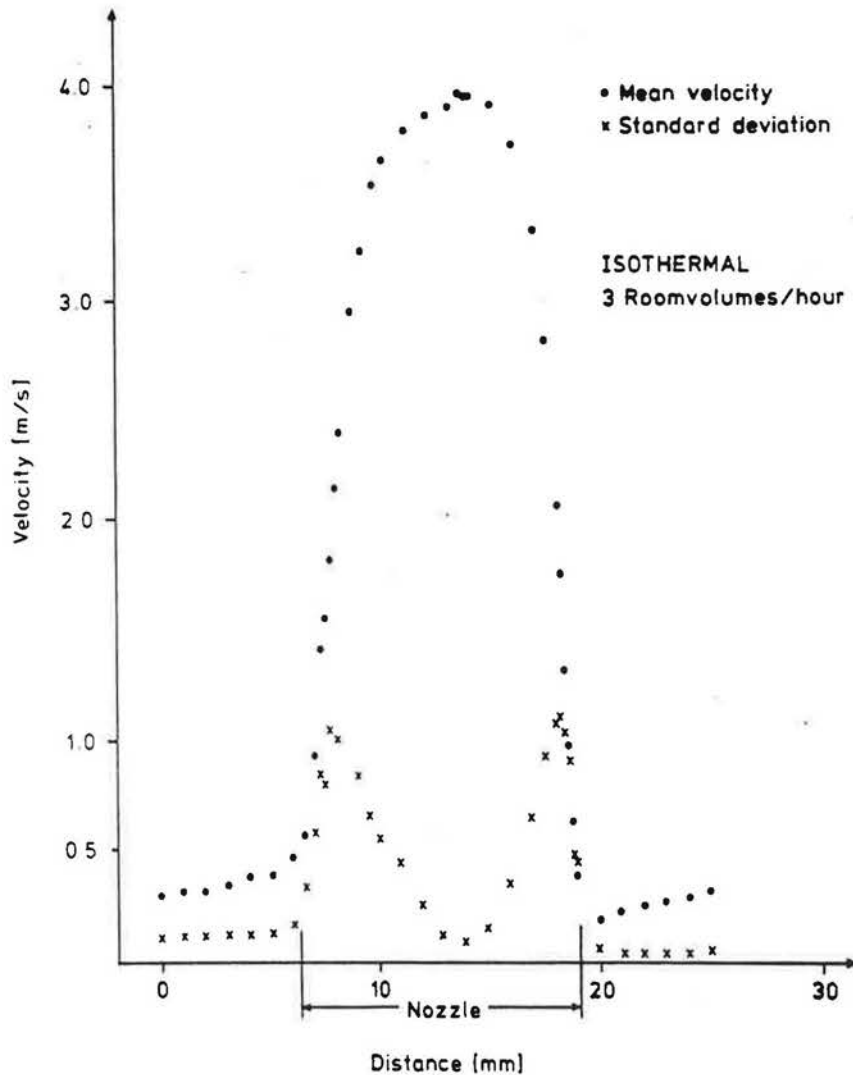


Figure 2 Velocity profile close to one of the nozzles

Next figure shows the effective inlet area (Skovgaard M et al (1990)) as a function of the inlet Reynolds number (Re_d) based on the diameter of the nozzle.

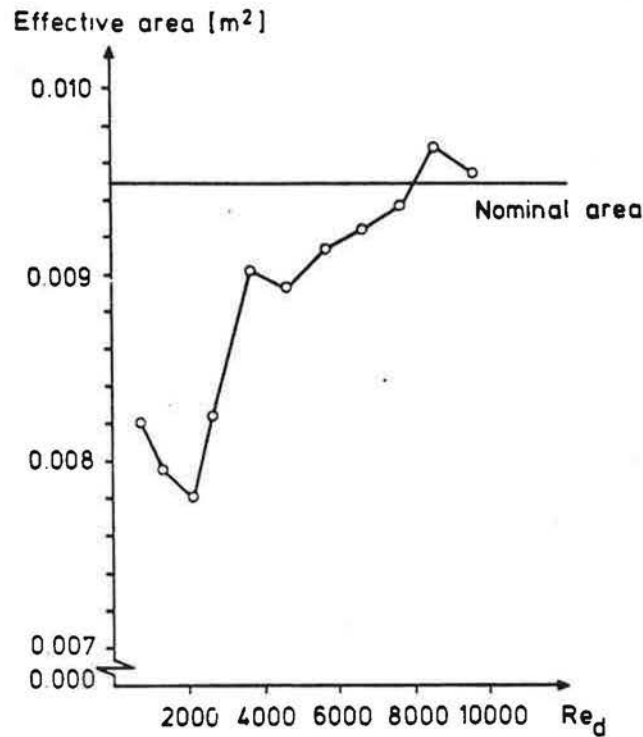


Figure 3 The effective inlet area as a function of the inlet velocity

The effective area has been obtained usual procedure (ISO standard 5219) based on recorded maximum velocity at the nozzles. The effective area was calculated as the flow rate divided by the maximum velocity.

As can be seen the effective area is not a constant. At first it decreases, but then it increases. Skovgaard et al attributed this behaviour to the transition from laminar to turbulent flow. The minimum occurs for a Reynolds around 2 000 which corresponds to the critical Reynolds number for transition from laminar to turbulent flow in a tube. The high value of the effective area for low flow rates Skovgaard et al attributes to geometrical effects in the opening.

Isothermal supply

Fig. 4 shows the velocities recorded at various stations along the perimeter of the room. The velocities were recorded in a vertical plane that was orientated through the terminals and directed along the direction of the flow.

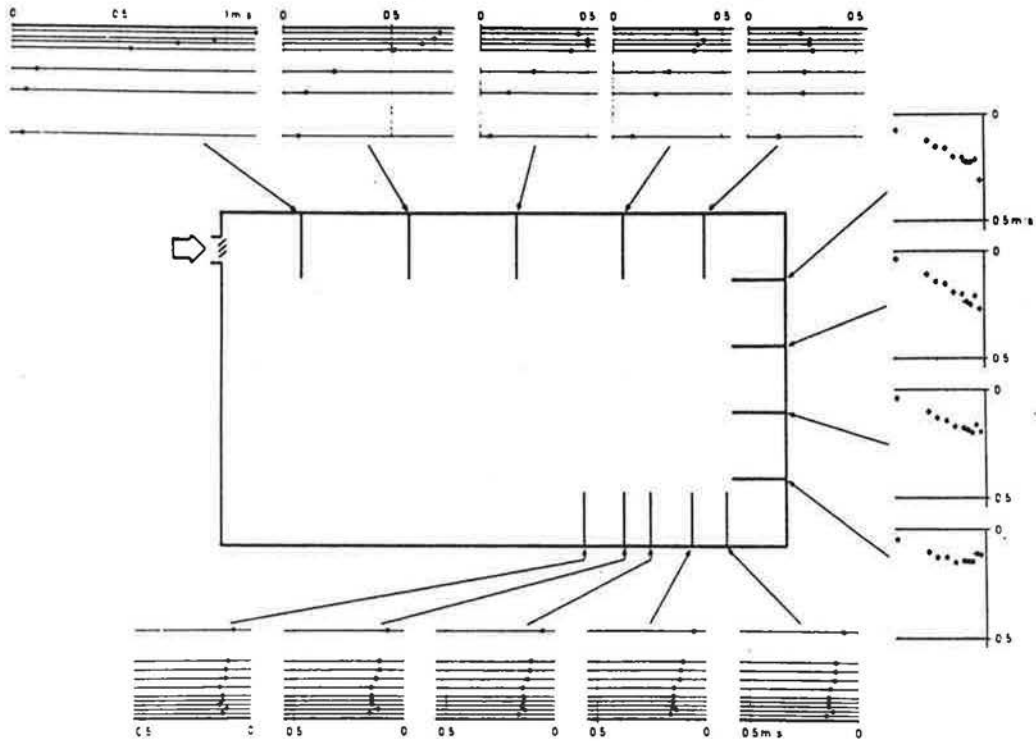


Figure 4 Velocity along the perimeter of the room when the flow rate amounted to 3 roomvolumes/h

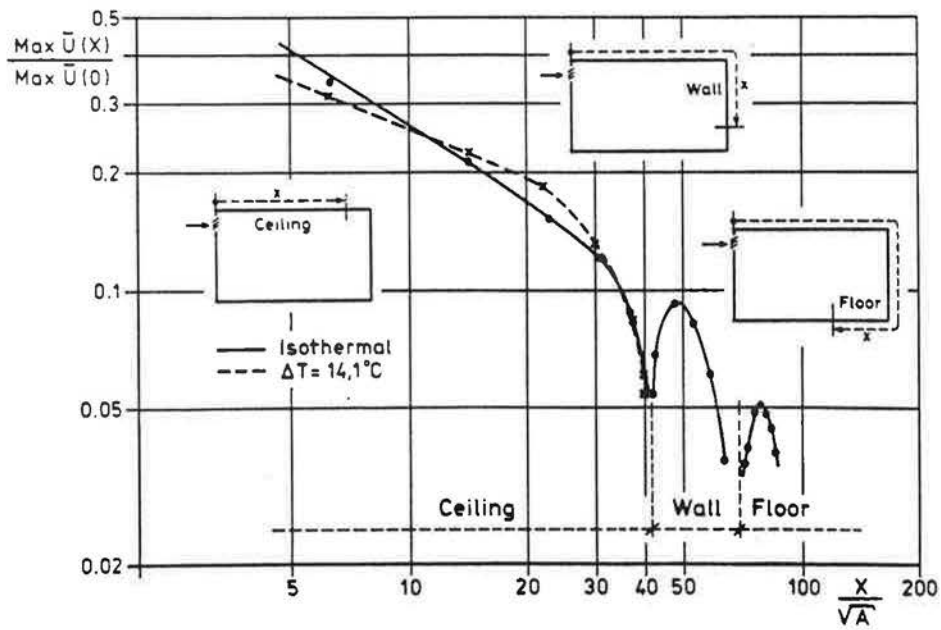


Figure 5 Maximum velocity along the perimeter of the room

We obtain the typical behaviour for a short room that is to say a wall jet that follows the perimeter of the room. Fig. 5 shows the nondimensional maximum velocity (recorded velocity divided by the velocity at the inlet) as a function of the distance from the terminal. When the air stream arrives to the opposite wall the velocities in the jet decreases and the jet becomes thicker. This is an affect of the presence of the wall. The pressure increases at the wall and the flow is retarded and is deflected downwards along the wall. At the wall the flow is at first accelerated by the higher pressure and a maximum velocity is attained. After this point the flow decelerates again. We see that the deceleration now is faster than along the ceiling. At the lower corner the procedure is repeated again and the maximum velocity in the occupied zone is attained at some distance from the wall.

The theory valid for flows in infinite- or seminfinite spaces predict that at the ceiling the velocity decay should follow the relation X^{-1} . However, we see that the decay is less rapid and is approximately $X^{-0.62}$ which is a figure between the theoretical values for three- and twodimensional jets. This highlights again the fact that we shall not always expect results valid for infinite spaces to be valid in enclosures. The deviation from the theory is obviously due to the circumstance that the jet is supplied into a finite enclosure. Apart from that it is difficult to point out a single factor that causes this deviation. There are several factors, the expansion of the jet is constrained in the lateral direction by the walls and the counterflow may also slow down the jetflow.

For design purpose it is of great interest to know the maximum velocity in the occupied zone. This is shown in Fig. 6 as a function of the supply flow rate. Furthermore is also presented the maximum velocity recorded in the jet 2.2 m from the supply terminal.

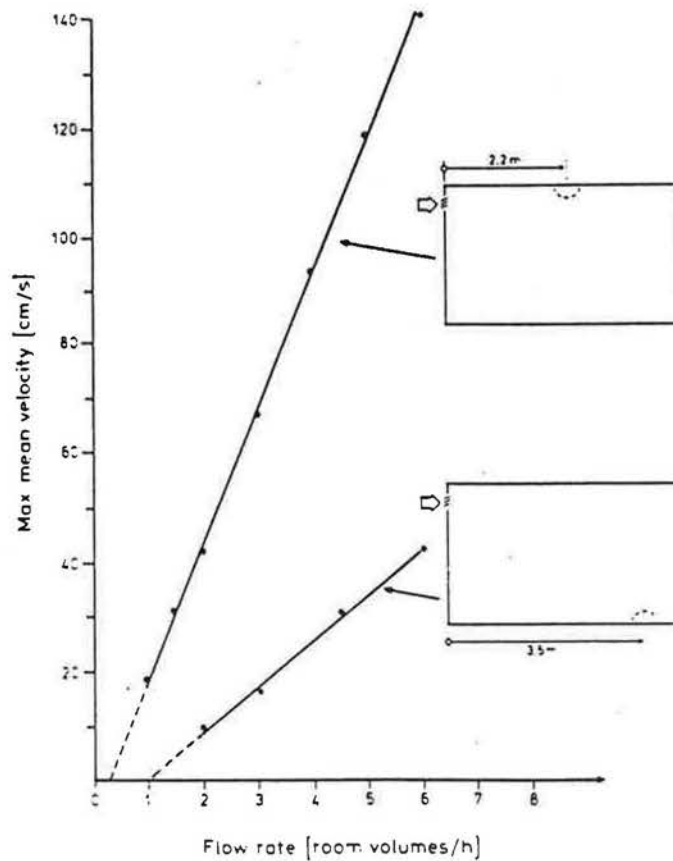


Figure 6 Maximum velocity as a function of flow rate

For the flow rates reported we see that there is a linear relationship between the maximum velocity and the inlet velocity both in the primary jet and in the flow on the floor. This is in accordance with what we found earlier from the simple scale analysis carried out in ???. The maximum velocity at the floor occurred, at all flow rates, 3.5 m from the backwall which is equal to 0.7 m from the facade wall. By extrapolating the line towards low flow rates we see that it does not pass through the origo. The deviation is specially large at floor level. The circumstance that at low flow rates the room velocities are *not* proportional to the inlet velocities. This behaviour has also been documented by Nielsen PV (1987). This fact that at low flow rates the velocity in the room does not scale with the supply velocity is sometimes called a low Reynolds number effect.

Nonisothermal supply - Supply of heated air

Now heat is supplied with the ventilation air to balance the heat extracted from the room through a cold window located on the wall opposite to the supply air terminal. A sketch of the flow obtained from visualization by smoke is shown in Fig. 7.

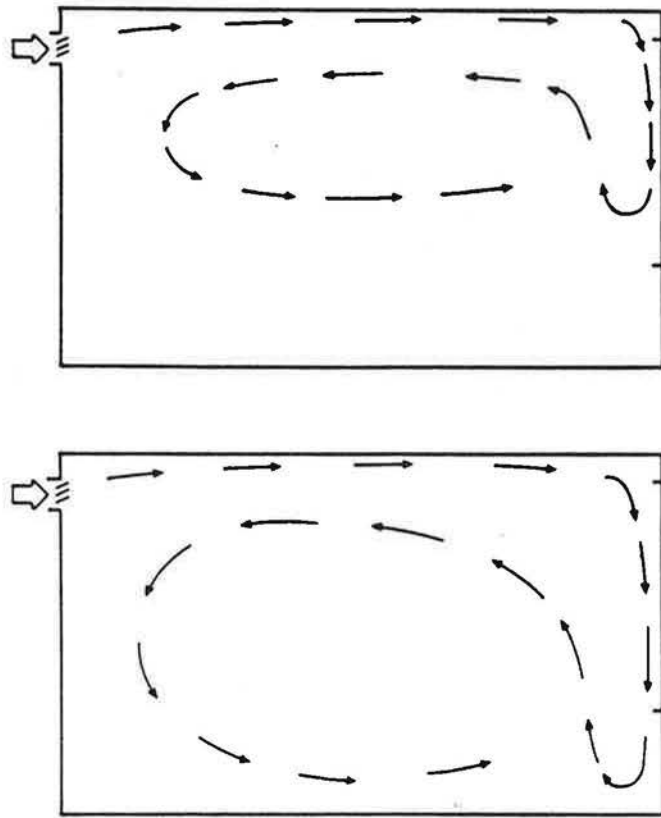


Figure 7 Supply of warm air. Sketch of flow pattern in room

The upper inset shows what happens at the higher Archimedes number. The jet penetrates down to a level above floor and then turns upwards. At the turning point it has its maximum potential energy and when it turns upwards potential energy is released into kinetic energy. This flow going upwards meets the jet flow and travels in the direction towards the back wall. Then it turns downwards again but does not go further down than the initial penetration distance. In the lower inset the Archimedes number is lower and the jet now penetrates almost down to the floor where it turns and a similar flow pattern as previously is established. From the terminal the primary jet flows horizontally under the ceiling as in the case with isothermal supply. However, the decay of the velocity is now slower than at isothermal supply, see Fig. This is probably an effect of that at supply of warm air there is a counterflow underneath the jet.

At the corner the flow is deflected downwards whereas the buoyancy force is directed upwards. If the buoyancy becomes strong enough it will hinder the jet from reaching down to floor level. This is seen from Fig. 8 which shows the penetration distance, X_m , as a function of the Archimedes number.

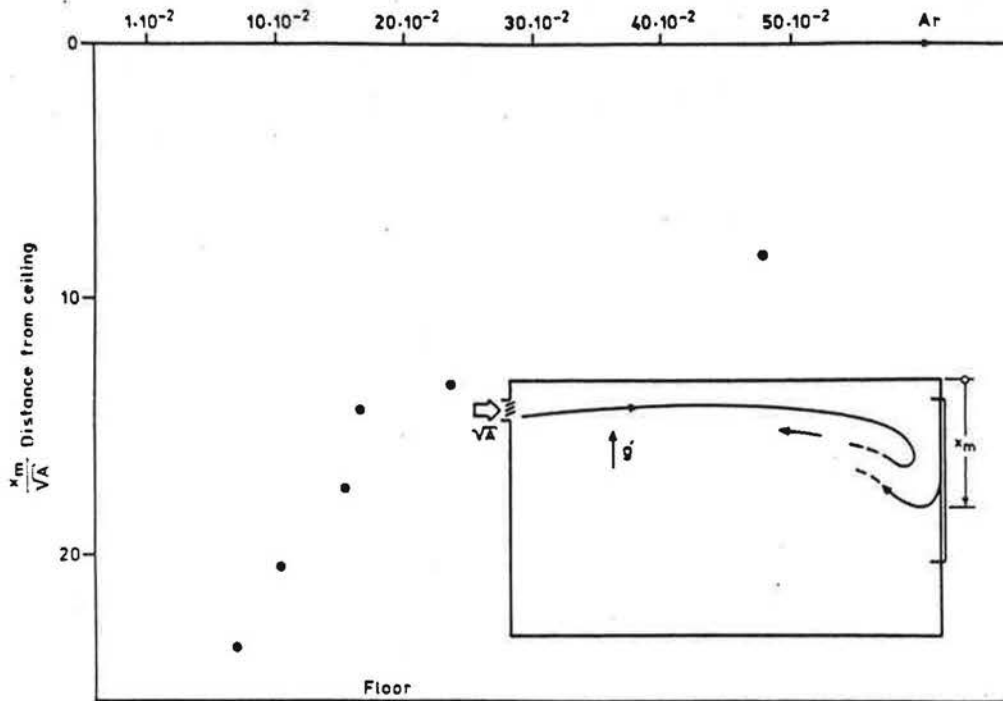


Figure 8 Supply of warm air. Penetration distance X_m

We see that there are two branches. In the lower part of the room the graph is steeper than in the upper part of the room. This is probably an effect of the downdraught from the cold window that assists the jet flow and pushes it below the turning point it should attain if there were no heat transfer at the wall.

A zero penetration distance is physically unrealistic and we should expect the penetration distance to approach a constant value when the Archimedes number goes to infinity.

Fig. 9 shows the vertical temperature profile recorded in the centre plane 3.6 m from the backwall. The temperature shown is the recorded room temperature minus the temperature in the extract.

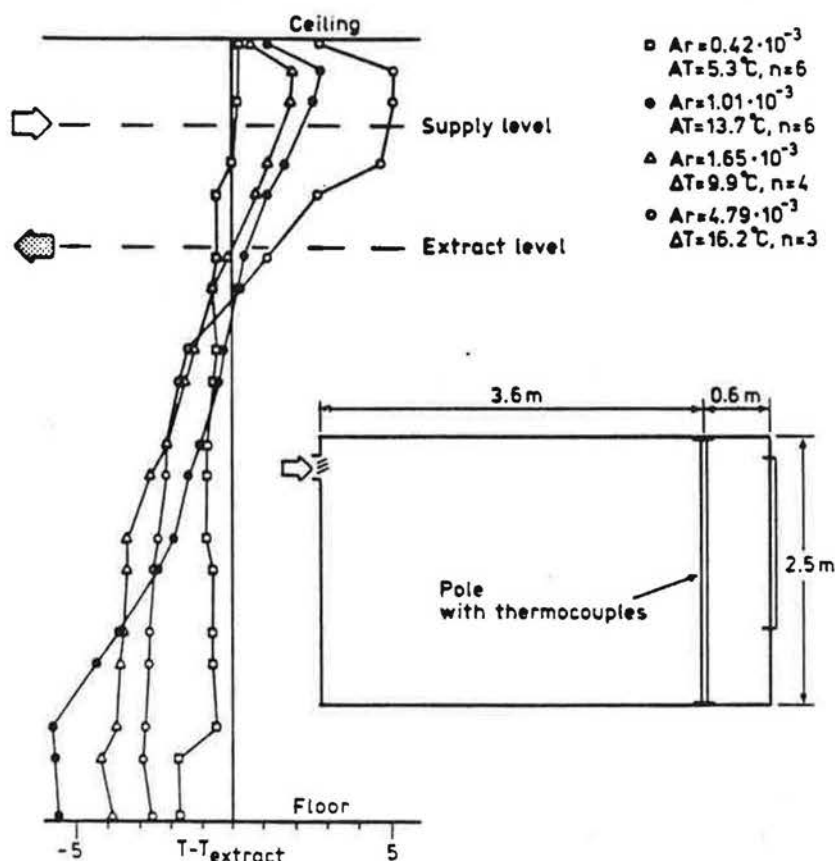


Figure 9 Recorded temperatures

In the figure is also shown the temperature recorded at isothermal supply. At isothermal supply the graph of the temperature in the room becomes a straight line and the temperature is close to the extract temperature. With increasing Archimedes numbers the temperature gradient becomes steeper and that the temperature in the occupied zone becomes less than in the extract. This is an result of that we have short circuiting, that is to that the penetration distance is much less than the room height.

Nonisothermal supply - Supply of cold air

Now there is an influx of heat through the window which gives rise to an upward directed flow from the window. Cold air is now supplied from the terminal to give an acceptable temperature in the room. The buoyancy now adds to the momentum. We know from ? that the Archimedes number increases with the distance from the terminal that is to say the downwards directed buoyancy becomes relatively more important than momentum. If the buoyancy becomes sufficiently strong the jet separates from the ceiling and falls down in the occupied zone. Fig. 10 shows an example of the velocities recorded when a cold jet separates from the ceiling.

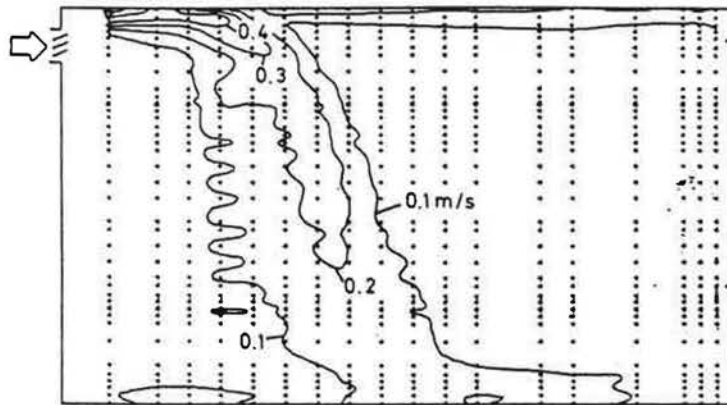


Figure 10 Separation of a jet from the ceiling

In the region where the jet drops the velocities and temperatures are unacceptable from the point of view of comfort. When the jet first hits the floor the jet forms a vortex ring on the floor. The ring travels outward along the floor, expands and occupies all of the region outside the down flowing jet, see Fig. 11 which shows a visualization in water of supply of a negatively buoyant jet. On the floor the highest velocities in this outward flow occurs in the supply direction.



Figure 11 Down flowing jet impinging on floor

The plot of the velocity in the jet shows a wavy appearance on the lower side of the jet while the upper side is more smooth. This asymmetry results from opposite effects of the buoyancy force on the opposite sides of the jet. On the upper side, buoyancy forces create a stabilizing stratification which tend to inhibit entrainment of the environmental air. On the lower side the buoyancy forces produce a convectively unstable situation and there is an enhanced mixing between the jet and the ambient air. This instability on the lower side gives rise to strongly fluctuating velocities which is the explanation to the wavy pattern on the velocity plot. On the lower side of the jet there is possible, as pointed out by Lane-Serff (1989), that we has detrainment of air.

In Fig. 12 is given the separation distance, X_s , as a function of the inlet Archimedes number.

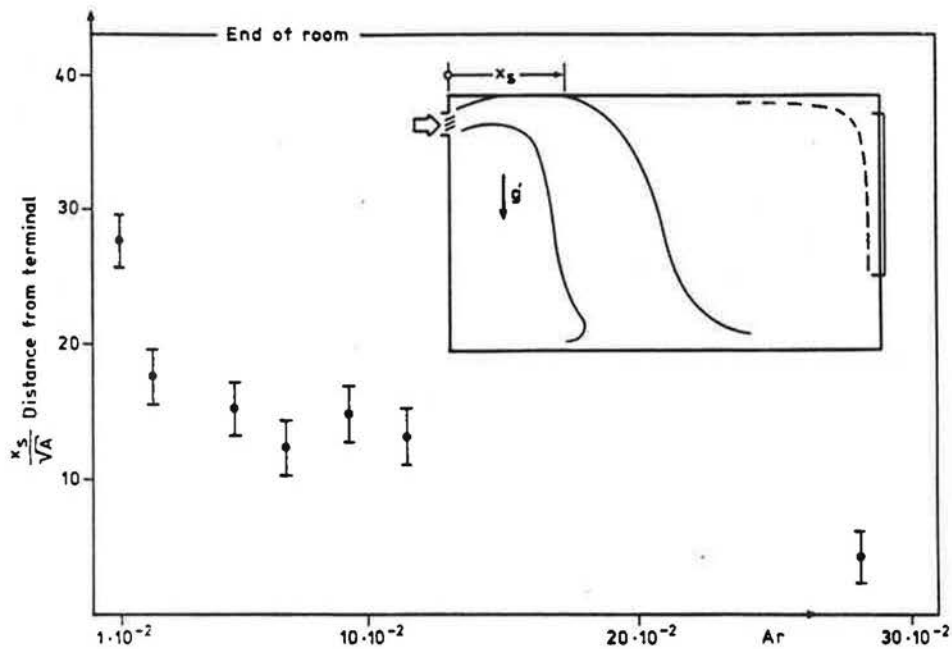


Figure 12 Supply of cold air. Separation distance X_s

The upward flowing natural convection from the warm window affects the trajectory of the jet. The warm air flows upwards along the window and continues along the ceiling and meets the jet flow. When they collide they force each other to flow on opposite sides of the room. Which side they choose can generally not be foreseen it depends on details in the flow situation. This situation that the jet flow deviates from the symmetry plane occurs frequently. Therefore one must not in numerical prediction from the beginning assume that the flow is symmetrical.

References

- Skovgaard M, Hyldgaard C E, Nielsen P V (1990) "High and low Reynolds number measurements in a room with an impinging isothermal jet". Proceedings, Roomvent '90, Oslo, Norway, June 13-15, 1990

RESEARCH ITEM 1.16

MEASUREMENTS OF TESTCASE B (FORCED CONVECTION, ISOTHERMAL)

Date: March 1991

Author: Claes Blomqvist
The National Swedish Institute for
Building Research
P.O.Box 785
S-801 29 GÄVLE
Sweden

Report No: AN20.1-S-91-SIB1
Report Type: Working Report
Distribution: Unlimited
Available: From the author

Contents	Page
Introduction	2
Test room	2
Inlet device	2
Test conditions	2
Measuring equipment	2
Measurements	3
Results	3
References	8

Introduction.

This report is a documentation of measurements made at the Laboratory for Heating and Ventilation at the National Swedish Institute for Building Research (SIB). It is a part of our contribution to subtask 1 of the IEA Annex 20. One of the aims of Subtask 1 is to develop numerical models for predictions of air movements and temperatures within ventilated rooms.

Test room.

The test room in which the measurements have been carried out is the standard room described by Lemaire in R.I.1.3, Identical rooms [1]. The dimensions of the room are 4.2m(L)x3.6m(W)x2.5m(H) (see sketch on page 4). A window is placed on the wall opposite the inlet and outlet devices. The window has a width of 2.0m and a height of 1.6m. The distance from the top of the window to the ceiling is 0.20m. The volume of the room is 37.8 m³.

Inlet device.

The inlet device is a diffuser from HESCO consisting of 84 nozzles arranged in four rows and directed 40° upwards from the horizontal plane (see p.3). The distance from the ceiling to the top of the device is 0.20m. The device is described by Nielsen in the document R.I.1.2 of Annex 20 [2].

Exhaust device.

The exhaust device is located below the inlet device at a distance of 1.70m above the floor(see p.3).

Test conditions.

Four different flow rates have been used during the tests and the temperature conditions have been isothermal.

- B2 : 0.0315m³/s (main test case , 3 room volumes/h)
- B3 : 0.0630m³/s (6 room volumes/h)
- B4 : 0.0210m³/s (2 room volumes/h)
- B5 : 0.0472m³/s (4.5 room volumes/h)

The last two flow rates above are not part of the original test program. They were carried out in order to record the maximum air speed within the occupied zone as a function of the air flow rate. The complete test conditions are described by Heikkinen in R.I. 1.13 [3].

Measuring equipment.

The air speed and temperature have been measured with a thermistor anemometer of constant temperature type. The anemometer has been developed at "SIB" and was presented at ROOMVENT '90 in Oslo [4]. The device has fast response time and a small error due to natural convection.

Surface and room air temperatures were measured with thermocouples of type T connected to a data acquisition system.

Supply and exhaust air flow rates were measured by means of orifice plates.

Measurements.

The measuring points were not exactly at those locations presented in the document R.I.1.3 , Identical testrooms. Because of the difficulties to measure very low velocities with heated anemometers we have avoided measurements in locations where very small air movements were expected. The velocities and air temperatures at each point have been sampled during approximately 15 minutes with an interval of 3 seconds, that is to say the total number of samples amounted to around 300. Mean temperatures and mean air speed together with maximum, minimum and standard deviation values of the velocities were recorded on disc media. In case B2 (main case) the air speed and temperature was recorded at 560 points.

The additional measurements were undertaken in order to investigate how the maximum velocity within the occupied zone depends on the supply air flow rate (see p.7).

Results.

The following pages illustrate the recorded mean air speed for some of the planes from the main (560 points) test case.

Data from all measurements has been recorded on disk and converted to the standard format proposed in the document R.I.1.22 by Whittle and Ruddick [5]. Data is recorded on PC-DOS formatted 3.5" diskette (720kB) format. A copy of the diskette is available from the author of this document on request. Data has been sent to G.Whittle for further evaluation.

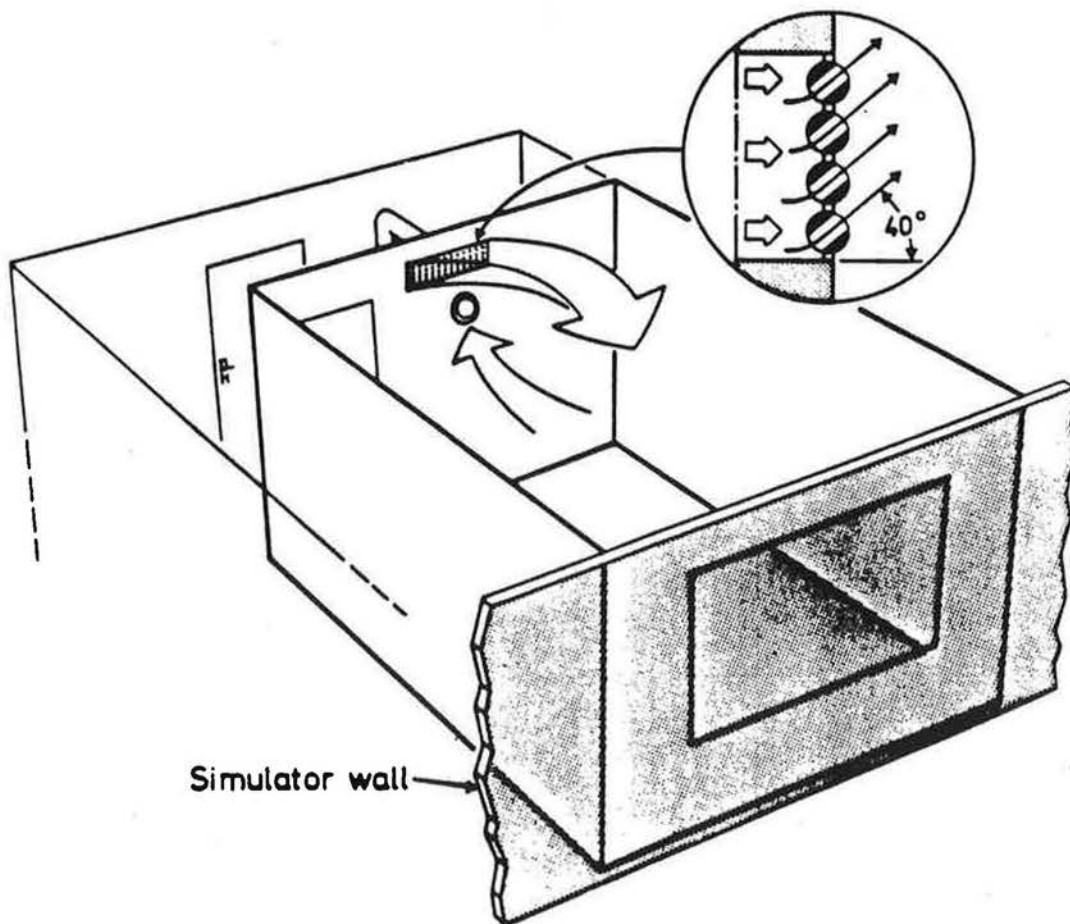
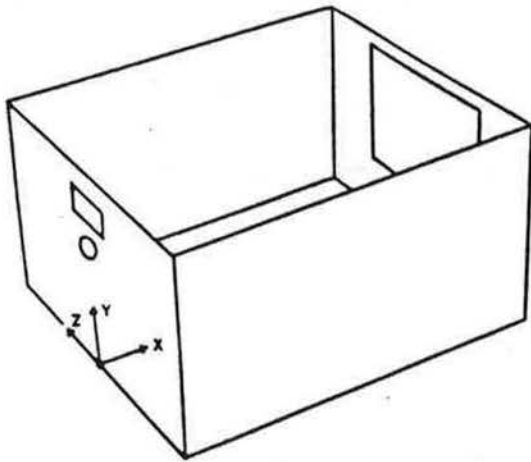


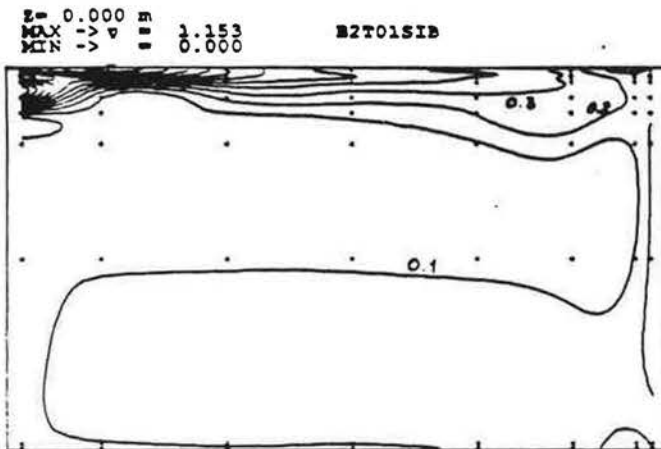
Fig 1. Test room.



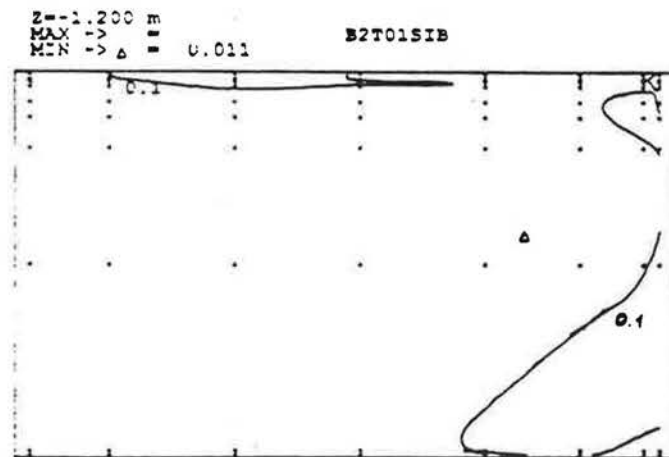
Sketch of the test room.

Length (x): 4.2 m
 Width (z): 3.6 m
 Height (y): 2.5 m

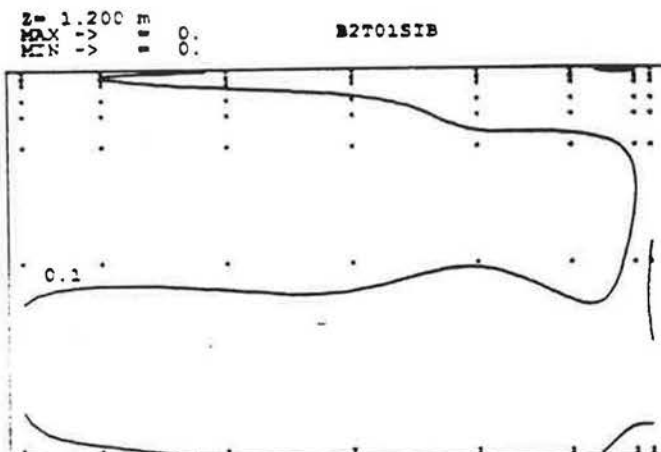
Testcase b2 :



Isovels in plane z= 0.0 m

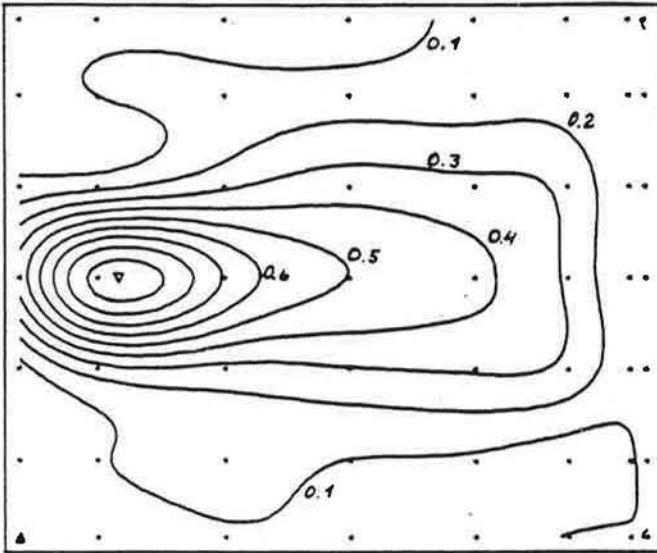


Isovels in plane z=-1.20 m



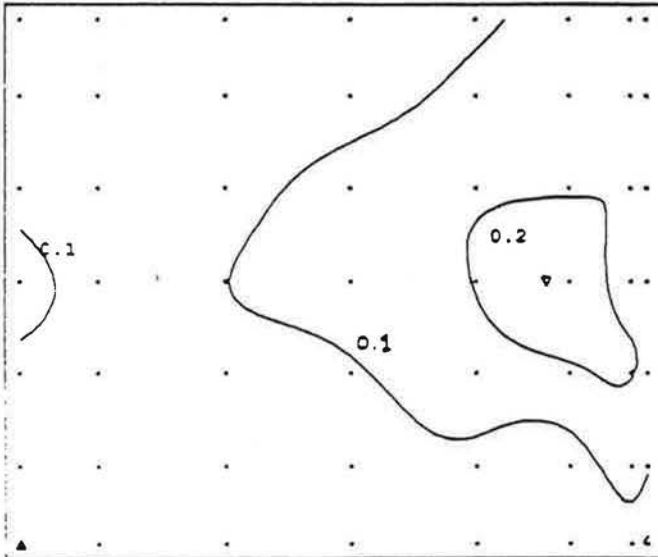
Isovels in plane z= 1.20 m

Y= 2.450 H 0.969 B2T01SIB
 MAX -> ▽ 0.013
 MIN -> △ 0.013



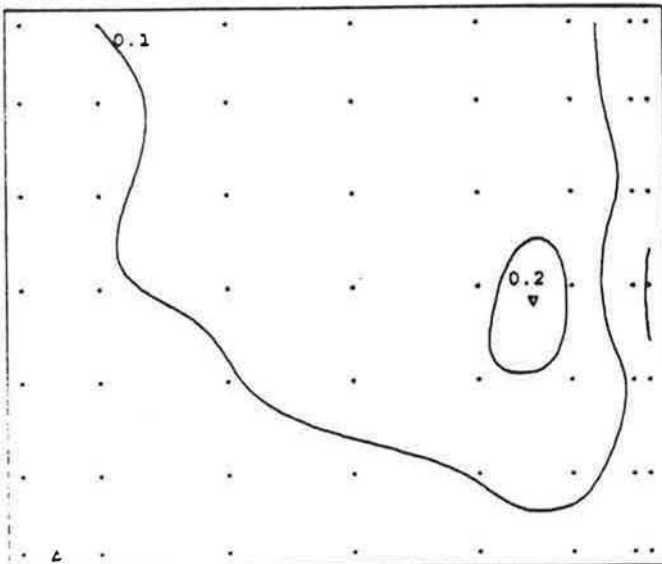
Isovels in plane y= 2.45 m

Y= 2.200 H 0.263 B2T01SIB
 MAX -> ▽ 0.017
 MIN -> △ 0.017



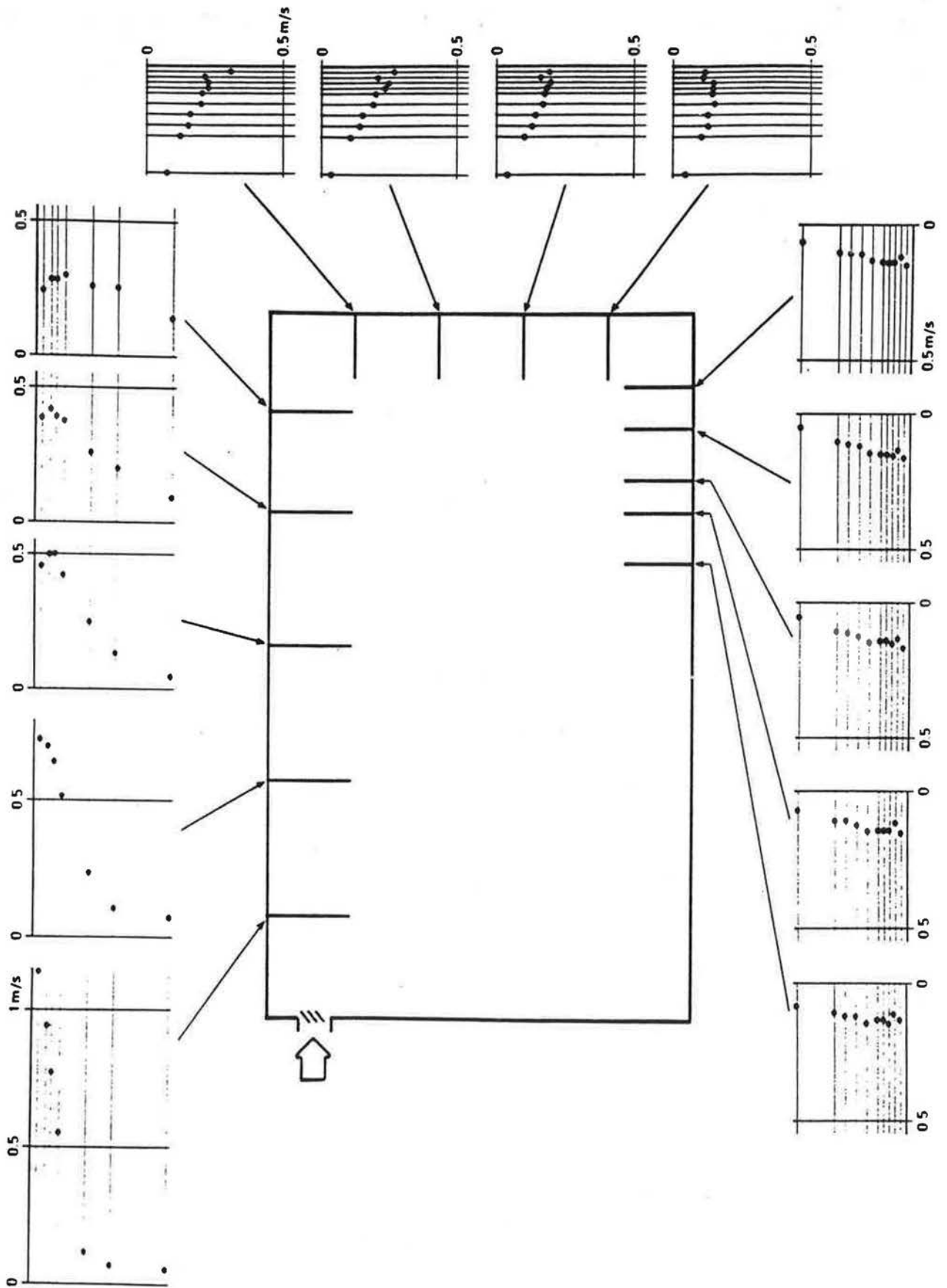
Isovels in plane y= 2.20 m

Y= 0.050 H 0.227 B2T01SIB
 MAX -> ▽ 0.008
 MIN -> △ 0.008



Isovels in plane y= 0.05 m

Velocities measured along the perimeter of the room (plane $z = 0.00$ m)



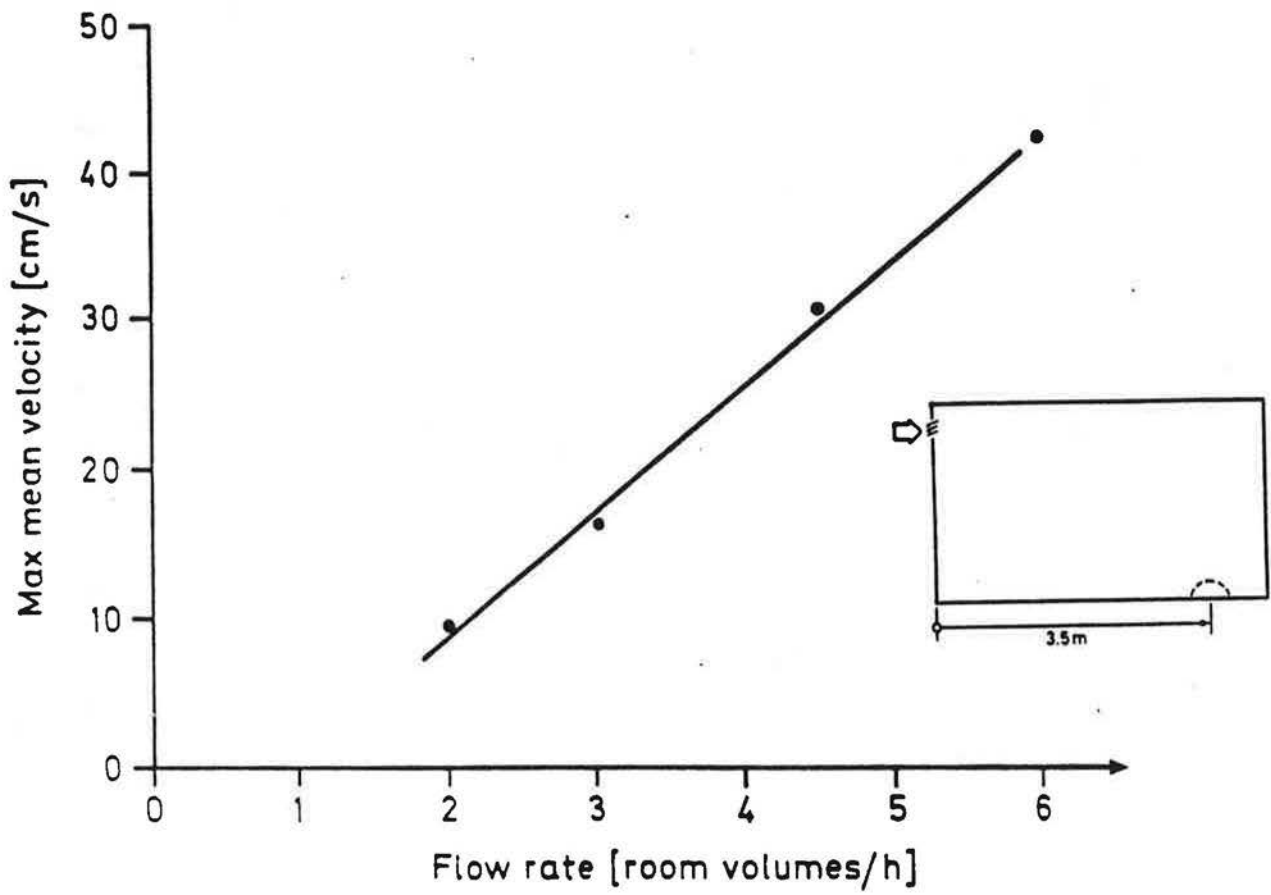


Fig. Maximum velocity in the occupied zone as a function of the flow rate.

References.

1. Lemaire A.D. 1989. Testrooms, Identical testrooms, Research Item 1.3, IEA Annex 20 Report.
2. Nielsen P.V. 1988. Selection of Air Terminal Device, Research Item 1.2, IEA Annex 20 Report.
3. Heikkinen Jorma 1989. Specification of Testcase B (Forced convection, Isothermal), Research Item 1.13, IEA Annex 20 Report.
4. Lundström, Blomqvist, Jonsson, Pettersson 1990. A microprocessor-based anemometer for low air velocities. ROOMVENT'90.
5. Ruddick K., Whittle G.E. 1989. A proposed specification for a common data format, Research Item 1.22, IEA Annex 20.

Acknowledgment.

Help with measurements by Anders Mellin of SIB is gratefully acknowledged.

The investigation was financially supported by the National Swedish Board of Public Buildings and the Swedish Council for Building Research.

RESEARCH ITEM 1.17

MEASUREMENTS OF TESTCASE E (MIXED CONVECTION, SUMMER COOLING)

Date: March 1991

Author: Claes Blomqvist
The National Swedish Institute for
Building Research
P.O.Box 785
S-801 29 GÄVLE
Sweden

Report No: AN20.1-S-91-SIB2
Report Type: Working Report
Distribution: Unlimited
Available: From the author

Contents	Page
Introduction	2
Test room	2
Inlet device	2
Test conditions	2
Measuring equipment	2
Measurements	3
Results	3
testcase E1	4
testcase E2	8
testcase E3	12
References	16

Introduction.

This report is a documentation of measurements made at the Laboratory for Heating and Ventilation at the National Swedish Institute for Building Research (SIB). It is a part of our contribution to subtask 1 of the IEA Annex 20. One of the aims of Subtask 1 is to develop numerical models for predictions of air movements and temperatures within ventilated rooms.

Test room.

The test room in which the measurements have been carried out is the standard room described by Lemaire in R.I.1.3, Identical rooms [1]. The dimensions of the room are 4.2m(L)x3.6m(W)x2.5m(H) (see sketch on page 4). A window is placed on the wall opposite the inlet and outlet devices. The window has a width of 2.0m and a height of 1.6m. The distance from the top of the window to the ceiling is 0.20m. The volume of the room is 37.8 m³.

Inlet device.

The inlet device is a diffuser from HESCO consisting of 84 nozzles arranged in four rows and directed 40° upwards from the horizontal plane (see p.3). The distance from the ceiling to the top of the device is 0.20m. The device is described by Nielsen in the document R.I.1.2 of Annex 20 [2].

Exhaust device.

The exhaust device is located below the inlet device at a distance of 1.70m above the floor(see p.3).

Test conditions.

The thermal conditions have been the ones of a summer case with cool inlet air. Measurements were carried out for three different testcases:

Testcase E1

Flow rate: 0.0158m³/s (1.5 room volumes/h)
Supply air temp: 10°C
Window temp: 30°C

Testcase E2

Flow rate: 0.0315m³/s (3 room volumes/h)
Supply air temp: 15°C
Window temp: 30°C

Testcase E3

Flow rate: 0.0630m³/s (6 room volumes/h)
Supply air temp: 15°C
Window temp: 30°C

The complete test conditions are described by Heikkinen in R.I. 1.14 [3].

Measuring equipment.

The air speed and temperature have been measured with a thermistor anemometer of constant temperature type. The anemometer has been developed at "SIB" and was presented at ROOMVENT '90 in Oslo [4]. The device has fast response time and a small error due to natural convection.

Surface and room air temperatures were measured with thermocouples of type T connected to a data acquisition system.

Supply and exhaust air flow rates were measured by means of orifice plates.

Measurements.

The measuring points were not exactly at those locations presented in the document R.I.1.3 , Identical testrooms. Because of the difficulties to measure very low velocities with heated anemometers we have avoided measurements in locations where very small air movements were expected. The velocities and air temperatures at each point have been sampled during approximately 15 minutes with an interval of 3 seconds, that is to say the total number of samples amounted to around 300. Mean temperatures and mean air speed together with maximum, minimum and standard deviation values of the velocities were recorded on disc media. In testcase E1 and E2 the air speed and temperature was recorded at 560 points. In testcase E3 the number of points were reduced to 240 (3 z-planes in the middle of the room).

Results.

The following pages illustrate the recorded mean air speed for some of the planes from the three test cases.

Data from all measurements has been recorded on disk and converted to the standard format proposed in the document R.I.1.22 by Whittle and Ruddick [5]. Data is recorded on PC-DOS formatted 3.5" diskette (720kB) format. A copy of the diskette is available from the author of this document on request. Data has been sent to G.Whittle for further evaluation.

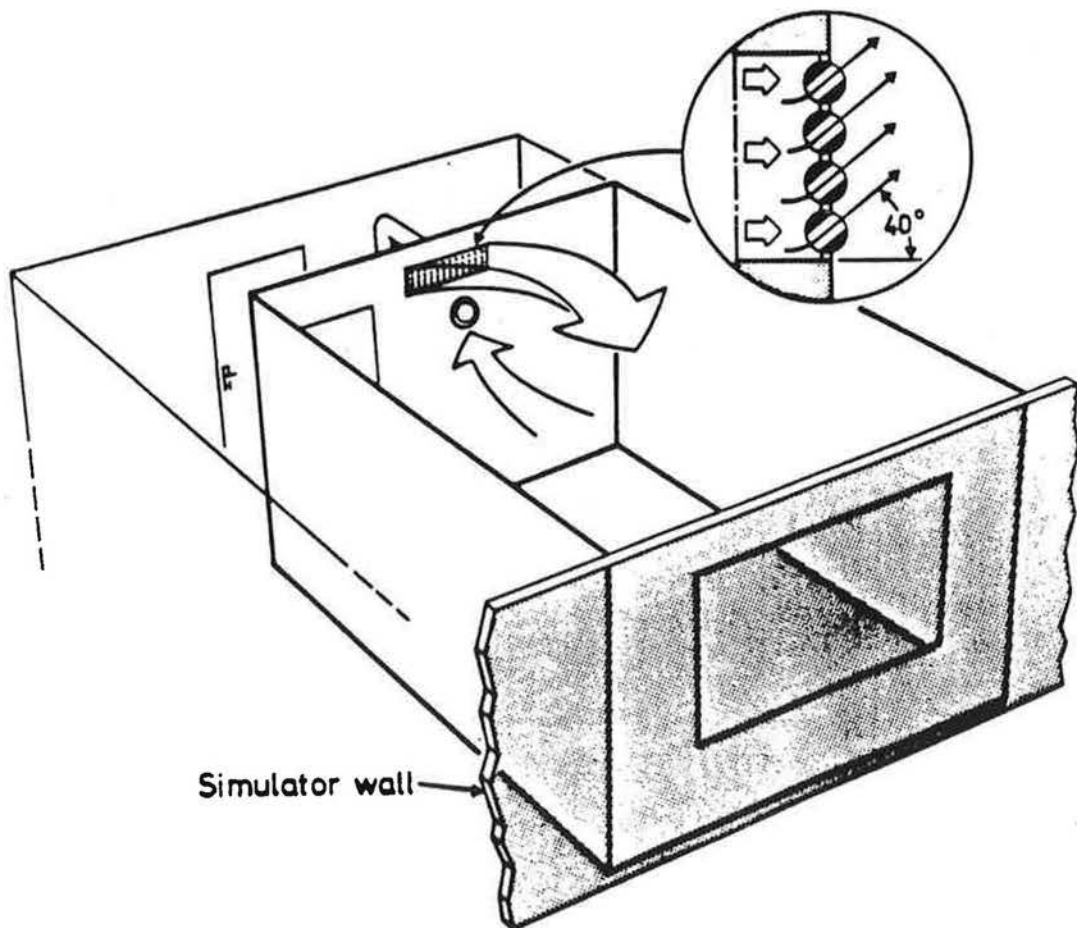
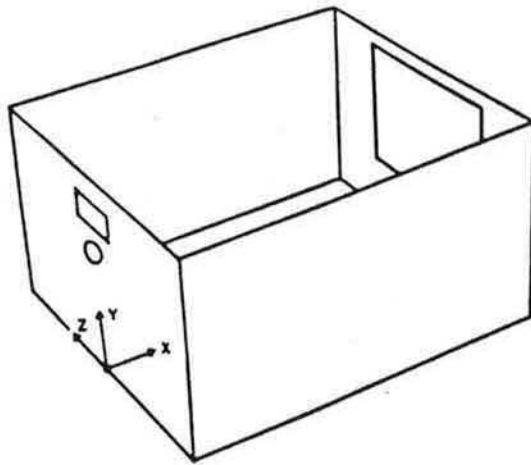


Fig 1. Test room.



Sketch of the test room.

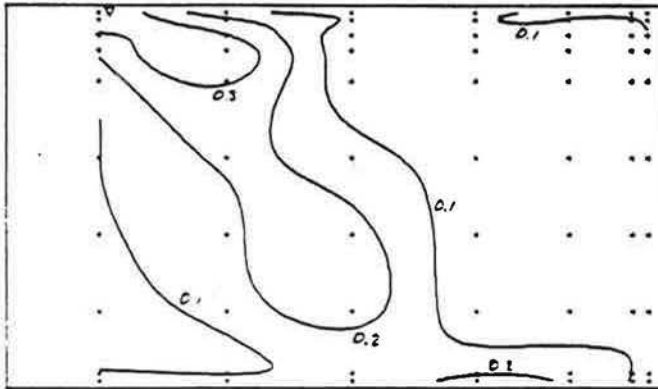
Length (x): 4.2 m

Width (z): 3.6 m

Height (y): 2.5 m

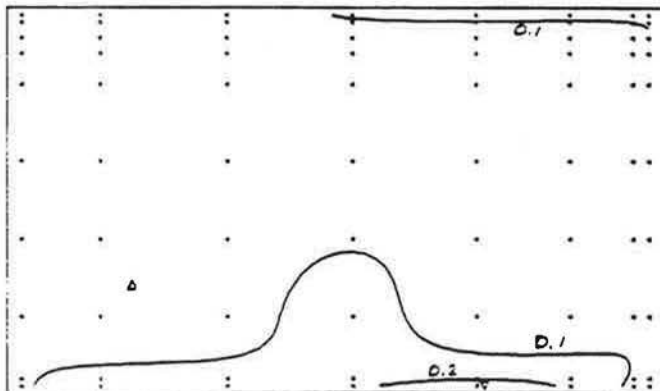
Testcase e1 :

Z= 0.000 H 0.387 E1T12S1B
 MAX -> ▽ 0.000
 MIN -> ▽ 0.000



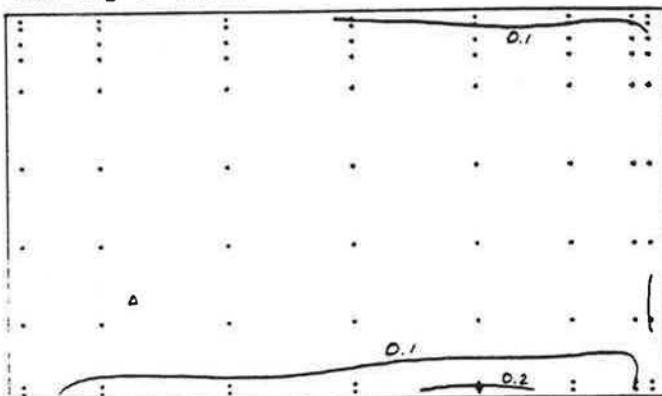
Isovels in plane z= 0.0 m

Z= -0.600 H 0.232 E1T02S1B
 MAX -> ▽ 0.006
 MIN -> ▽ 0.006

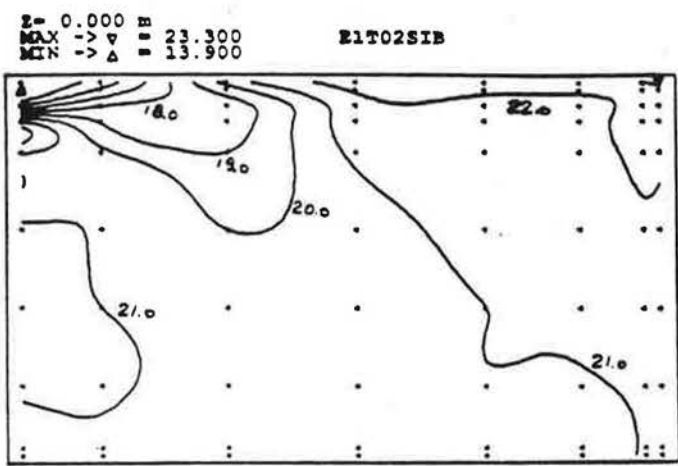


Isovels in plane z=-0.60 m

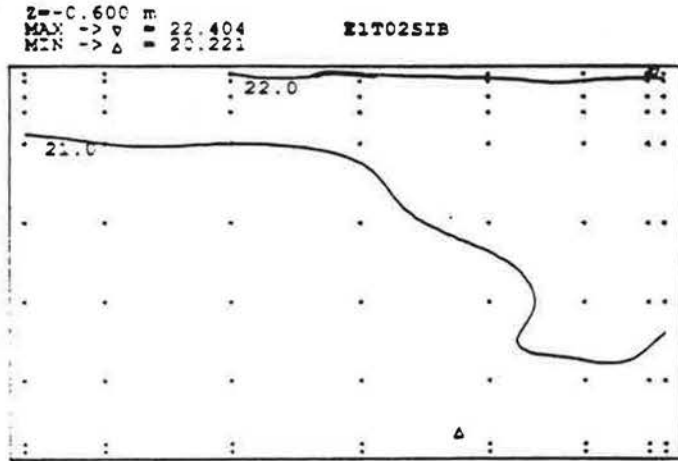
Z= 0.600 H 0.222 E1T02S1B
 MAX -> ▽ 0.006
 MIN -> ▽ 0.006



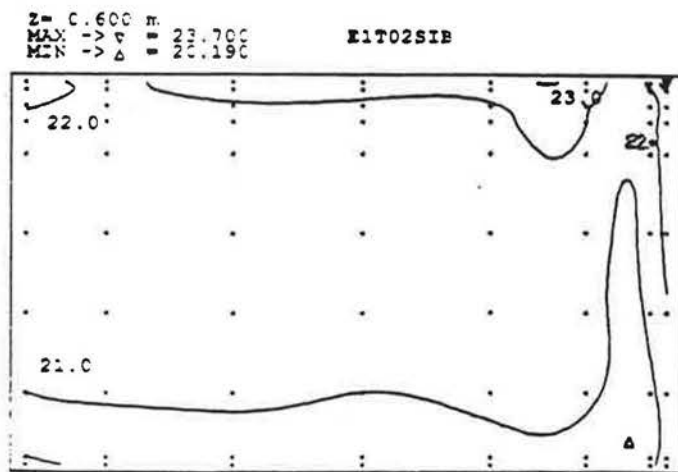
Isovels in plane z= 0.60 m



Isothermes in plane z= 0.0 m



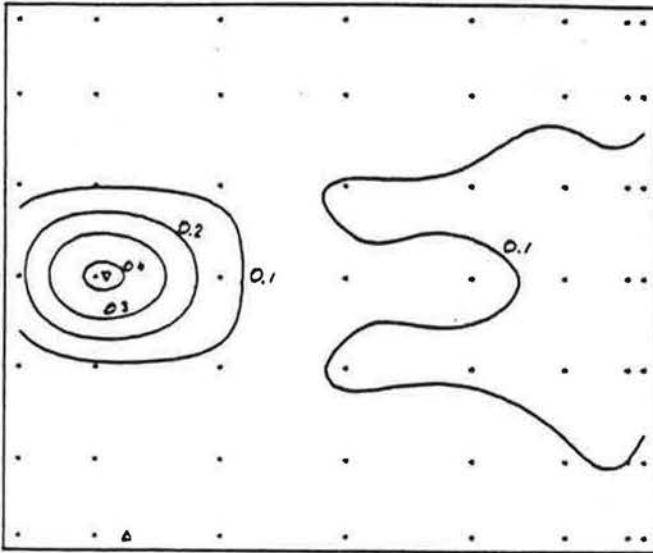
Isothermes in plane z=-0.60 m



Isothermes in plane z= 0.60 m

Y= 2.450 H
MAX -> ▽ 0.417
MIN -> △ 0.003

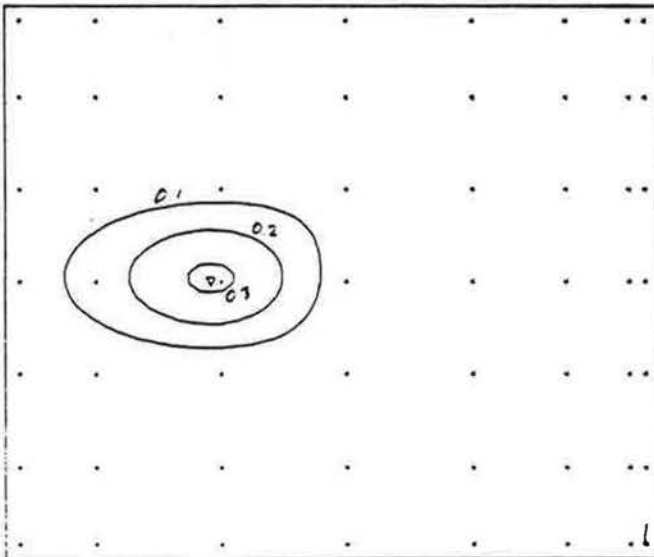
E1T02SIB



Isovels in plane y= 2.45 m

Y= 2.000 H
MAX -> ▽ 0.314
MIN -> ▽ 0.000

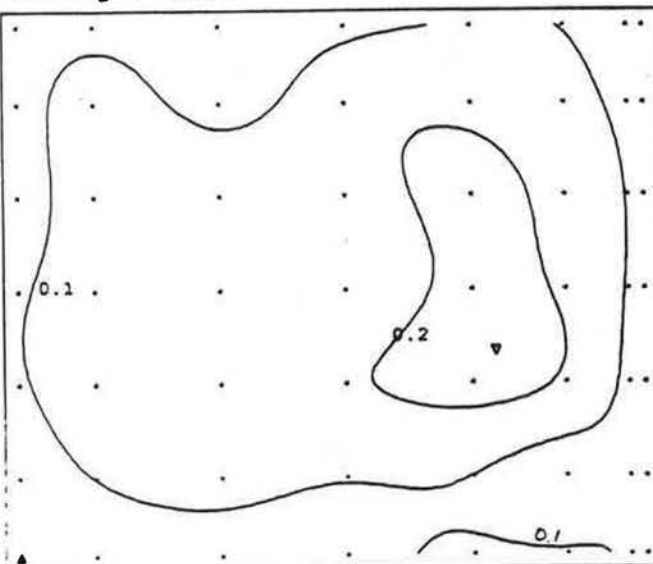
E1T02SIB



Isovels in plane y= 2.00 m

Y= 0.050 H
MAX -> ▽ 0.246
MIN -> △ 0.022

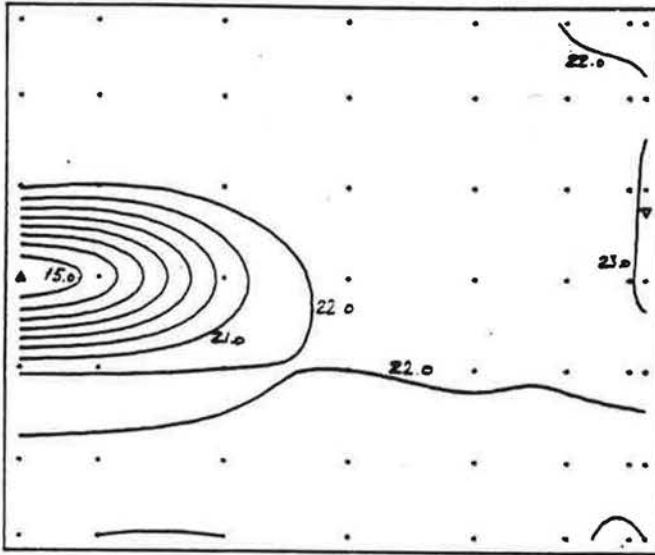
E1T02SIB



Isovels in plane y= 0.05 m

Y= 2.450 H
MAX -v v = 23.767
MIN -v v = 14.200

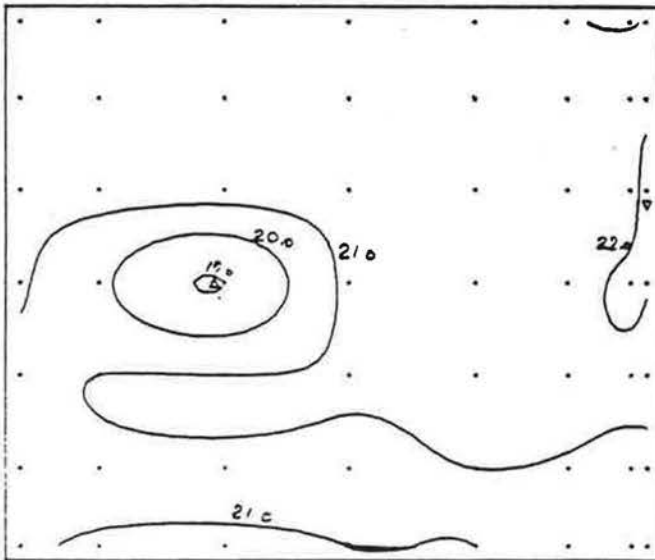
E1T02S1B



Isothermes in plane y= 2.45 m

Y= 2.000 H
MAX -v v = 22.520
MIN -v v = 18.959

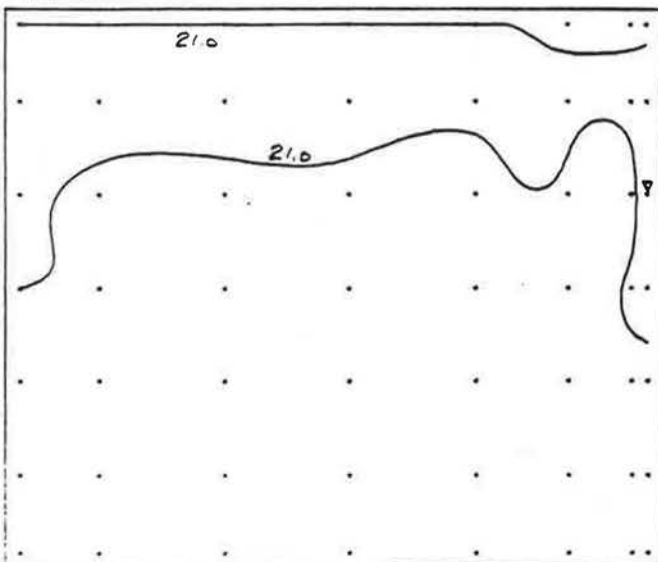
E1T02S1B



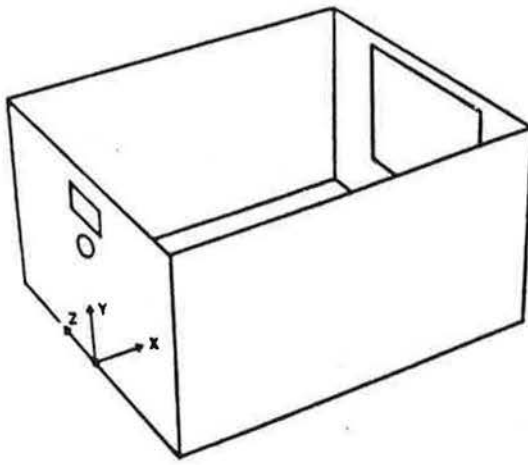
Isothermes in plane y= 2.00 m

Y= 0.050 H
MAX -v v = 21.603

E1T02S1B



Isothermes in plane y= 0.05 m



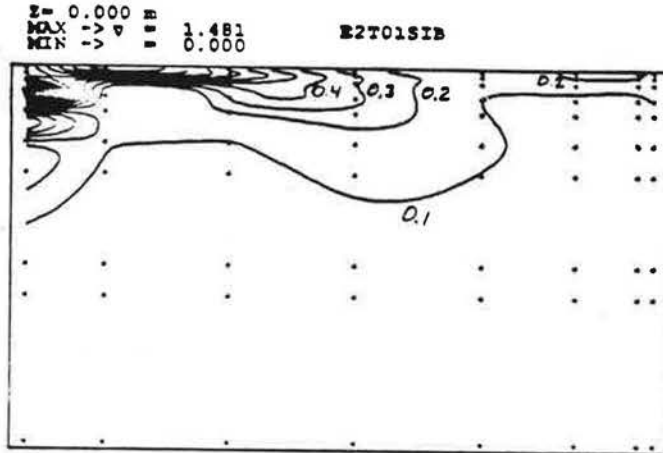
Sketch of the test room.

Length (x): 4.2 m

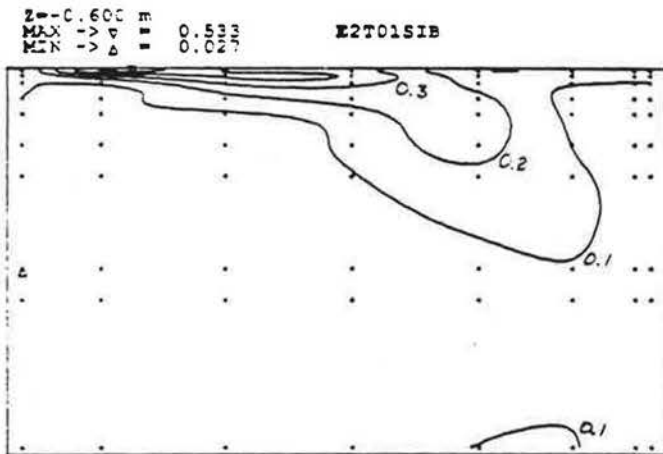
Width (z): 3.6 m

Height (y): 2.5 m

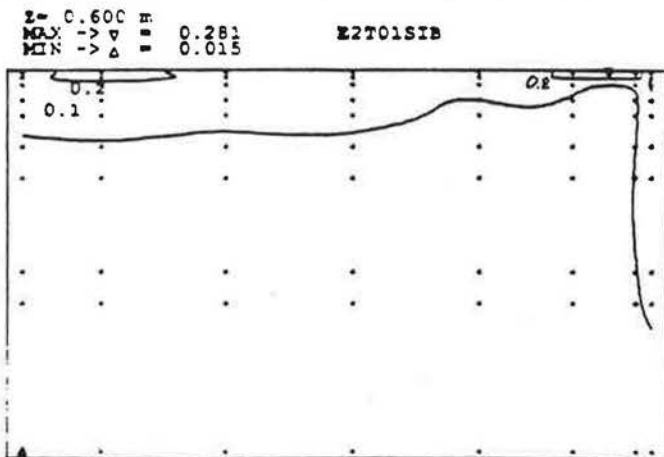
Testcase e2 :



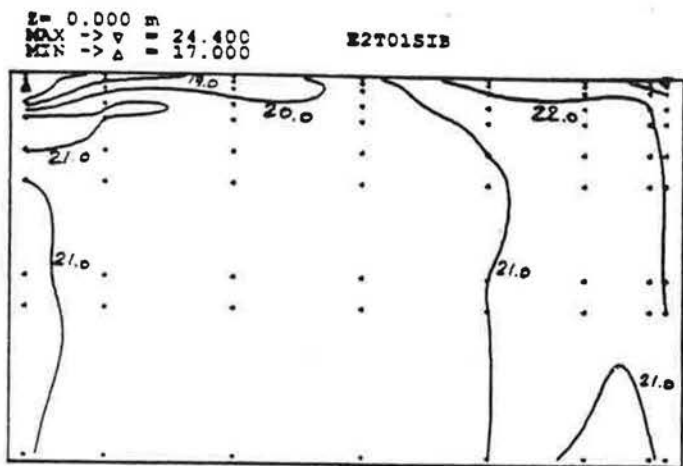
Isovels in plane z= 0.0 m



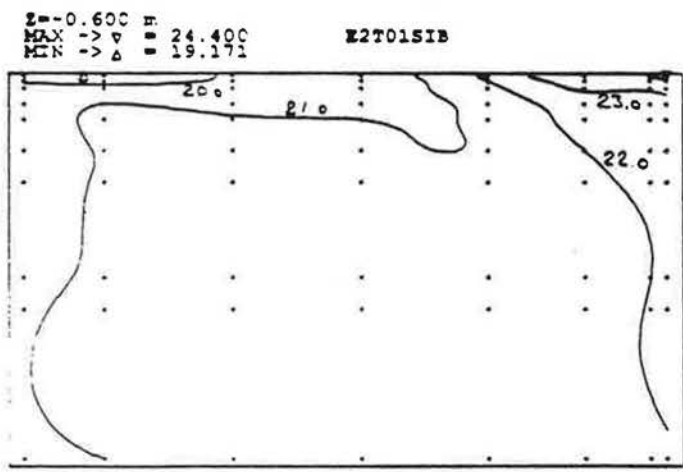
Isovels in plane z=-0.60 m



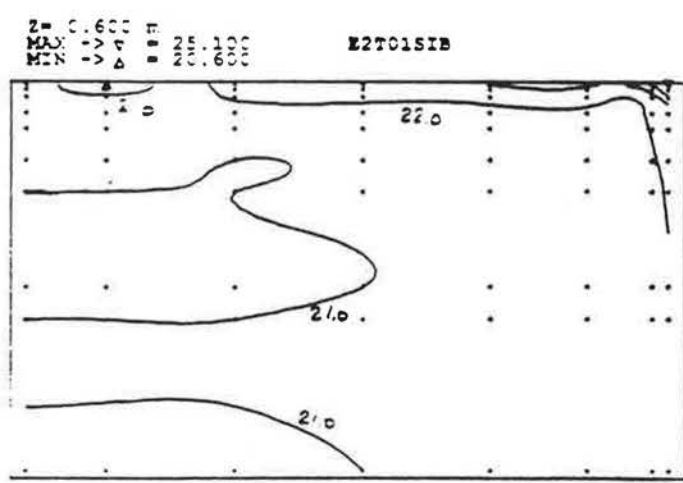
Isovels in plane z= 0.60 m



Isothermes in plane z= 0.0 m



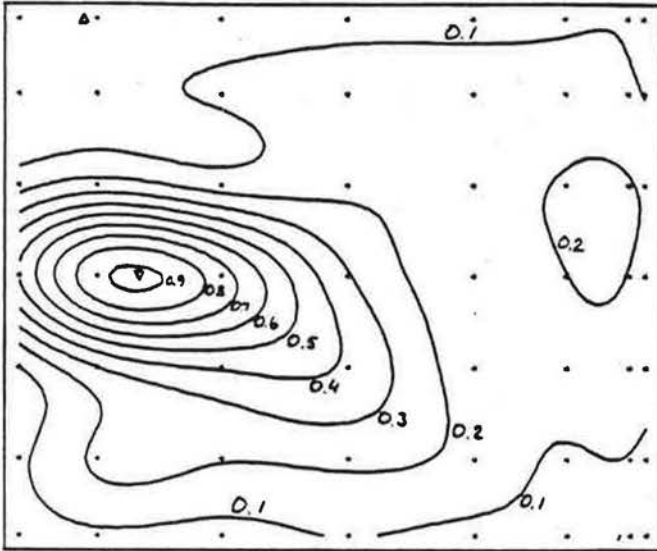
Isothermes in plane z=-0.60 m



Isothermes in plane z= 0.60 m

Y= 2.450
 MAX ->▽ 0.921
 MIN ->△ 0.016

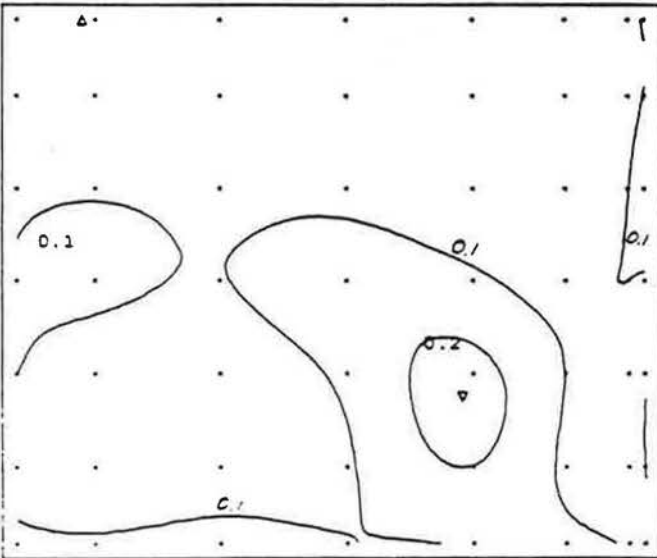
E2T01SIB



Isovels in plane y= 2.45 m

Y= 2.000
 MAX ->▽ 0.238
 MIN ->△ 0.018

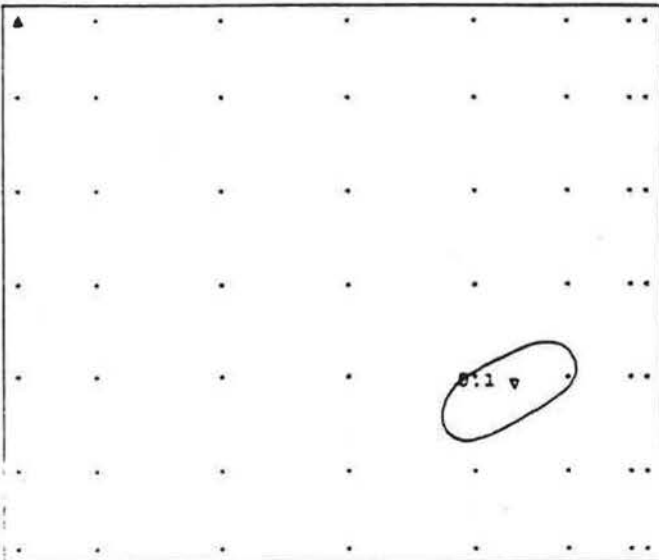
E2T01SIB



Isovels in plane y= 2.00 m

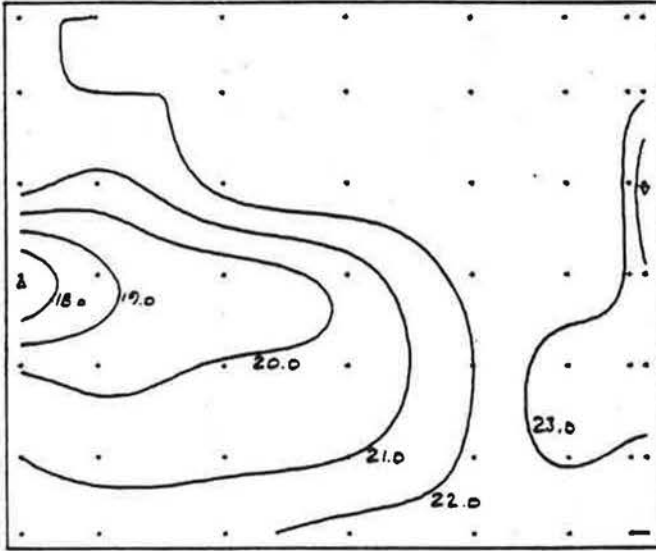
Y= 0.050
 MAX ->▽ 0.108
 MIN ->△ 0.005

E2T01SIB



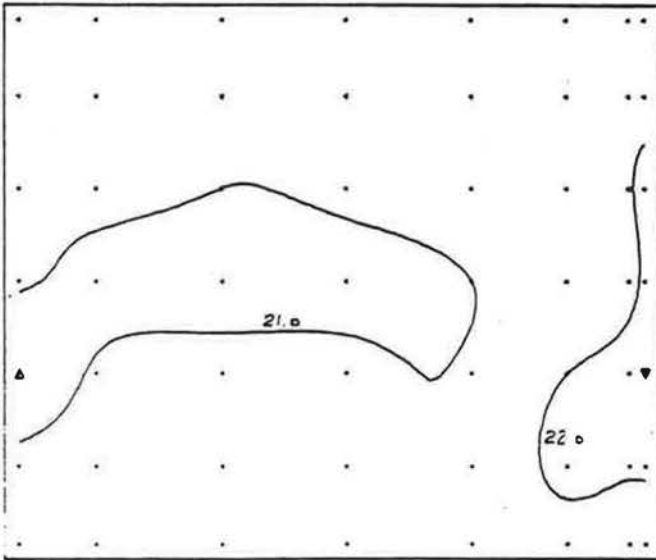
Isovels in plane y= 0.05 m

Y= 2.450 m
MAX -> ▽ = 24.827
MIN -> △ = 17.149
E2T01SIB



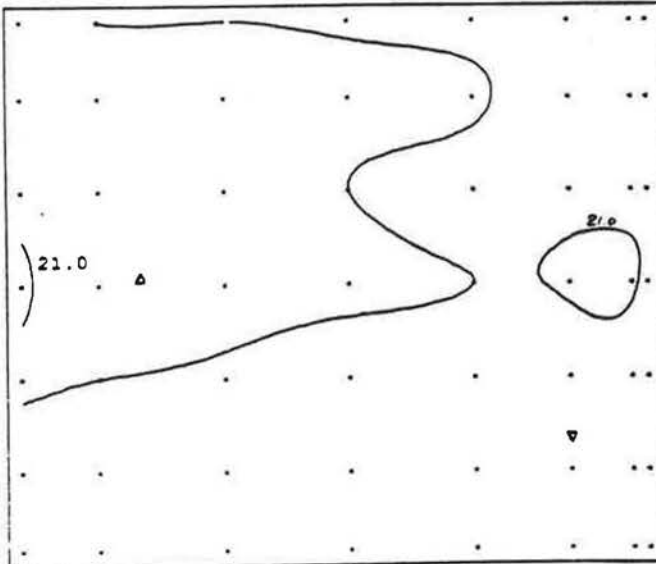
Isothermes in plane y= 2.45 m

Y= 2.000 m
MAX -> ▽ = 22.700
MIN -> △ = 20.200
E2T01SIB

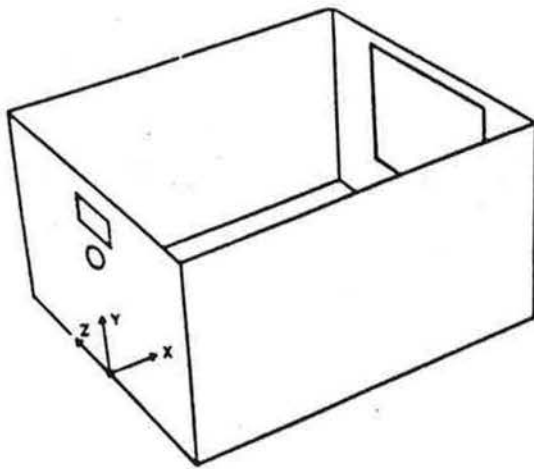


Isothermes in plane y= 2.00 m

Y= 0.050 m
MAX -> ▽ = 21.945
MIN -> △ = 20.423
E2T01SIB



Isothermes in plane y= 0.05 m



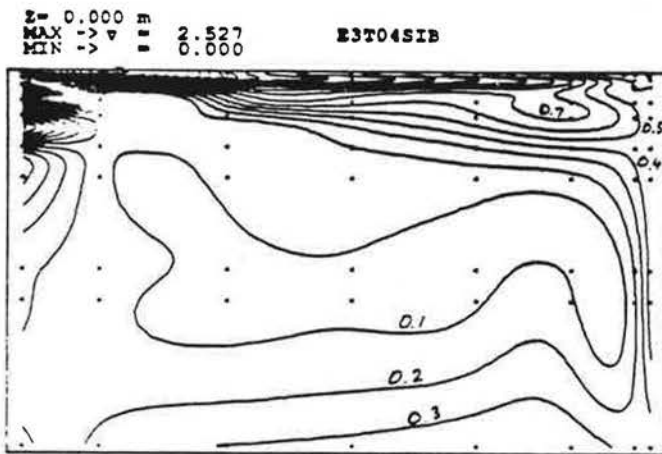
Sketch of the test room.

Length (x): 4.2 m

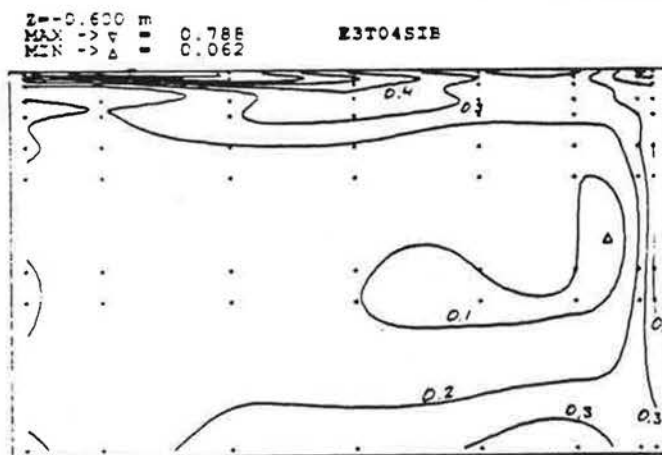
Width (z): 3.6 m

Height (y): 2.5 m

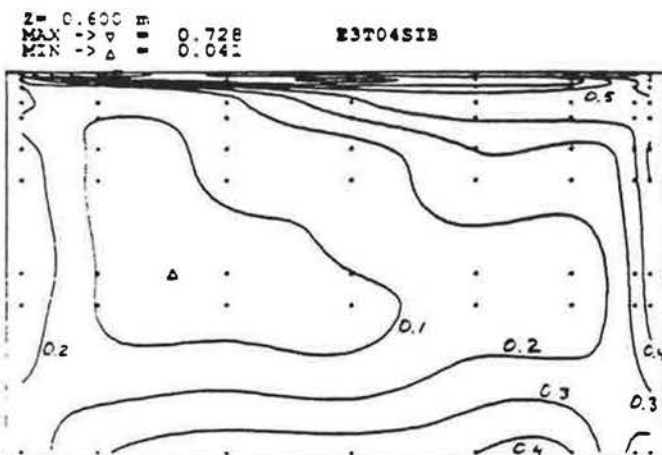
Testcase e3 :



Isovels in plane z= 0.0 m



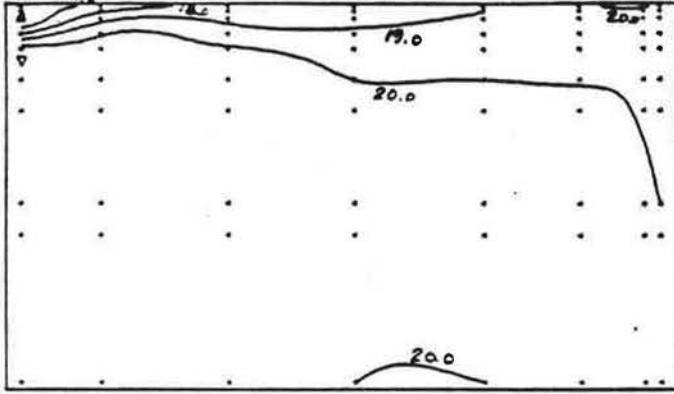
Isovels in plane z=-0.60 m



Isovels in plane z= 0.60 m

Z= 0.000
 MAX -> 20.784
 MIN -> 15.868

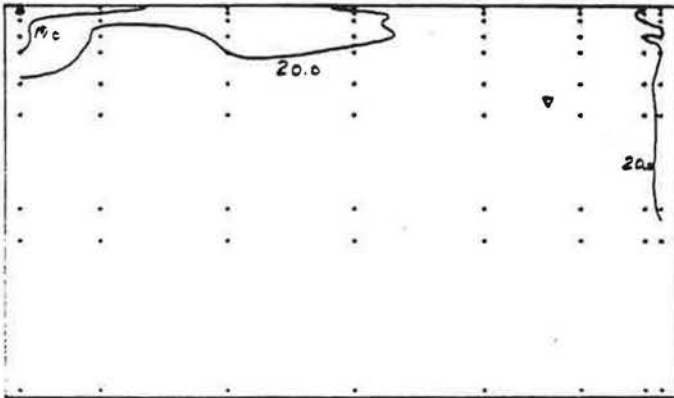
E3T04SIB



Isothermes in plane z= 0.0 m

Z=-0.600
 MAX -> 20.726
 MIN -> 18.500

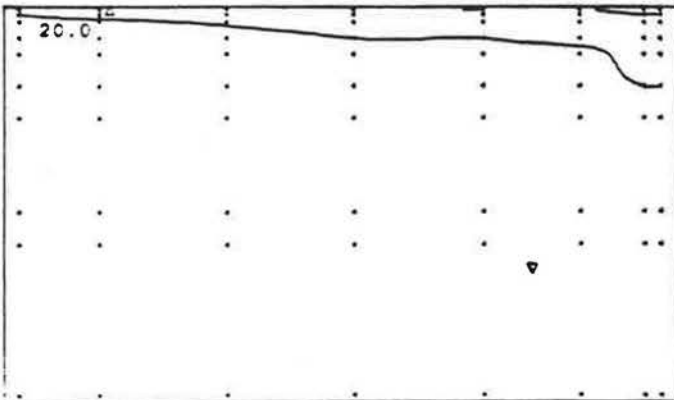
E3T04SIB



Isothermes in plane z=-0.60 m

Z= 0.600
 MAX -> 21.000
 MIN -> 19.300

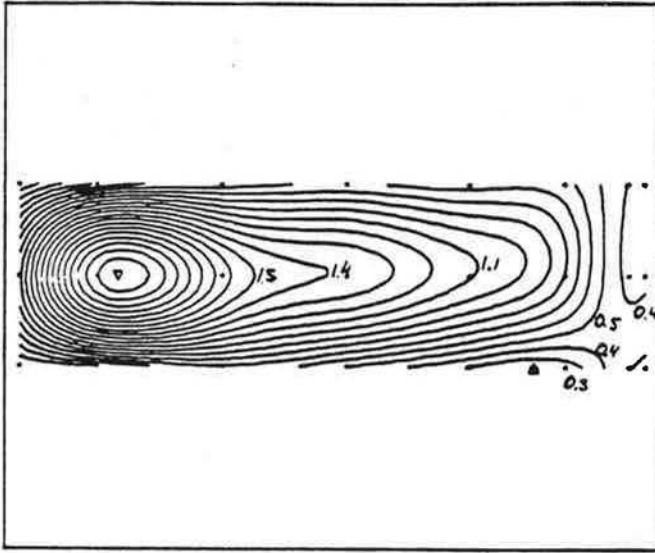
E3T04SIB



Isothermes in plane z= 0.60 m

Y= 2.450 H H
 MAX -> Δ 2.281
 MIN -> Δ 0.199

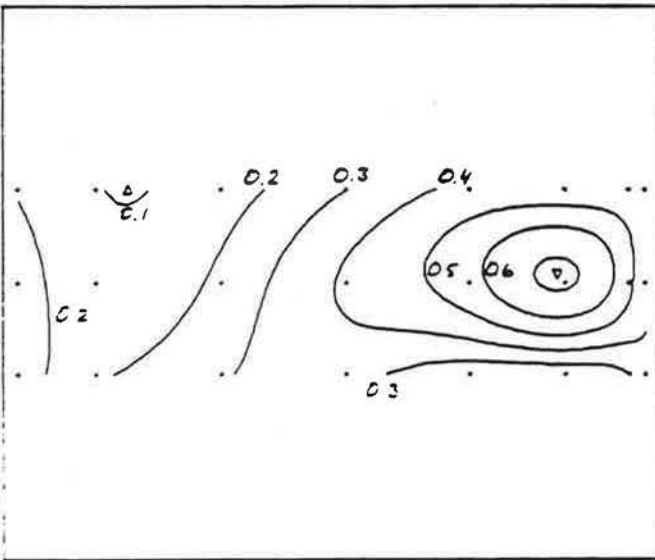
E3T04S1B



Isovels in plane y= 2.45 m

Y= 2.200 H H
 MAX -> Δ 0.717
 MIN -> Δ 0.096

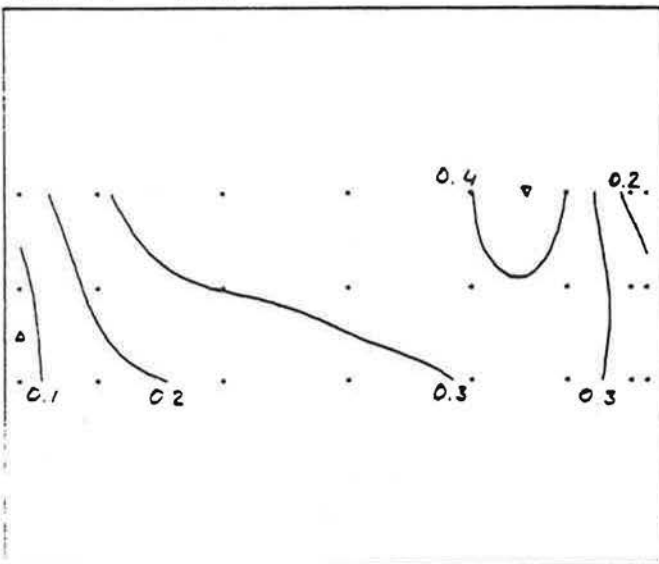
E3T04S1B



Isovels in plane y= 2.20 m

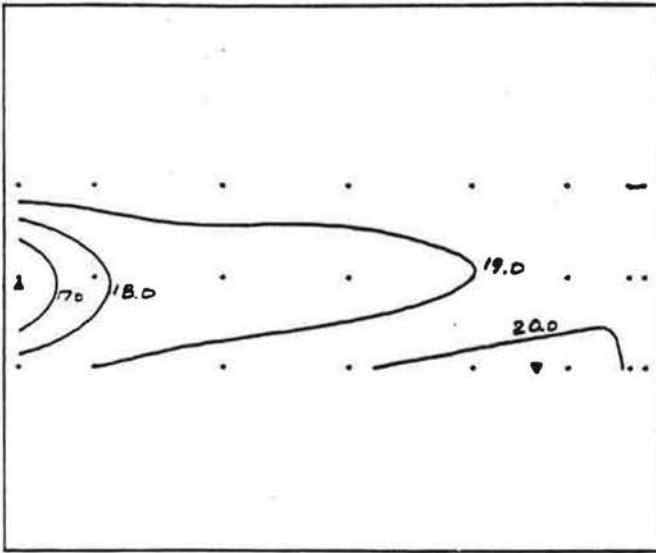
Y= 0.050 H H
 MAX -> Δ 0.444
 MIN -> Δ 0.066

E3T04S1B



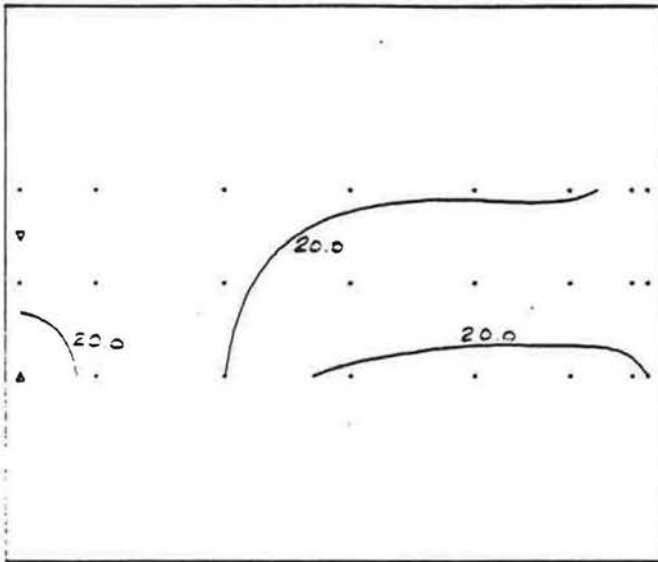
Isovels in plane y= 0.05 m

Y= 2.450 H 20.572 E3T04SIB
 MAX -▽▽ 15.975
 MIN -▽△



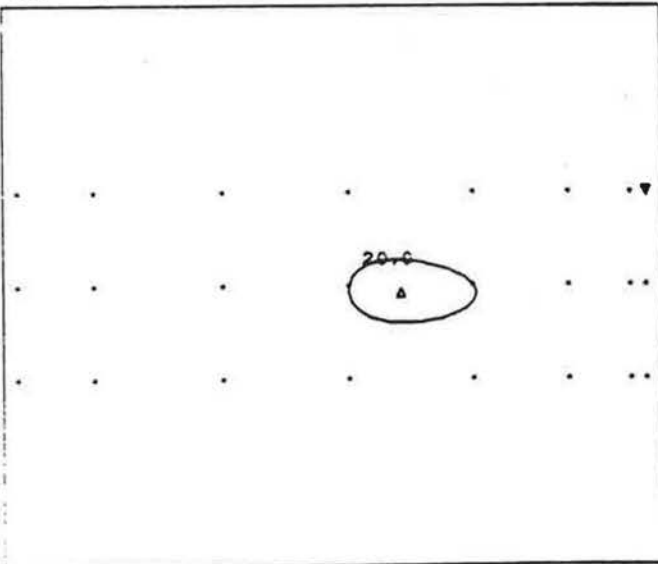
Isothermes in plane y= 2.45 m

Y= 2.200 H 20.462 E3T04SIB
 MAX -▽▽ 19.000
 MIN -▽△



Isothermes in plane y= 2.20 m

Y= 0.050 H 20.900 E3T04SIB
 MAX -▽▽ 19.934
 MIN -▽△



Isothermes in plane y= 0.05 m

References.

1. Lemaire A.D. 1989. Testrooms, Identical testrooms, Research Item 1.3, IEA Annex 20 Report.
2. Nielsen P.V. 1988. Selection of Air Terminal Device, Research Item 1.2, IEA Annex 20 Report.
3. Heikkinen Jorma 1989. Specification of Testcase E (Mixed convectionn, Summer cooling), Research Item 1.14, IEA Annex 20 Report.
4. Lundström, Blomqvist, Jonsson, Pettersson 1990. A microprocessor-based anemometer for low air velocities. ROOMVENT'90.
5. Ruddick K., Whittle G.E. 1989. A proposed specification for a common data format, Research Item 1.22, IEA Annex 20.

Acknowledgment.

Help with measurements by Anders Mellin of SIB is gratefully acknowledged.

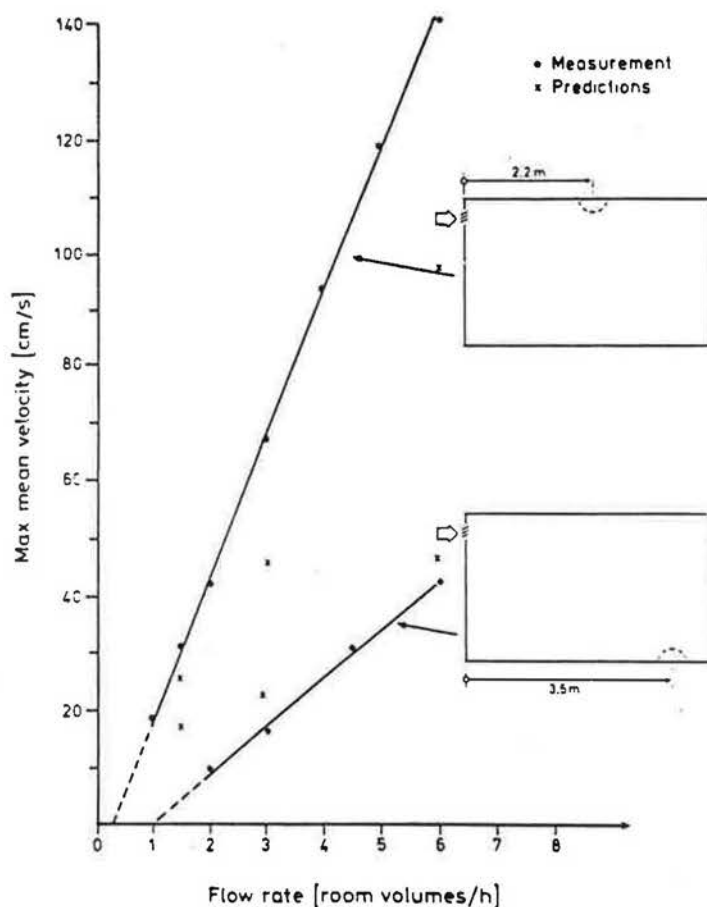
The investigation was financially supported by the National Swedish Board of Public Buildings and the Swedish Council for Building Research.

Jämförelse mellan mätningar och beräkningar

Henry Larsson & Mats Sandberg

Isotermiska fallet (IEA-beteckning B)

Båda mätningarna och simuleringarna ger symmetriska strömningsbilder. Fig 1 visar en jämförelse mellan uppmätt och beräknad hastighet vid olika luftflöden.

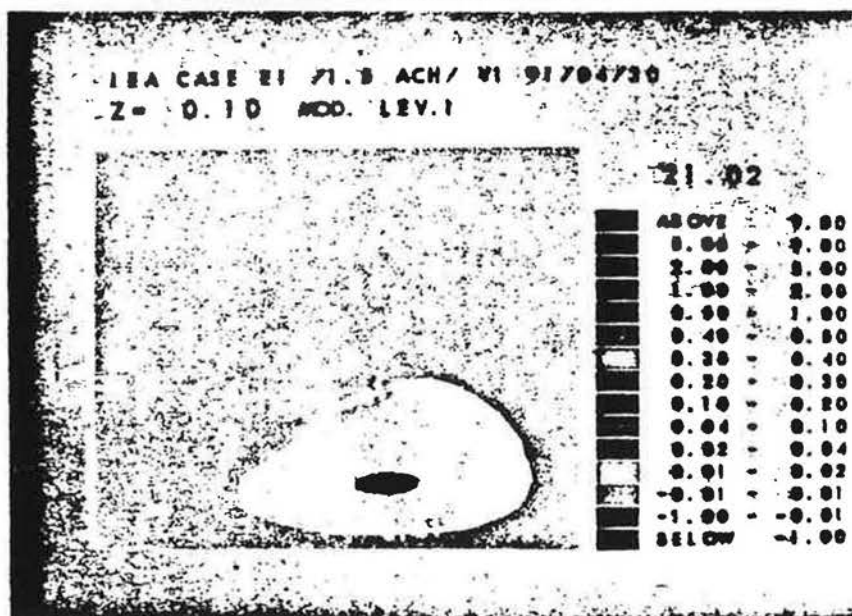
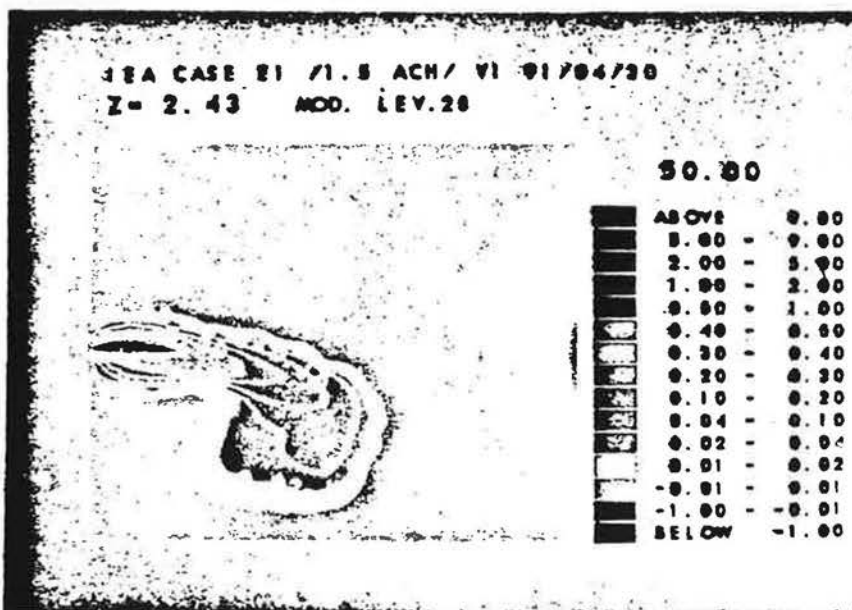
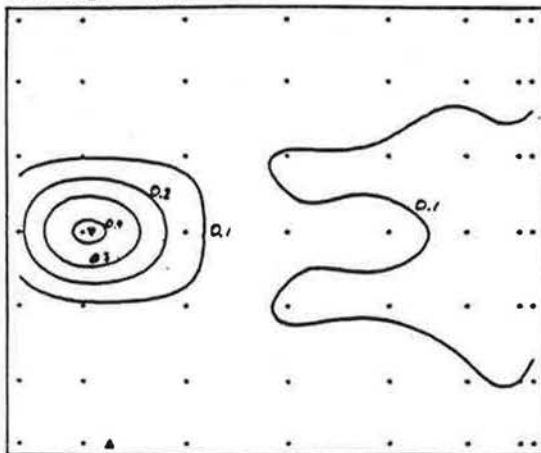


Figur 1 Isotermisk inblåsning. Jämförelse mellan uppmätt () och beräknad hastighet (x)

Under taket ger simuleringarna upphov till en bredare jetstråle än vad som erhålls vid uppmätning. Detta kan förklaras av att upplösningen i beräkningarna (gridnätet är för grovmaskigt) för att korrekt beskriva den tunna luftströmmen som alstras av donet. Detta kan vara orsaken till att under taket simuleringarna ger lägre hastigheter än uppmätningarna.

I både mätningarna och simuleringarna släpper jetstrålen taket på samma avstånd från donet. Simuleringarna ger osymmetriska strömningar, dvs jetstrålen går åt sidan när den möter den varma konvektionströmmen från det varma fönstret, se Fig 3. Mätningarna däremot ger en symmetrisk strömningsbild. Den varma luftströmmen från radiatorn går på båda sidorna om den kalla jetstrålen. Fig 3 visar resultat sett i ett horisontalplan sett ovanifrån.

Y= 2.450 m
 MAX -> V = 0.437
 MIN -> A = 0.003
 R1702512



Figur 3 Kylfall (IEA-beteckning E1) 1.5 rumsvolymer (Horisontalplan)
 - Övre bilden. Uppmätning av hastigheter 2.45 m över golv
 - Mellersta bilden. "Rökvisualisering" av simulering 2.43 m över golv
 - Undre bilden. "Rökvisualisering" av simulering 0.10 m över golv

Situationen med kalluftsnedslag är troligtvis mycket instabil. Skillnaden mellan mätningarna och simuleringarna kan bero på skillnaden i randvillkor. En ytterligare skillnad är att mätningarna representerar tidsmedelvärdet över en viss tid emedan simuleringarna ger ett så kallat ensemblemedelvärde¹.

Vid luftflödet 3.0 rumsvolymer (IEA-beteckning E2) får man inget nedslag i vistelsezonen. Samma resultat fås vid både simuleringarna och mätningarna (se sid 8 i [4]). På ett avstånd av ca 2/3 av rummets längd böjs jetstrålen nedåt.

Vid det högsta luftflödet, 6 rumsvolymer per timme (IEA-beteckning E3), når luftströmmen från donet fram till fönsterväggen. Detta gäller för både beräkningar och mätningar.

Resultat från övriga IEA-simuleringar

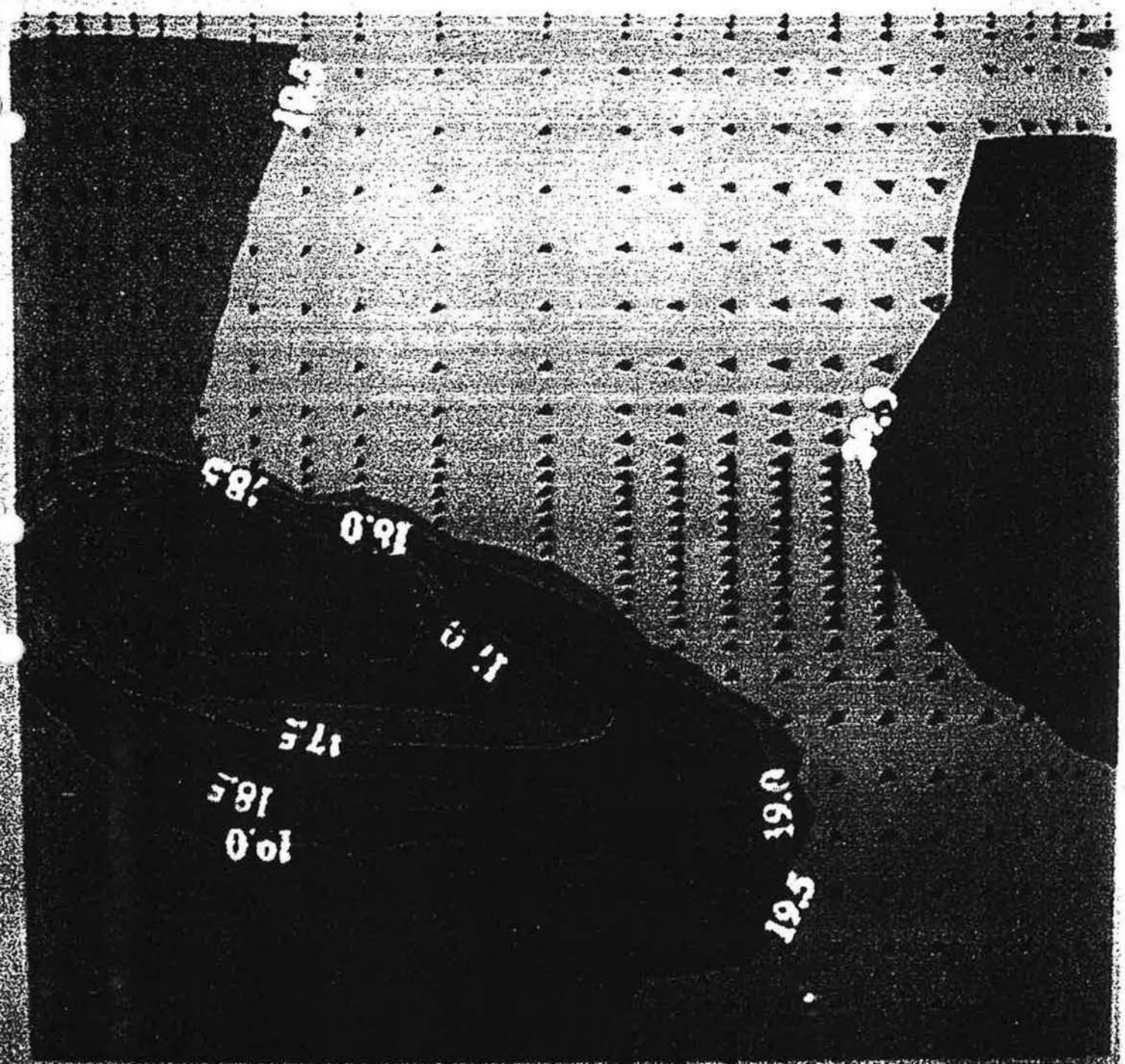
Jämförelse mellan simuleringsresultat visar en stor spridning. Detta visar att erfarenhet av simuleringsarbete, val av gridnät och randvillkor är avgörande för resultatet. Simulering är fortfarande en "konst".

1. Ensemblemedelvärdet fås genom att ta medelvärdet av ett antal upprepade försök.

Total kartläggning av luft rörelser i ett kontorsrum

ANKOM
1992 -01- 07
Besv.....

Arbetsrapport 1990-09-20



Beräkningstjänst HLAB
Ståltrådevägen 13
161 31 BROMMA
Tfn 26 88 00

ARBETSRAPPORT

1991-06-11

Bilagor
108 bilder
1 figur
1 tabell

Simulering av "bakkantsinblåsning".

Projekt:

'Total kartläggning av luftrörelser i ett kontorsrum' nr:996501904

Sammanfattning.

Tre fall av en isoterm situation samt tre fall av en sommarsituation alla med tilluftsdon av typ HESCO diffusor har simulerats. Resultatet visar en symmertisk lösning i de isoterma fallen men en klar asymmetri i sommarfallen med en varm fönsteryta och undertempererad tilluft.

Förutsättningar. Modellen har anpassats till förutsättningarna för testfall B i IEA:s specifikation för det isoterma fallet samt för fall E 'sommarsituationen' (tabell 1).

Modellen simulerar ett kontorsrum med längden 4.2m bredden 3.6m och höjden 2.5m. En kortvägg upptas av ett fönster med bredden 2m och höjden 1.6m. På motstående kortvägg finns ett tilluftsdon med höjden 0.14m och bredden 0.7m och under denna ett frånluftsdon med måtten 0.2*0.3 som höjd*bredd. Tilluftsdonet som är av typ HESCO består av 4 rader små runda jetinblåsningar med 21 jetar i varje rad. Varje jet som har en diameter av ca 1cm är infästad i donet genom en kulled. Denna led medför att varje jet kan riktas individuellt. I samtliga sex fallen har jetarna antagits vara riktade 40 grader från horisontalplanet mot taket samt 0 grader i förhållande till vertikallplanet genom varje jet. Samtliga rumsytor antages ha en temperatur av 20°C utom fönsterytan för fall E1-E3 där temperaturen framgår av tabell 1. I de isoterma fallen B1-B3 har naturligtvis inblåsningssluffen samma temperatur som rumsytorna 20°C.

Simuleringsmodell. En numerisk modell har framtagits med hjälp av specifikationer i Heikkinen (1) forced convection isothermal flow samt Heikkinen (2) forced convection summer cooling. Modellen löser det matematiska ekvationssystemet för luftrörelser och lufttemperaturer i tre dimensioner. De ingående ekvationerna är; Navier-Stokes ekvationer för momentum, termodynamiska ekvationen, kontinuitetsekvationen för massa samt två ekvationer för de turbulenta hastighetsfluktuationerna. Dessa turbulenta storheter k och ϵ har kopplats till det ursprungliga ekvationssystemet genom ett antagande om turbulent diffusion vars värde i rummet beräknas från k och ϵ . Rumsytornas inverkan genom friktion har införts via de s.k. vägglagarna. Denna s.k. k - ϵ -modell förutsätter fullt utvecklad turbulens vilket är tveksamt i vissa delar av rummet vid den lägsta luftföringen dvs fall B1 och E1 (tabell 1).

Vid små temperaturdifferanser som i dessa fall införes ofta Boussinesq approximationen vid lösandet av praktiska strömningsproblem för att

elvärd stabil lösning.

Asymmetrin kan förenklat förklaras med att den kallare luftströmmen från tilluftsdonet 'skyr' den varmare strömmen vid fönstret. Resultatet tolkas som två motverkande krafter med ett instabilt jämviktsläge i den symmetriska lösningen och två stabila lösningar, en åt vardera långväggen, i de asymmetriska fallen.

Klimatbilder. Bilder med plansnitt och vertikalsnitt visar klimatet i rummet i form av isotermer och en färgskala för lufttemperaturen. Färgskalan finns förklarad på bilden. Vidare ingår lufthastigheten i form av pilar med riktningen på luften och pilens längd representerande hastigheten. I texten ingår en koordinatbeteckning x, y, z samt ett värde för den koordinatriktning som ej finns medtagen på bilden. Så betecknar t. ex. $z=0.03$ ett plansnitt i ovan golv. I texten framgår vidare ett enhetsmått på hastigheten genom den pil som finns avbildad. Fall E1-E3 har även bilder som visar den absoluta hastigheten som en skalär variabel i form av isoveler och en färgskala som finns förklarad på varje bild.

Plansnitten har valts vid golvnivå ($z=0.03\text{m}$), vid taknivå ($z=2.46\text{m}$) samt i ovankant av tilluftsdonet ($z=2.28\text{m}$).

Vertikalsnitten, 9 st har fördelats så att det första visar situationen vid främre långväggen ($y=0.01\text{m}$) sedan följer bilder vid $y=0.4\text{m}$, $y=1.2\text{m}$ och $y=1.6\text{m}$. Vid $y=1.8\text{m}$ visar bilden vertikalsnittet genom rummets mitt. De fyra återstående snitten har valts symmetriskt m.a.p. mitten på rummet dvs $y=2.0\text{m}$, 2.4m , 3.2m och 3.59m .

Fig 1 visar läget av såväl plansnitten 1a som vertikalsnitten 1b vilka ingår i bildmaterialet för varje fall.

BERÄKNINGSTJANST HLAE

Henry Larsson
Henry Larsson

Fig. 1a

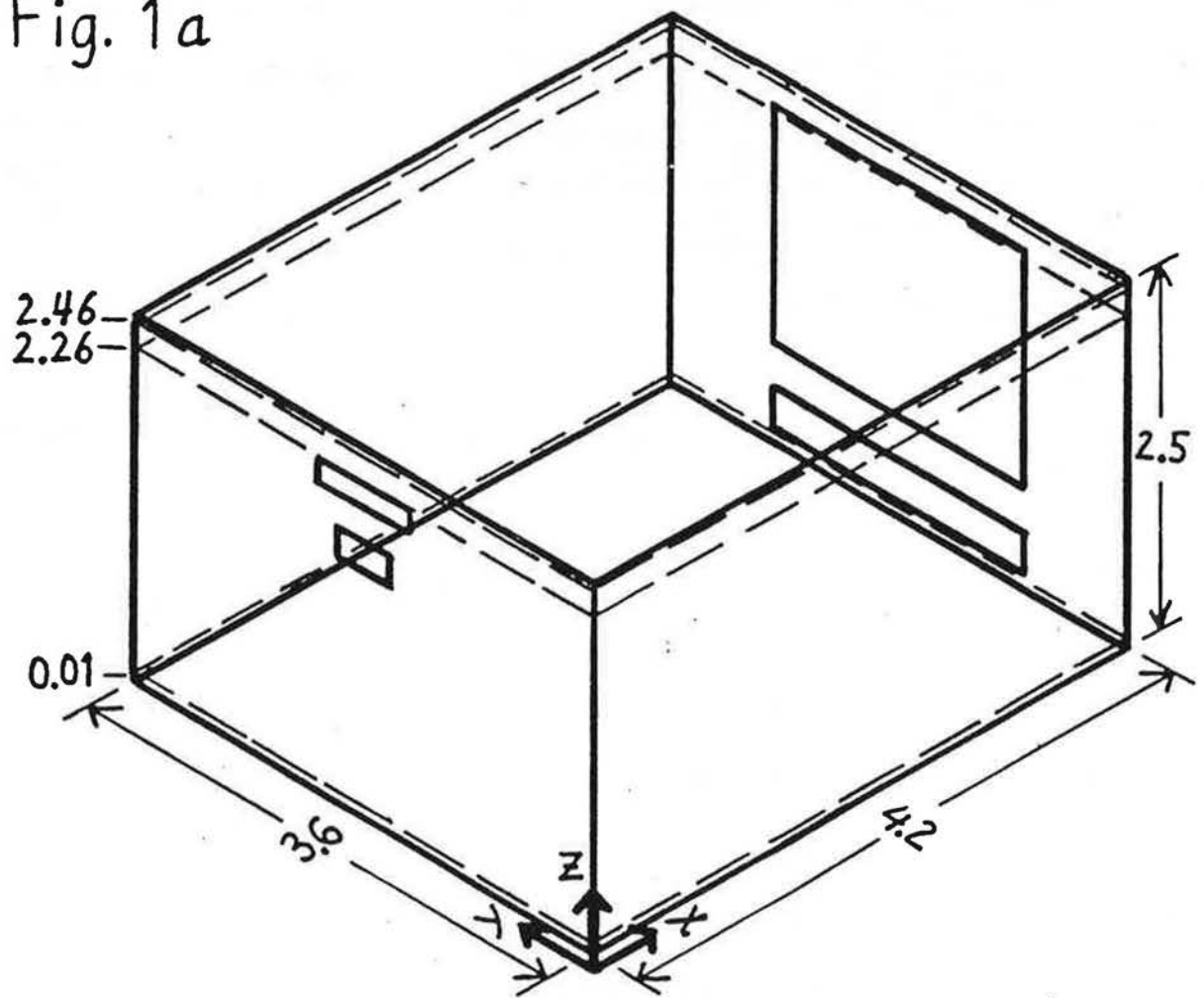


Fig. 1b

